

**Univerzita Pardubice**

**Dopravní fakulta Jana Pernera**

**Návrh uložení kola na nápravu pro autokrosový**

**speciál Škoda Fabia S2000**

**Bc. Jan Brožek**

**Diplomová práce**

**2010**

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Akademický rok: 2009/2010

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan BROŽEK**  
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**  
Název tématu: **Návrh uložení kola na nápravu pro autokrosový speciál  
Škoda Fabia S2000**  
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

### **Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :**

- 1) Úvod
- 3) Koncepce vozu
- 4) Teoretická část
- 5) Rozbor problematiky a definování zatěžujících sil
- 5) Předběžné navrzení uchycení vzduchem chlazeného kotouče
- 6) Předběžné navrzení náboje kola
- 7) Úprava kloubu- vnějšího hřídele spojeného s poháněným kolem
- 8) Závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

1. Kolář, V., Němec, I., Kanický, V.: FEM: Princip a praxe metody konečných prvků. Computer Press, Praha, 1997 2. Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství Vlk, Brno, 2000

Vedoucí diplomové práce:

**doc. Ing. Petr Paščenko, Ph.D.**  
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: **26. února 2010**

Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2010**

  
prof. Ing. Bohumil Čubík, CSc.  
děkan

L.S.

  
doc. Ing. Miroslav Tisák, CSc.  
vedoucí katedry

dne

## Diplomová práce

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavřené licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odstavec 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 20. 5. 2010

Bc. Jan Brožek

## **Poděkování:**

Rád bych touto cestou poděkoval doc. Ing. Petru Paščenkovi, Ph.D., vedoucímu diplomové práce, za příkladné vedení a pomoc. Dále Ing. Petru Tomkovi za pomoc při práci, věcné poznámky k dané problematice a poskytnutí potřebných materiálů pro moji diplomovou práci a v neposlední řadě celé své rodině.

## **ANOTACE**

Diplomová práce se zabývá řešením problému se stejnoběžným pevným kuličkovým kloubem, u kterého dochází k porušení vnějšího hřídele. Dalším úkolem práce je návrh tvaru náboje kola a držák brzdového kotouče pro nově připravovaný autokrosový speciál Škoda Fabia S2000.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Kloub, hřídel, náboj kola, brzdový kotouč, metoda konečných prvků (MKP)

## **TITLE**

Proposal of wheel mounting on axle of autocross special car Škoda Fabia S2000

## **ANNOTATION**

The diploma thesis focuses on solution of the problems with constant-velocity ball joint and erosion which may occur. Another task of the thesis is to design the shape of the hub and bracket brake disc for newly prepared autocross special Škoda Fabia S2000.

## **KEYWORDS**

Joint, axle, hub, brake disc, finite element method

# Obsah

Úvod .....	7
<b>1. KONCEPCE VOZU .....</b>	<b>8</b>
1.1 TECHNICKÁ SPECIFIKACE VOZU ŠKODA FABIA S2000 .....	8
<b>2. TEORETICKÁ ČÁST .....</b>	<b>12</b>
2.1 DRUHY SPOJENÍ PRO PŘENOS KROUTÍCÍHO MOMENTU.....	12
2.1.1 Drážkové spojení hřídele s nábojem.....	12
2.1.1.1 Navržení drážkového ozubení: .....	14
2.1.2 Šroubové spoje .....	15
2.1.2.1 Normalizace .....	15
2.1.2.2 Silové poměry .....	16
<b>3. ŘEŠENÍ.....</b>	<b>19</b>
3.1 ZADANÁ DATA PRO ŘEŠENÍ PROBLÉMU S KLOUBEM.....	19
3.1.1 Postup výpočtu .....	21
3.1.1.1 Výpočet maximálního kroucího momentu.....	22
3.1.1.2 Výpočet osově síly od šroubového spoje.....	23
3.1.1.3 Snížení kroucího momentu.....	24
3.1.2 Orientační zjištění meze kluzu a pevnosti.....	25
3.1.3 Modelování .....	27
3.1.4 Konvergence sítě .....	27
3.1.5 Výpočet napětí .....	31
3.1.5.1 Vliv třecího momentu .....	32
3.1.5.2 Výpočet napětí u zkráceného modelu .....	34
3.1.6 Vyhodnocení 1.....	35
3.1.6.1 Počet cyklů na závod.....	38
3.2 ÚPRAVA STEJNOBĚŽNÉHO KLOUBU .....	39
3.2.1 Vyhodnocení 2.....	41
3.2.2 Upevnění hřídele ke kloubu .....	44
<b>4. NAVRŽENÍ PŘEDBĚŽNÉHO TVARU NÁBOJE KOLA.....</b>	<b>45</b>
4.1 ZADANÉ ROZMĚRY NÁBOJE KOLA .....	45
4.2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ÚPRAVY NÁBOJE KOLA .....	46
<b>5. NAVRŽENÍ PŘEDBĚŽNÉHO TVARU DRŽÁKU BRZDOVÉHO KOTOUČE.....</b>	<b>47</b>
<b>Závěr .....</b>	<b>51</b>
<b>Použitá literatura a zdroje .....</b>	<b>52</b>
<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>54</b>
<b>Seznam obrázků.....</b>	<b>55</b>
<b>Seznam grafů .....</b>	<b>56</b>

