

VŠB – Technická Univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra mechaniky



Tvarová optimalizace náboje kola nákladního  
automobilu

Shape optimization of Truck Wheel Hub

Student:

Bc. Petr Gál

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Ondřej František. Ph.D

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra mechaniky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Gál**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika  
Téma: **Tvarová optimalizace náboje kola nákladního automobilu**  
**Shape Optimization of Truck Wheel Hub**

Zásady pro vypracování:

1. Rozbor problému a metody řešení
2. Metody optimalizace použité pro návrh nového tvaru náboje
3. Statická analýza stávajícího návrhu
4. Vytvoření parametrického modelu a návrh nového tvaru
5. Vyhodnocení výsledků

Seznam doporučené odborné literatury:

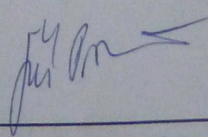
- [1] COOK, D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st printing. United States of America: John Wiley & sons, Inc., 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3
- [2] KOLÁŘ, V; NĚMEC, I; KANICKÝ, V. *FEM - Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9
- [3] ANSYS, Inc. *ANSYS Release 12.0 Documentation*. 2009. Dostupné v elektronické podobě jako součást softwaru ANSYS 12.0.
- [4] ANSYS, Inc. *Design Exploration* [online]. Canonsburg : SAS, 2009 [cit. 2011-11-18]. Dostupné z WWW: <[http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/121/wb\\_dx.pdf](http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/121/wb_dx.pdf)>.
- [5] NOCEDAL, J.; WRIGHT, S. J. *Numerical Optimization*. New York : Springer, 2000. 636 s. ISBN 0-387-98793-2.
- [6] ŽMINDÁK, M, et al. *Optimalizácia mechanických sústav*. Žilina : EDIS ŽU, 200. 261 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

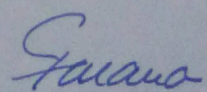
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Ondřej František**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

  
doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.  
vedoucí katedry

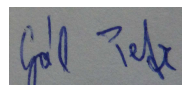


  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě: 21. 5. 2012

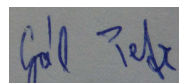


.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užití dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užití své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požádat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21. 5. 2012



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Petr Gál

Zahradní 2221, 688 01 Uherský Brod

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Gál, P. *Tvarová optimalizace náboje kola nákladního automobilu: diplomová práce.* Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2012, 75s. Vedoucí práce: František, O.

Diplomová práce se zabývá tvarovou optimalizací náboje zadního kola. V první části je proveden popis zařízení, který slouží k sestavení výpočtového modelu. Na sestaveném výpočtovém modelu byla provedena statická analýza, která posloužila pro zjištění míst s největším namáháním. V další části byla provedena Tvarová optimalizace náboje (Shape optimization) a cílově řízená optimalizace (Goal driven optimization). V cílově řízené optimalizaci bylo cílem dosáhnout lepšího rozložení napětí po náboji tak, aby nedocházelo k překročení meze kluzu, a snížení hmotnosti náboje, čímž dojde ke snížení výrobních nákladů.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

Gál, P. *Shape Optimization of Truck Wheel Hub: Thesis.* Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical engineering, Department of Mechanics, 2012, 75. Thesis head: František, O.

This Master thesis is focused on shape optimization of the rear wheel hub. The first part deals with description of the device, which is used to build the computational model. Static analysis was performed on the model. This defined critical places. In the next part was made Shape optimization of the hub (Shape optimization), and target-guided optimization (Goal Driven Optimization). Goal-driven optimization provided out the parametrical model to three shape candidates. The candidates with the lowest stress was selected.

# OBSAH:

Seznam použitého značení.....	8
<b>1 Úvod .....</b>	<b>10</b>
<b>2 Optimalizační modul v softwaru Ansys.....</b>	<b>14</b>
2.1 Formulace optimalizace pevnostní analýzy .....	14
2.2 Citlivostní analýza .....	15
2.3 Výběr ladících parametrů a jejich omezení .....	16
2.4 Optimalizace v softwaru Ansys .....	16
2.4.1 Tvarová optimalizace (Shape optimization).....	17
2.4.2 Cílově řízená optimalizace (Goal driven optimization).....	18
<b>3 Tvorba výpočetního modelu .....</b>	<b>25</b>
3.1 Geometrický model.....	25
3.1.1 Geometrický model náboje.....	26
3.1.2 Geometrický model nosné osy a kuželíkových ložisek .....	27
3.1.3 Geometrický model talířových disků.....	27
3.1.4 Geometrický model brzdového bubnu.....	28
3.1.5 Geometrický model šroubového spoje .....	28
3.2 Diskretizace modelu .....	29
3.2.1 Diskretizace Náboje.....	29
3.2.2 Diskretizace nosné osy a Ložisek .....	30
3.2.3 Diskretizace Bubnu a Talířových disků.....	31
3.2.4 Diskretizace šroubového spojení .....	32
3.2.5 Shrnutí diskretizace.....	33
3.3 Silové účinky působící na zadní nápravu .....	34
3.3.1 Aplikace silových účinků na výpočtový model.....	34
3.3.2 Šroubový spoj .....	37
Přehled hodnot zatěžujících účinků .....	40
3.4 Okrajové podmínky .....	40
3.5 Kontakty.....	42
3.5.1 Svarový spoj .....	42
3.5.2 Třecí kontakt .....	42
3.6 Materiálové vlastnosti.....	43
3.6.1 Materiál náboje .....	44
3.6.2 Materiál bubnu .....	44
3.6.3 Materiál ostatních částí .....	45
3.7 Nastavení výpočtu.....	45
<b>4 Statická analýza náboje.....</b>	<b>47</b>
4.1 Vliv tlaku v pneumatikách.....	47
4.2 Vliv tuhosti talířových disků a brzdového bubnu.....	48
4.3 Výsledky statické analýzy .....	50
4.3.1 Vyhodnocení posunutí sestavy .....	50
4.3.2 Vyhodnocení posunutí náboje .....	52
4.3.3 Vyhodnocení napětí soustavy .....	54
4.3.4 Vyhodnocení napětí náboje po předepnutí šroubových spojů.....	56
4.3.5 Vyhodnocení napětí náboje po aplikaci všech silových účinků .....	57
4.4 Vyhodnocení kontaktních spojů .....	59
4.4.1 Spojovací kontakt mezi hlavami šroubů a nábojem .....	59
4.4.2 Spojovací kontakt mezi šroubovým spojem a vnějším diskem .....	61
4.4.3 Třecí kontakt mezi brzdovým bubnem a nábojem.....	62

4.4.4	Třecí kontakty v ložiscích.....	62
4.4.5	Vyhodnocení prostupu uzlů a prokluzu .....	64
<b>5</b>	<b>Optimalizace tvaru náboje.....</b>	<b>66</b>
5.1	Tvarová optimalizace (Shape optimization).....	66
5.1.1	Vyhodnocení výsledků Tvarové optimalizace.....	67
5.2	Cílově řízená optimalizace (Goal driven optimization).....	69
5.2.1	Tvorba parametrického modelu .....	70
5.2.2	Návrhový prostor (Design of experiments) .....	71
5.2.3	Odezvová plocha (Response surface) .....	73
5.2.4	Optimalizace .....	75
5.2.5	Kontrola výsledků optimalizace s jemnou diskretizací .....	78
5.2.6	Změny provedené na náboji.....	82
<b>6</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>84</b>
<b>7</b>	<b>Požítá literatura .....</b>	<b>86</b>

## Seznam použitého značení

Označení	Jednotka	Popis
A	-	Hodnota ladícího parametru pro citlivostní analýzu
B	-	Hodnota ladícího parametru pro citlivostní analýzu
D	-	Ladící parametr pro citlivostní analýzu
D1	-	Ladící parametr
D <sub>d</sub>	mm	Velikost opěrné plochy podložky
E	MPa	Modul pružnosti materiálu v tahu
F	N	Zatěžující síla automobilu
F <sub>o</sub>	N	Osová síla ve šroubu
G	MPa	Modul pružnosti materiálu ve smyku
G <sub>k</sub>	N	Reakční síla
L1	-	Ladící parametr
M <sub>k</sub>	N·m	Kroutící moment
M <sub>cr</sub>	N·m	Kroutící moment od motoru
M <sub>ad</sub>	N·m	Adhezní kroutící moment
M <sub>Tz</sub>	N·m	Utahovací moment vzniklý pod hlavou šroubu maticí
M <sub>Tm</sub>	N·m	Utahovací moment vzniklý třením v závitech
M <sub>u</sub>	N·m	Celkový utahovací moment šroubu
P	M·m	Stoupání závitu
P <sub>a</sub>	N	Boční síla
R	mm	Dynamický poloměr pneumatiky
R1	-	Ladící parametr

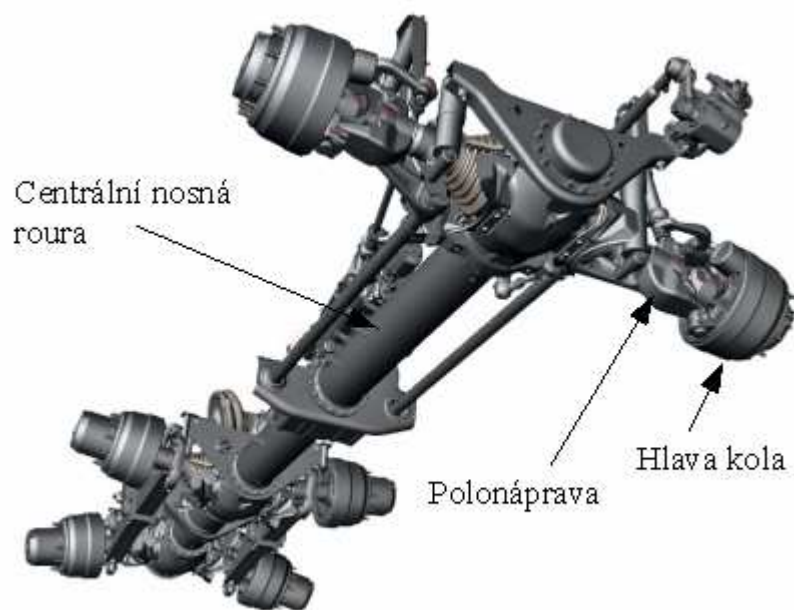


$R_p$	MPa	Mez kluzu
$R_m$	MPa	Mez pevnosti
T	N	Třecí síla
$d_2$	mm	Střední průměr závitu
$f(x)$	-	Cílová funkce
$f_m$	-	Součinitel smykového tření v kontaktu matice a podložky
$f_z$	-	Součinitel smykového tření
$g_j(x)$	-	Omezující podmínka
$h_i(x)$	-	Omezující podmínka
$p$	-	Tlak v pneumatice
$x_{min}$	-	Vektor ladících parametrů
$w$	-	Synaptická váha
$\alpha$	$^\circ$	Úhel profilu závitu
$\alpha$	1/K	Koeficient teplotní roztažnosti
$\alpha$	-	Vzdálenost bodu s hvězdičkou
$\pi$	-	Ludolfovo číslo
$\mu$	-	Poissonova konstanta
$\gamma$	$^\circ$	Redukovaný třecí úhel závitu
$\psi$	$^\circ$	Úhel stoupání závitu
$\lambda$	W/m·K	Tepelná vodivost
$\sigma_{souč}$	MPa	Napětí součásti
$\sigma_{dov}$	MPa	Dovolené napětí v součásti

## 1 Úvod

Zadavatel práce Tatra má dlouholetou historii výroby automobilů jak nákladních tak osobních. Firma vznikla v roce 1850 jako podnik pro výrobu kočárků. V roce 1897 byl postaven první automobil s názvem Prásideint. O rok později bylo postaveno první nákladní vozidlo. V roce 1914 započali první sériovou výrobu nákladních vozidel. V roce 1921 došlo oficiálně ke změně značky NW na jméno Tatra, který se používá do dnešní doby. Výrobou nákladních automobilů se Tatra zabývá i v současné době, ale ne jen nákladních, vyskytují se i různé modifikace jako např. ve vojenství, lesnictví a těžářství [7].

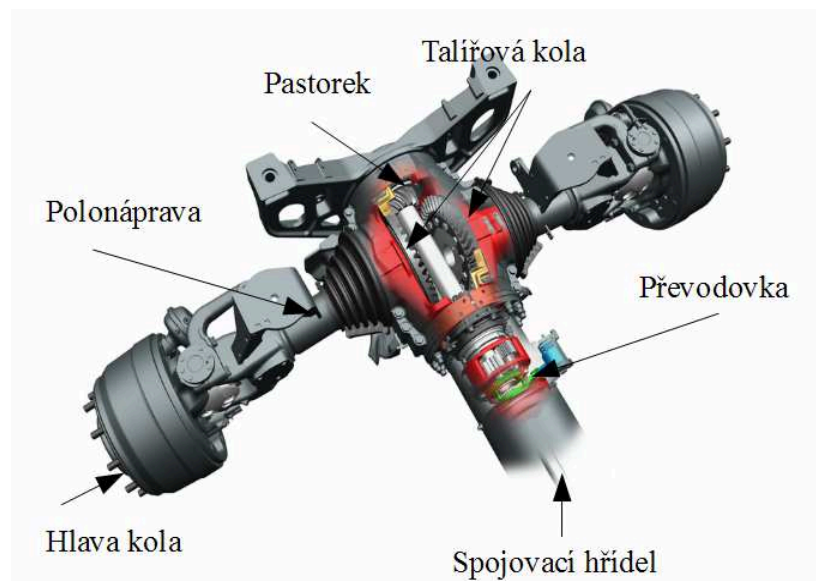
Vozidla Tatra se vyznačují unikátní konstrukcí podvozku s centrální nosnou rourou, který vznikl před více než 87 lety. Centrální nosná roura se svařovaným příčnickovým rámem tvoří tuhý nosný rám vozidla, který má vysokou tuhost v krutu a ohybu ve srovnání s vozidly s klasickou koncepcí. Tuhost v ohybu snižuje nároky na uložení kabiny řidiče (ovlivňuje pohodlí jízdy). Tuhost v krutu ovlivňuje stabilitu a ovladatelnost vozidla, což zaručuje vysokou stabilitu vozidla při průjezdu zatáčkou. Vysoká tuhost podvozku s nezávisle odpruženými výkyvnými polonápravami umožňuje až o 30% vyšší rychlost jízdy v terénu než vozidla s klasickou koncepcí podvozku [8].



Obrázek 1 Konstrukce podvozku [7]

Tatra využívá hnané výkyvné polonápravy a uzávěrky diferenciálů, které jsou uloženy v konstrukci centrální nosné roury, zobrazena na obr.1. Konstrukce využívá tzv. Tatra

diferenciály, korunového nebo válcového typu (obr. 2) místo běžně používaných kuželových diferenciálů. Pastorky s talířovými koly plní dvě funkce, za prvé, jejich otáčením dochází k přenosu kroutícího momentu a za druhé, při výkyvu polonápravy dochází k jejich vzájemnému odvalování a tím nahrazují kloub. Stálý převod každé polonápravy je zajištěn pomocí dvou párů kol. Tzn. že každá polonáprava má jedno talířové kolo a jeden pastorek. Před diferenciálem je umístěna přídatná převodovka, která slouží pro společný pohon obou polonáprav. Obě hřídele polonáprav mají společný pohon, zajištěný kardanovou hřídelí, která je dutá a přenáší kroutící moment přes kloub (kardanův kloub) na klec diferenciálu první nápravy. Další náprava je poháněna hřídelem spojovacím klece diferenciálu hnané nápravy a předešlé nápravy, kde kardanová hřídel je spojena s hřídelí pastorku předešlé nápravy. Z klece jde kroutící moment na čepy satelitů, satelity a planetová kola, která jsou spojena s hnacími hřídeli pastorků. Odtud se kroutící moment přenáší na talířové kola a hnací hřídele kol [8].



Obrázek 2 Řez diferenciálem [7]

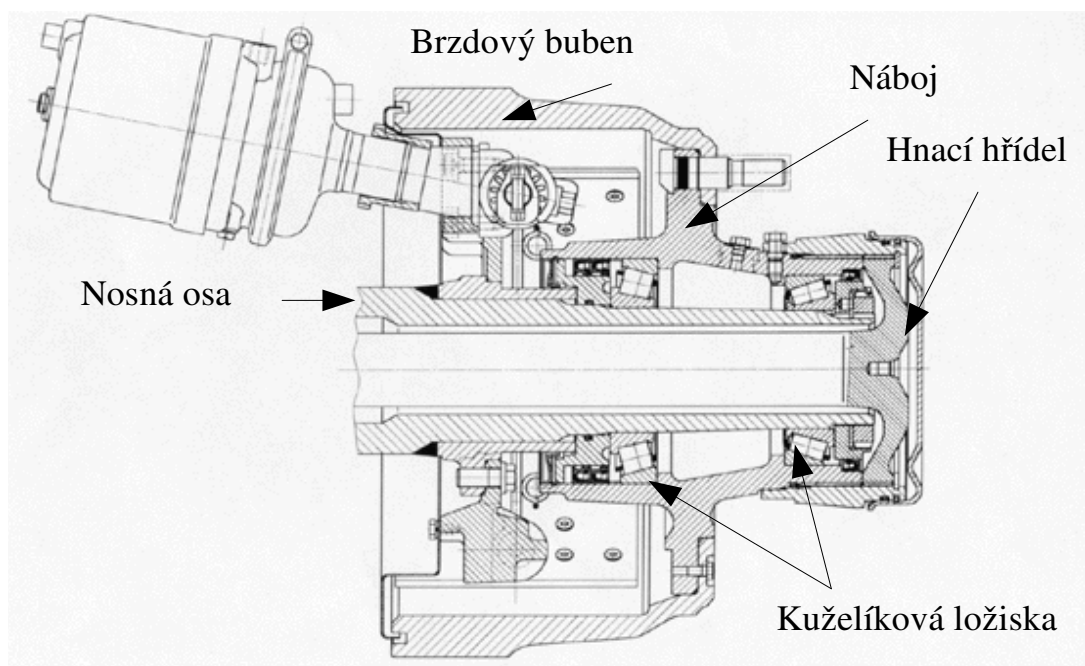
Hnací hřídele kol jsou spojeny s nábojem, který zajišťuje přenos kroutícího momentu na kola. Náboj je nasazen na nosnou osu polonápravy, ve které je uložena i hnací hřídel. Nosná osa je součástí centrální nosné roury. Využívají se dva typy provedení polonápravy:

- a) s kolovou redukcí
- b) bez kolové redukce

Kolová redukce, nebo taky reduktor je zařízení pro zvýšení kroutícího momentu formou planetového převodu, které je umístěno přímo v náboji kola. Převodové ústrojí

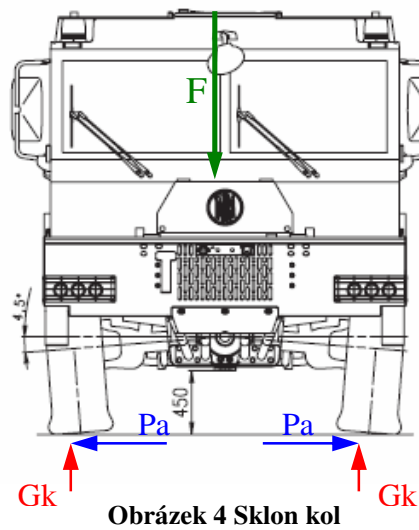
(převodovka, kardanové hřídele a poloosy) pracuje s nižším kroutícím momentem za vysokých otáček, tzn. že konstrukce převodového ústrojí nemusí být mohutně konstruováno a jednotlivé části mají nižší hmotnost. V reduktoru dochází ke snížení vysokých otáček, ale zvýší se kroutící moment. Používá se u nákladních automobilů, traktorů a stavebních strojů.

Na obr. 3 je zobrazena hlava kola, která je složena z náboje, ve kterém jsou nalisována dvě kuželková ložiska. Čelní část náboje je spojena s hnací hřídelí, takže kroutící moment vstupuje na náboj z přední strany. V náboji je umístěno deset šroubů s noselem M 22x2, které slouží pro vymezení polohy a upevnění brzdového bubnu a dvou talířových disků.



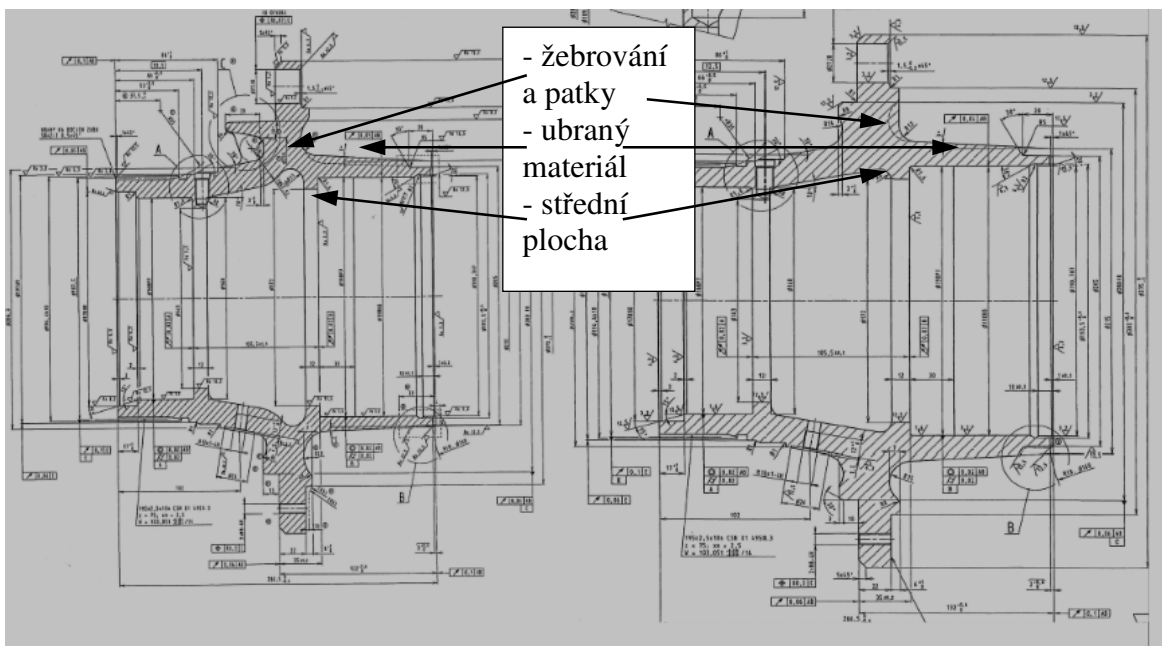
Obrázek 3 Hlava zadního kola [20]

Jak již bylo zmíněno, Tatra využívá hnané výkyvné polonápravy. Každá polonáprava je v nezátíženém stavu vozidla nakloněna od vodorovné osy pod úhlem  $4,5^\circ$ , zobrazeno na obr.4. Při zatížení dochází ke změně úhlu, a tím vznikne mezi pneumatikou a vozovkou reakční boční síla  $P_a$ , jejíž velikost se zvětší, pokud projíždí zatáčkou. V důsledku působení zatížení vozidla vznikne mezi pneumatikou a vozovkou reakční síla  $G_k$ . Zatížení se rozloží mezi polonápravy, tzn. že každá polonáprava nese půlku zatížení.



Obrázek 4 Sklon kol

S vývojem nových technologií došlo ke změně tvaru náboje a snížení hmotnosti. Na obr.5 jsou uvedeny rozdíly mezi původním nábojem a novým typem náboje. Na levé straně je uveden nový typ a na pravé straně starý typ náboje. U nového náboje byla přidána žebra a patky ze strany vstupu krouťícího momentu. Z nekroucené strany náboje, pod hlavou šroubu byl ubrán materiál a přidáno žebrování. Uvnitř došlo ke změně tvaru střední plochy.



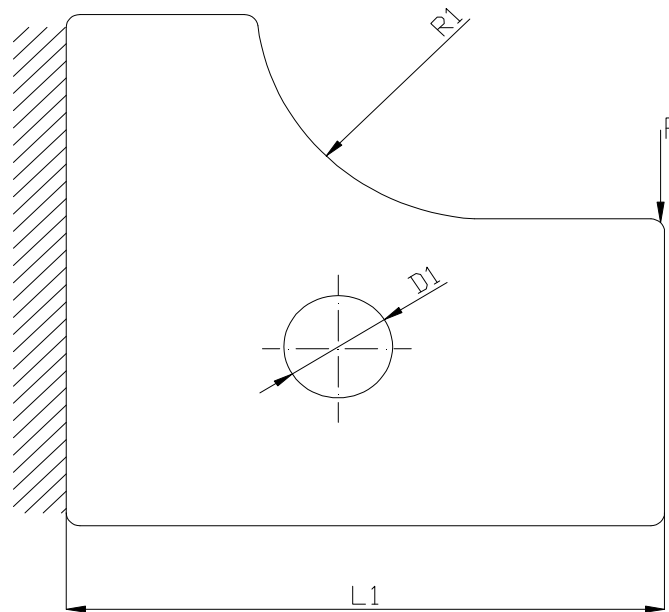
Obrázek 5 Změny na náboji

Cílem práce tedy bude provést analýzu nově navrhnutého tvaru náboje a provést optimalizaci tvaru tak, aby nedocházelo k překročení napětí nad mez kluzu, a zároveň došlo ke snížení hmotnosti součástí, což povede ke snížení výrobních nákladů.

## 2 Optimalizační modul v softwaru Ansys

V této kapitole budou definovány základní parametry optimalizace, s následným popisem optimalizačního modulu v software „Ansys“.

### 2.1 Formulace optimalizace pevnostní analýzy



Obrázek 6 Příklad optimalizace

Formulace optimalizace bude popsána na příkladu uvedeného na obr.6. Cílem optimalizace bude snížení hmotnosti součásti, což povede ke snížení výrobních nákladů. Dosaženo toho bude změnou parametrů  $L1$ ,  $D1$  a  $R1$ . Z pohledu teorie optimalizace parametry nazýváme ladicími parametry, které budou uvažovány ve formě vektoru  $\mathbf{x}$ :

$$(\mathbf{x}) = (L1, D1, R1)^T \quad (1)$$

Současně se změnou těchto parametrů nesmí dojít k poddimenzování součásti, tzn. že nesmí dojít k překročení hodnoty meze kluzu materiálu  $Re$ .

$$\sigma_{souč} \leq \sigma_{Dov} \quad (2)$$

Tato podmínka se nazývá v optimalizaci omezující podmínka, nebo jen omezení.

Snažíme se nalézt extrém cílové funkce  $f(\mathbf{x})$ , změnou hodnot ladicích parametrů při dodržení omezujících podmínek. Matematická formulace má tvar:

$$x_{\min} : \min f(x) \text{ omezeno } \begin{cases} h_i(x) \leq 0 \\ g_j(x) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Kde  $x_{\min}$  je vektor ladících parametrů, a úlohu lze pak formulovat jako hledání optimálního vektoru ladících parametrů. A  $h_i(\mathbf{x})$  jsou podmínky nerovnosti,  $g_j(\mathbf{x})$  jsou podmínky rovnosti. Z pohledu matematiky se úlohy optimalizace dělí na:

- Optimalizaci s omezením – jsou stanoveny omezující podmínky  $h_i(\mathbf{x})$  a  $g_j(\mathbf{x})$
- Optimalizace bez omezení – omezující podmínky  $h_i(\mathbf{x})$  a  $g_j(\mathbf{x})$  nejsou určeny

## 2.2 Citlivostní analýza

Citlivostní analýza zkoumá vliv změny některého z ladících parametrů součásti, na hodnotu cílové funkce  $f(\mathbf{x})$ . Na příkladu uvedeném na obr.7 bude popsána závislost napětí  $\sigma$ , na změně parametru  $D$ . Citlivost  $c$  cílové funkce  $\sigma$  na změnu parametru  $D$  lze vyjádřit jako [9]:

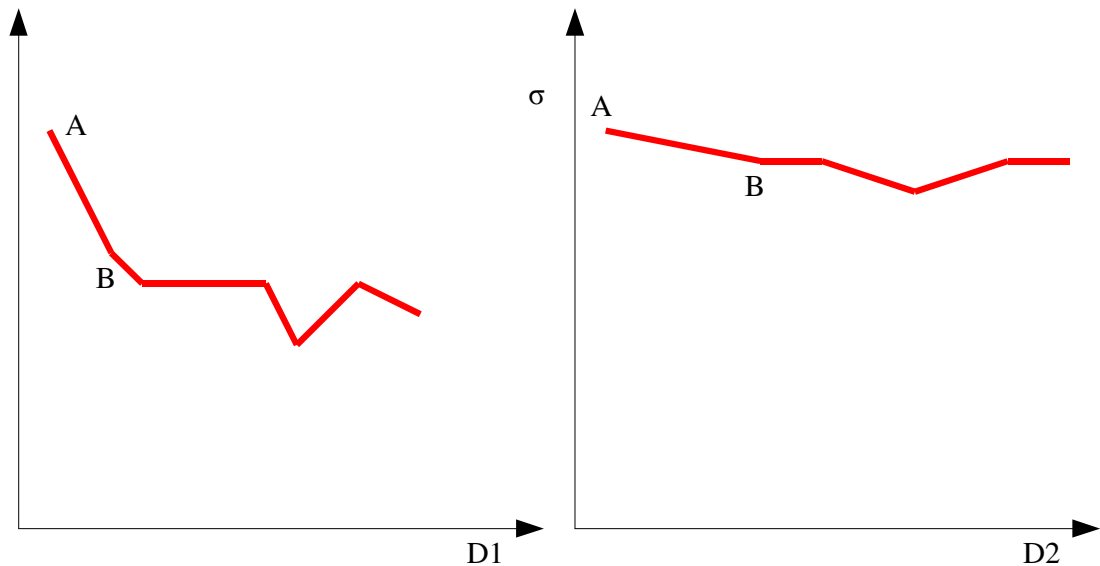
$$c = \frac{\partial \sigma}{\partial D} \quad (4)$$

Nebo se dá vyjádřit jako:

$$c = \frac{\sigma}{\Delta D_1} = \frac{\sigma_{D_1=A} - \sigma_{D_1=B}}{A - B} \quad (5)$$

kde  $A$  a  $B$  jsou hodnoty vyjadřující hodnotu parametru  $D_1$ .