## Úvod

Autocross a rallycross jsou závody upravených osobních automobilů a autokrosových speciálů. Tyto závody se jezdí na poloprofesionální úrovni.

Sportovní teamy jsou nuceny vyvíjet stále nové součásti. Základ pro vývoj tvoří díly vyrobené sériově pro běžné automobily. Sériové díly jsou, pro podmínky závodu, patřičně upraveny. Úpravy zpravidla vycházejí ze zkušeností získaných během extrémního provozu.

Diplomová práce se bude zabývat příčinou praskání stejnoběžného kloubu na voze Ford Focus 4x4, u kterého dochází k poškození v místě zakončení drážkování po pěti až deseti závodech. Tento kloub je z vozu Peugeot J5. Po vyřešení daného problému metodou konečných prvků (MKP) v programu COSMOSWorks 2009 má tato práce za úkol navrhnout opatření či nové řešení pro připravovaný nový vůz Škoda Fabia S2000.

Dalším úkolem diplomové práce je navrhnout tvar náboje kola a držáku brzdového, vzduchem chlazeného kotouče.



## 1. Koncepce vozu

[11], [12]

### 1.1 Technická specifikace vozu Škoda Fabia S2000



Obr. 1.1 Škoda Fabia S2000 [11]

Vozy určené pro závody Mezinárodního mistrovství České republiky a Mistrovství Evropy v autokrosu divize D1 jsou vyvíjeny pro různorodý terén. Mezi tratěmi jsou velké rozdíly v druhu povrchu a členitosti terénu. Mezi ty nejobtížnější a pro jezdce nejatraktivnější tratě patří Štikovská rokle u Nové Paky. Je to jedna z nejstarších tratí v Evropě. Její stáří činí 40 let a Mistrovství Evropy se zde letos koná již po 30té. Stoupání tratě dosahuje hodnot až 40°. Má největší převýšení a její povrch tvoří hlinitopísčité zemina. Pro pořadatele je velice obtížné udržet tuto trať bez většího poškození. Druhý a velice odlišný terén je u Přerova. Na této trati se dosahuje rychlosti až 200 km/h, skoků přes 15 m dlouhých (ve výšce i 1,5 m nad zemí). Povrch tvoří jíl, který má velice specifickou vlastnost. Jestliže je optimální počasí a je sucho, trať se chová jako asfalt. Je velice tvrdá a v 70 % od pneumatik začerněná. Jakmile zaprší, promění se v jedno velké kluziště.

Z těchto důvodů konstruktéři navrhují vozidla tak, aby vyhovovala a odolávala veškerým nástrahám na trati. Jelikož v dnešním sportu rozhodují setiny sekundy, musejí dbát na veškeré vlastnosti, jako je například dynamika vozu, spolehlivost, jednoduchá a rychlá opravitelnost atd. To vše musí být v souladu s řády Mezinárodní automobilové federace FIA dle předpisu J.