Je zřejmé, že čím větší je citlivost  $c$  cílové funkce na změně parametru, tím více lze změnit cílovou funkci pomocí parametru. Z toho vyplývá, že cílová funkce by měla mít vysokou citlivost na zvolené ladící parametry. Citlivost  $c$  cílové funkce bude vyobrazena na obr.7.



Obrázek 7 Citlivost

Na obr.7 vpravo je zobrazena citlivost součásti na změnu parametru  $D_2$ , která má nízký vliv na napětí. Vlevo je vyobrazena citlivost součásti na změnu parametru  $D_1$ , která má velký vliv na napětí. Z toho vyplývá, že parametr  $D_1$  je vhodný ladicí parametr. Citlivost se posuzuje podle sklonu křivky od vodorovné osy. Tzn. že čím větší je úhel, tím větší je citlivost [9].

### 2.3 Výběr ladicích parametrů a jejich omezení

U optimalizované součásti došlo ke stanovení požadovaných vlastností a určení cílové funkce. Zvolily se vhodné ladicí parametry a jejich omezující podmínky s ohledem např. na výrobní proces. Tohle se děje nejčastěji ve spolupráci s konstruktérem. Provede se citlivostní analýza zvolených ladicích parametrů. Na jejímž základě se stanoví vhodné ladicí parametry s vysokou citlivostí. Nyní lze přistoupit k optimalizaci součásti pomocí zvolených ladicích parametrů [9].

### 2.4 Optimalizace v softwaru Ansys

Výpočetní software Ansys obsahuje dva optimalizační moduly sloužící k řešení optimalizačních úloh pomocí metody konečných prvků. Jsou to: Cílově řízená optimalizace (Goal driven optimization) a Tvarová optimalizace (Shape optimization).



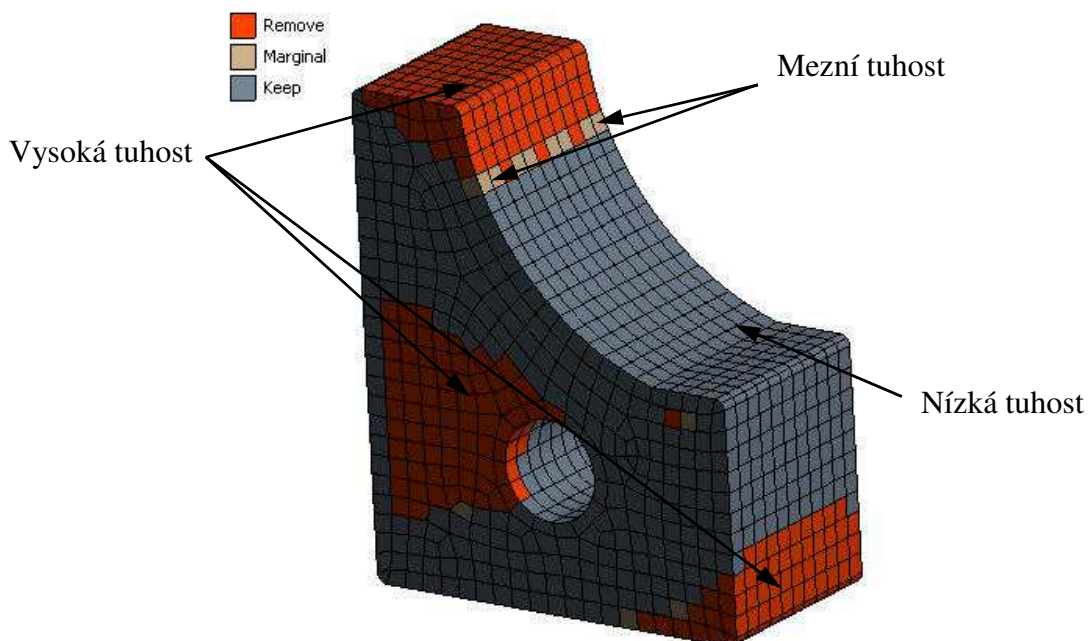
### 2.4.1 Tvarová optimalizace (Shape optimization)

Jedná se o optimalizaci, která je založena na lineární statické analýze. Optimalizace se snaží získat nejlepší poměr tuhosti k objemu. Vyhledává místa, kde může být odebrán materiál bez nepříznivého ovlivnění tuhosti celkové struktury.

Pro řešení tvarové optimalizace můžeme použít pouze objemová tělesa, pro nosníkové a skořepinové tělesa není možné provést tvarovou optimalizaci.

Jak již bylo uvedeno, jedná se o lineární statickou analýzu, kde materiál je definován pouze Poissonovou konstantou  $\mu$  [-] a modulem pružnosti materiálu v tahu  $E$  [MPa]. Pokud jsou ve výpočtu uvažovány setrvačné účinky, je nutné zadat hustotu  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>]. Pokud se jedná o teplotní analýzu, musíme zadat koeficient teplotní roztažnosti  $\alpha$  [1/K] a tepelnou vodivost  $\lambda$  [W/m\*K] .

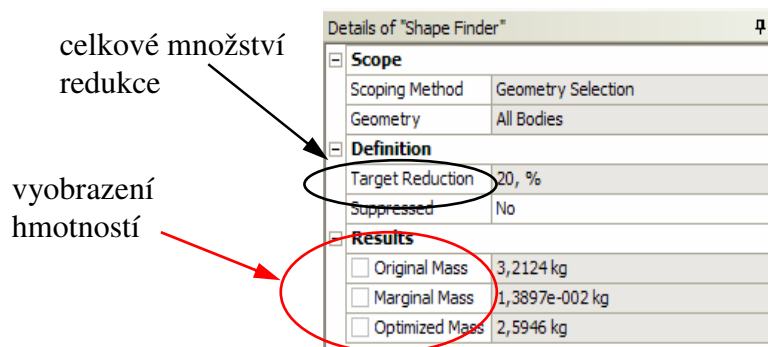
Modul neumožňuje žádné nastavení řešiče. Z výsledkových souborů je k dispozici pouze tvarový vyhledávač, pomocí kterého se určí celkové množství redukce, což je maximální možné snížení hmotnosti součásti. Jako základ je nastaveno 20% , uvedeno na obr.8 [10].



Obrázek 8 Tvarová optimalizace

Na obr.8 je zobrazen výsledek Tvarové optimalizace. Byl použit příklad uvedený na obr.6. Prvky zobrazené červenou barvou (Remove), značí oblasti s vysokou tuhostí součásti. V těchto místech může být odebrán materiál, aniž by došlo k ovlivnění tuhosti

součástí. Elementy, které jsou vyznačeny šedou barvou (Marginal) označují oblasti které jsou mezní, tzn. že po jejich odstranění by došlo k malému ovlivnění tuhosti součástí. Modré elementy (Keep) označují oblasti, kde je nutné materiál ponechat pro zachování tuhosti součástí. Tvarový vyhledávač umožňuje vyobrazení hmotnosti (obr.9) součástí po optimalizaci (Optimized Mass), před optimalizací (Originál Mass) a hmotnost materiálu který je mezní (Marginal Mass).



**Obrázek 9** Zobrazení hmotností Tvarovým vyhledávačem

Tvarová optimalizace vyobrazením výsledků poskytuje vhodný nástin volby ladicích parametrů např. pro cílově řízenou optimalizaci. Ne vždy jsou ale vyobrazené místa s vysokou tuhostí vhodná k redukci materiálu. Může se jednat např. o konstrukční části do kterých se lisují ložiska a daná část tudíž není vhodná pro změnu. Z toho vyplývá, že se jedná pouze o orientační výpočet, pro poskytnutí představy o volbě ladicích parametrů.

## 2.4.2 Cílově řízená optimalizace (Goal driven optimization)

Jedná se o modul, který slouží ke komplexnímu řešení optimalizačních úloh. Snadno se definuje optimalizační řetězec, který může být velmi rozsáhlý. Můžou do ní být zapojeny CAD nástroje přes různé generátory sítě, až po kombinaci úloh proudění a pevnostních analýz. Postup optimalizace je složen ze čtyř základních kroků:

### 1. Tvorba parametrického modelu

Tvorbou parametrického modelu je myšleno určení cílové funkce, dále ladicích parametrů modelu neboli vstupní parametry a omezující podmínky, neboli výstupní parametry. Nadefinováním ladicích parametrů, omezujících podmínek a cílové funkce nazýváme parametrický model.

Ladicí parametry, nebo také vstupní parametry se dělí na:

- a) Diskrétní parametry (Discrete) – počet děr (jsou to celé čísla) [4]

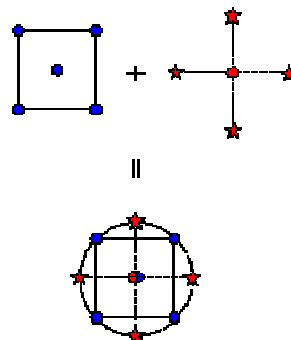
- b) Průběžné parametry (Continuos) – síla, teplota, tloušťka materiálu, délka součásti (musí se definovat horní a dolní hranice daného parametru) [4]

## 2. Návrhový prostor (Design of experiments)

První krok optimalizace je vyšetření návrhového prostoru (Design of experiments). Návrhový prostor je omezen horními a dolními hranicemi ladících parametrů. Průzkum návrhového prostoru je proveden pomocí dostupných algoritmů, které budou uvedeny níže. Algoritmus vytvoří návrhové body, kde jeden návrhový bod představuje kombinaci různých poloh ladících parametrů. Návrhové body budou vyřešeny (tzn. budou získány výstupní parametry jako posuvy a napětí) a nepodléhají omezujícím podmínkám.

Základní metody pro získání návrhového prostoru:

- a) **Centrální smíšený návrh (Central composite design)** – Provede průzkum množiny k určení komplexního trendu parametrického modelu, pro výběr nejlepšího návrhového prostoru. Obsahuje vložený faktoriál s centrálními body (obr.10) rozšířený o skupinu bodů s hvězdičkami, které poskytují odhad zakřivení. Jestliže je vzdálenost středu návrhového prostoru k bodu faktoriálu  $\pm 1$  pro každý faktor, vzdálenost středu návrhového prostoru k bodu s hvězdičkou je  $\pm\alpha$ ,  $\alpha > 1$ . Přesná hodnota závisí na požadovaných vlastnostech návrhového prostoru, a na počtu zahrnutých faktorů. [21]



Obrázek 10 Střední smíšený návrh [21]

Můžeme zvolit z pěti návrhových typů:

- Automaticky definováno (Auto defined) – automaticky dojde ke zvolení návrhového typu na základě počtu ladících parametrů. Rozhoduje se mezi G – optimum (pokud je ladících parametrů pět), nebo VIF – optimum [4].
- VIF – optimum (VIF - optimality) – hodnoty jsou počítány minimalizováním známých neortogonálních hodnot jako Variační

přírůstkový faktor [4].

- G – optimum (G - optimality) – Předpovídá a minimalizuje hodnotu očekávané chyby. Minimalizuje největší odchylku z vhodného intervalu [4].
- Otáčivý (Rotatable) – Hodnoty jsou počítány na základě počtu ladících parametrů a podílu faktoriální části. Návrh s otočností (rotatability) má stejný rozptyl přizpůsobených hodnot bez rozdílu směru od středového bodu [4].
- Centrovaná plocha (Face centered) – Dojde k rovnoměrnému rozložení hodnot po návrhovém prostoru. Návrh neuvažuje otočnost (rotatability) [4].

b) **Optimální prostor (Optimal space)** – Cílem je vyplnit návrhový prostor efektivně s co nejmenšími čísly bodů a nejmenší odchylkou. Používá se v případech, kdy budou použity metody Kriging, Neparametrická regrese nebo Neuronové sítě pro vyhledávání odezvové plochy. Pro vyhledání optimálního rozložení můžeme použít tři typy [4]:

- Max. – min. vzdálenost (Max. – min. distance)
- Centrovaný L2 (Centred L2)
- Maximální entropie (Maximum entropy) – Poskytuje lepší výsledky pro vysoce korelující návrhový prostor.

c) **Box – Behnkenův návrh** – je nezávislý kvadratický návrh, který neobsahuje vložený faktoriál. Postup návrhu je kombinace středních bodů hranice a středu návrhového prostoru. Tenhle návrh je otočný a vyžaduje tři hodnoty každého parametru. Návrh tohoto rozložení vytvoří kouli uvnitř prostoru tak, že povrch koule vystupuje skrz každou plochu prostoru, tečně ke střednímu bodu každého okraje [11].

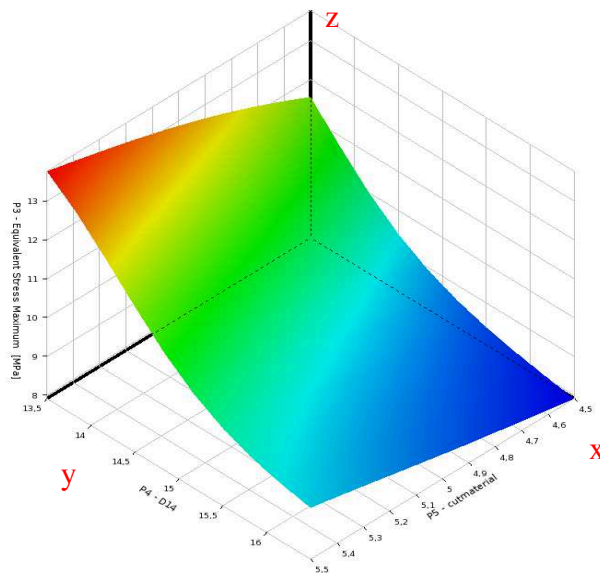
d) **Vlastní návrh (Custom)** – Umožňuje vytvořit vlastní tabulku návrhu, tzn. že uživatel rozhodne o rozložení návrhového prostoru, a nadefinuje hodnoty ladících parametrů, čímž vytvoří návrhové body.

Table of Schematic C2: Design of Experiments (Central Composite Design : VIF-Optimality)						
	A	B	C	D	E	F
1	Name	Update Order	P4 - D14	P5 - cutmaterial	P3 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	P6 - Solid Mass (kg)
2	1	1	15	5	9,4736	0,98386
3	2	2	13,5	5	12,935	0,98518
4	3	3	16,5	5	8,5455	0,9824
5	4	4	15	4,5	8,8552	0,98411
6	5	5	15	5,5	10,659	0,98361
7	6	6	13,5	4,5	11,493	0,9853
8	7	7	16,5	4,5	7,8988	0,9828
9	8	8	13,5	5,5	13,762	0,98506
10	9	9	16,5	5,5	9,3264	0,98201

Tabulka 1 Tabulka návrhového prostoru

### 3. Odezvová plocha (Response surface)

Na obr.11 je uveden příklad odezvové plochy, kde na ose  $x$  a  $y$  jsou vyneseny ladící parametry, a ose  $z$  představuje redukované napětí. Odezvová plocha ukazuje vzájemný vztah mezi ladícími parametry a cílovou funkcí. Odezvová plocha k vytvoření využívá hodnoty návrhového prostoru, a na jejich základu provede aproximaci. Aproximace je vytvořena z výsledků návrhových bodů parametrického modelu a nedochází k přímému využití parametrického modelu, tedy změně hodnot ladících parametrů a opětovnému řešení.



Obrázek 11 Odezvová plocha (response surface)

- a) **Standardní odezvová plocha (Standart response surface)** – Regresní analýza je statistická metoda, využívající vztah mezi dvěma nebo více kvantitativními

proměnnými, kde jedna z nich je závislá proměnná. Regresní analýza předpokládá, že máme celkový počet vzorků (návrhových bodů), kde pro každý vzorek známe hodnoty výstupních parametrů. Potom regresní analýza určuje závislost mezi ladícími parametry a výstupními parametry, na základě návrhových bodů. Tahle závislost také závisí na zvoleném regresním modelu. Regresní model je aproximací mezi skutečnou vstupní (ladící parametry) – výstupní závislostí a pouze ve speciálních případech poskytuje skutečnou a přesnou závislost. Jakmile je tahle závislost stanovena, výsledná aproximace výstupního parametru jako funkce ladícího parametru je nazývána odezвовá plocha [4].

- b) **Kriging** – Metoda Kriging je založena na předpokladu, že parametr, který bude interpolovaný, může být považovaný jako místní proměnná. Místní proměnná je prostředník mezi skutečnou náhodnou proměnou a deterministickou proměnou, v tom že má různé chování na jedné vzdálenosti a jiné chování na další vzdálenosti, a proto body, které jsou polohově blízko, mají spolehlivou míru prostorové korelace. Body, které jsou od sebe daleko, jsou statisticky nezávislé [12].
- c) **Neparametrická regrese (Non – Parametrical regression)** – Neparametrická regrese je algoritmus předvídající vysoce nelineární chování výstupů s respektováním ladících parametrů. Data jsou tříděna metodou, která používá nadrovinu pro separaci skupiny dat. Regresní metoda pracuje velmi podobně, základní rozdíl je v tom, že nadrovina je použita k roztřídění podmnožin na vstupní a výstupní vzorkovací vektory, což je dostatečné pro nastínění výstupního problému. Tahle množina se nazývá vektor posuvů. Cílem je najít minimální rozptyl sady vektoru posuvů, z poskytnuté sady ladících parametrů [4].
- d) **Neuronová síť (Neural network)** – Představa neuronových sítí je založena na principu funkce lidského mozku. Je to představeno neurony, které jsou navzájem spojeny (synapse). Neuronová síť obsahuje učící schopnost, a po určitém čase učení je schopna na předložený vstup vygenerovat správné řešení. Je postavena ze dvou hlavních složek, z neuronů a synapsí. Každá synapse spojuje dva neurony, a má synaptickou váhu  $w$ . Váhovou funkci v našem případě používáme pro algoritmus, který minimalizuje vzdálenost mezi interpolací a hodnotami které známe (návrhové body) [13],[14].

#### 4. Optimalizace (Optimization)

Poslední krok je samotná optimalizace. Jak již bylo zmíněno, optimalizační modul již nepracuje s parametrickým modelem, ale pro optimalizaci využívá aproximaci, která byla provedena odezvovou plochou. Pro optimalizaci jsou dostupné tři algoritmy:

**a) Prověřování (Screening)** – Tenhle algoritmus využívá vzorkovací metodu shifted Hammersley. Metoda Hammersley je vzorkovací algoritmu, který generuje kvazi náhodná čísla s malou odchylkou. Nízká odchylka je definována jako sekvence bodů, které jsou aproximovány stejnou distribucí v multidimenzionální kostce v optimálním směru [4].

Ve většině případů se používá jako předběžný návrh, který pak vede k použití metod NLPQL nebo MOGA[4].

**b) MOGA** – Jedná se o genetický algoritmus (Multi objektive genetic algorithm), který se řadí mezi nedominantní výběrové algoritmy (non dominated sorted genetic algorithm). Je to rychlý řídicí algoritmus, který využívá elitismus a nepotřebuje žádné specifické nastavení sdílených parametrů. Populace je inicializovaná na základě rozsahu problému a jeho omezujících podmínek. Potom je populace na základě nedominance roztríděna do různých front a nebo vln. První, nejlepší množina, je taková množina, které v současné populaci nedominuje žádná jiná. Druhé množině dominují jedinci z první množiny atd. Každý jedinec je ohodnocený tzv. *fitness* hodnotou, která je odvozena z množiny v které se nachází. Tzn. že jedinci z první množiny dostanou 1, jedinci z druhé množiny 2 atd [15].

Dále je jedincům spočítaný tzv. *crowding distance*, který měří, jak daleko je jedinec od svých sousedů. Čím vyšší je jeho hodnota, tím vyšší je různorodost populace. Rodiče jsou vybírání v tzv. *binárním turnaji*, který vychází z hodnoty *fitness* a nebo z parametru *crowding distance*. Na vybraných jedincích jsou dále prováděny křížení a mutace. Další populace bude mít stejný počet jedinců jako populace předešlá [15].

**c) NLPQL (Non – linear programming by Quadratic Lagrangian)** – Tato metoda řeší nelineární problémy, které jsou omezeny:

$$g_k(\{x\}) \leq 0, \quad k = 1, 2, \dots, K \quad (6)$$

$$h_l(\{x\}) \leq 0, \quad l = 1, 2, \dots, l \quad (7)$$

Předpokládá se, že cílová funkce a omezení jsou spojitě diferencovatelné. Cílem je vygenerovat posloupnost kvadratických rovnic, získané kvadratickou aproximací pomocí Lagrangeovy funkce, a linearizací omezení. Jako další dojde k rozšíření formulace pomocí kvazi – Newtonovy formulace a metoda je stabilizována pomocí dodatečného jednorozměrného hledání (line search).

### Newtonova iterační metoda

Nech  $f(x+\Delta x)$  je funkce, která může být rozvinuta do Taylorovi řady:

$$f(x + \Delta x) \approx f(x) + \{\Delta x\}^T \{f'(x)\} + \left(\frac{1}{2}\right) \{\Delta x\}^T [f''(x)] \{\Delta x\} \quad (8)$$

Kde Taylorova řada představuje lokální oblast funkce, pomocí kvadratické aproximace. Cílem je získat iterační schéma linearizací vektorové rovnice (8). Na konci iteračního cyklu se předpokládá, že bude splněna podmínka konvergence. Tzn, že první variace z následujícího výrazu (9), s ohledem na  $\Delta x$ , musí být nulová.

$$\phi(\Delta x) = f(x + \Delta x) - (f(x) + \{\Delta x\}^T \{f'(x)\} + \left(\frac{1}{2}\right) \{\Delta x\}^T [f''(x)] \{\Delta x\}) \quad (9)$$

Což znamená že:

$$f(x + \Delta x)_{,\Delta x} - (\{f'(x)\} + [f''(x)] \{\Delta x\}) = 0 \quad (10)$$

První člen označuje první variaci zkonvergovaného řešení, s ohledem na přírůstek nezávislého variačního faktoru. Tenhle gradient je bezpodmínečně nulový, protože konvergence řešení nezávisí na délce kroku. Výraz 10 může být uveden následovně [4] :

$$\{x_{j+1}\} = \{x_j\} - [f''(x_j)]^{-1} \{f'(x_j)\} \quad (11)$$



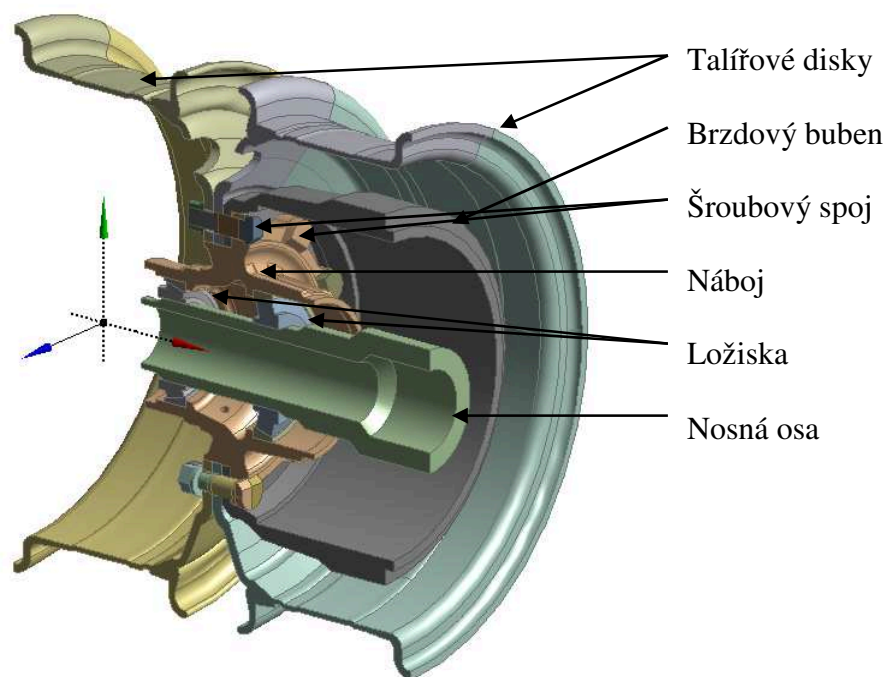
### 3 Tvorba výpočetního modelu

Vytvoření výpočetního modelu se skládá ze sedmi kroků:

- Vytvoření geometrického modelu
- Diskretizace geometrického modelu
- Aplikace silových účinků
- Určení okrajových podmínek
- Nadefinování kontaktních ploch
- Určení materiálových vlastností
- Nastavení řešiče

#### 3.1 Geometrický model

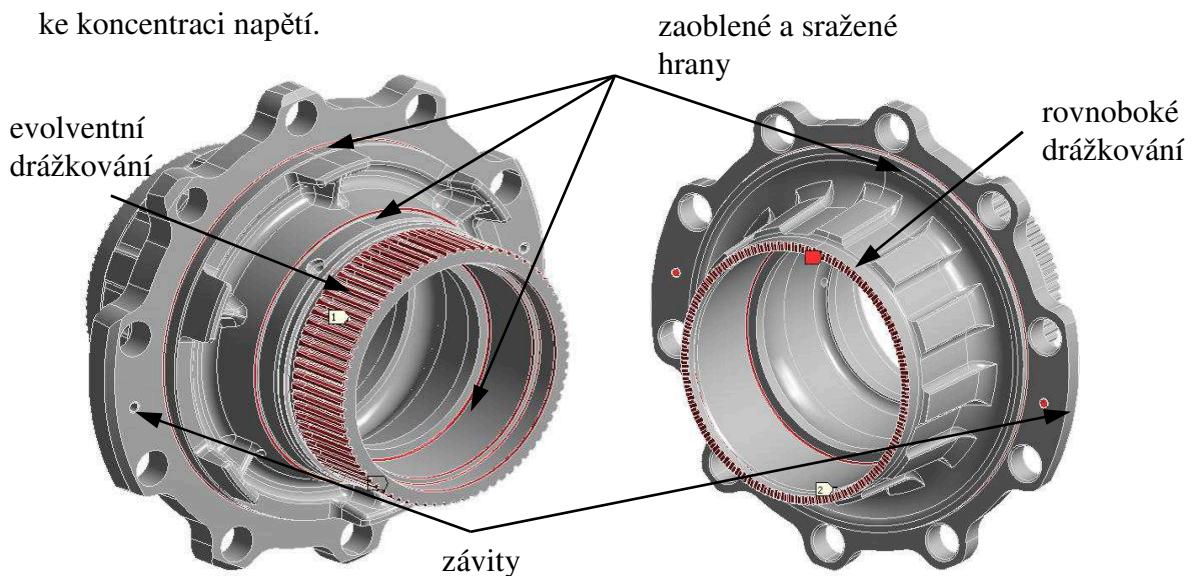
V kap.1 byl proveden popis zařízení, podle kterého bude sestaven geometrický model. Ten se skládá z náboje (obr.12), ve kterém jsou nalisovány dvě ložiska. Na náboj je nasazen brzdový buben a dva talířové disky, a upevněno pomocí deseti šroubových spojů. Celá tahle sestava se nasune na nosnou osu.