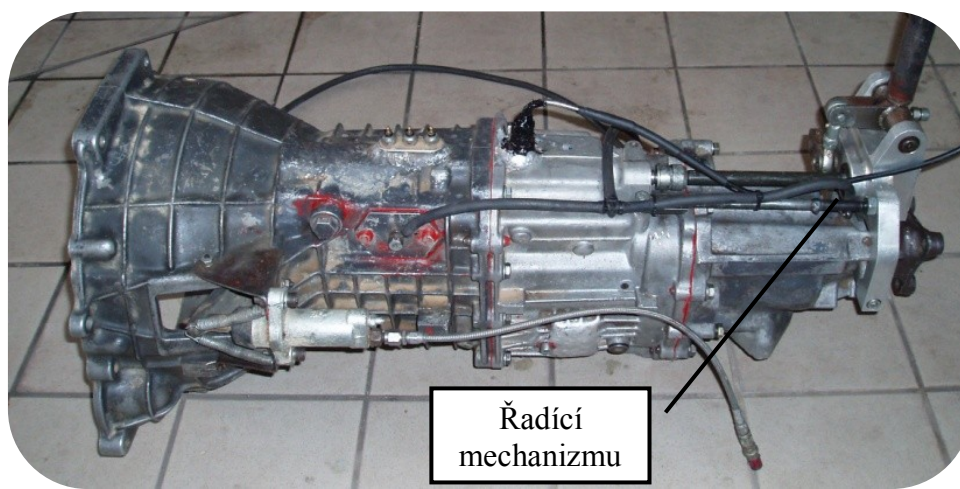
Škoda Fabia S2000 pro sezónu 2011 bude mít koncept pohonu 4x4 s motorem uloženým podél nad přední nápravou. S motorem je spojena přímo řazená sekvenční převodovka s rozdělovací převodovkou. Od ní je veden kroutící moment do přední a zadní rozvodovky se samosvornými diferenciály pomocí spojovacího podélného hřídele (tzv. Kardanův).

Motor je navržen přeplňovaný o objemu 2 000 cm<sup>3</sup> (1 700 cm<sup>3</sup>). Objem motoru bude záležet především na konečné hmotnosti vozidla. Pro 2 000 cm<sup>3</sup> je stanoven hmotnostní limit 1 300 kg i s jezdcem, zatím co pro objem 1 700 cm<sup>3</sup> je hmotnost vozidla snížena o 150 kg. Rozdíly mezi oběma motory jsou ve hmotnosti, nepatrně menším kroutícím momentu u motoru 1700 cm<sup>3</sup> a užším rozsahu použitelného kroutícího momentu. V konečném resumé je výhodnější motor 1 700 cm<sup>3</sup>. Jezdec sice musí motor udržovat ve vyšším rozsahu otáček, ale ušetřená hmotnost na vozidle je značná, což se projeví na dynamice vozu. V diplomové práci bylo uvažováno s motorem o objemu 2 000 cm<sup>3</sup>. Chladiče vody a oleje budou umístěny v zavazadlovém prostoru z důvodu lepšího rozmístění hmotnosti.



Obr. 1.2 Motorový prostor Škoda Fabia S2000 [12]