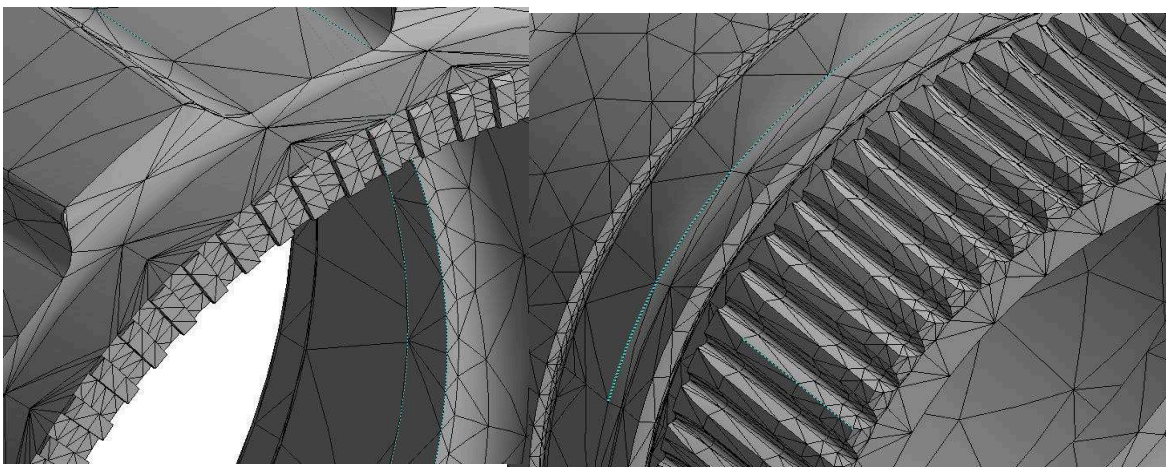
Obrázek 12 Řez zadní nápravou

### 3.1.1 Geometrický model náboje

Zadavatelem byla poskytnuta výkresová dokumentace i s geometrickým modelem náboje kola. Geometrický model, uvedený na obr.13, vzhledem k jeho složitosti musel být pro výpočet zjednodušen. Bylo odstraněno evolventní a rovnoboké drážkování, kvůli kterým docházelo k vytvoření moc jemné diskretizace na uvedených místech (obr.14), což je nežádoucí, z důvodu vytvoření efektivního konečnoprvkového modelu. Ve výpočtu byly tyto části uvažovány bez drážkování, jako hladké. Dále byly odstraněny některé zaoblené a sražené hrany, ze stejného důvodu jako bylo odstraněno drážkování. Další nežádoucí části byly závity v některých dířích, které byly odstraněny a ve výpočtu byla uvažována pouze hladká díra. V dířích pro šrouby byly sražené hrany, aby nedocházelo v místech děr ke koncentraci napětí.



Obrázek 13 Geometrický model náboje

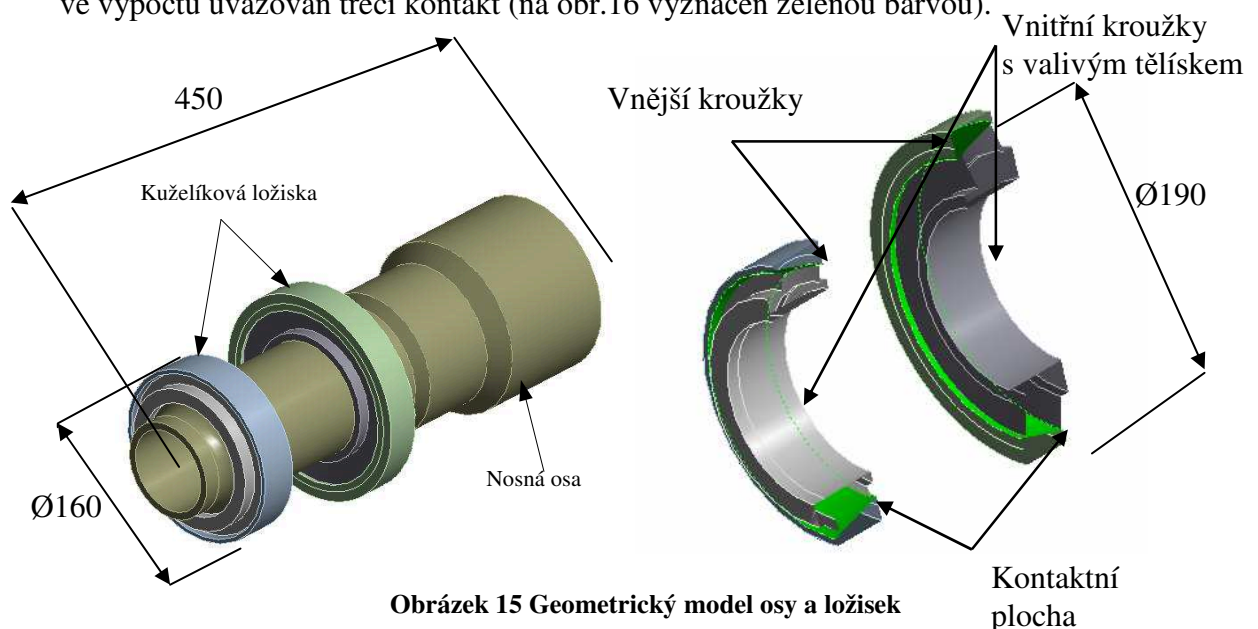


Obrázek 14 Zjemnění sítě v evolventním a rovnobokém drážkování

### 3.1.2 Geometrický model nosné osy a kuželíkových ložisek

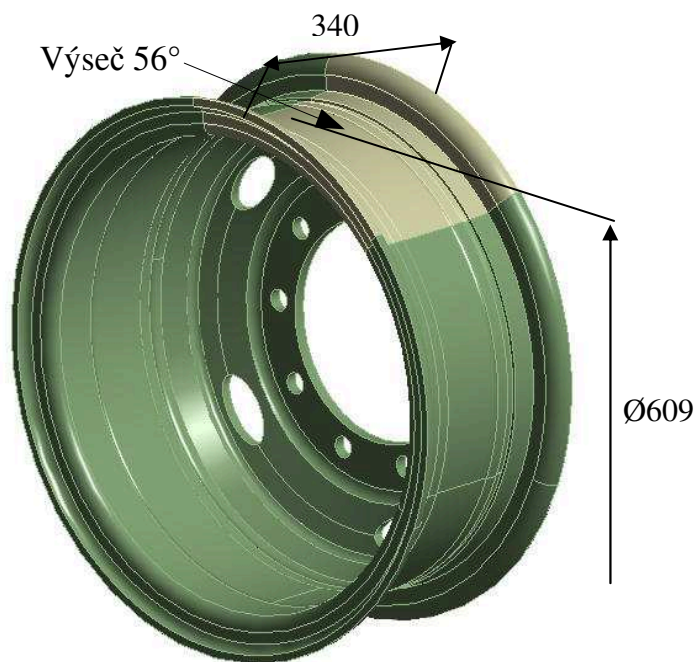
Geometrický model nosné osy byl vytvořen podle sestavného výkresu zadní nápravy. U kuželíkových ložisek nebyly zadavatelem poskytnuty žádné informace, jejich rozměry byly nalezeny v katalogu ložisek [16]. Hřídel a ložiska (obr.15) jsou uvažovány ve výpočtu kvůli zachování tuhosti a výsledky napětí na těchto částech nebudou vyhodnocovány, tudíž byly jejich geometrické modely zjednodušeny tak, aby byla vytvořena co nejeftivnější diskretizace s co nejmenším počtem prvků.

Valivá tělíska ložisek byla nahrazena jednou rotační částí, která byla spojena s vnitřním kroužkem ložiska v jednu společnou část. Vnitřní kroužek byl spojen s nosnou osou, a vnější kroužek byl spojen s nábojem. Mezi valivým tělískem a vnější kroužek byl ve výpočtu uvažován třecí kontakt (na obr.16 vyznačen zelenou barvou).



### 3.1.3 Geometrický model talířových disků

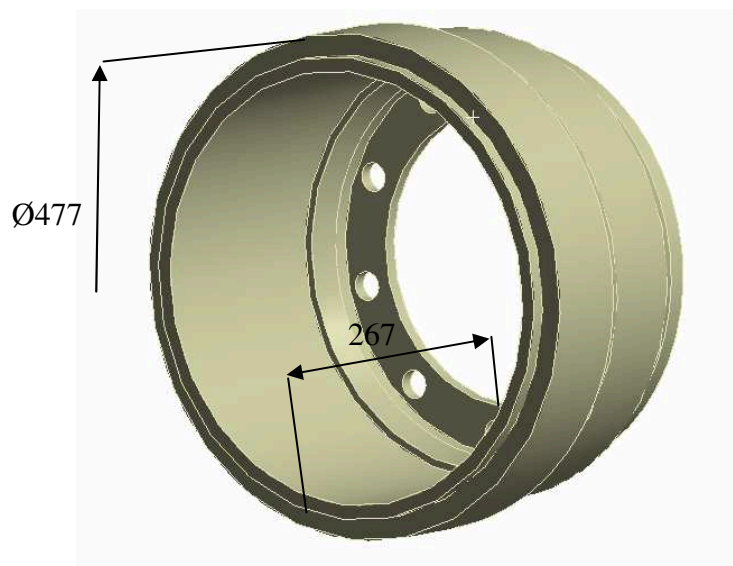
Talířové disky jsou ve skutečnosti složeny ze dvou částí, které jsou spojeny nalisováním. Pro vytvoření efektivního konečnoprvkového modelu byly tyto dvě části spojeny v jednu, jedná se o límec disku a disk. Ve výpočtu jsou zahrnuty kvůli tuhosti a aplikaci zatížení, protože většina silových účinků působí právě na talířové disky. Odborným odhadem byla stanovena výšeč 56° (obr. 16) na kterou byly aplikovány silové účinky.



Obrázek 16 Geometrický model talířových disků

### 3.1.4 Geometrický model brzdového bubnu

Brzdový buben, uvedený na obr.17, je v modelu uvažován kvůli tuhosti. Nebyly uvažovány žádné zaoblení ani sražené hrany. Model byl vytvořen podle výkresové dokumentace.

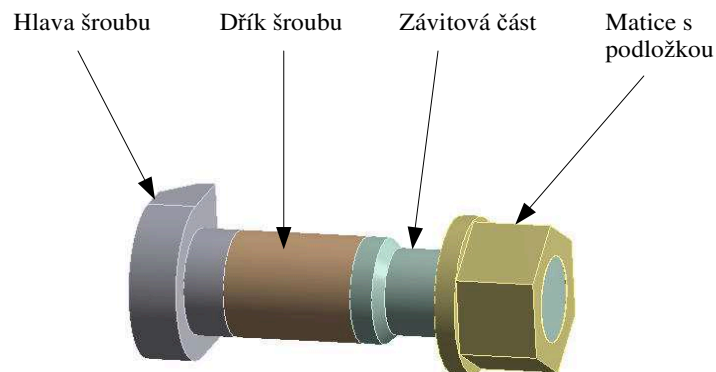


Obrázek 17 Geometrický model brzdového bubnu

### 3.1.5 Geometrický model šroubového spoje

Jedná se o lícovaný šroub M 22x2 s nosem který je rozdělen na čtyři části zobrazeno

na obr.18. Šroubový spoj byl rozdělen na čtyři části, z důvodu aplikace předepínací síly, která slouží ke stažení šroubového spoje. Předepínací síla bude aplikována na dřík šroubu. Další částí spoje je hlava šroubu, kde bude předepsán kontakt mezi nábojem a hlavou šroubu. Třetí částí je závitová část, která je uvažována bez závitů jako hladká z důvodu zjednodušení modelu a vytvoření kvalitní konečnoprvkové sítě. Závitová část žádným způsobem neovlivní požadované výsledky. Poslední částí je matice s podložkou, která je spojena dohromady se závitovou částí a bude na ní uvažován kontakt mezi diskem a podložkou.



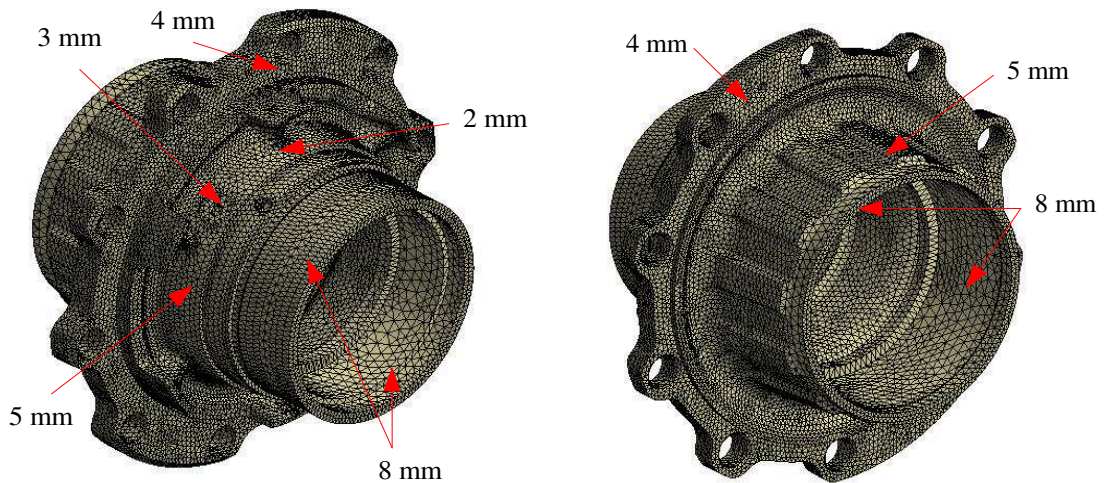
Obrázek 18 Geometrický model šroubového spoje

## 3.2 Diskretizace modelu

Některé části modelu byly do výpočtu zahrnuty kvůli zachování tuhosti. Byla na nich vytvořena hrubá diskretizace za účelem snížení časové náročnosti výpočtu, která málo ovlivní tuhost členů. Pro zvolenou hrubou diskretizaci nebudou výsledky napětí dostatečně přesné pro jejich vyhodnocení.

### 3.2.1 Diskretizace Náboje

Náboj je nejdůležitější část výpočtu, jeho diskretizaci byla věnována největší pozornost. Diskretizace náboje je uvedena na obr.19.

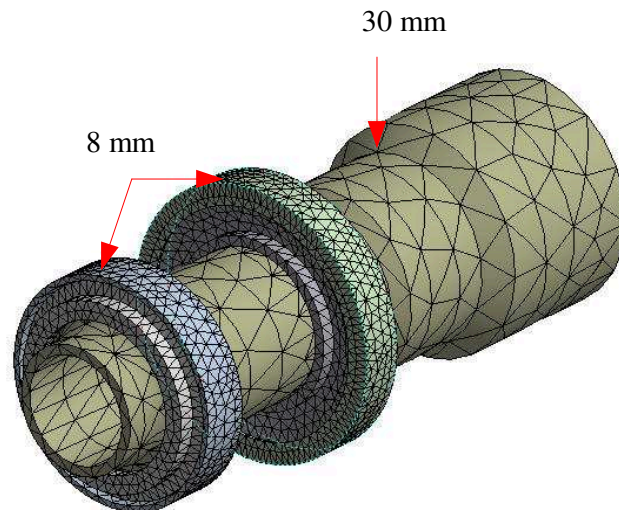


Obrázek 19 Diskretizace náboje

Velikost prvků v místě kontaktu hlavy šroubu, bubnu, talířových disků a náboje byla nastavena na 4mm. Po předběžných výpočtech byla síť v místě výztuh zjemněna na velikost 2mm, pro získání kvalitních výsledků a vyhodnocení, z důvodu kumulace napětí v těchto místech. U díry byla velikost elementu zvolena na 3mm, z důvodu odstranění koncentrace napětí. U zbylých částí náboje je velikost elementů 5mm. V místě evolventního drážkování (které bylo odstraněno) a ve vnitřní části, po ložiska je velikost elementů 8mm. U hran byla velikost dána 4mm aby bylo dosaženo dvou elementů na výšku. Zbylé elementy uvnitř náboje jsou velikosti 5mm.

### 3.2.2 Diskretizace nosné osy a Ložisek

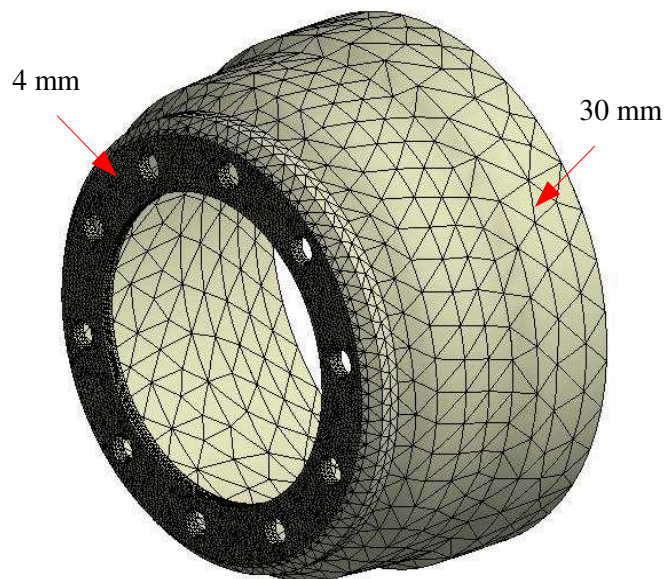
Velikost elementů u nosné osy byla nastavena na 30mm, uvedeno na obr.20. U ložisek je velikost elementů 8mm, kvůli kontaktu mezi vnějším kroužkem a valivým tělískem.



Obrázek 20 Konečnoprvkový model hřídele a ložisek

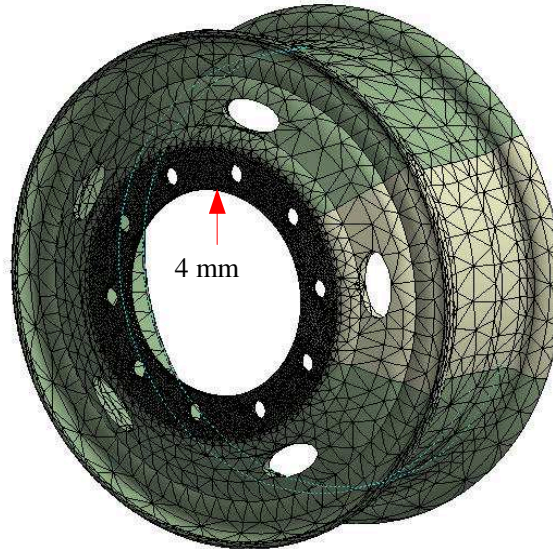
### 3.2.3 Diskretizace Bubnu a Talířových disků

Brzdový buben je z vnitřní strany v kontaktu s nábojem a z vnější strany s talířovým diskem, kde jsou uvažovány kontakty, proto velikost elementů je nastavena na 4mm (obr.21). Stejná velikost je i v dírách pro šrouby. Zbylá část bubnu má velikost 30mm.



Obrázek 21 Konečnoprvkový model bubnu

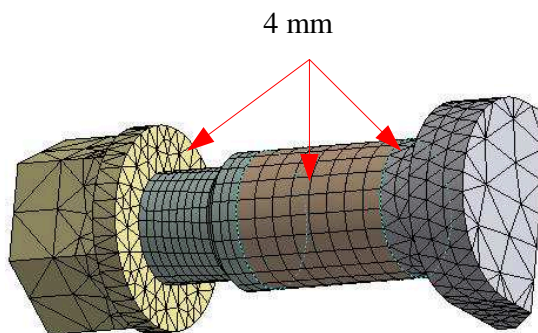
U talířového disku je v kontaktních plochách a dírách pro šrouby stejná velikost elementů jako u bubnu, tzn. 4mm (obr.22). Zbylá část disku má velikost elementů 30mm.



Obrázek 22 Konečnoprvkový model disku

### 3.2.4 Diskretizace šroubového spojení

Na obr.23 je uvedena diskretizace šroubu. Kde velikost elementů v kontaktních plochách, tedy mezi hlavou šroubu a nábojem, a podložkou a diskem je 4mm. Velikost elementů u dřívku je stejná, 4mm, protože zde bude aplikována osová síla šroubu.



Obrázek 23 Konečnoprvkový model šroubu



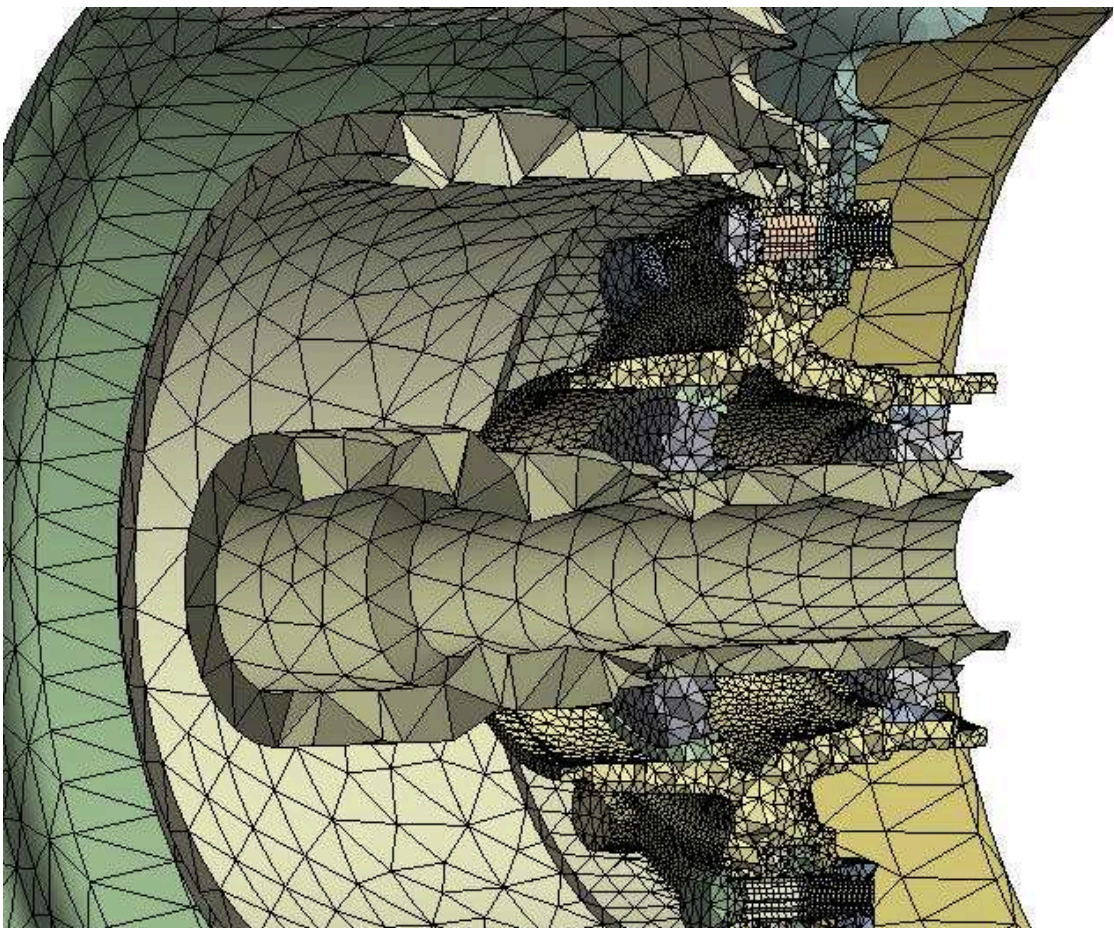
### 3.2.5 Shrnutí diskretizace

Jak již bylo zmíněno, nejdůležitější částí výpočtu byl náboj kola. Další části byly ve výpočtu uvedeny kvůli tuhosti, nebo kvůli co nejbližšímu nasimulování skutečného zatížení.

<b>Počet uzlů</b>	700 362
<b>Počet stupňů volnosti</b>	2 101 086

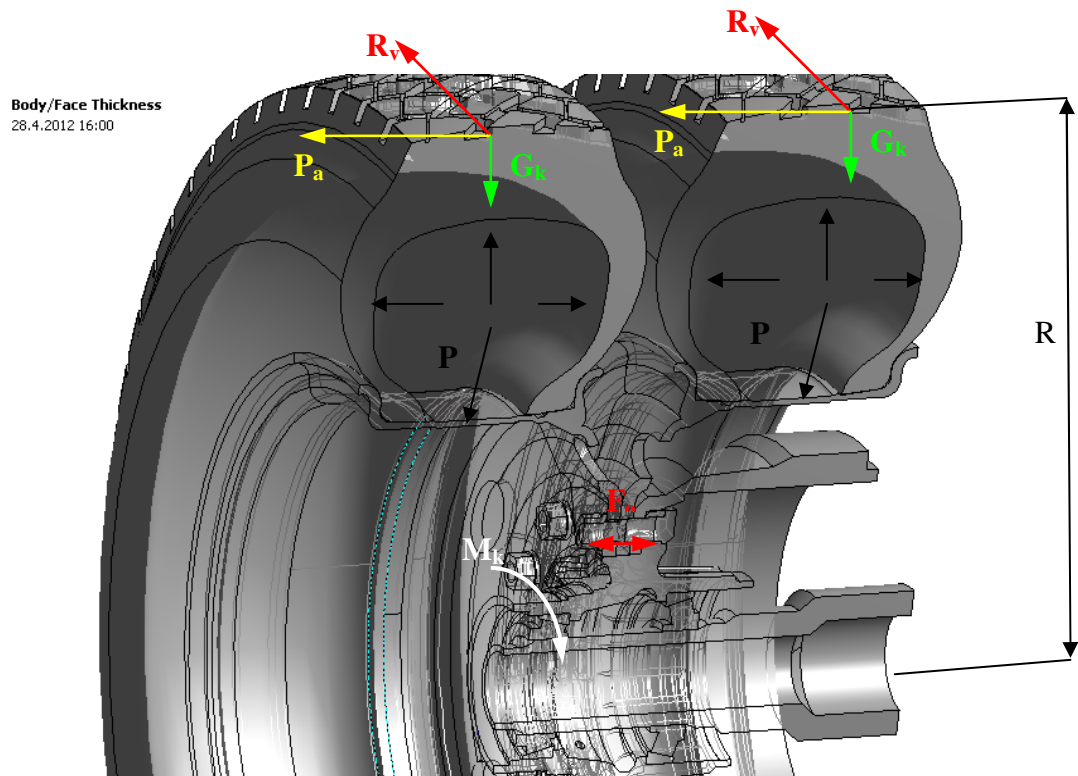
Tabulka 2 Shrnutí diskretizace

Konečné prvky v převážné většině tvoří čtyřstěny, označené jako Tet 10. Každý prvek má deset uzlů, tzn. že byly zahrnuty meziuzly, kde každý uzel má tři stupně volnosti, posuvy v osách x, y a z. [3].



Obrázek 24 Řez konečnoprvkovým modelem

### 3.3 Silové účinky působící na zadní nápravu



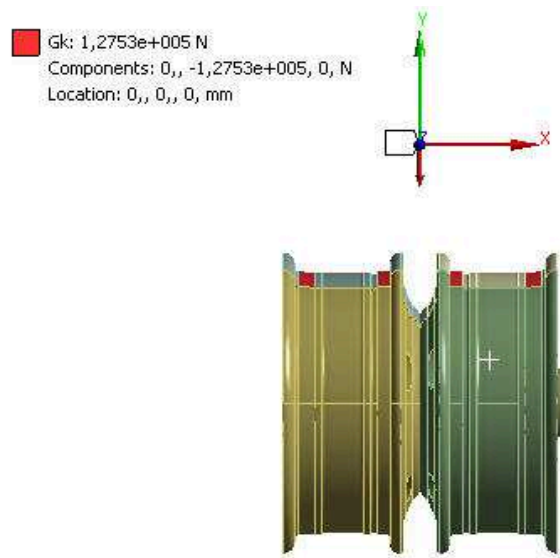
Obrázek 25 Přehled silových účinků, působících na zadní nápravu

V kap. 1 byl popsán vznik reakčních sil které působí na nápravu, jedná se o síly  $G_k$  a  $P_a$  a přenos kroutícího momentu  $M_k$  z hnací hřídele na náboj (obr.25). Hodnoty byly dodány zadavatelem.

Mezi pneumatikou a vozovkou dochází ke vzniku reakce ve valení  $R_v$ , jako výsledek odvalování pneumatiky po vozovce a působí proti směru pohybu vozidla. V pneumatice po nahuštění působí tlak  $P$ . Poslední silový účinek působící na zadní nápravu je osová síla ve šroubu  $F_o$ , která vznikne dotažením šroubu požadovaným utahovacím momentem. Přehled všech působících silových účinků a jejich hodnot je uveden v tab.4.

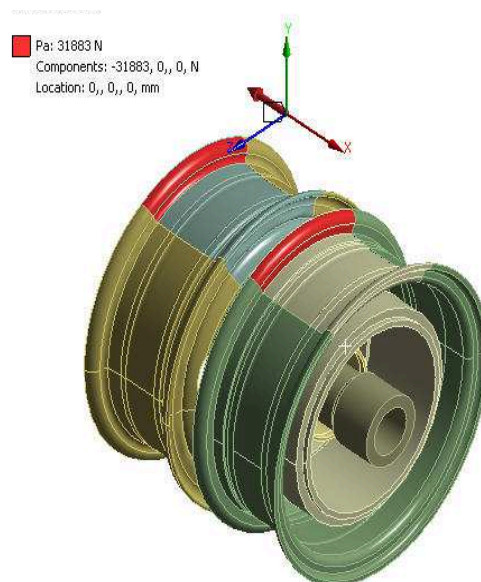
#### 3.3.1 Aplikace silových účinků na výpočtový model

Do výpočtu je zahrnuta síla  $G_{kmax}$ , která slouží jako dynamický koeficient, pro zahrnutí vlivu nerovností vozovky, po kterých projede naložený automobil. Síla je přenášena kordem pneumatiky na plochou část disku (obr.26).