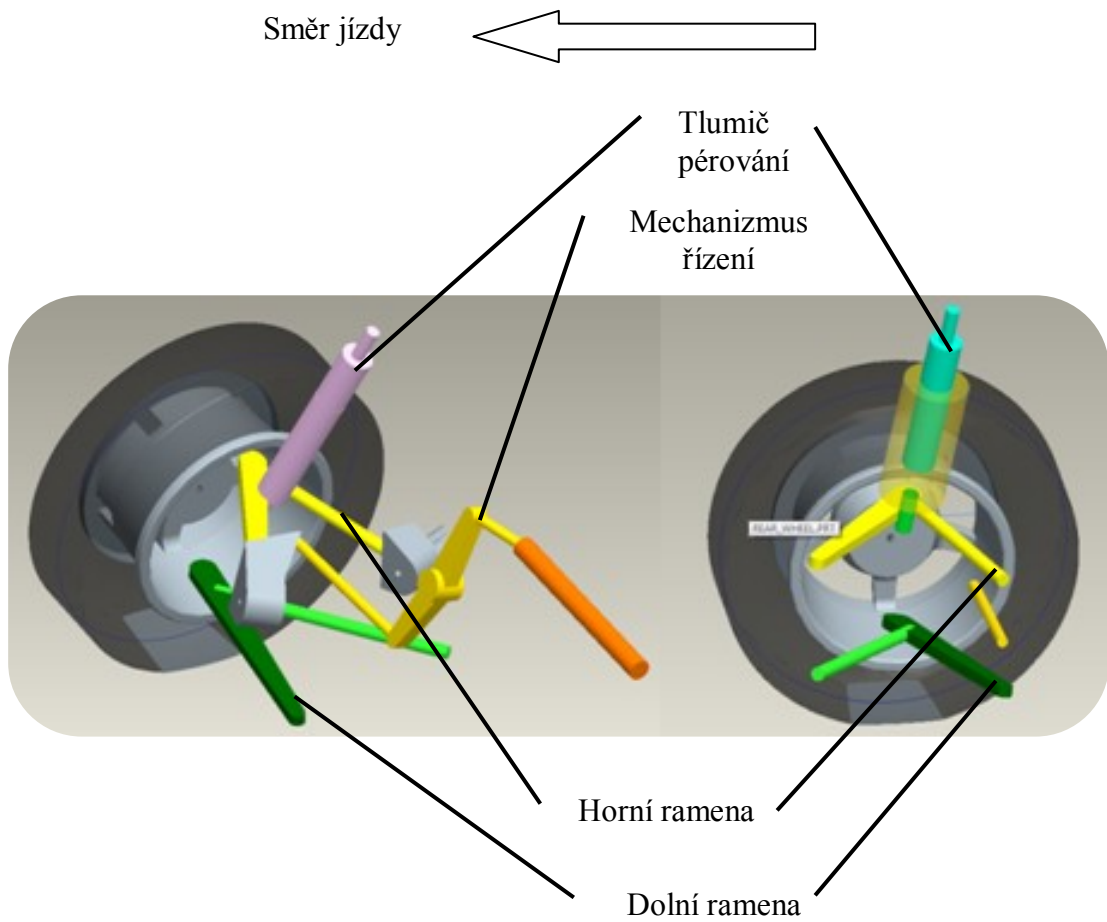
Převodovka je od holandského výrobce sekvenční přímo řazená pětistupňová s mezinápravovým diferenciálem. Převody jsou volené řadicím mechanismem speciálně navrženého pro tento způsob řazení. Jednotlivé převody jsou vkládané do záběru přímo pomocí zubových spojek. Rychlostní stupně se zobrazují řidiči digitálním displejem umístěným v palubní přístrojové desce. Mezi převodovkou a motor je nutno použít přechodový obal, protože obal převodovky je převzatý z osobního vozu Ford Escord Cosworth RS.



Obr. 1.3 Převodovka Ford Escord Cosworth RS

Rozvodovky jsou vlastní výroby se samosvornými diferenciály. Samosvornost je zajištěna pomocí třecích lamel umístěných v koši diferenciálu.

Podvozek Fabie je navržený pro jednoduchost, snadnou seřiditelnost a rychlou opravitelnost při zachování funkčnosti. Pro přední a zadní nápravu je použit stejný druh náprav. To přináší výhodu v ušetření počtu rezervních dílů. Na obrázku 1.4 je vidět navržená lichoběžníková náprava. K odpružení vozidla se použijí sportovní tlumiče od holandské společnosti Reiger. Pro uložení kola je přichystaná těhlice typu BR09, která je odlitá z elektronu. Přenos kroutícího momentu z automobilu na vozovku budou obstarávat 15" kola o rozměrech pneumatiky 185/70R15.



Obr. 1.4 Přední a zadní náprava vozu Škoda Fabia S2000

## 2. Teoretická část

[1], [2], [3]

V teoretické části jsou uvedeny kapitoly, které je nutno znát k pochopení dané problematiky a vyřešení zadaného úkolu.

### 2.1 Druhy spojení pro přenos kroutícího momentu

Nerozebíratelné spoje:

- Svarové
- Pájené
- Lepené

Rozebíratelné spoje

- Šroubové spoje
- Svěrné
- Lisované
- Pomocí spojovacích klínů, čepy, kolíky
- **Drážkové spojení hřídele s nábojem**

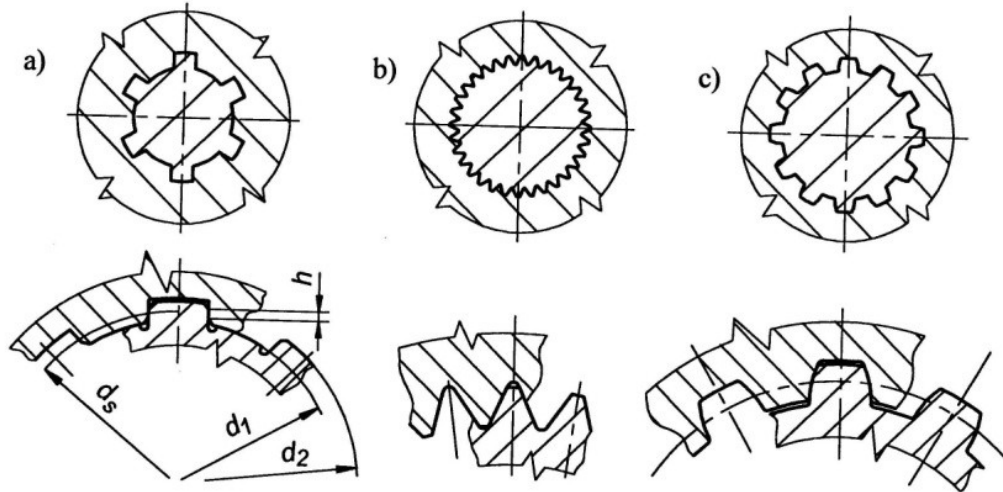
V této práci bylo využíváno spojení drážkového hřídele s nábojem, které je jedno z nejrozšířenějších v automobilovém průmyslu.