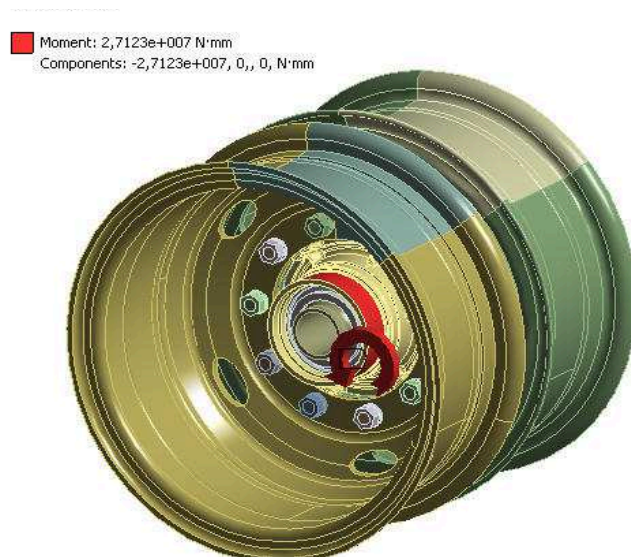
Obrázek 26 Síla Gk

Boční síla  $P_a$  je přenášena kordem pneumatiky na vnější límce disků (obr.27).



Obrázek 27 Boční síla Pa

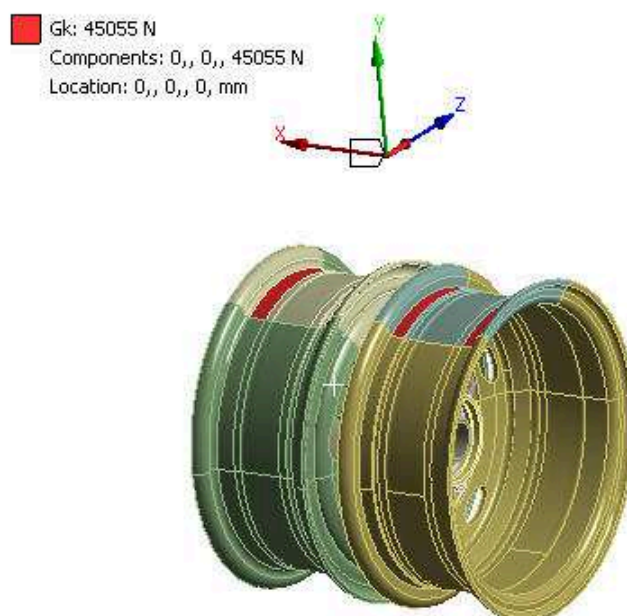
Na náboj působí kroutící moment buďto od motoru  $M_{cr}$ , nebo adhezní moment  $M_{ad}$ , který vzniká v důsledku otáčení kola a třecího odporu mezi pneumatikou a vozovkou. Rozdíl mezi momenty je malý, pouze 2%, a tak do výpočtu bude uvažován moment od motoru  $M_{cr}$ . V kap.1 byl popsán přenos kroutícího momentu na náboj, ze kterého je zřejmé, že moment vstupuje na náboj z přední strany, v místě evolventního drážkování (obr.28).

Obrázek 28 Moment od motoru  $M_{cr}$ 

Reakce ve valení  $R_v$  působící proti směru pohybu vozidla a na část výseče disků je přenášena kordem pneumatiky (obr.29). Velikost byla dopočítána pomocí vzorce

$$R_v = \frac{M_{cr}}{R} = \frac{27123000}{602} = \underline{\underline{45055N}}, \quad (12)$$

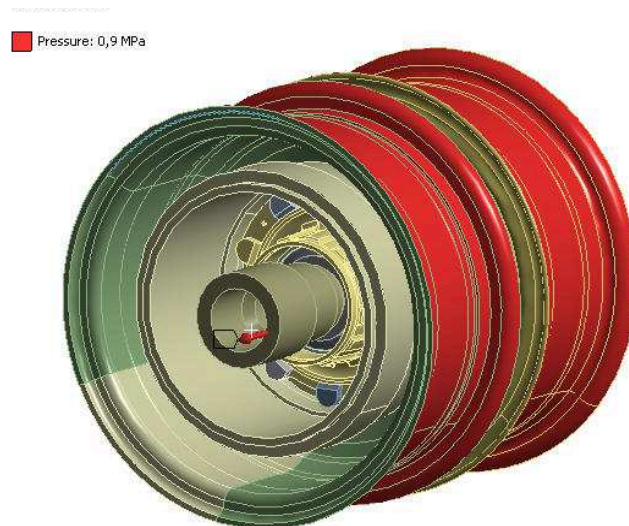
kde  $M_{cr}$  je moment od motoru a  $R$ , je dynamický poloměr, což je poloměr nahuštěné pneumatiky po zatížení vozidla.

Obrázek 29 Reakce ve valení  $R_v$ 

Všechny uvedené síly působící mezi pneumatikou a vozovkou působí na dynamickém

poloměru R o velikosti 602mm. Silové účinky působící na dynamickém poloměru jsou aplikovány na výseč disků.

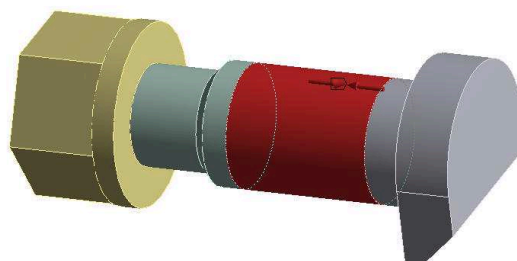
Do výpočtu byl zaveden tlak působící v pneumatice (obr.30), působí na celou plochu talířových disků. Velikost byla zjištěna z technické příručky [17].



Obrázek 30 Tlak v pneumatikách

### 3.3.2 Šroubový spoj

Soudržnosti celé soustavy bylo dosaženo stáhnutím šroubových spojů, aplikací předepínací síly na dřívky šroubů. Předepínací síla vzniká v důsledku dotažení matice šroubu utahovacím momentem. Velikost utahovacího momentu byla nalezena v Technické příručce [17], z velikosti utahovacího momentu dopočítáme velikost předepínací síly, která bude aplikována na dřívky šroubu (obr.31).



Obrázek 31 Aplikace předepínací síly

Úhel stoupání závitu  $\psi$

$$\psi = a \tan \frac{P}{\pi \cdot d_2}, \quad (13)$$

kde P značí stoupání závitu [mm], a  $d_2$  je střední průměr závitu [mm].

Redukovaný třecí úhel, který určím ze vztahu

$$\varphi = a \tan \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (14)$$

kde  $f_z$  značí součinitel smykového tření[-], a  $\alpha$  je úhel profilu [°].

Osovou sílu dopočítám ze vzorce pro utahovací moment, který je dán součtem utahovacího momentu ření v závitech  $M_{TM}$  a utahovacího momentu tření pod hlavou šroubu a maticí  $M_{TZ}$

$$M_u = M_{TM} + M_{TZ}. \quad (15)$$

Díličí utahovací momenty jsou vyjádřeny jako

$$M_{TM} = F_o \cdot f_M \cdot \frac{S_K + d_d}{4}, \quad (16)$$

kde  $F_o$  je osová síla ve šroubu [N],  $f_M$  je součinitel smykového tření v kontaktu matice a podložky [-],  $D_d$  je velikost opěrné plochy podložky [mm], tedy díra v podložce, a  $S_K$  je velikost otvoru utahovacího klíče [mm].

$$M_{TZ} = F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\psi + \varphi) \quad (17)$$

Po dosazení do 15 dostaneme

$$M_u = M_{TM} + M_{TZ} = F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\psi + \varphi) + F_o \cdot f_M \cdot \frac{S_K + d_d}{4}. \quad (18)$$

Nyní můžu vyjádřit osovou sílu  $F_o$  z 18

$$F_o = \frac{M_u}{\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\psi + \varphi) + f_M \cdot \frac{S_K + d_d}{4}}. \quad (19)$$

Postup pro výpočet osově síly byl převzat z literatury [18].

Veškeré hodnoty potřebné k dopočítání osově síly, jsou uvedeny v tabulce 3. Hodnoty byly převzaty z [18]

stoupání závitu P	2	[mm]
střední průměr závitu $d_2$ [mm]	21	[mm]
součinitel smykového tření $f_z$ [-]	0,15	[-]
úhel profilu $\alpha$ [°]	60	[°]
utahovací moment $M_u$ [Nm]	370	[Nm]
Součinitel smykového tření $f_z$ v kontaktu matice a podložky [-]	0,17	[-]
velikost otvoru utahovacího klíče $S_k$ [mm]	34	[mm]
velikost díry v podložce $D_d$ [mm]	28	[mm]

**Tabulka 3 známé hodnoty**

Dosadím do vzorce 13 a spočítám úhel stoupání závitu

$$\psi = a \tan \frac{P}{\pi \cdot d_2} = a \tan \frac{2}{\pi \cdot 21} = 1,74^\circ.$$

Pomocí vzorce 14 spočítám redukovaný třecí úhel

$$\varphi = a \tan \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = a \tan \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = 9,82^\circ.$$

Po vyjádření a dosazení do 19 zjistím velikost osově síly

$$F_o = \frac{M_u}{\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\psi + \varphi) + f_M \cdot \frac{S_k + d_d}{4}} = \frac{370000 \pm 15000}{\frac{21}{2} \cdot \tan(1,74 + 9,82) + 0,17 \cdot \frac{34 + 28}{4}} = 80490N \Rightarrow 80500N$$

### Přehled hodnot zatěžujících účinků

<b>Zatěžující silové účinky</b>		
<b>název</b>	<b>hodnota</b>	<b>jednotky</b>
Maximální vertikální zatížení $G_k$	127 530	[N]
Maximální boční síla $P_a$	31 883	[N]
Moment od motoru $M_{cr}$	27 123	[Nm]
Adhezní moment $M_{ad}$	26 616	[Nm]
Třecí síla $T$	45 055	[N]
Tlak v pneumatice $p$	0,9	[MPa]
Osová síla $F_o$	80 500	[N]
Utahovací moment $M_u$	$370 \pm 15$	[Nm]

**Tabulka 4** Zatěžující silové účinky

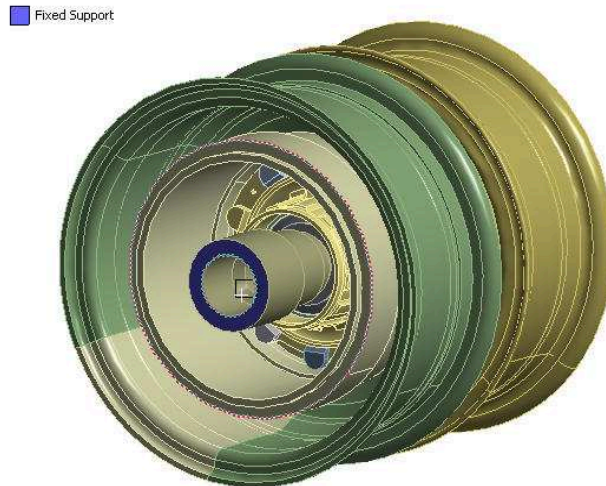
### 3.4 Okrajové podmínky

Řešená úloha je prostorová, tzn. že tuhé těleso může vykonat šest různých pohybů, tři posuvy a tři rotace. Aby došlo ke konvergenci úlohy, je nutné zamezit posuvům i rotacím ve všech směrech. Protože poloha náboje je zajištěna pomocí kontaktu v kuželíkových ložiscích, není nutné dalším způsobem zajišťovat polohu náboje. Zajištění celé sestavy se provede odebráním všech posuvů i rotací na konci nosné osy (obr.32).

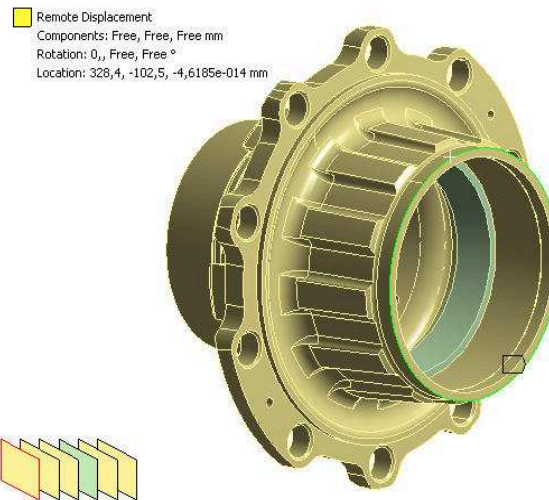
Poloha náboje je zajištěna kontaktní plochou v kuželíkových ložiscích. Silové poměry v sestavě jsou v rovnováze, protože reakce ve valení vytváří stejný momentový účinek, ale



v opačném směru jako moment vstupující na náboj. Přesto bude odebrána rotace náboje kolem vlastní osy ze zadní strany na hranu náboje (obr.33). Nedojde k znehodnocení výsledků ani žádnému ovlivnění výsledků touto vazbou. Bez této vazby by ale nedošlo ke konvergenci výpočtu.



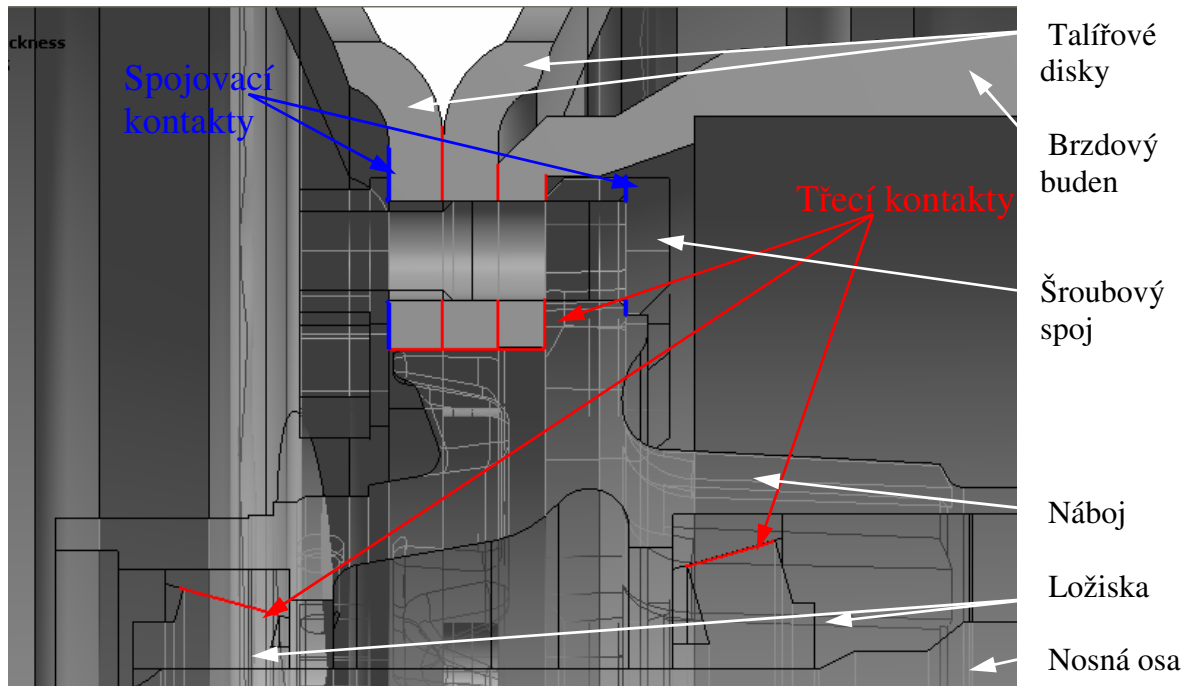
Obrázek 32 Uchycení nosné osy



Obrázek 33 Uchycení náboje

### 3.5 Kontakty

V řešené úloze se vyskytuje strukturální nelinearita, konkrétně kontakty. Použity byly svarový spoj a třecí kontakt, který je nelineární. Jeho použitím dojde ke ztížení řešení a prodloužení časové doby výpočtu. Kontaktní plochy jsou uvedeny na obr.34. Třecí kontakt byl použit na stykových plochách mezi disky, diskem - bubnem a bubnem - nábojem. Mezi hlavami šroubů - nábojem, maticemi - diskem byly nastaveny svarové spoje.



Obrázek 34 Kontaktní plochy

#### 3.5.1 Svarový spoj

Dojde k pevnému spojení dvou těles a nemůže dojít k žádnému prokluzu ani rozdělení [3]. Tím se vnese do výpočtu chyba, protože bude umožňovat přenášení tahové síly což je nežádoucí.

#### 3.5.2 Třecí kontakt

Tenhle kontakt patří mezi nelineární, dojde k prodloužení výpočtového času a ke zhoršení konvergence. Třecí kontakty přenášejí tlakovou sílu a určitou hodnotu smykového napětí. Po jejím překročení dojde ke vzájemnému posuvu stykových ploch těles. U třecího kontaktu se definuje koeficient smykového tření, což je nezáporná hodnota, závislá na materiálu stykových ploch [3]. Koeficienty smykového tření jsou uvedeny v tab.5, a byly

nalezeny v [23].

	<b>kontaktní plocha</b>	<b>Typ kontaktu</b>	<b>Koeficient smykového tření [-]</b>
<b>1.</b>	ložisko	třecí	0,01
<b>2.</b>	ložisko	třecí	0,01
<b>3.</b>	hlavy šroubů - náboj	spojovací	-
<b>4.</b>	náboj - buben	třecí	0,25
<b>5.</b>	buben - disk	třecí	0,25
<b>6.</b>	disk - disk	třecí	0,17
<b>7.</b>	disk - matice	spojovací	-
<b>8.</b>	disky - náboj	třecí	0,25
<b>9.</b>	buben - náboj	třecí	0,25

**Tabulka 5 Koeficienty smykového tření**

Pro uvedené kontakty byla použita formulace penalizační metody (Pure penalty). Což je metoda, která zahrnuje pokutovou funkci.

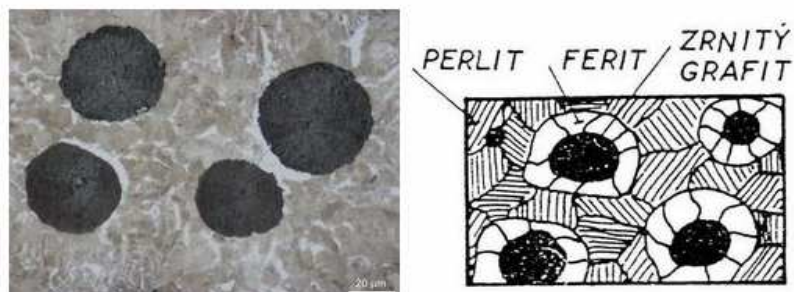
Formulace chování kontaktních ploch byla nastavena tak, aby došlo na počátku k doteku kontaktních ploch (Adjust to Touch). Tzn. že nebude docházet k žádnému průniku kontaktních ploch, plochy se budou pouze dotýkat [3].

### **3.6 Materiálové vlastnosti**

Z pohledu materiálových vlastností, se bude řešená úloha řadit mezi lineární, z důvodu uvažování normálních provozních stavů, kdy nebude docházet ke vzniku trvalých plastických deformací. Tzn. že hodnoty napětí nebudou překračovat hodnoty meze kluzu  $R_p$  a budeme se nacházet v oblasti elastických deformací. Hodnoty meze kluzu  $R_p$  a meze pevnosti  $R_m$  jsou uvedeny pouze jako hodnoty které poslouží k vyhodnocení výsledků.

### 3.6.1 Materiál náboje

U náboje se jedná o litinu 42 2305, kde typ byl uveden firmou Tatra, mechanické vlastnosti byly dohledány. Jedná se o feriticko - perlitickou tvárnou litinu, jejíž struktura je tvořena feritem, perlitem a zrnitým grafitem (obr.35) [19].



Obrázek 35 Struktura feriticko-perlitické litiny [19]

Litiny s kuličkovým grafitem mají vysokou pevnost, modul pružnosti, tvrdost a tažnost. Takle litina se používá především pro odlitky s tloušťkou stěn 5 – 100mm, na součásti mechanicky i dynamicky namáhané, např. Na vodící a kluzné lišty, na převodové skříně [19].

Mechanické vlastnosti		
Mez kluzu $R_p$ 0,2 min	320	[MPa]
Mez Pevnosti $R_m$ min	500	[MPa]
Pevnost v tlaku	800	[MPa]
Modul pružnosti E	169 000	[MPa]
Modul pružnosti ve smyku G	64 000	[MPa]
Poissonova konstanta $\mu$	0,275	[-]

Tabulka 6 Mechanické vlastnosti litiny 42 2305

### 3.6.2 Materiál bubnu

Materiál bubnu je litina 42 1241, což je litina s lupínkovým grafitem. Vyznačují se vysokou odolností proti korozi, jsou nemagnetické, mají vysoký nebo velmi nízký koeficient teplotní roztažnosti, dobré kluzné vlastnosti a jsou odolné proti zadírání. Používají se na výrobu převodových skříní, stojany lisů, řemenice atd. [19].

Mechanické vlastnosti		
Modul pružnosti E	110 000	[MPa]
Poissonova konstanta $\mu$	0,28	[-]

Tabulka 7 Mechanické vlastnosti litiny 42 1241

### 3.6.3 Materiál ostatních částí

U ostatních částí modelu, tedy hřídele, disků, šroubů a ložisek nebyla firmou Tatra poskytnuta informace o použitých materiálech uvedených částí.

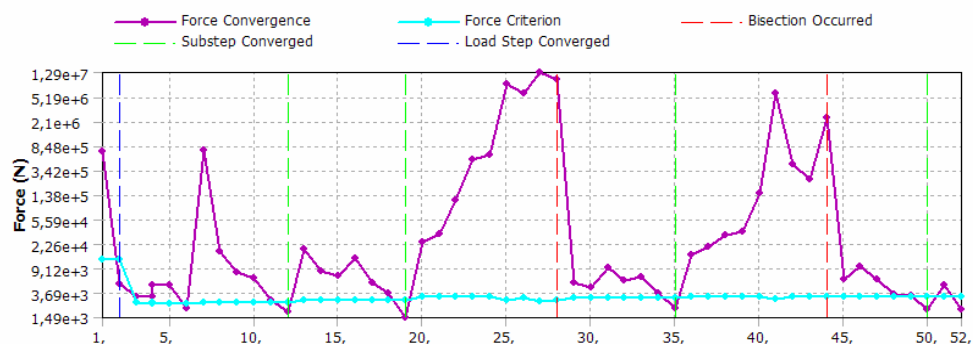
Byla použita konstrukční ocel, která patří mezi nejpoužívanější kovové materiály. Je to slitina železa, uhlíku a dalších legujících prvků. Vlastnosti ocelí je možno ovlivnit pomocí tepelného a mechanického zpracování, a taky pomocí přídavných prvků.

Mechanické vlastnosti		
Modul pružnosti E	210 000	[MPa]
Modul pružnosti ve smyku G	81 000	[MPa]
Poissonova konstanta $\mu$	0,3	[-]

Tabulka 8 Mechanické vlastnosti oceli

## 3.7 Nastavení výpočtu

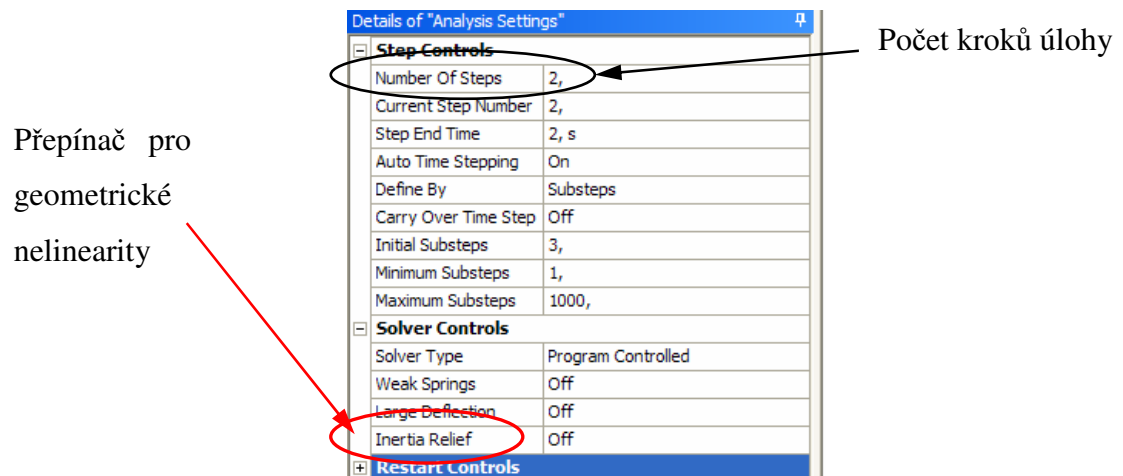
Úloha byla rozdělena na dva zátěžné kroky (obr.37). V prvním kroku byla aplikována osová síla ve šroubech, aby došlo k utažení šroubů na požadovanou hodnotu. Ve druhém kroku byly aplikovány všechny ostatní silové účinky.



Obrázek 36 Průběh konvergence

Na obr.36 je uvedena konvergence úlohy, která konverguje v padesáti dvou iteracích. Celkový čas potřebný k vyřešení je šest a půl hodiny.

V úloze se vyskytují nelineární třecí kontakty, které prodlouží časovou náročnost a zvýší počet řešených rovnic. V řešené úloze nejsou zahrnuty velké deformace (Large deflection) (obr. 36), ani materiálové nelinearity.



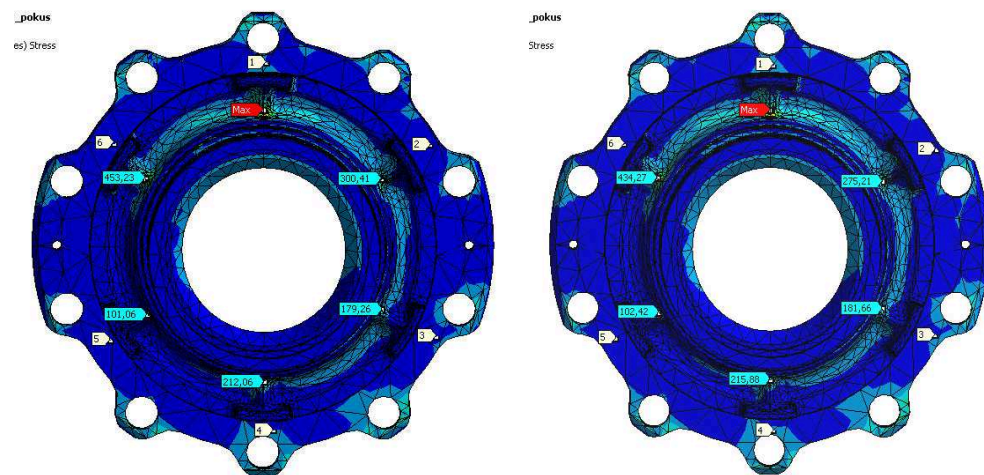
Obrázek 37 Nastavení řešiče

## 4 Statická analýza náboje

Bude provedeno posouzení vlivu tlaku v pneumatiky, talířových disku a brzdového bubnu a jejich nutnost uvedení do výpočtu. Dále bude provedeno vyhodnocení výsledků statické analýzy.

### 4.1 Vliv tlaku v pneumatikách

Byl proveden porovnávací výpočet s uvážením a bez uvážení tlaku. Cílem bylo zjistit rozdíl v napětí u náboje. Protože se jedná o orientační výpočet, byla použita hrubá diskretizace.



Obrázek 38 Napětí náboje [MPa]

Na obr.38 vpravo je uveden výpočet se zahrnutím tlaku v pneumatikách, kde maximální napětí je 600 MPa u žebra číslo jedna. Na levé straně je výsledek bez zahrnutí vlivu tlaku v pneumatikách. Maximální napětí je 563 MPa výztuhy jedna.

Žebro	bez tlaku [MPa]	S tlakem [MPa]	Rozdíl [%]
1	563,94	599,88	6
2	275,21	300,41	8,4
3	181,66	179,26	1,3
4	215,88	212,06	1,8
5	102,41	101,06	1,3
6	434,27	453,23	4,2

Tabulka 8 Vyhodnocení rozdílů

V tab. 8 jsou uvedeny výsledky napětí jednotlivých žeber. Největší rozdíl je u žebra dva, který činí 8,4%. Jedná se o nezanedbatelný rozdíl, tzn. tlak v pneumatikách musí být zahrnut do výpočtu.

## 4.2 Vliv tuhostí talířových disků a brzdového bubnu

Byl proveden porovnávací výpočet bez zahrnutí talířových disků a brzdového bubnu a nebyly uvažovány ani šroubové spoje. Ve výpočtu zůstaly zahrnuty ložiska, nosná osa a náboj.

Okrajové podmínky uvedené v kap.3.3.3 zůstaly nezměněny, a silové účinky, tedy boční síla  $P_a$ , tíhová síla  $G_k$  a reakce ve valení  $R_v$  jsou aplikovány na stěnu příruby náboje (obr.39) a jejich působištěm zůstává dynamický poloměr  $R$ . Nebyl uvažován tlak v pneumatikách, z důvodu odstranění talířových disků.





Žebro	bez disků [MPa]	s disky [MPa]	rozdíl [%]
1	340,8	599,88	43,2
2	140,35	300,41	53,3
3	160,3	179,26	10,6
4	132,02	212,06	37,7
5	97,1	101,06	4
6	219,98	453,23	51,5

**Tabulka 9** Vyhodnocení rozdílů

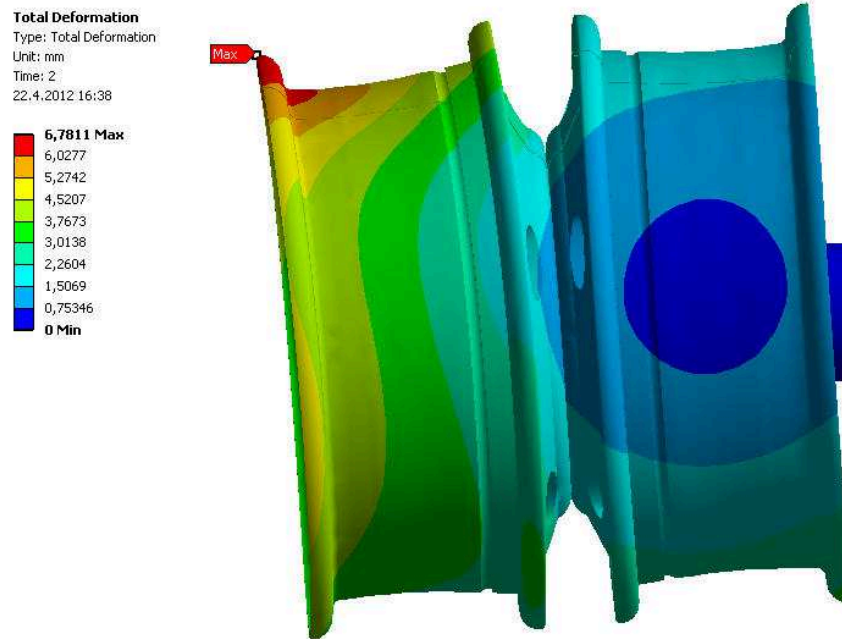
V Tab. 9 jsou uvedeny výsledky a jednotlivé rozdíly napětí u žeber. Byly posouzeny s výsledky u celé sestavy. Je patrné, že disky výrazně ovlivňují rozložení napětí. Největší rozdíl je u žebra číslo 2, který je 53,3%. S ohledem na získané výsledky je nutné zahrnout talířové disky i s brzdovým bubnem do výpočtu, kvůli správnému rozložení zatížení a zachování tuhosti sestavy.

### 4.3 Výsledky statické analýzy

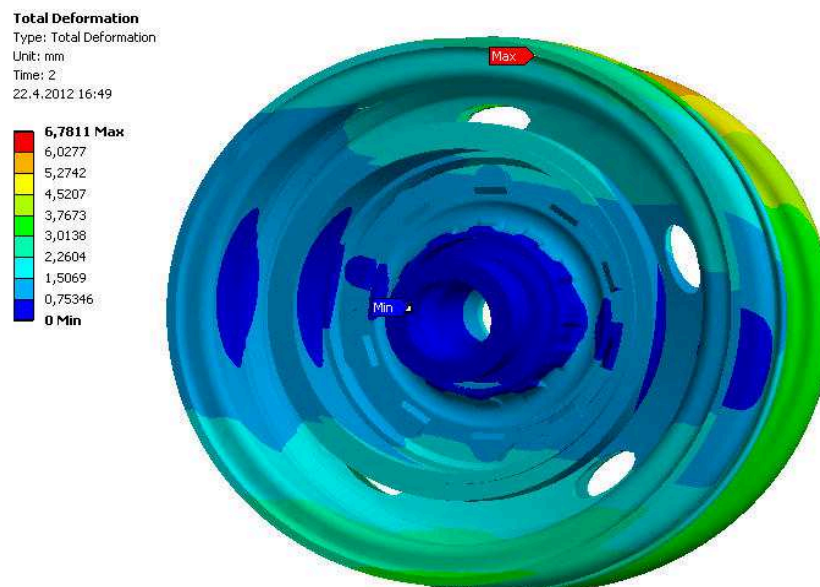
V kap. 3 bylo popsáno vytvoření výpočtového modelu, který poslouží pro statickou analýzu náboje. Budou zde uvedeny výsledky statické analýzy, které poslouží pro analyzování nově navrhnutého náboje. Analýza bude dále využita pro optimalizační proces, ke zvolení správných ladících parametrů.

#### 4.3.1 Vyhodnocení posunutí sestavy

Na obr.41 jsou uvedeny posunutí sestavy. Maximální posunutí je 6,7mm, na límci vnějšího talířového disku (na obr. označeno značkou max.). Vyobrazené posuvy jsou desetkrát zvětšeny.

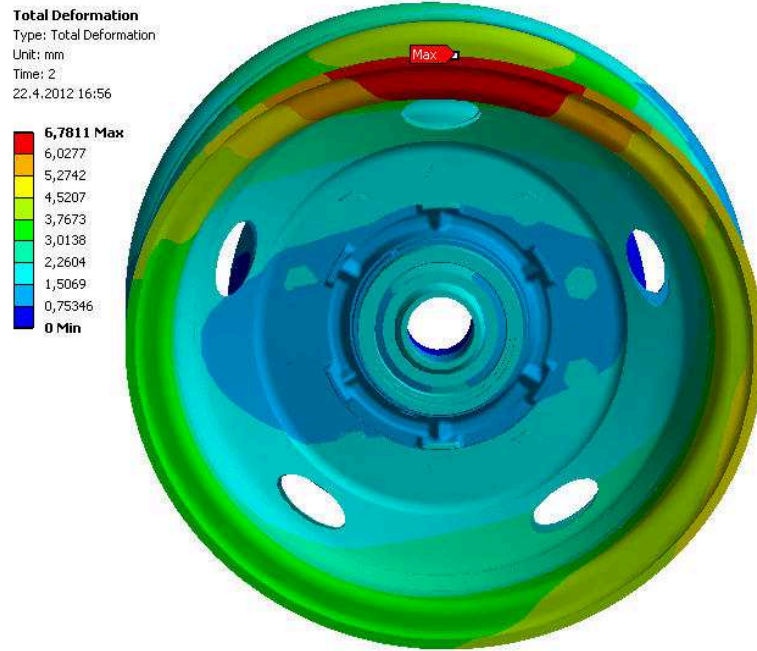


Obrázek 41 Posunutí sestavy z bočního pohledu [mm]



Obrázek 42 Posunutí soustavy ze zadního pohledu [mm]

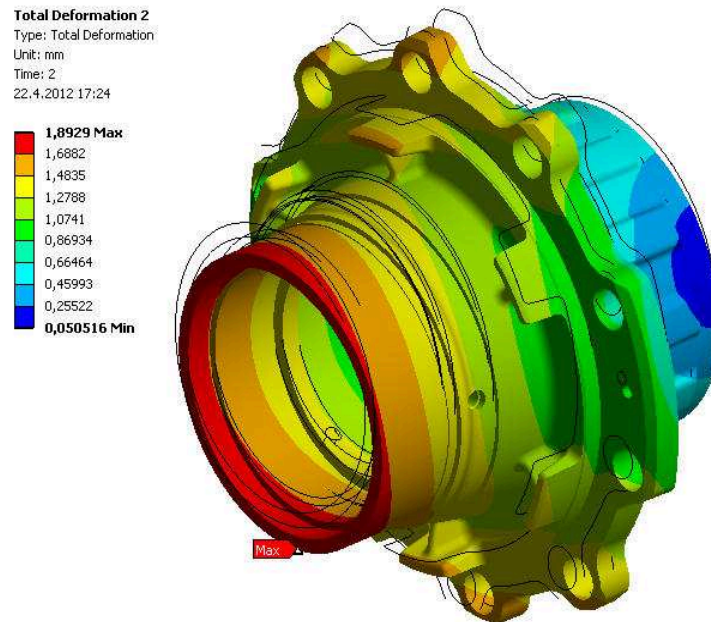
Na obr.43 jsou uvedeny posunutí z čelního pohledu sestavy, ze kterého jde vidět že dochází vlivem zatěžujících účinků vzniká elipsovité tvar talířového disku.



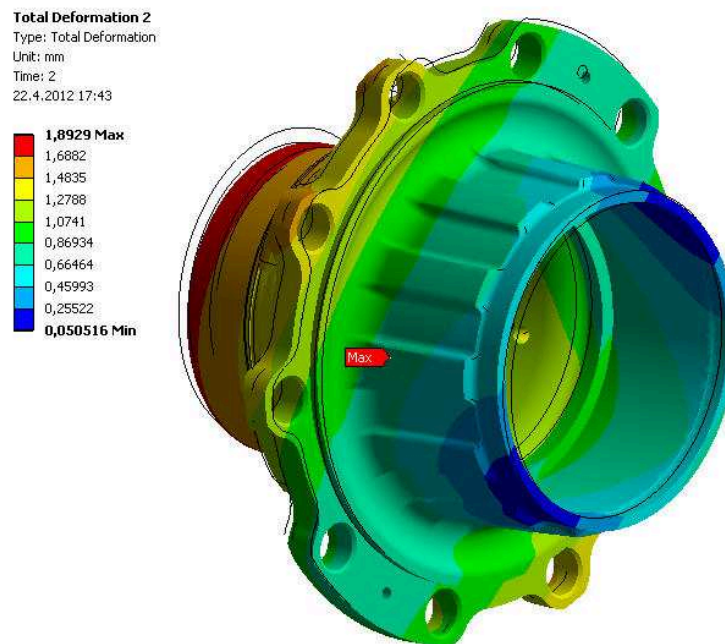
Obrázek 43 Posunutí sestavy z čelního pohledu [mm]

### 4.3.2 Vyhodnocení posunutí náboje

Na obr. 44 jsou vyobrazeny posunutí náboje, kde černá čára představuje původní tvar náboje. K největšímu posunutí dochází z přední strany náboje, tedy v místě, kde vstupuje kroutící moment na náboj. Velikost posunutí je 1,8mm. Nastává ve svislém směru, tedy ve směru působení síly  $G_k$ . Dochází ke vzniku eliptického tvaru díry pro ložisko.

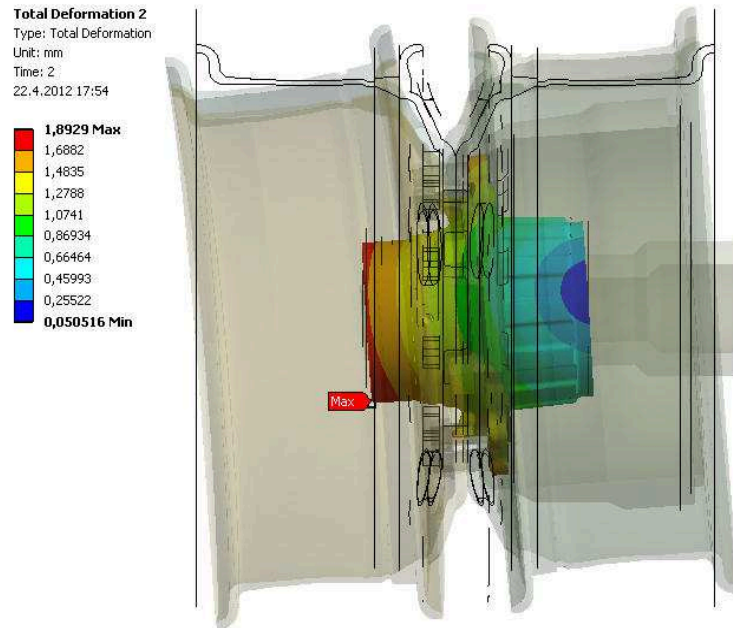


**Obrázek 44** Posunutí náboje z přední strany [mm]



**Obrázek 45** Posunutí náboje ze zadní strany [mm]

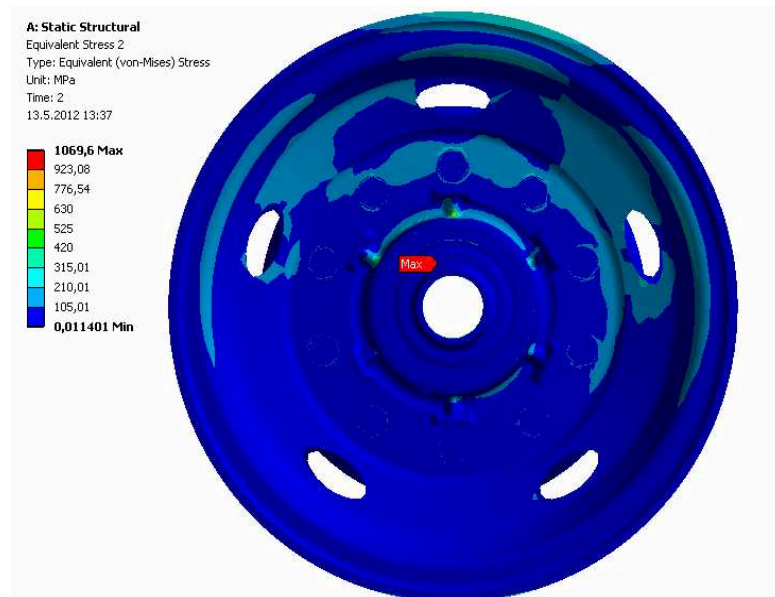
Obr.46 vyobrazuje posunutí náboje z boční strany, kde je vidět, že dochází k ohybu celé soustavy ve svislém směru



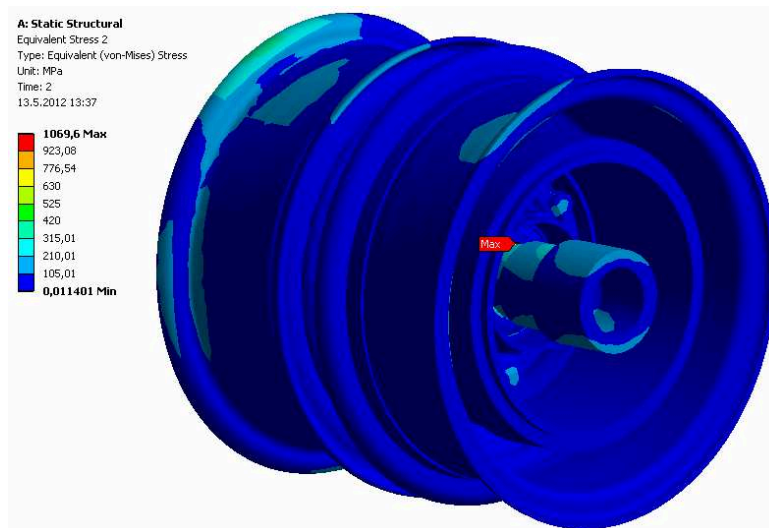
Obrázek 46 Posunutí náboje z bočního pohledu [mm]

### 4.3.3 Vyhodnocení napětí soustavy

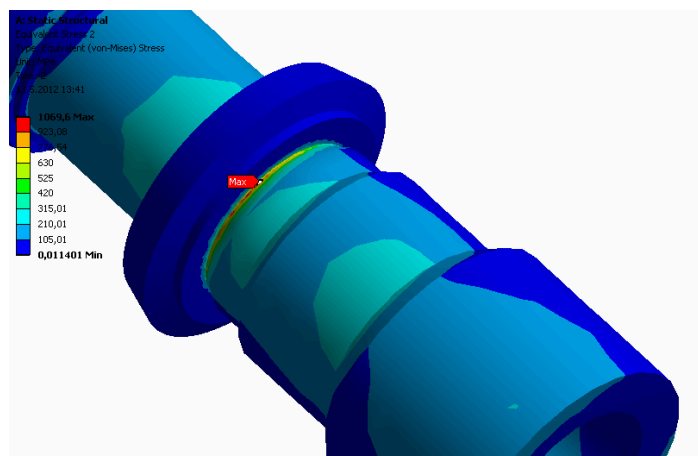
Na obr.47 je uvedeno napětí z přední strany sestavy, kde je vidět, že nejvýce namáhaná část sestavy je náboj. Z obr.48 je patrné, že největší napětí 1069MPa vzniká na hřídeli. Vzniklá špička napětí je vyobrazena na obr.49, která vzniká na malé plošce mezi přechodem hřídele a ložiskem. Jedná se o špičku napětí vzniklou hrubou diskretizací. Hrubou diskretizací většiny částí sestavy nejsou výsledky dostatečně přesné a tudíž nebudou blíže popisovány.



Obrázek 47 Napětí sestavy z přední strany [MPa]



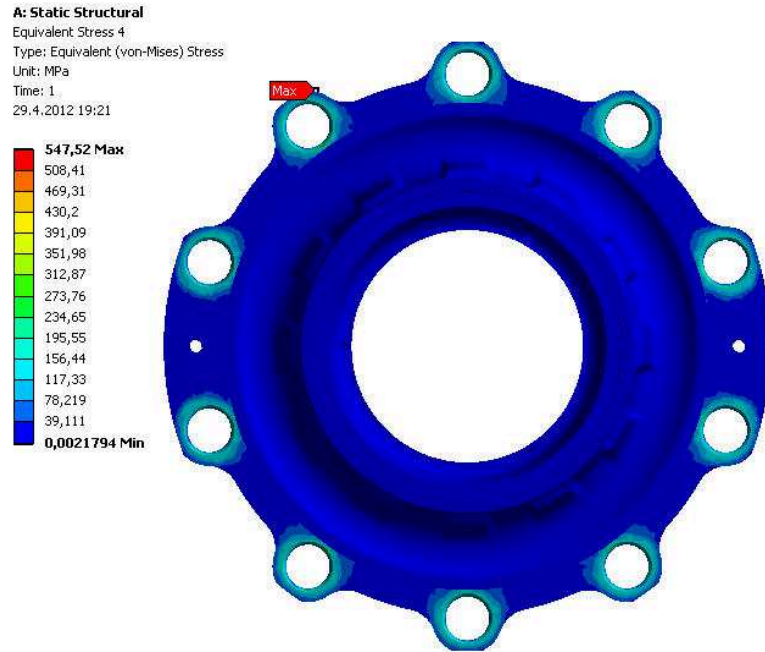
Obrázek 48 Napětí sestavy z boční strany [MPa]



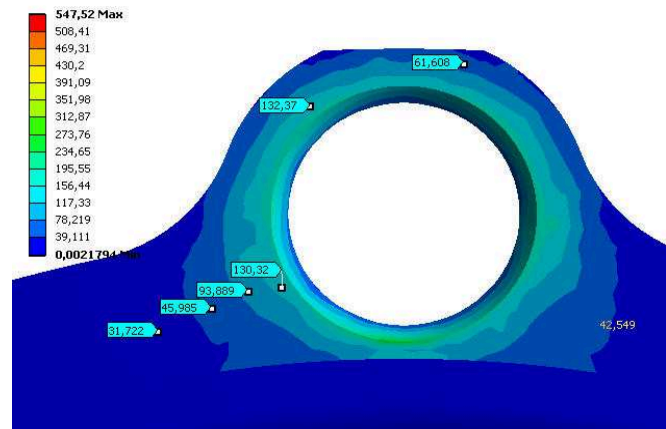
Obrázek 49 Špička napětí u hřídele [MPa]

#### 4.3.4 Vyhodnocení napětí náboje po předeptnutí šroubových spojů

Na obr.50 je zobrazeno napětí po aplikaci předeptinací síly. Z detailu uvedeného na obr.51 je vidět, že napětí v oblasti šroubových spojů dosahuje hodnoty kolem 200MPa.



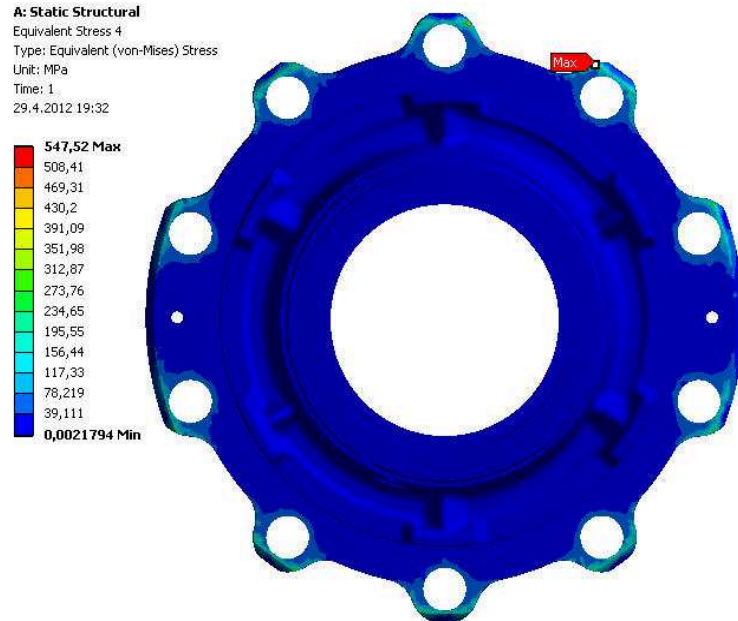
Obrázek 50 Napětí náboje po předeptnutí ze zadní strany [MPa]



Obrázek 51 Napětí náboje po předeptnutí detail [MPa]

Na obr.52 je uvedeno napětí náboje po aplikaci předeptinacích sil z přední strany, kde v oblasti děr dochází ke koncentraci napětí, které je způsobeno ostrým přechodem geometrie a diskretizací. Ve skutečnosti dojde k rovnoměrnému rozložení napětí, vlivem otlacení ploch mezi nábojem a brzdovým bubnem.



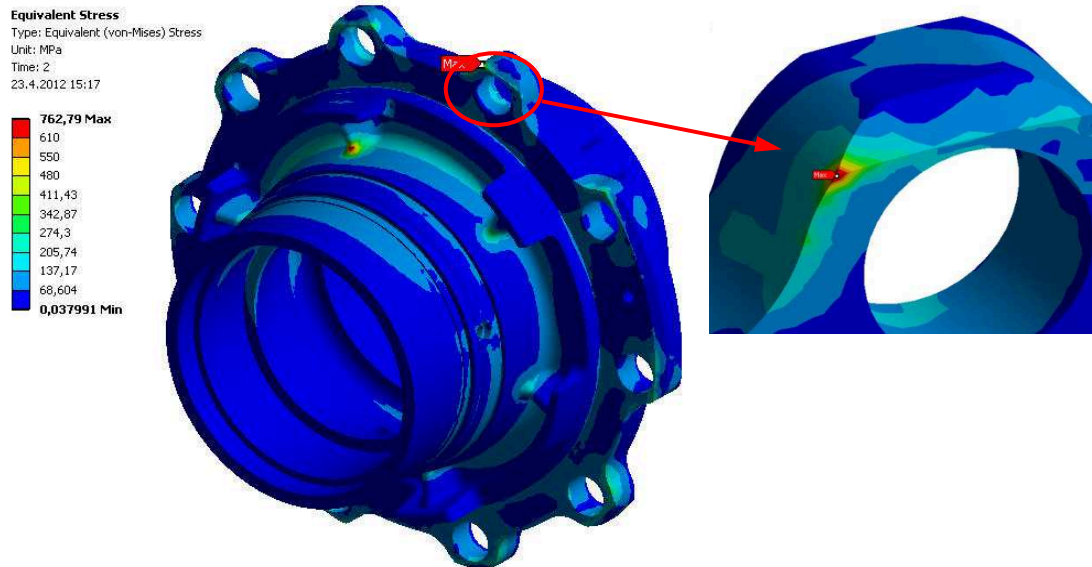


Obrázek 52 Napětí náboje po předeptnutí z přední strany [MPa]

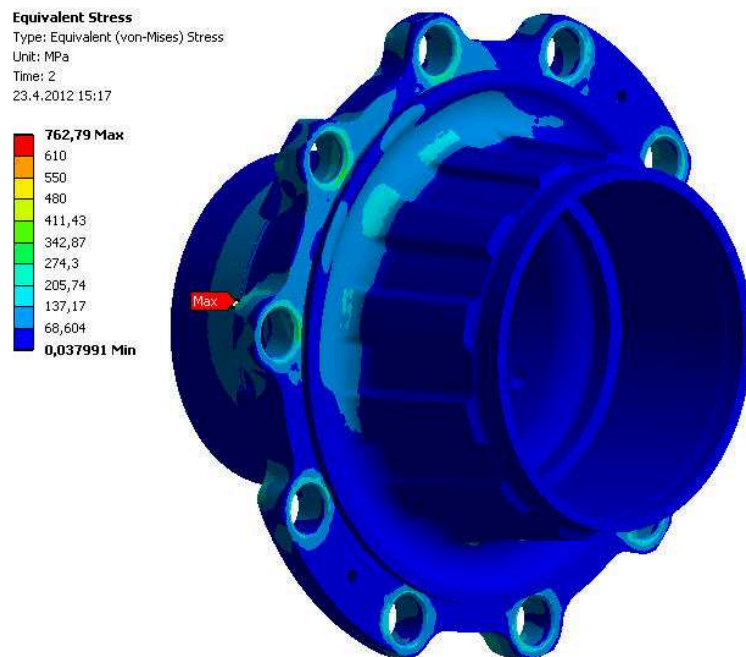
#### 4.3.5 Vyhodnocení napětí náboje po aplikaci všech silových účinků

Na obr.53,54 je vyobrazeno redukované napětí (von-Mises). Maximální hodnota 763MPa (označena značkou Max.) je špička napětí, která vznikla důsledkem singularity (lokální koncentrace) napětí, vlivem ostrého přechodu geometrie.

Z uvedených obr. je evidentní, že náboj je více namáhán z přední strany, tedy ze strany vstupu kroutícího momentu. Nejvíce namáhaná místa jsou žebra, cca. 400MPa, kde dochází k vůbec největšímu namáhání součásti. Ze zadní strany náboje jsou nejvíce namáhány oblasti v okolí šroubových spojů, z důvodu aplikace předeptinací síly ve šroubech.

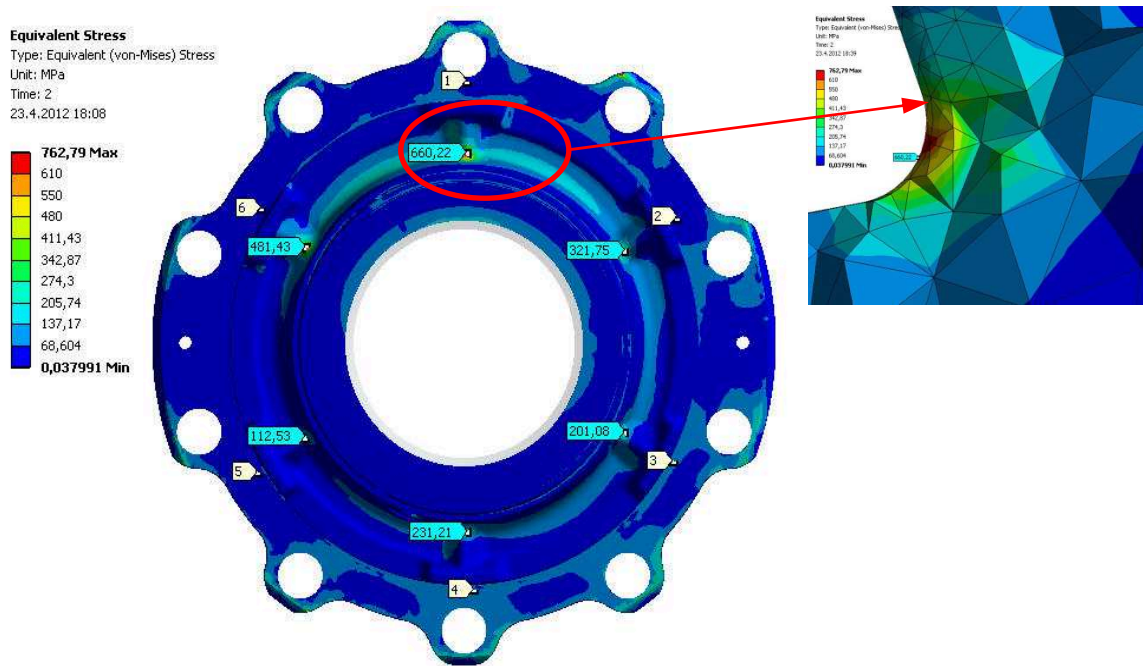


Obrázek 53 Redukované napětí náboje z přední strany [MPa]



Obrázek 54 Redukované napětí náboje ze zadní strany [MPa]

Na obr.55 jsou uvedeny hodnoty redukovaného napětí v jednotlivých žebrech. Nejvíce namáhané žebro je č.1, kde hodnota napětí je 660MPa. Z výsledků je evidentní, že dochází k překročení meze pevnosti  $R_m$ , jejíž hodnota je 500MPa, následkem čehož by docházelo k porušení součásti.



Obrázek 55 Napětí u žeber [MPa]

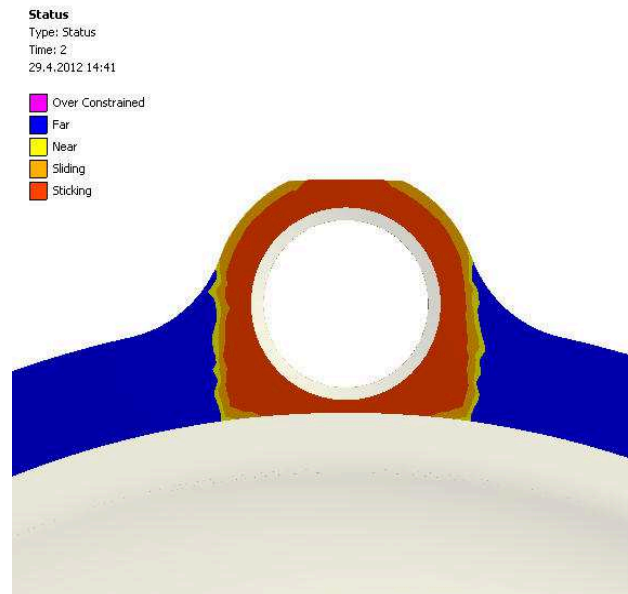
#### 4.4 Vyhodnocení kontaktních spojů

V úloze jsou zahrnuty kontakty, které je nutno zkontrolovat a vyhodnotit jejich parametry. Popis kontaktních ploch je uveden v kap.3.4.