#### 2.1.1 Drážkové spojení hřídele s nábojem

Drážková spojení jsou snadno rozebíratelné spoje sloužící k přenosu kroutícího momentu. Mohou být nepohyblivé a pohyblivé. U silničních vozidel najdeme pohyblivé drážkování pro spojení převodovky s rozvodovkou pomocí kardanového hřídele. Dalším využitím spojení jsou klouby hnacího hřídele spojené s nábojem kola. Princip daného spojení je založený na tvarové vazbě. Vazbu tvoří hřídel, na kterém je vnější drážkování a náboj s vnitřním drážkováním. Přenos výhradně kroutícího momentu se uskutečňuje pomocí stykového tlaku na bocích drážek.

Na rozdíl od pera přenáší drážkové spojení značně vyšší moment. Aby toho bylo docíleno, musí být tento spoj vyroben s velkou přesností. Vystředění hřídele s nábojem se uskuteční u rovných zubů pomocí vnitřního průměru  $d_1$  a na vnějším průměru  $d_2$  je vůle.

U jemného a evolventního drážkování dochází k vystředění na boku zubu. Nová drážková spojení se řídí pomocí norem. Ty nám určují počet, tvar a rozměry drážek.



Obr. 2.1 Tvary profilů drážkování [1]

Rozdělení tvarů profilů:

- a) Hrubé drážkování s rovnými zuby
- b) Jemné drážkování
- c) Evolventní drážkování

**2.1.1.1 Navržení drážkového ozubení:**

Základním parametrem při navrhování drážkového ozubení je kroutící moment  $M_k$ . Ten nám určuje také velikost drážkového spoje. Vycházíme při odvození ze základního vzorce pro vypočítání namáhání v krutu  $\tau_{DK}$

$$\tau_{DK} \geq \frac{M_k}{W_k} \quad (2-1)$$

$M_k$ - kroutící moment [Nm]

$W_k$ - modul průřezu v krutu (vztažený k patnímu průměru drážkování  $d_1$ ) [ $\text{mm}^3$ ]

$\tau_{DK}$ - dovolené namáhání v krutu [MPa]

$$W_k = \frac{d_1^3 \times \pi}{16} \quad (2-2)$$

Po úpravě dostaneme z rovnice (2-1) a (2-2) vztah pro návrh vnitřního průměru drážkování:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_k}{\pi\tau_{DK}}} \quad (2-3)$$

Z takto vypočítaného průměru  $d_1$  se určí pomocí norem tvar, rozměry, druh, počet drážek.

Dalším rozměrem je potřebná délka drážkování  $l$  při podmínce, že se nesmí překročit dovolený tlak  $p_D$  na bocích drážek. Pro délku drážkového spoje platí vztah:

$$l \geq \frac{4M_k}{(d_1+d_2)p_D f'} \quad (2-4)$$

$f'$ - účinná plocha drážek na jednotku délky náboje [ $\text{mm}^2/1\text{mm}$  délky].

$$f' = \Psi \cdot z \cdot \left( \frac{d_2-d_1}{2} - 2 \cdot c \right) \quad (2-5)$$

$z$ - počet zubů

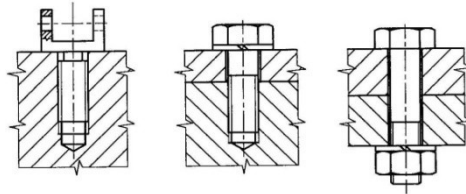
$\Psi$ - součinitel zmenšení nosné plochy deformací a nepřesností výroby (0,75)