Svarovým spojem vstoupí do výpočtu chyba, v podobě přenášení tahové síly, jejíž velikost musí být zkontrolována. U třecích kontaktů je zapotřebí zkontrolovat stykovou plochu, tedy místo kde dochází k dotyku daných částí. Dále je nutné provést kontrolu prostupu uzlů, tedy penetraci. Budou zde vyhodnoceny důležité kontaktní plochy a zbytek bude uveden v příloze.

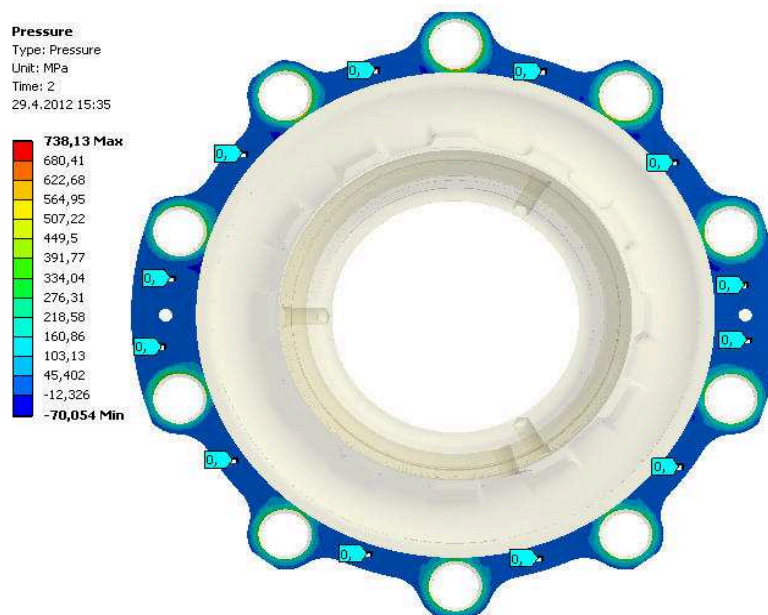
##### 4.4.1 Spojovací kontakt mezi hlavami šroubů a nábojem

Na obr.56 je uveden status spojovacího kontaktu mezi hlavami šroubů a nábojem. Modře označené plochy (Far) představují místa, kde nedochází k žádnému kontaktu. Žluté místa (Near) představují místa, kde nedochází ke kontaktu, ale jsou to místa blízko kontaktu. Oranžově označené místa (Sliding), jsou místa kde dochází ke kontaktu dvou těles a vzájemnému tření stykových ploch. Poslední místa jsou červená (Sticking), která představují kontaktní místa mezi tělesy, která jsou jakoby vzájemně spojena.

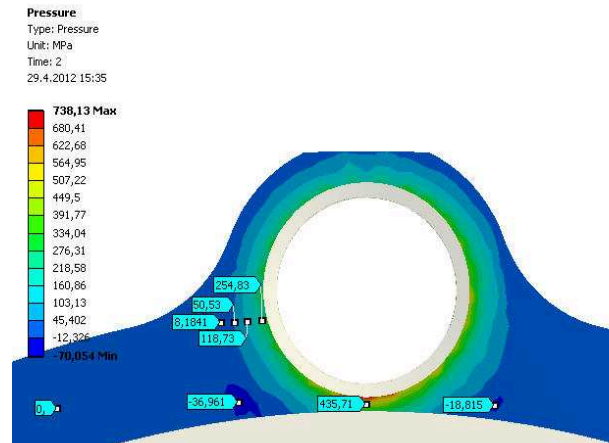


**Obrázek 56 Kontaktní plocha mezi nábojem a šroubovým spojem**

Jak již bylo zmíněno, je nutné provést kontrolu spojovacích kontaktů, z důvodu možnosti přenášení tahové síly. Na obr.57 je uveden tlak (pressure), kde na místech mezi šrouby není žádný tlak vyvolaný kontaktními plochami. Z legendy je vidět, že dochází i k tahovému namáhání, což je způsobeno použitým typem kontaktu. Z obr.58 je patrné, že maximální tahové napětí má hodnotu 70MPa, a vzniká v kontaktu mezi nábojem a ostrými hranami hlav šroubů. Přenášené tahové napětí je zanedbatelné, a chování použitého kontaktu je správné.



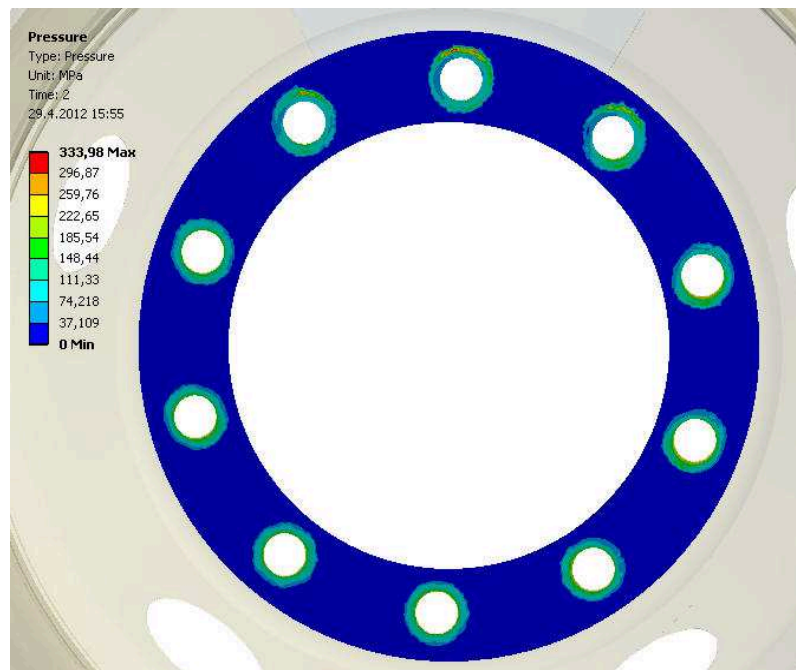
**Obrázek 57 Tlak v kontaktu mezi šroubovými spoji a nábojem [MPa]**



Obrázek 58 Detail napětí v kontaktu [MPa]

#### 4.4.2 Spojovací kontakt mezi šroubovým spojem a vnějším diskem

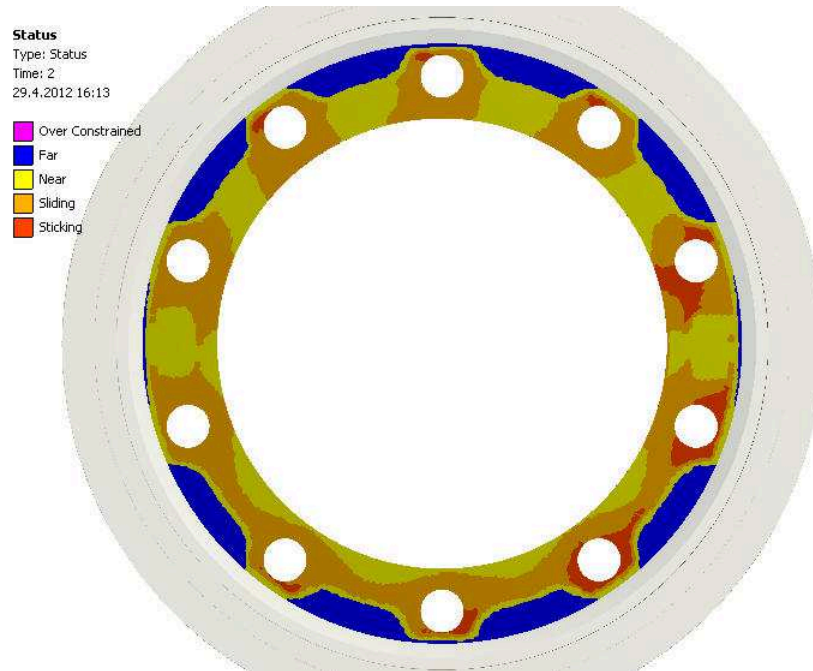
Spojovací kontakt byl také uvažován mezi vnějším diskem a šroubovými spoji. Na obr.59 je uveden tlak v kontaktních plochách, a je zřejmé, že nedochází k výskytu záporného tlaku, tudíž nedochází k přenosu tahových sil.



Obrázek 59 Kontaktní plocha mezi vnějším diskem a šroubovým spojem [MPa]

### 4.4.3 Třecí kontakt mezi brzdovým bubnem a nábojem

Mezi brzdovým bubnem a nábojem byl ve výpočtu uvažován třecí kontakt. Na obr.60 je uveden status tohoto kontaktu, kde jednotlivé označení je popsáno v kap.4.4.1.

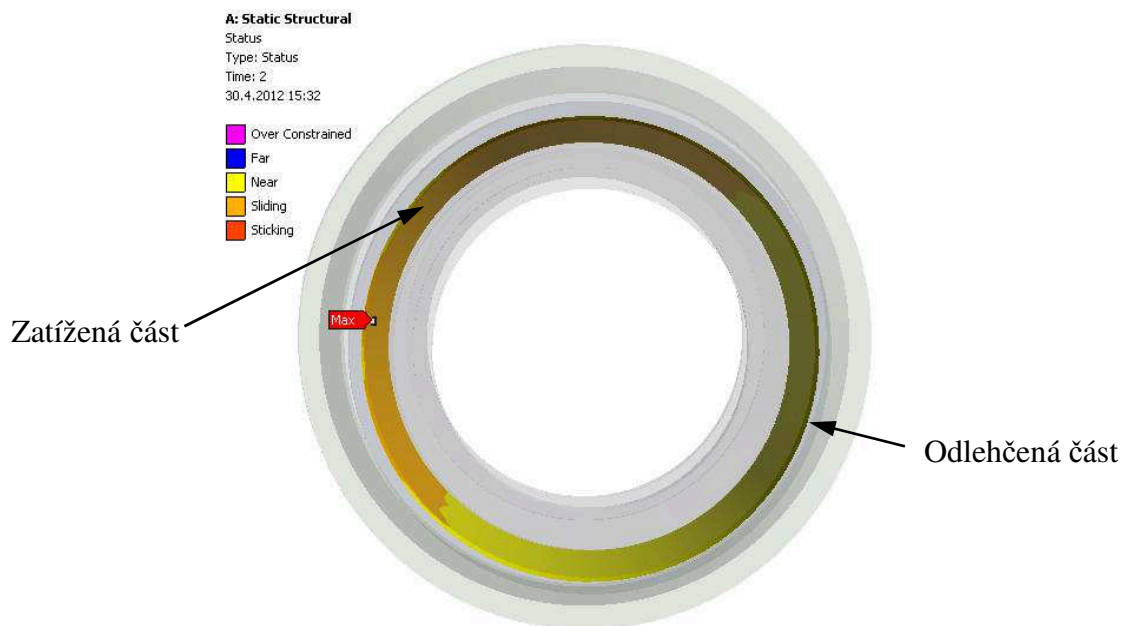
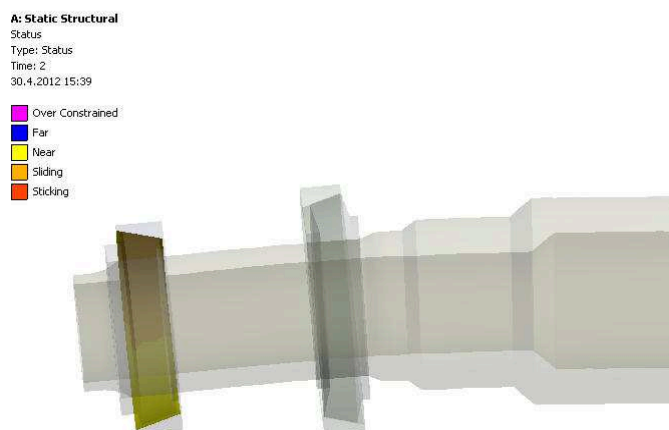


Obrázek 60 Status třecího kontaktu mezi brzdovým bubnem a nábojem

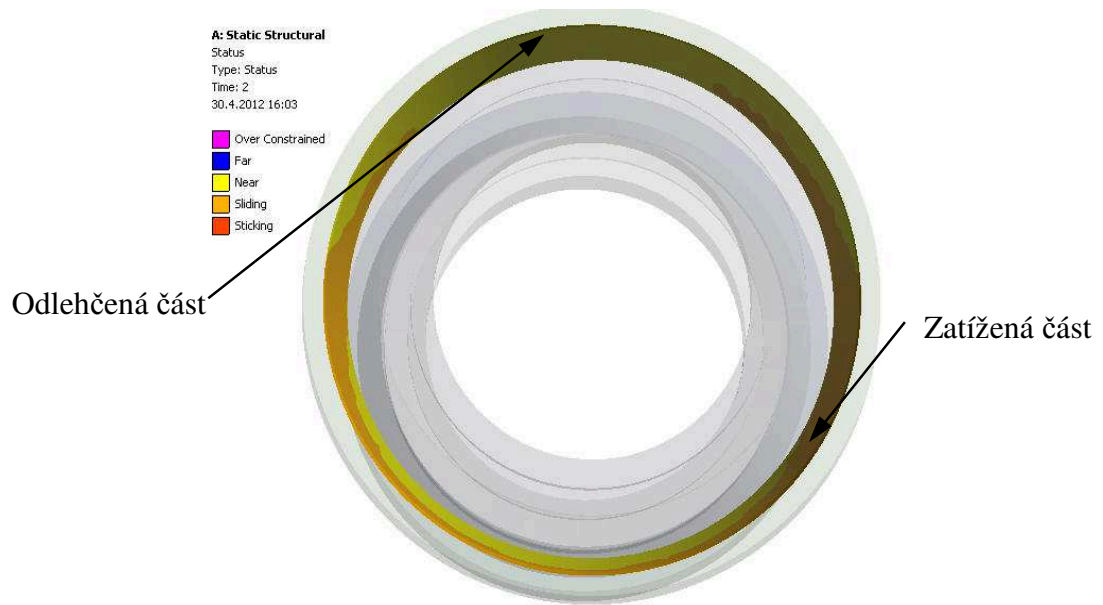
Je zřejmé že na vrchní části bubnu dochází ke kontaktu v oblasti děr pro šrouby, což je způsobeno aplikováním předepínací síly ve šroubech. Na spodní straně bubnu je vidět že dochází ke kontaktu i mezi dírami pro šrouby. Je to způsobeno silovými účinky působícími na talířové disky, které způsobují rozevírání sestavy z vrchní strany, tedy ze strany aplikace silových účinků, kdežto ze spodní strany dojde k uzavírání, tedy k opěru brzdového bubnu o náboj.

### 4.4.4 Třecí kontakty v ložiscích

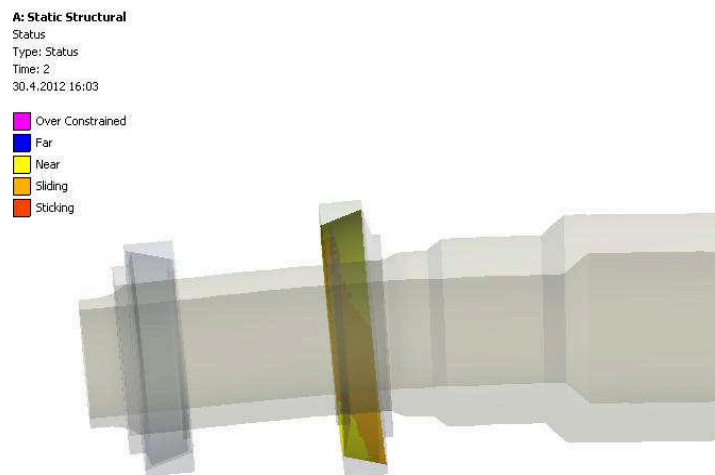
Obr.61 ukazuje status ložiska o  $\varnothing 160\text{mm}$ , kde je vidět, že zatížení ložisek není rovnoměrně rozloženo po celé styčné ploše a která část je zatížená a která je odlehčena. Z obr.62 je jasné že dochází k ohybu nosné osy ve svislém směru, což způsobují silové účinky působící na výseč disků. Tím, že silové účinky působí pouze na výseč disků, dojde k nerovnoměrnému zatížení ložisek.

Obrázek 61 Detail statutu ložiska o  $\varnothing 160$ Obrázek 62 Ložisko  $\varnothing 160$  Status

Na obr.63 je vyobrazen status ložiska  $\varnothing 190$ , kde je vidět, že dochází k přenosu zatížení na jiné části kontaktní plochy. Ložisko je více zatíženo na spodní straně, a vrchní strana je odlehčena. Zjednodušením ložisek došlo k ovlivnění chování kontaktní plochy, ale z uvedených výsledků je možné říci, že chování kontaktu je správné.



Obrázek 63 Detail statusu ložiska ø190



Obrázek 64 Status ložiska ø190

#### 4.4.5 Vyhodnocení prostupu uzlů a prokluzu

Vzhledem k velkému rozsahu potřebnému k vyhodnocení kontaktů, bude vyhodnocení prostupu uzlů a prokluzu uvedeno v Tab.8 bez obrázků. Na přiloženém DVD bude možno ostatní výsledky dohledat. Vyhodnocení bude provedeno pro třecí kontakty.



<b>Kontaktní plocha</b>	<b>Prostup uzlů [mm]</b>	<b>Prokluz [mm]</b>
Náboj - Buben	0,0026	0,039
Buben – Vnitřní disk	0,0008	0,061
Disk vnitřní – Disk vnější	0,002	0,086
Ložisko ø190	0,0006	0,184
Ložisko ø160	0,0008	0,11
Disky + Buben - Náboj	0,0007	0,086

**Tabulka 8 Vyhodnocení prostupu uzlů a prokluzu**

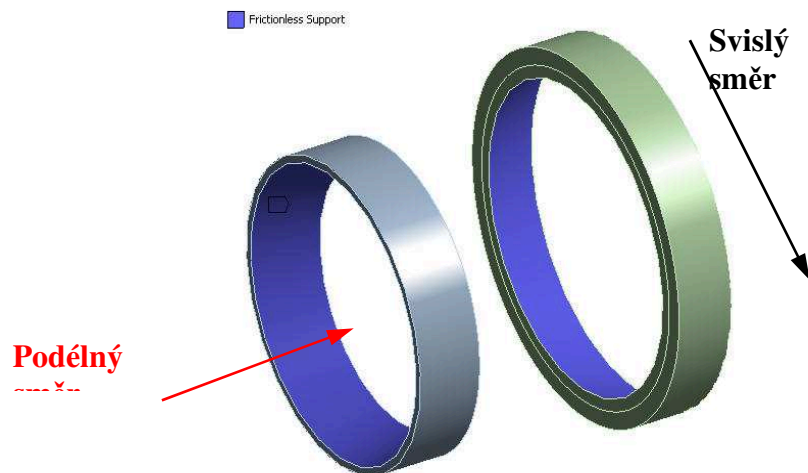
Z tab.8 je vidět, že největší prostup uzlů (penetrace) je ve třecím kontaktu mezi nábojem a brzdovým bubnem, velikost prostupu je 0,0026mm. Kontaktní plocha s největším prokluzem je v ložisku o průměru 190mm, kde velikost prokluzu je 0,184mm.

## 5 Optimalizace tvaru náboje

V kap. 2 byl proveden rozbor optimalizačního procesu v prostředí softwaru Ansys. V této kapitole budou uvedeny výsledky jak Tvarové optimalizace tak výsledky Cílově řízené optimalizace.

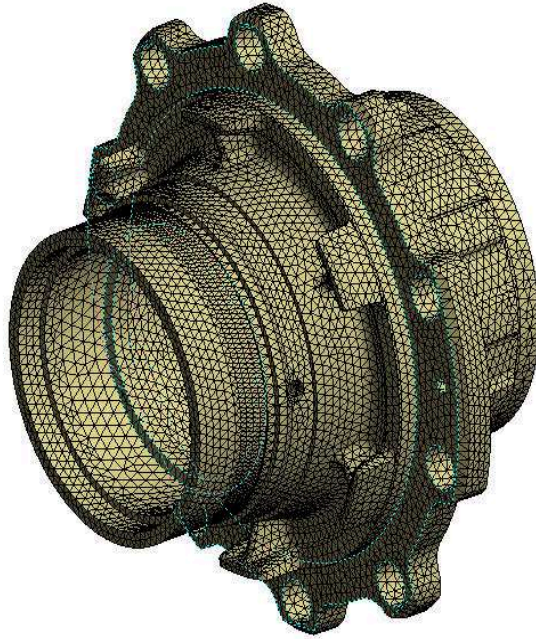
### 5.1 Tvarová optimalizace (Shape optimization)

Jak již bylo uvedeno v kap.2.4.1, úloha musela být převedena na lineární úlohu. Tzn. že byla provedena úprava kontaktů, kde třecí kontakty byly nahrazeny svarovými spoji, protože třecí kontakt se řadí mezi nelineární. Hřídel s vnitřními kroužky a náhradou valivých těles nebyly ve výpočtu uvažovány. Třecí kontakt v ložiscích byl nahrazen podporou bez tření (Frictionless Support) uvedenou na obr.65. Jedná se o lineární vazbu, která neumožňuje posuv ani rotaci v podélném a svislém směru [3].



Obrázek 65 Podpora bez tření v ložiscích

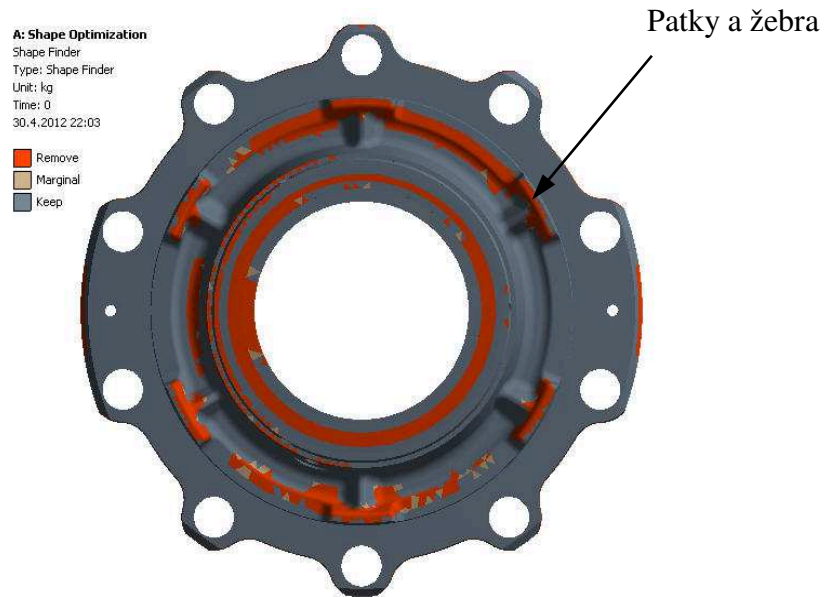
Diskretizace sestavy byla provedena s ohledem na požadované výsledky. Náboj, uveden na obr.66, u kterého budou vyhodnoceny výsledky, má velikost elementů nastavenou na 6mm. U ostatních částí se nebudou výsledky vyhodnocovat a mohla být použita hrubá diskretizace, za účelem snížení výpočtového času.



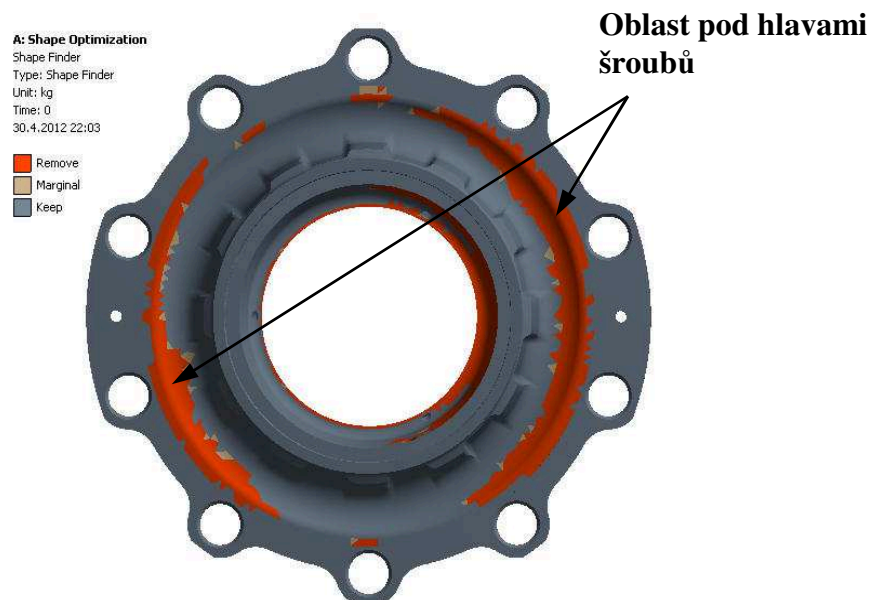
Obrázek 66 Diskretizace pro tvarovou optimalizaci

### 5.1.1 Vyhodnocení výsledků Tvarové optimalizace

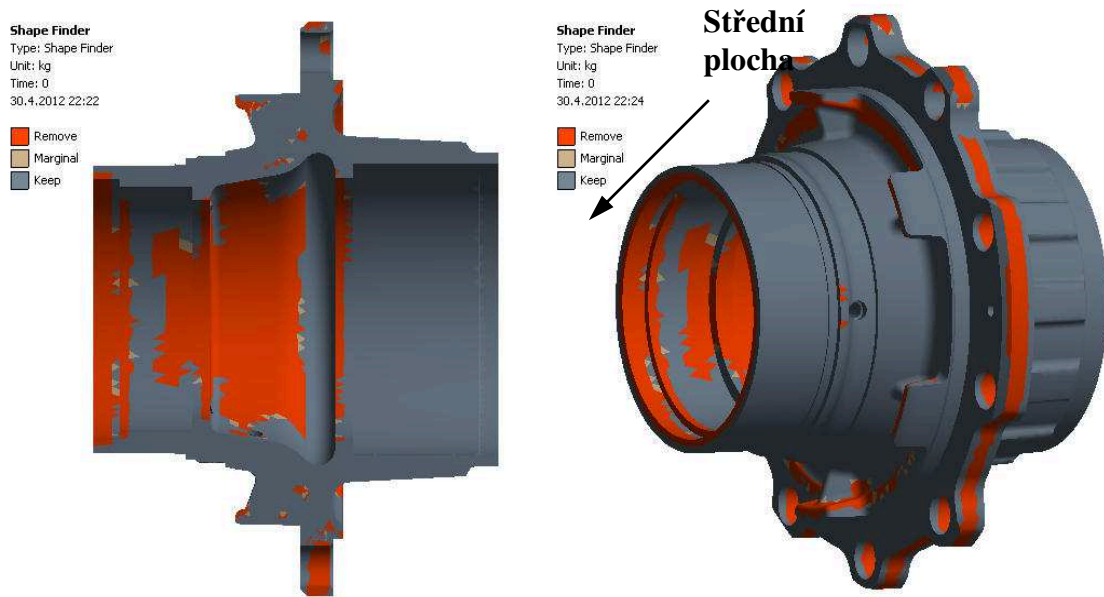
Na obr.67 je uveden výsledek tvarové optimalizace z přední strany. Je vidět že materiál může být odebrán na patkách a žebrech aniž by došlo k ovlivnění tuhosti součásti. Obr.68 ukazuje výsledek ze zadní strany, kde může být materiál ubrán v oblasti pod hlavami šroubů. Z obr.69 v pravo je patrné že další možnosti úběru materiálu jsou v oblasti šroubových spojů, konkrétně na přírubě. Z levé části obr.69 je patrné že střední plocha náboje může být taktéž modifikována aniž by došlo k ovlivnění tuhosti.



**Obrázek 67** Výsledek tvarové optimalizace z přední strany

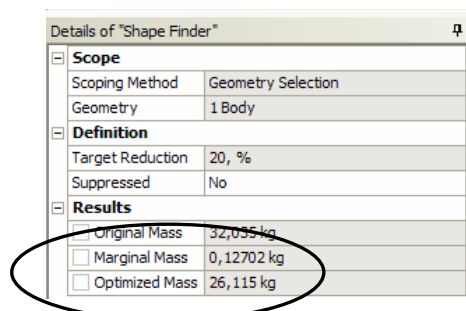


**Obrázek 68** Výsledek tvarové optimalizace ze zadní strany



Obrázek 69 Výsledek tvarové optimalizace v řezu a z boku

Jak již bylo uvedeno v kap.2.4.1, tvarová optimalizace zobrazuje hmotnosti, jak původní součásti, tak součásti po tvarové optimalizaci. Z obr.70 je patrné, že hmotnost náboje před optimalizací je 32Kg, hmotnost po tvarové optimalizaci je 26Kg.