$c$ ...sražení hrany drážky hřídele a náboje



### 2.1.2 Šroubové spoje

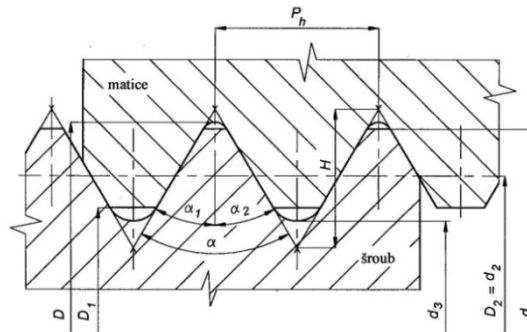
Šroubové spoje patří k nejrozšířenějším spojení součástí. Patří do rozebíratelných spojení. Využívají se pro opakovatelnou montáž a demontáž z důvodu údržby, kontroly, opravy apod. Šroubový spoj tvoří buď samotný šroub nebo šroub s maticí a podložkou.



Obr. 2.2 Šroubové spoje [1]

#### 2.1.2.1 Normalizace

Definice šroubovice: „Závit je určen pohybem tvořící plochy po šroubovici, tedy po křivce, která je dána dráhou bodu, jež se rovnoměrně otáčí kolem osy, která jím neprochází, a současně se rovnoměrně ve směru této osy posouvá. Normála tvořící plochy závitů přitom vždy zachovává směr tečny ke šroubovici. Velikost osového posuvu tvořícího bodu během jednoho otočení se nazývá stoupání a označuje se  $P_h$ “ [1].



Obr. 2.3 Profil závitů šroubu a matice [1]

$d$ .....velký průměr závitů šroubu (používá se k označení závitů)

$d_3$ .....malý průměr závitů (průměr jádra šroubu)

$D$ .....velký průměr závitů matice

$D_1$ .....malý průměr závitů matice

$d_2=D_2$ .....střední průměr šroubu a matice

$H$ .....teoretický profil

$\alpha$ .....vrcholový úhel závitů

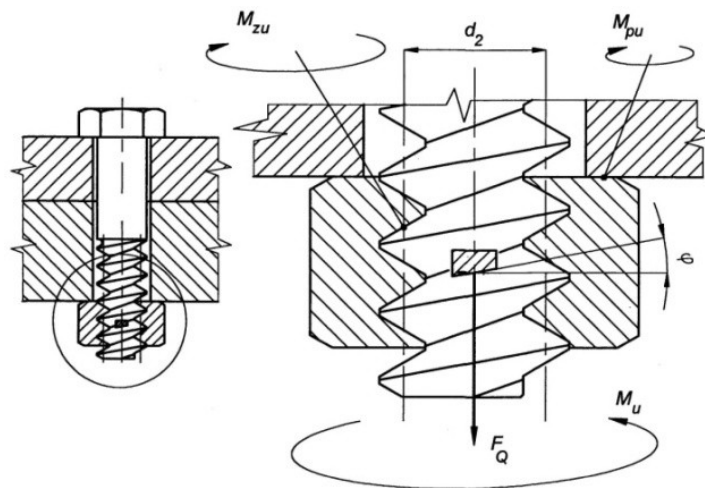


V praxi se dělí závity podle smyslu vnutí šroubovice na pravé (nejpoužívanější) a levé. Levé závity jsou používány ve speciálních případech. Například k „samodotažení“ řezného kotouče pro stolní okružní pilu.

Dále závity dělíme na:

- Metrické, značí se písmenem „M“ ( $\alpha=60^\circ$ )
- Lichoběžníkové (rovnoměrné, nerovnoměrné)
- Whitworthův závit „W“ (USA, Velká Británie)
- Trojboký závit válcový „G“ (spojování trubek)
- Oblý závit „Rd“ (použití u plechu)

### 2.1.2.2 Silové poměry

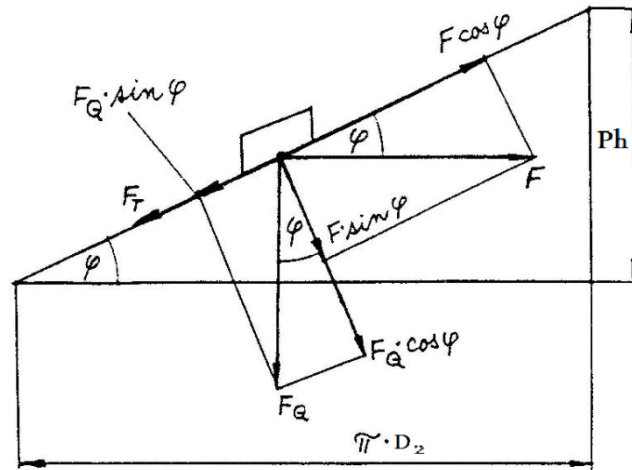


Obr. 2.4 Momenty působící ve šroubovém spoji [1]