Obrázek 70 Dosažené výsledky hmotností tvarovým vyhledávačem

Hmotnost náboje před optimalizací [Kg]	Hmotnost náboje po optimalizaci [Kg]	Rozdíl [%]
32,035	26,115	18,8%

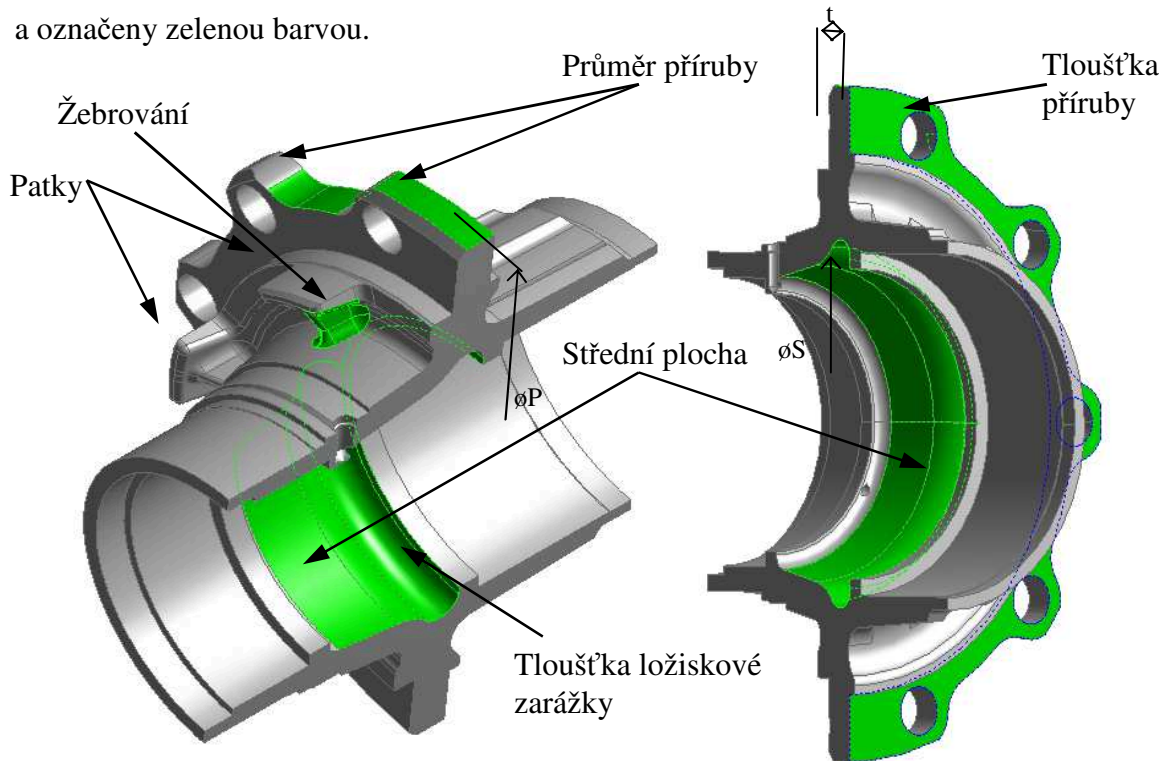
Tabulka 9 Výsledné hmotnosti tvarové optimalizace

## 5.2 Cílově řízená optimalizace (Goal driven optimization)

V kap.2.4.2 je popsán postup a metody cílově řízené optimalizace.

### 5.2.1 Tvorba parametrického modelu

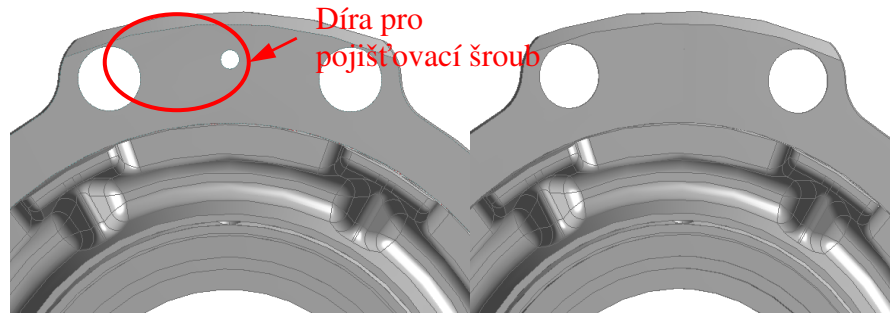
Prvním krokem optimalizace je volba vhodných ladicích parametrů. Vzhledem k tomu, že geometrický model náboje byl dodán zadavatelem práce, nebyla možnost využít původní parametry modelu jako např. průměry děr, délky atd. Redukcí tloušťky materiálu byla provedena optimalizace součástí, ve zvolených místech. Tyto jsou uvedeny na obr.71 a označeny zelenou barvou.



Obrázek 71 Plochy zvolené pro optimalizaci

K volbě vhodných ladicích parametrů přispěly i výsledky tvarové optimalizace uvedené v kap.5.1.1. Jedná se o ladicí parametry, které budou měnit průměr příruby  $\phi P$ , tloušťku příruby  $t$ , průměr střední plochy  $\phi S$ . Poslední z ladicích parametrů bude měnit tloušťku ložiskové zarážky pro ložisko o  $\phi 190\text{mm}$ . Z výsledků statické analýzy, uvedených v kap.4.3.4, je patrné, že k největšímu namáhání náboje dochází v oblasti žebor. Tento problém byl vyřešen odebráním všech žebor a ponecháním patek. Tato úprava přispěla k rozložení napětí po náboji a odstranění špičky napětí. Proto nebyla žebra v optimalizačním procesu uvažována.

Náboj obsahuje na přírubě díru pro pojišťovací šroub brzdového bubnu (obr.72). Díra byla pro optimalizační proces zanedbána, tzn. že byla zaplněna. Cílem bylo získat větší rozsah změny průměru na dané části příruby.



**Obrázek 72 Díra pro pojišťovací šroub brzdového bubnu**

Jako omezující podmínka bylo zvoleno redukované napětí (von - Mises), které je dáno mezí kluzu  $R_p$  (tab.6). Vlivem vzniku velkého tlakového napětí v přírubě náboje, jenž vzniká osovou silou ve šroubu, byla jako další podmínka definováno dovolené tahové napětí. Dle daných podmínek dojde k posouzení, zda je návrh z vhodného či nevhodného prostoru. Cílem optimalizačního procesu je co nejvíce snížit hmotnost, která zde vystupuje jako cílová funkce , a tím docílit snížení výrobních nákladů.

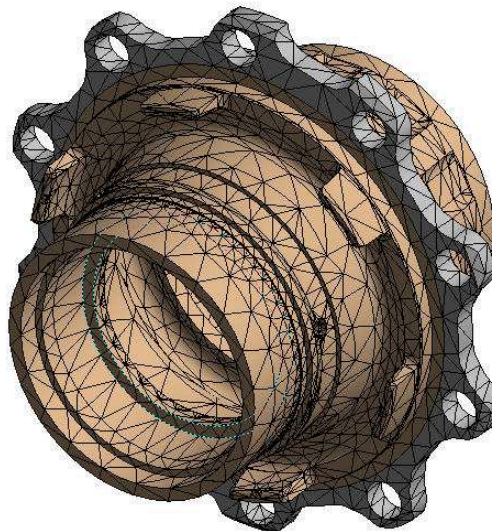
### **5.2.2 Návrhový prostor (Design of experiments)**

Tato část se zabývá určením horní a dolní hranice ladicích parametrů, které byly stanoveny odborným odhadem a pomocí orientačních výpočtů. Bylo provedeno rozložení návrhového prostoru, kde z dostupných typů pro získání rozložení, byl použit Centrální smíšený návrh. Jako návrhový typ byla použita metoda automaticky definováno (popsáno v kap.2.4.2). Tím dojde k rozložení návrhového prostoru a tvorbě návrhových bodů. Z tab.10 je vidět, že celkový počet návrhových bodů je 27.

Table of Schematic B2: Design of Experiments (Central Composite Design : Auto Defined)							
	A	B	C	D	E	F	G
1	Name	Update Order	P5 - vnitrek_plocha	P10 - m_lozisko_vetsi_tloustka	P14 - mat_srouby_1	P17 - mat_mezi_srouby	P21 - tloustka
2	1	0	87,25	8,3	171,25	161	5,5005
3	2	0	81,5	8,3	171,25	161	5,5005
4	3	0	93	8,3	171,25	161	5,5005
5	4	0	87,25	5,3	171,25	161	5,5005
6	5	0	87,25	11,3	171,25	161	5,5005
7	6	0	87,25	8,3	155	161	5,5005
8	7	0	87,25	8,3	187,5	161	5,5005
9	8	0	87,25	8,3	171,25	155	5,5005
10	9	0	87,25	8,3	171,25	167	5,5005
11	10	0	87,25	8,3	171,25	161	0,001
12	11	0	87,25	8,3	171,25	161	11
13	12	0	85,621	7,45	166,65	159,3	7,0587
14	13	0	88,879	7,45	166,65	159,3	3,9423
15	14	0	85,621	9,15	166,65	159,3	3,9423
16	15	0	88,879	9,15	166,65	159,3	7,0587
17	16	0	85,621	7,45	175,85	159,3	3,9423
18	17	0	88,879	7,45	175,85	159,3	7,0587
19	18	0	85,621	9,15	175,85	159,3	7,0587
20	19	0	88,879	9,15	175,85	159,3	3,9423
21	20	0	85,621	7,45	166,65	162,7	3,9423
22	21	0	88,879	7,45	166,65	162,7	7,0587
23	22	0	85,621	9,15	166,65	162,7	7,0587
24	23	0	88,879	9,15	166,65	162,7	3,9423
25	24	0	85,621	7,45	175,85	162,7	7,0587
26	25	0	88,879	7,45	175,85	162,7	3,9423
27	26	0	85,621	9,15	175,85	162,7	3,9423
28	27	0	88,879	9,15	175,85	162,7	7,0587

**Tabulka 10 Rozložení návrhového prostoru**

Z časových důvodů, je nejnáročnější část celé optimalizace řešení návrhových bodů. Bylo provedeno 27 výpočtů parametrického modelu. Časovou náročnost ovlivňuje zvolená diskretizace (obr.73). Ta byla použita jako hrubá, a to za účelem provedení kontrolní optimalizace, s cílem odstranění případných vzniklých nedostatků parametrického modelu.



**Obrázek 73 Diskretizace pro optimalizační proces**

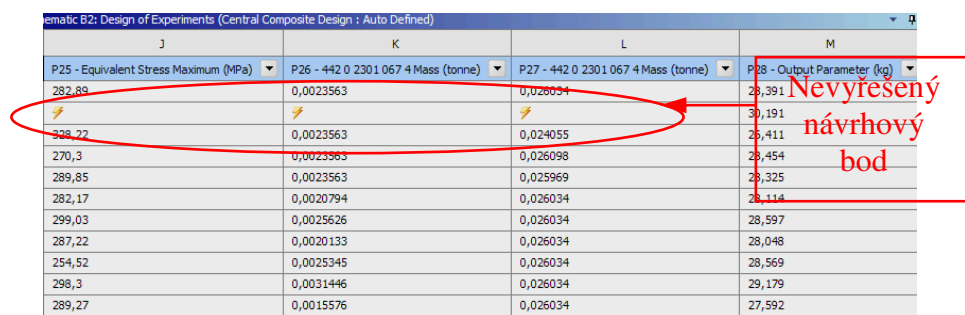
<b>Počet uzlů</b>	112 522
<b>Počet stupňů volnosti</b>	337 566



**Tabulka 11 Shrnutí diskretizace**

Při řešení návrhových bodů nelze provádět kontrolu výpočtu a není proto možno zjistit případnou chybu, vzniklou při řešení.

Při řešení návrhových bodů nastala situace, kdy z celé sady nebyl vyřešen jeden návrhový bod (tab.12). I když optimalizační modul umožňuje pokračovat v optimalizaci i bez vyřešení všech návrhových bodů, z důvodu získání kvalitní aproximace, je důležité získat řešení ze všech návrhových bodů. Chybějící řešení bylo nahrazeno samostatným statickým výpočtem a získané údaje byly do tabulky č. 12. zapsány pomocí funkce vlastního návrhu rozložení.

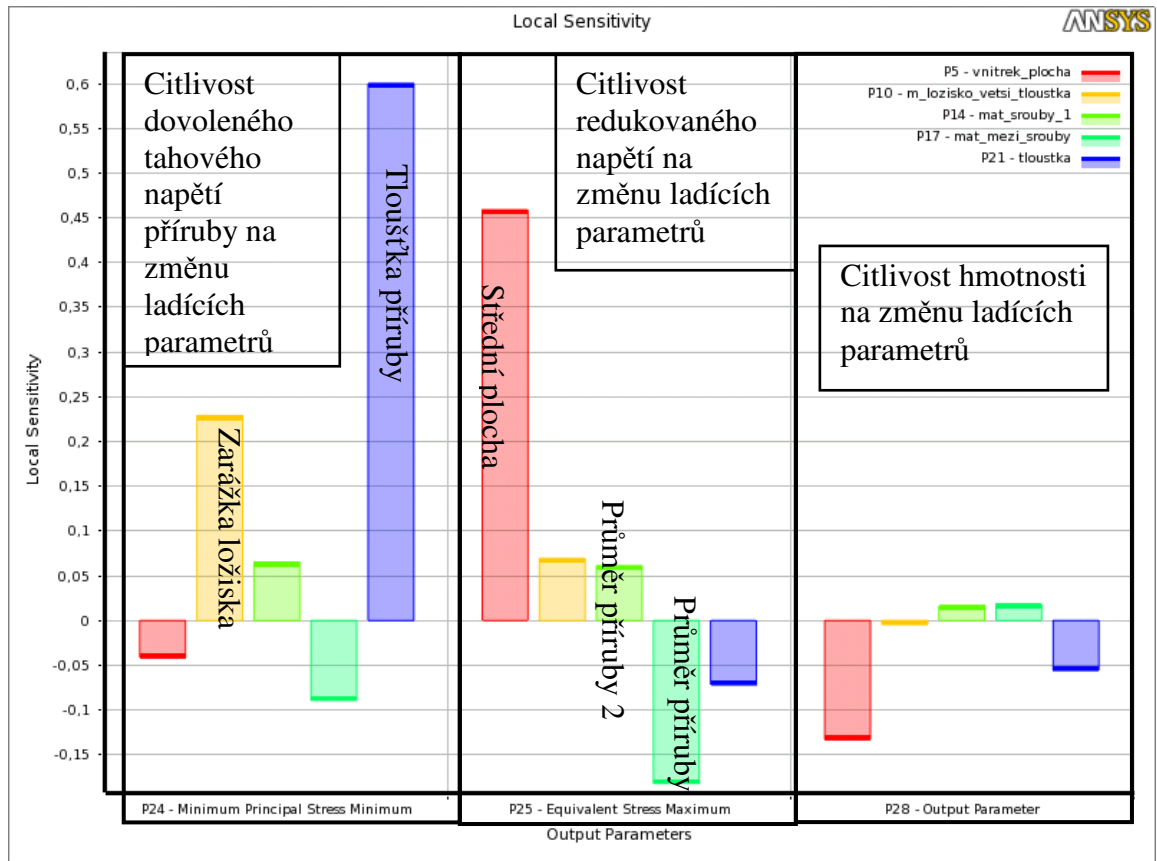


J	K	L	M
P25 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	P26 - 442 0 2301 067 4 Mass (tonne)	P27 - 442 0 2301 067 4 Mass (tonne)	P28 - Output Parameter (kg)
282,69	0,0023563	0,026034	28,391
328,22	0,0023563	0,024055	30,191
270,3	0,0023563	0,026098	28,454
289,85	0,0023563	0,025969	28,325
282,17	0,0020794	0,026034	28,114
299,03	0,0025626	0,026034	28,597
287,22	0,0020133	0,026034	28,048
254,52	0,0025345	0,026034	28,569
298,3	0,0031446	0,026034	29,179
289,27	0,0015576	0,026034	27,592

**Tabulka 12 Nevřešený návrhový bod**

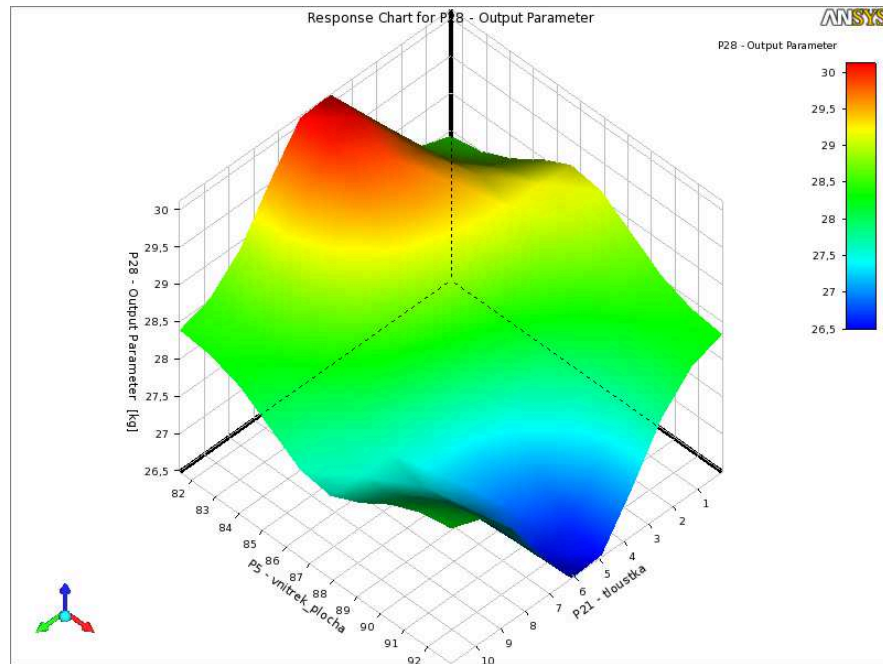
### 5.2.3 Odezvová plocha (Response surface)

Jak již bylo uvedeno v kap.2.4.2, pro získání odezvové plochy již není přímo využíván parametrický model, ale je provedena aproximace výsledků získaných v návrhovém prostoru. Pro provedení aproximace byla zvolena Neparаметrická regrese (Non Parametrical Regression). Provedením aproximace získáme citlivostní závislosti jednotlivých ladicích parametrů. Projev změny ladicích parametrů na laděné prvky, je zobrazen na obr.74. Ve sloupci na levé straně je vyobrazena citlivost tahového napětí na přírubě. Je vidět, že tahové napětí v přírubě, je nejvíce ovlivněno změnou tloušťky příruby, která je označena modrou barvou. V prostředním sloupci je vyobrazena citlivost redukovaného napětí na změnu ladicích parametrů, kde největší vliv má parametr změny střední plochy. Poslední sloupec, na pravé straně, ukazuje citlivost hmotnosti na změnu ladicích parametrů. V tomto případě, je hmotnost nejvíce ovlivněna parametrem střední plochy, který je označen červenou barvou. Ladicí parametry byly definovány svou horní a dolní hranicí. Uvedené místní citlivosti jsou zobrazené pro střední hodnoty všech parametrů.

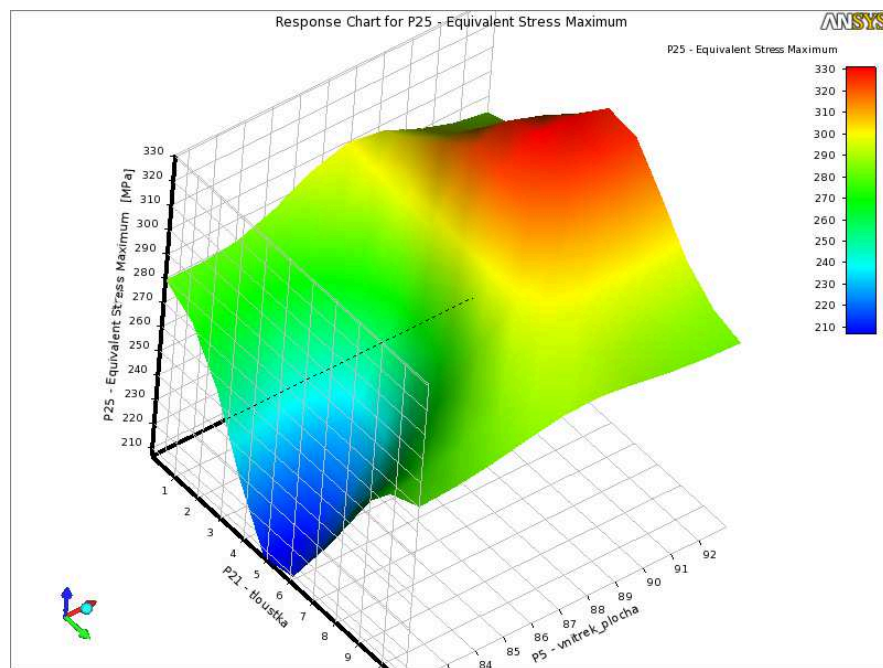


Obrázek 74 Citlivost jednotlivých parametrů

Na obr.75 je uvedena odezva hmotnosti na změnu tloušťky příruby a změnu rozměru vnitřní plochy. Na obr.76 je uvedena odezva napětí na změnu stejných ladících parametrů. Z uvedených grafů je patrné, že nový návrh náboje se nachází mimo hranice návrhového prostoru. To je způsobeno hodnotou hmotností 32Kg a napětí 660MPa. Z uvedených obr.75,76 je také patrné, že došlo ke dvojnásobnému klesnutí napětí, a že k jeho dalšímu snížení může dojít pouze s nárůstem hmotnosti náboje.



Obrázek 75 Odezva hmotnosti



Obrázek 76 Odezva napětí

## 5.2.4 Optimalizace

Protože metody MOGA a NLPQL měli tendenci divergovat, tzn. nedošlo k nalezení žádných vhodných kandidátů, byl pro optimalizaci zvolen algoritmus Prověřování (Screening). Tato metoda poskytla návrhy z vhodného prostoru. Byla využita možnost ověřit uvedené návrhy využitím parametrického modelu. Výsledky optimalizace i ověření

jsou uvedeny na tab.13.

	Redukované napětí			Hmotnost
Návrh A	★★ 307,25	0,0023704	0,024928	★★ 27,298
Ověření A	★★ 314,39	0,0024373	0,024398	★★ 26,836
Návrh B	★★ 308,73	0,0023044	0,025042	★★ 27,346
Ověření B	✖✖ 329,82	0,0021183	0,024292	★★ 26,41
Návrh C	★★ 289,65	0,0022594	0,025105	★ 27,365
Ověření C	✖✖ 328,33	0,0022695	0,025247	★ 27,517

Tabulka 13 Výsledky optimalizace

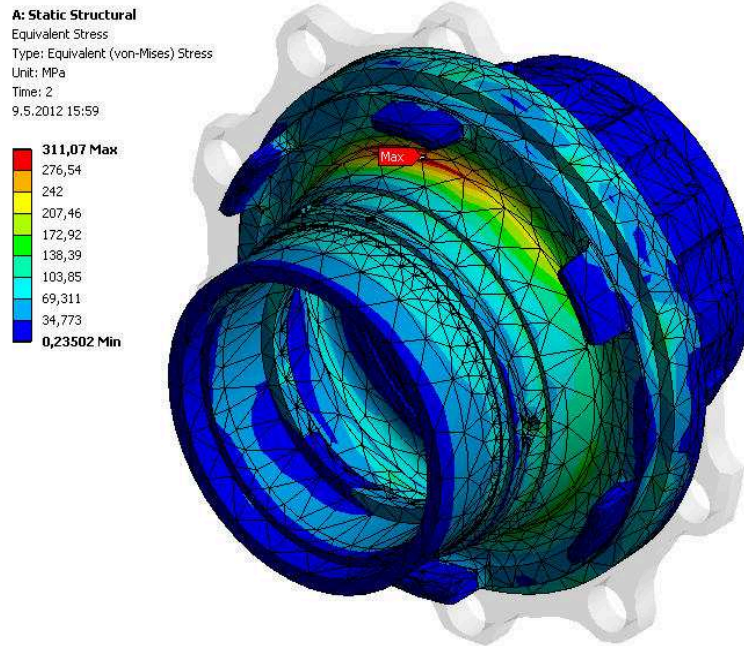
Z uvedených výsledků byl zvolen návrh A, protože jak návrh, tak ověření mají hodnotu redukovaného napětí (von - Mises) pod mezí kluzu, tzn. menší než 320 MPa. Dále je patrné, že hodnoty návrhu a ověření se neshodují. Je to dáno tím, že optimalizační proces využívá k vyhledání návrhů provedenou aproximaci výsledků parametrického modelu, a k ověření je využíván parametrický model.

Původní hmotnost [kg]	Hmotnost po optimalizaci [kg]	Rozdíl [%]
32,035	27,298	14,8
Původní hmotnost [kg]	Hmotnost po ověření [kg]	Rozdíl [%]
32,035	26,836	16,2
Hmotnost po optimalizaci [kg]	Hmotnost po ověření [kg]	Rozdíl [%]
27,298	26,836	1,7

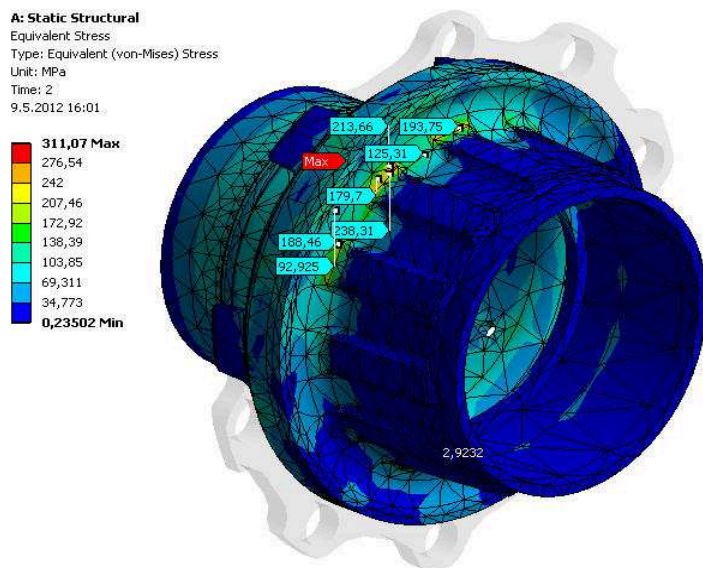
Tabulka 14 Rozdíly hmotností

Z Tab.14 jsou uvedeny dosažené hodnoty cílové funkce po optimalizaci. Rozdíl mezi původní hmotností a hmotností po optimalizaci je 14,8%. Ověřovací návrh se liší od návrhu optimalizace o 1,7%, a hmotnost po ověření se liší od původní velikosti o 16,2%.

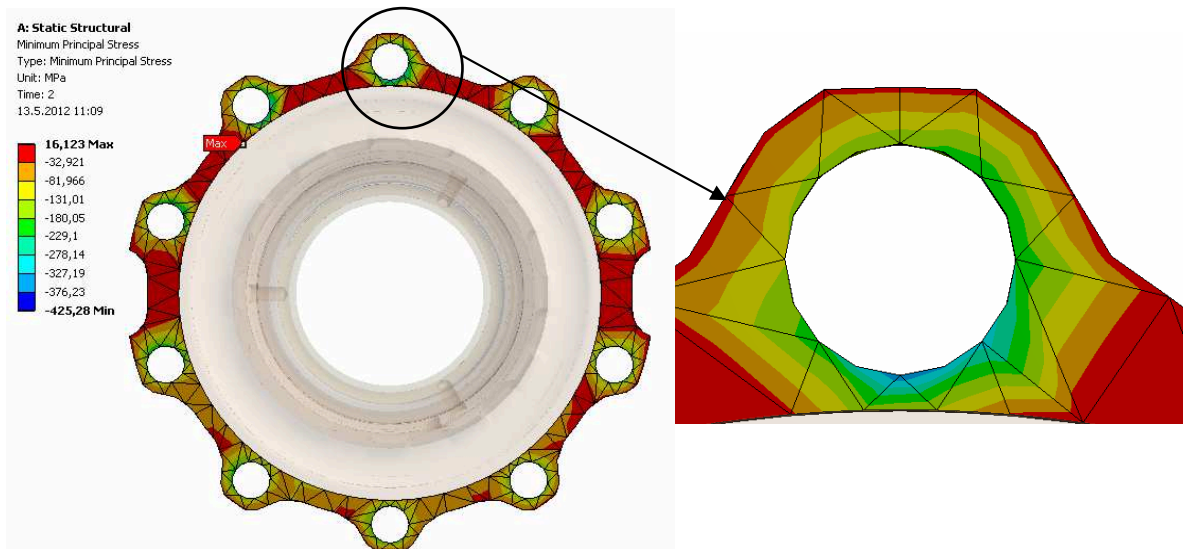
Na obr.77 jsou uvedeny výsledky napětí, pro zvolený návrh A. Byla použita stejná diskretizace, jako pro optimalizaci. Je vidět že největší napětí, o hodnotě 311MPa, je v místě odebraných žeber. Napětí ze zadní strany náboje zobrazeno na obr.78 ,a má velikost kolem 240MPa. Jedná se o redukované napětí, kde není zahrnuta příruba náboje.