Utažením spoje momentem  $M_u$  (silou  $F$ ), který svírá spojované součásti, vznikne ve spoji osová síla  $F_Q$ . Tato síla namáhá spoj (šroub) na tah ve směru osy šroubu => předpětí.

Při utahování spoje musí utahovací moment  $M_u$  překonat momenty vzniklé od třecího odporu v závitu  $M_{zu}$  a třecího odporu vzniklého mezi maticí a podložkou  $M_{pu}$ .

$$M_u \geq M_{zu} + M_{pu} \quad (2-6)$$



Obr. 2.5 Rozvinutý závit šroubu [2]

Po rozvinutí šroubovice (jednoho závitu) dostaneme obrázek 2.5 s veškerými silami, které působí na závit. Z těchto sil je možné odvodit momenty  $M_{zu}$  a  $M_{pu}$ .

Oba momenty  $M_{zu}$  a  $M_{pu}$  vzniklé při utahování jsou přímo úměrné osové síle. Moment  $M_{zu}$  také závisí na úhlu stoupání závitu  $\varphi$ . Ten se spočítá pomocí středního průměru šroubu  $D_2$  (matice) a stoupání závitu  $P_h$ .

$$\varphi = \arctg \frac{P_h}{D_2 \cdot \pi} \quad (2-7)$$

Dalším parametrem, který bude potřeba v diplomové práci je třecí úhel  $\rho$ . Ten se definuje takto: „Třecí úhel  $\rho$  je úhel, o který se původně kolmá zatěžující síla  $F_N$  za pohybu odkloní od kolmice k třecím plochám v důsledku tření“ [2].

Dle Coulombova zákona třecí síla  $F_T$  je určena normálovou silou  $F_N$  a součinitelem tření  $f$ .

$$F_T = F_N \cdot f \quad \text{a zároveň} \quad F_T = F_N \cdot \operatorname{tg} \rho \Rightarrow \rho = \operatorname{arctg} f \quad (2-8)$$

Pro odvození osové síly se vychází z obrázku 2.5, kdy při utahování šroubu vzniká normálová síla  $F_N$ , která způsobuje kolmý tlak na závity.

$$F_N = F_Q \cdot \cos \varphi + F \cdot \sin \varphi \quad (2-9)$$

Po dosazení rovnice (2-9) do (2-8) dostaneme vztah:

$$F_T = (F_Q \cdot \cos \varphi + F \cdot \sin \varphi) \cdot f \quad (2-10)$$

Jestliže má dojít k utahování šroubu, musí platit z obrázku 2.5 vztah:

$$F \cdot \cos\varphi \geq F_Q \cdot \sin\varphi + F_T \quad (2-11)$$

Jakmile se dosadí rovnice (2-11) do (2-10) a (2-8), vznikne po úpravě konečný vztah:

$$F \geq F_Q \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho) \quad (2-12)$$

Tento vzorec reprezentuje sílu  $F$ , jakou je třeba vynaložit k překonání třecí síly mezi závitem. Rovnici (2-12) lze přepsat do vztahu:

$$M_{zu} = F_Q \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho) \cdot \frac{D_2}{2} \quad (2-13)$$

Další třecí moment, který musí být překonán při utahování šroubového spoje, je třecí moment mezi podložkou a maticí  $M_{pu}$ .

$$M_{pu} = F_Q \cdot f \cdot \frac{D_p}{2} \quad (2-14)$$

Vložením vztahu (2-14) a (2-13) do vzorce (2-6) získáme utahovací moment šroubového spoje  $M_u$ :

$$M_u \geq M_{zu} + M_{pu} \geq F_Q \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \sigma) \cdot \frac{D_2}{2} + F_Q \cdot f \cdot \frac{D_p}{2} \quad (2-15)$$

### 3. Řešení

[2], [4], [5], [6], [7], [10], [13], [16]

Praktická část diplomové práce se zabývá třemi úkoly, které je nutno vyřešit. První úkol je prioritní a s jeho řešením se bude tato práce zabývat detailně. Jedná se o problém stejnoběžného pevného kuličkového kloubu závodního vozu Ford Focus 4x4, u kterého dochází po několika odjetých závodech (5-10) k lomu vnějšího hřídele kloubu spojeného s poháněným kolem (bude použitý i u vozu Škoda Fabia S2000). Hlavním cílem práce je tedy nalézt příčinu poškození a navrhnout pro nový vůz Škoda Fabia S2000 nové řešení či opatření proti tomuto poškození.