Obrázek 77 Napětí Návrhu A z přední strany, bez zahrnutí příruby [MPa]



Obrázek 78 Napětí Návrhu A ze zadní strany, bez zahrnutí příruby [MPa]

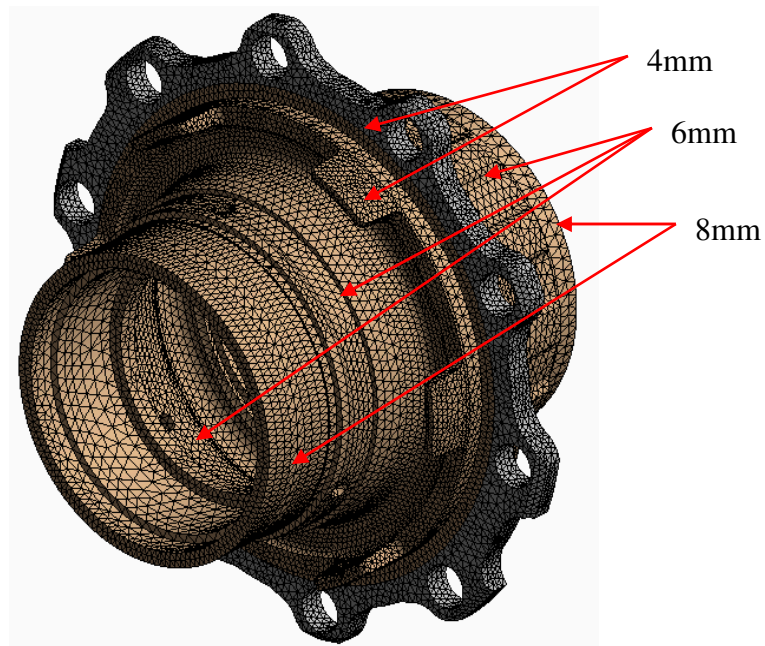


**Obrázek 79 Tlakové napětí v přírubě ze strany hlavy šroubu [MPa]**

Na obr.79 je uvedeno maximální tlakové napětí v přírubě o hodnotě 425MPa. Použitou diskretizací a nesražením hran, se však jedná o tzv. špičku napětí. Je patrné, že dochází i k přenášení tahové síly 16MPa, což je následkem použití svarového spoje, a to v místech hlav šroubů. Hodnota tlakového napětí je v normě, protože litina má velkou odolnost v tlaku a hodnota pro pevnost v tlaku je 800MPa (tab.5)

### **5.2.5 Kontrola výsledků optimalizace s jemnou diskretizací**

Dosažené výsledky uvedené výše nejsou dostatečně přesné. Za účelem získání kvalitních výsledků, ale také posouzení přesnosti provedené optimalizace, byla nastavena jemnější diskretizace uvedená na obr.80.



Obrázek 80 Diskretizace Návrhu A

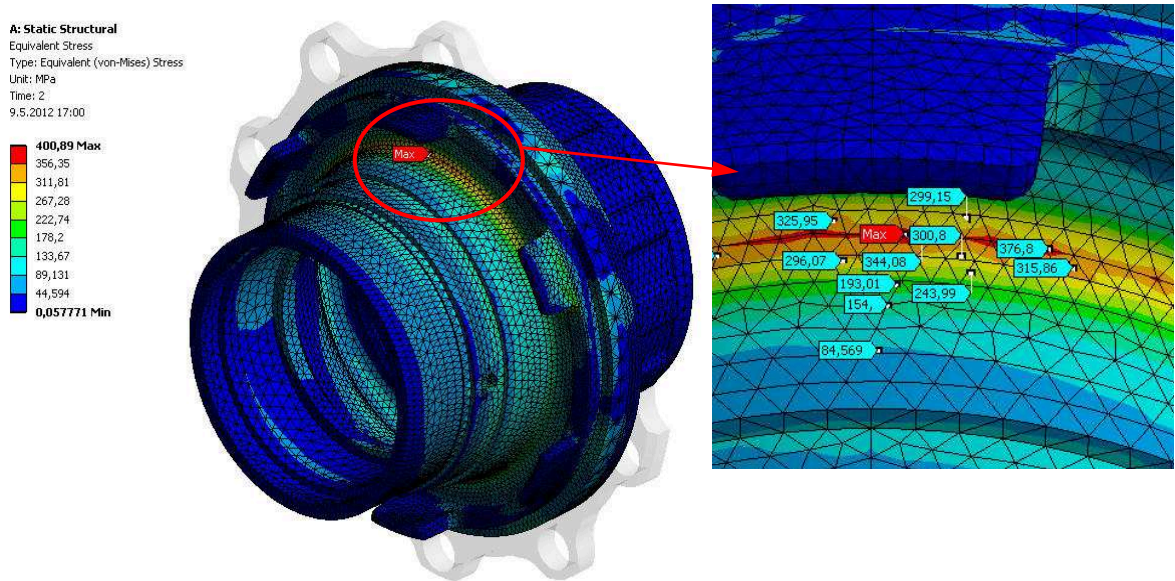
<b>Počet uzlů</b>	570 395
<b>Počet stupňů volnosti</b>	1 711 185

Tabulka 15 Shrnutí diskretizace

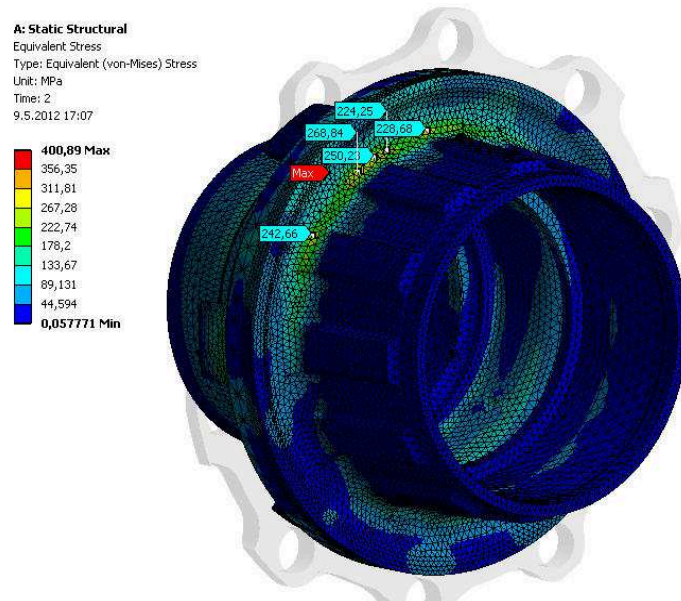
Z výsledků napětí, uvedených na obr.81 a obr.82 je patrné, že maximální napětí náboje s jemnou diskretizací je 400MPa. Kritické místo se nachází v místě odebraných žeber. Je zřejmé, že hodnota napětí se neshoduje s hodnotou získanou z optimalizačního procesu. Rozdíl mezi získanými hodnotami, jenž je ovlivněn použitou diskretizací, je 22,4%, viz tab. 16. Z toho vyplývá, že kvalita použité diskretizace výrazně ovlivňuje získané výsledky optimalizačním procesem a je nutné používat jemnou diskretizaci pro optimalizační proces.

<b>Napětí z optimalizačního procesu [MPa]</b>	<b>Napětí s jemnou diskretizací [MPa]</b>	<b>Rozdíl [%]</b>
311,07	400,89	22,4

Tabulka 16 Rozdíl mezi hodnotami napětí

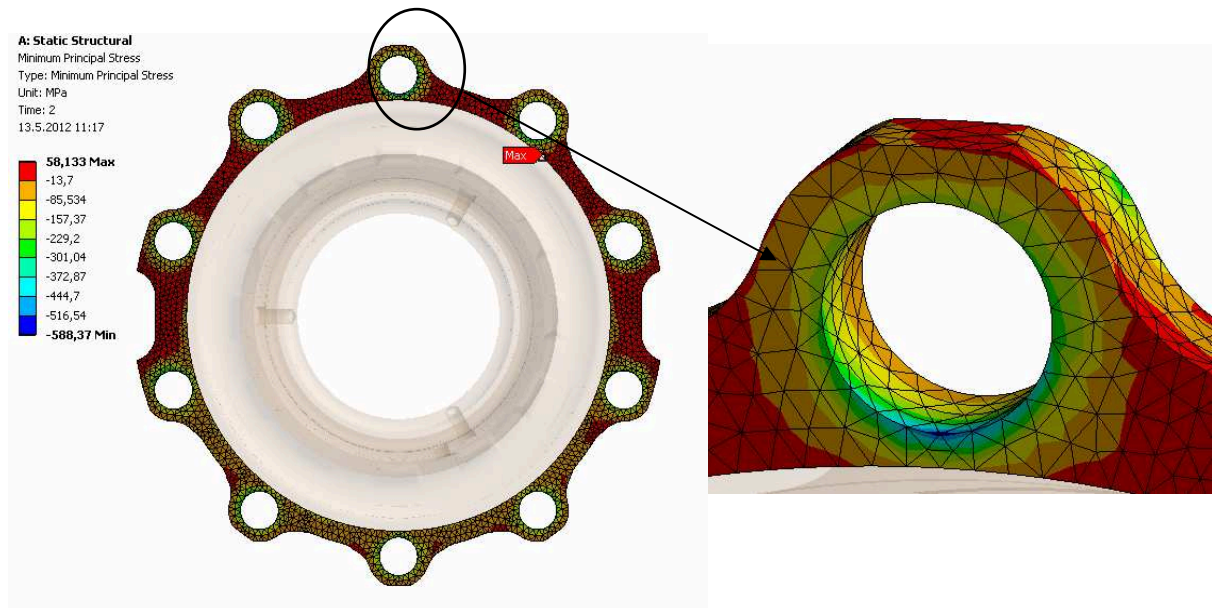


Obrázek 81 Napětí náboje po optimalizaci z přední strany, bez zahrnutí příruby [MPa]



Obrázek 82 Napětí náboje po optimalizaci ze zadní strany, bez zahrnutí příruby [MPa]





Obrázek 83 Tlakové napětí v místě hlav šroubů [MPa]

Se zjemněním diskretizace došlo i k nárstu tlakového napětí, jehož hodnota je 588MPa. Největší napětí se nalézá v oblasti šroubů. Z obr.83 je vidět, že dochází ke vzniku špičky napětí. Ta je následkem optimalizačního procesu, kde došlo k odstranění sražené hrany. Po sražení hrany by špička napětí zmizela. Tlakové napětí se nalézá v přípustných mezích, protože hodnota dovoleného tlaku je 800MPa.

Z tab.17 jsou patrné rozdíly v napětí, kde rozdíl mezi původním napětím a napětím po optimalizaci náboje je 52,9%. Rozdíl v napětích mezi původním napětím a napětím náboje po optimalizaci s jemnou diskretizací je 39,3%.

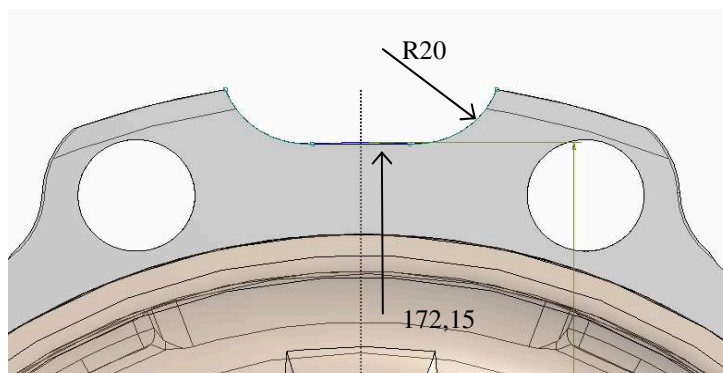
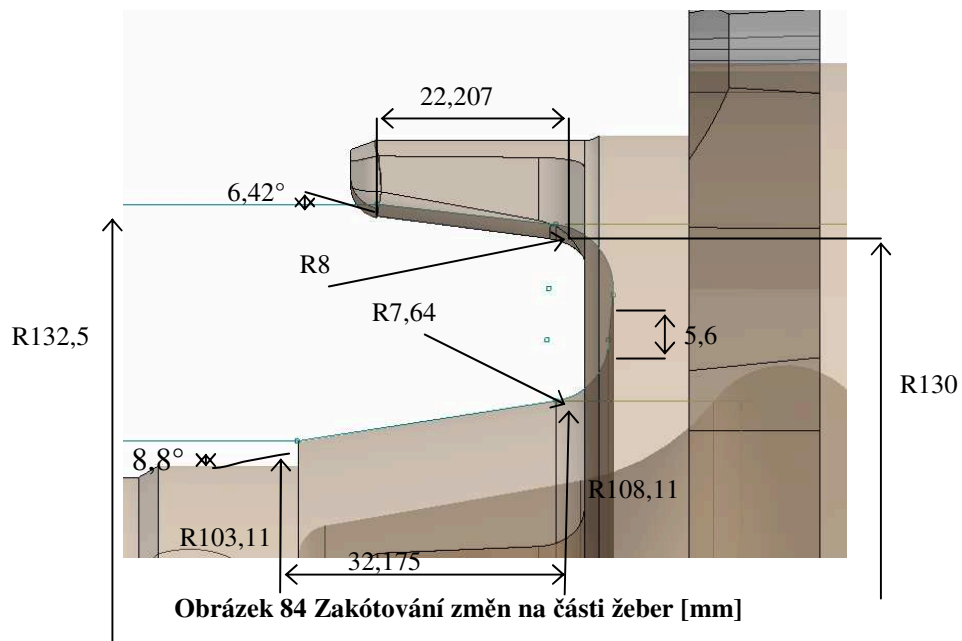
Napětí z optimalizačního procesu [MPa]	Napětí původního náboje [MPa]	Rozdíl [%]
311,07	660,22	52,9
Napětí s jemnou diskretizací [MPa]	Napětí původního náboje [MPa]	Rozdíl [%]
400,89	660,22	39,3

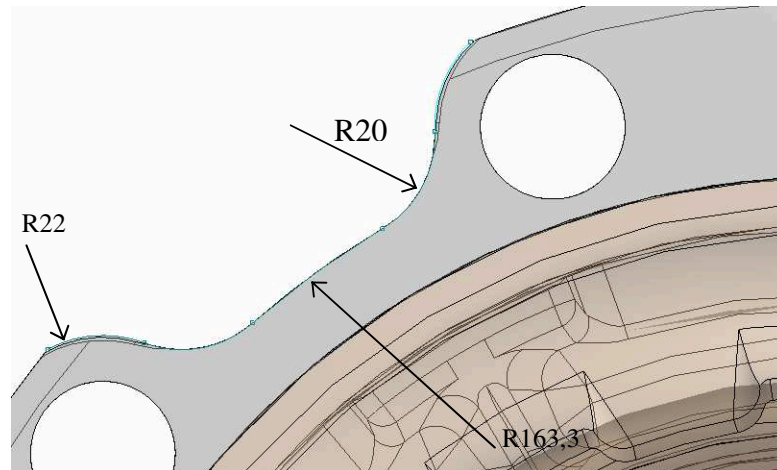
Tabulka 17

Z časových důvodů nebyl optimalizační proces proveden s jemnější diskretizací.

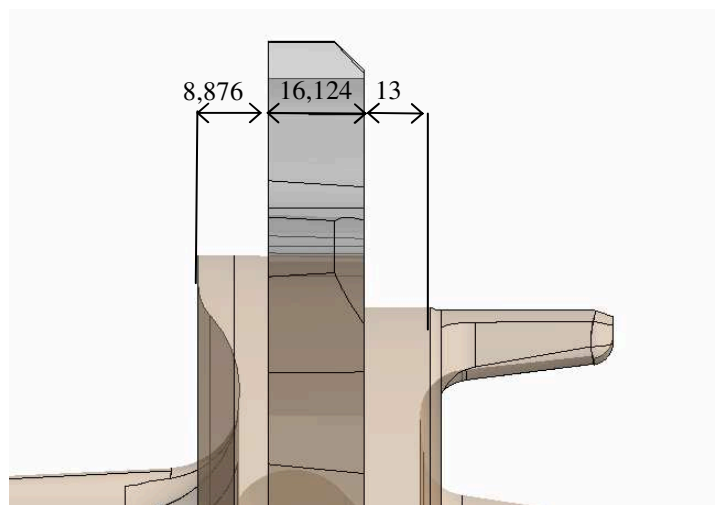
### 5.2.6 Změny provedené na náboji

Změny provedené na náboji budou uvedeny na obr.84 až obr.88. Z časových důvodů nebyla možnost vytvořit výkres náboje, a to z důvodu nemodifikovatelnosti výkresu od zadavatele práce.

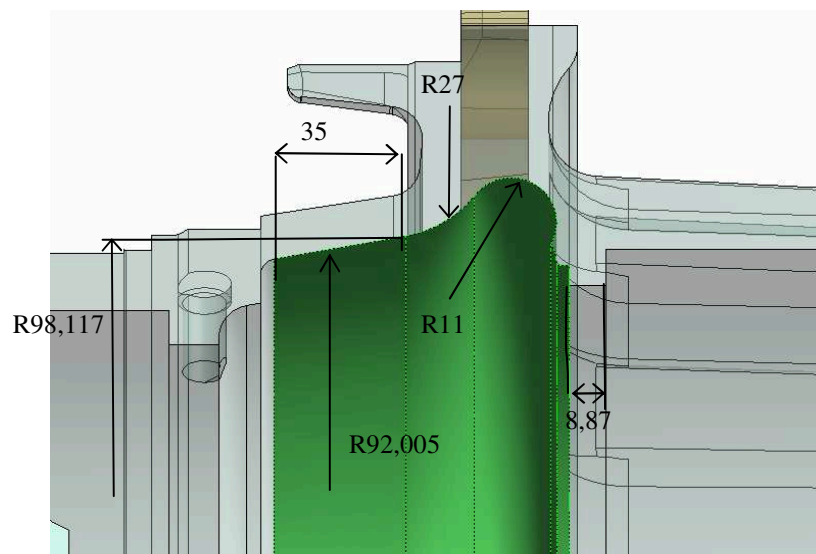




Obrázek 86 Zakótování změn na přírubě 2 [mm]



Obrázek 87 Zakótování změn na přírubě 3 [mm]



Obrázek 88 Zakótování změn na střední ploše [mm]

Další potřebné rozměry jsou uvedeny na výkrese náboje, který byl dodán zadavatelem práce a bude přiložen k práci.

## 6 Závěr

Technickým problémem práce bylo provést optimalizaci tvaru náboje, za účelem snížení hmotnosti a dodržení pevnostních podmínek náboje.

V kap.1 byl proveden popis zařízení. Tento posloužil k sestavení výpočtového modelu a následné statické analýze náboje.

Výsledky statické analýzy jsou uvedeny v kap.4. Na obr.41 jsou zobrazeny posunutí sestavy, kde maximální hodnota je 6,7mm. Maximální posunutí náboje je 1,8mm, uvedeno na obr.44.

Výsledky redukovaného napětí náboje po předeptnutí šroubových spojů jsou uvedeny v kap.4.3.4. Na obr.50 je vyobrazena hodnota napětí v oblasti děr, kde se velikost pohybuje kolem 200MPa. Z obr.52 je patrné, že dochází ke vzniku koncentrace napětí z přední strany, které má hodnotu 547MPa. Tato koncentrace je důsledkem použité diskretizace, a ostrého přechodu geometrie. V žádném jiném místě hodnota redukovaného napětí mez pevnosti nepřekročila a napětí je vlivem otlacení o brzdový buben, rovnoměrně rozloženo v oblasti děr. Po aplikaci všech silových účinků bylo zjištěno, že dochází ke vzniku velkého napětí v místech žeber, viz obr.55. Velikost napětí v žebru č.1 je 660 MPa, což je hodnota překračující mez pevnosti materiálu. V daném místě dojde k porušení součásti.

Výsledky tvarové optimalizace jsou zobrazeny na obr. 67. Z uvedených výsledků jsou patrné místa s vysokou tuhostí. Jedná se o místa v oblasti žeber, příruby, střední plochy a pod hlavami šroubů, viz obr.67 až obr.69. Uvedené výsledky posloužily jako vhodný nástin ladicích parametrů, pro cílově řízenou optimalizaci.

V kap.5.2 jsou uvedeny zvolené ladicí parametry, které byly použity pro optimalizační cyklus. Jedná se o změnu tloušťky příruby, změnu průměru příruby mezi šroubovými spoji, změnu průměru střední plochy a změnu tloušťky ložiskové zarážky pro ložisko průměru 190. Oblast žeber, kde dochází ke vzniku velkého napětí, byly odstraněny a nebyly uvažovány do optimalizačního procesu.

Po zvolení vhodných ladicích parametrů bylo provedeno rozložení návrhového prostoru. Kde došlo k výskytu chyby, kdy nedošlo k vyřešení jednoho návrhového bodu.

Vzniklá chyba byla odstraněna změnou návrhového typu a výsledky byly dopočítány a vepsány do tabulky. Odstranění vzniklé chyby bylo důležité, kvůli vytvoření kvalitní aproximace odezvové plochy. Na obr.75 a obr.76 je patrné, že pokud by mělo dojít k dalšímu poklesu napětí, musí dojít k nárůstu hmotnosti.

Byla provedena optimalizace, kde byly vybrány tři kandidáti, uvedeno v tab.13. Pro porovnání výsledků byla využita možnost kontroly přímým využitím parametrického modelu. Z uvedených výsledků byl zvolen kandidát A, kde návrh i ověření měl redukované napětí pod mezí kluzu. Pro daný návrh jsou uvedeny výsledky redukovaného napětí na obr.77, ze kterého je patrné, že největší napětí, o velikosti 311MPa je v oblasti odebraných žeber. Protože optimalizace byla provedena s hrubou diskretizací, byl zvolený kandidát ověřen s jemnou diskretizací. Na obr.81 jsou uvedeny výsledky redukovaného napětí pro jemnou diskretizaci. Kde je vidět, že hodnota maximálního napětí se změnila na 400MPa. Došlo ke zpřesnění výsledků použitím jemnější diskretizace. Rozdíl mezi napětími je 22,4%. Z uvedených výsledků je patrné, že použitá diskretizace ovlivňuje optimalizaci. A tak nedošlo k dodržení požadované podmínky, že napětí musí být menší než mez kluzu  $R_p$ , tedy menší než 320MPa. Z časových důvodů nebyla provedena optimalizace s jemnější diskretizací.

Z tab.18 je patrné, že došlo ke snížení hmotnosti o 16%. Původní hmotnost byla 32kg a hmotnost po optimalizaci je 27kg.

<b>Původní hmotnost [kg]</b>	<b>Hmotnost po ověření optimalizace[kg]</b>	<b>Rozdíl [%]</b>
32,035	26,836	16,2

**Tabulka 18 Srovnání hmotostí**

## 7 Požitá literatura

- [1] COOK, D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st printing. United States of America: John Wiley & sons, Inc., 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3
- [2] KOLÁŘ, V; NĚMEC, I; KANICKÝ, V. *FEM - Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9
- [3] ANSYS, Inc. *ANSYS Release 12.0 Documentation*. 2009. Dostupné v elektronické podobě jako součást softwaru ANSYS 12.0.
- [4] ANSYS, Inc. *Design Exploration* [online]. Canonsburg : SAS, 2009 [cit. 2011-11-18]. Dostupné z WWW:  
<[http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/121/wb\\_dx.pdf](http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/121/wb_dx.pdf)>.
- [5] NOCEDAL, J.; WRIGHT, S. J. *Numerical Optimization*. New York : Springer, 2000. 636 s. ISBN 0-387-98793-2.
- [6] ŽMINDÁK, M, et al. *Optimalizácia mechanických sústav*. Žilina : EDIS ŽU, 200. 261 s.
- [7] TATRA. *Tatra is the solution* [online]. [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: <http://www.tatra.cz/>
- [8] OLŠANSKÝ. Tatra - Tatrovácká koncepcie. [online]. [cit. 2012-05-03]. Dostupné z:[http://www.automobilrevue.cz/rubriky/truck-bus/tatra-tatrovacka-koncepcie\\_39505.html](http://www.automobilrevue.cz/rubriky/truck-bus/tatra-tatrovacka-koncepcie_39505.html)
- [9] FRANTIŠEK, Ondřej. *Analýza a syntéza mechanismů*. Ostrava, 2011. Disertační práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava. Fakulta strojní.

- [10] ANSYS, Inc. *Shape Finder*. 2004. Dostupné z: [https://docs.google.com/viewer?a=v&q=cache:yO06Ed5d8KkJ:www.cadfamily.com/Download.aspx?action%3DTutorial%26ID%3D223066+ansys+shape+optimization&hl=cs&gl=cz&pid=bl&srcid=ADGEEShdfcwG9DHHUpDqkcp05sCfMCswJAyl1QMwELO9yV4BTDEAfMyKd7Ax2PQOZnW80gu5YgQozNrres87aHNgaZHR81maNSBgD4RVyMalj4Mv\\_Uj6W3Ax0USGgPj5-CJWcCRI\\_ol7&sig=AHIEtbRUsl\\_x2Piq7ML\\_H9Beo3fbCnY\\_w](https://docs.google.com/viewer?a=v&q=cache:yO06Ed5d8KkJ:www.cadfamily.com/Download.aspx?action%3DTutorial%26ID%3D223066+ansys+shape+optimization&hl=cs&gl=cz&pid=bl&srcid=ADGEEShdfcwG9DHHUpDqkcp05sCfMCswJAyl1QMwELO9yV4BTDEAfMyKd7Ax2PQOZnW80gu5YgQozNrres87aHNgaZHR81maNSBgD4RVyMalj4Mv_Uj6W3Ax0USGgPj5-CJWcCRI_ol7&sig=AHIEtbRUsl_x2Piq7ML_H9Beo3fbCnY_w)
- [11] 5.3.3.6.2. Box-Behnken designs. *Engineering Statistics Handbook* [online]. 1.6.2003, 1.4.2012 [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: <http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/pri/section3/pri3362.htm>
- [12] Kriging. *EMS-i* [online]. 2012 [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: [http://www.ems-i.com/gmshelp/Interpolation/Interpolation\\_Schemes/Kriging/Kriging.htm](http://www.ems-i.com/gmshelp/Interpolation/Interpolation_Schemes/Kriging/Kriging.htm)
- [13] STERGIOU, Christos a SIGANOS. *Neural Networks* [online]. [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: [http://www.doc.ic.ac.uk/~nd/surprise\\_96/journal/vol4/cs11/report.html#Contents](http://www.doc.ic.ac.uk/~nd/surprise_96/journal/vol4/cs11/report.html#Contents)
- [14] Neural network-based response surface approximation. INSTITUTE OF STATICS AND DYNAMICS OF STRUCTURES. *Uncertainty in Engineering* [online]. ©2005 [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: [http://www.uncertainty-in-engineering.net/applications/efficiency/neural\\_networks](http://www.uncertainty-in-engineering.net/applications/efficiency/neural_networks)
- [15] BENČOK. *Rojení částic jako vícekritériální optimalizační metoda* [online]. Brno, 2011 [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: <http://www.fit.vutbr.cz/study/DP/rpfile.php?id=12646> . Bakalářská. Vysoké Učení Technické v Brně. Vedoucí práce Doc. LUKÁŠ SEKANINA, Ph.D.
- [16] Kuželíková ložiska. *SKF* [online]. [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: [http://www.skf.com/portal/skf\\_cz/home/products?contentId=259708&lang=cs](http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=259708&lang=cs)
- [17] *Návod k obsluze a údržbě: Tatra T 815-2*. Tatra, a. s., Kopřivnice, 1995.
- [18] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko VŠB - TUO, 2008. ISBN ISBN 978 - 80 - 248 - 1290 - 8.

- [19] PODRÁBSKÝ a POSPÍŠILOVÁ. *Struktura a vlastnosti grafitických litin: Litiny s kuličkovým grafitem. Studijní opora* [online]. 16.11.2006 [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: <http://ime.fme.vutbr.cz/files/Studijni%20opory/savgl/index.php?chapter=11>
- [20] Terrno1-Nápravy. *Terrno1* [online]. [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: [http://www.tatratech.wz.cz/historie/terrno\\_1/napravy.html](http://www.tatratech.wz.cz/historie/terrno_1/napravy.html)
- [21] 5.3.3.6.1 Central Composite Designs (CCD). *Engineering Statistics Handbook* [online]. 1.6.2003, 1.4.2012 [cit. 2012-05-04]. Dostupné z: <http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/pri/section3/pri3361.htm>
- [22] ȘTEFANCU, ANDREI-IONUȚ, MELENCIUC a MIHAI BUDESCU. *PENALTY BASED ALGORITHMS FOR FRICTIONAL CONTACT PROBLEMS*. Iași, 2011. Dostupné z: <http://www.ce.tuiasi.ro/~bipcons/Archive/250.pdf>
- [23] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. [s.l.] : ALBRA, 2009. 714 s. ISBN 978-80-7361-051-7.



## **PODĚKOVÁNÍ**

Na tomto místě, bych velmi rád poděkoval svému vedoucímu mé diplomové práce Ing. Ondřeji Františkovi Ph.D., za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady, při zpracování mé diplomové práce.