Druhý a třetí úkol jsou vedlejší. Jedná se o předběžné navržení tvaru náboje kola a tvaru držáku předního vzduchem chlazeného brzdového kotouče.

#### 3.1 Zadaná data pro řešení problému s kloubem

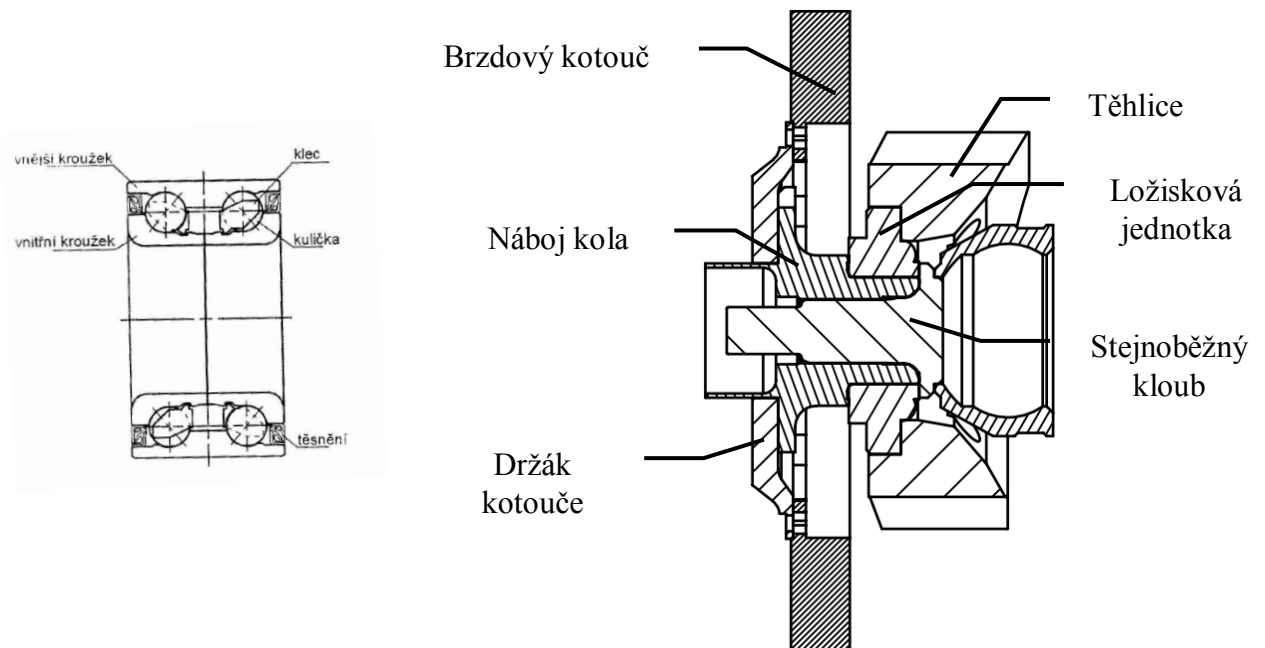
Hmotnost vozidla Ford Focus 4x4 s jezdcem je maximálně 1 300 kg (max. hmotnost na jedno kolo 350 kg). Velikost součinitele adheze je 0,6, protože autokrosově závody se jezdí na nezpevněném povrchu. Starty jsou na určitých tratích z asfaltu, ale ten je značně znečištěn prachem a štěrkem.

Používané pneumatiky u autokrosových závodů jsou především s hrubým vzorem dezénu, ale existují tratě, kde se využijí pneumatiky s hladkým dezénem a malým počtem drážek (takzvané sliky). Rozměry pneumatiky jsou především 185/70R15. Rozměry disku z lehkých slitin jsou 15" s roztečí otvorů 108 mm pro kolové šrouby M14 a středovým otvorem pro náboj kola 63 mm.



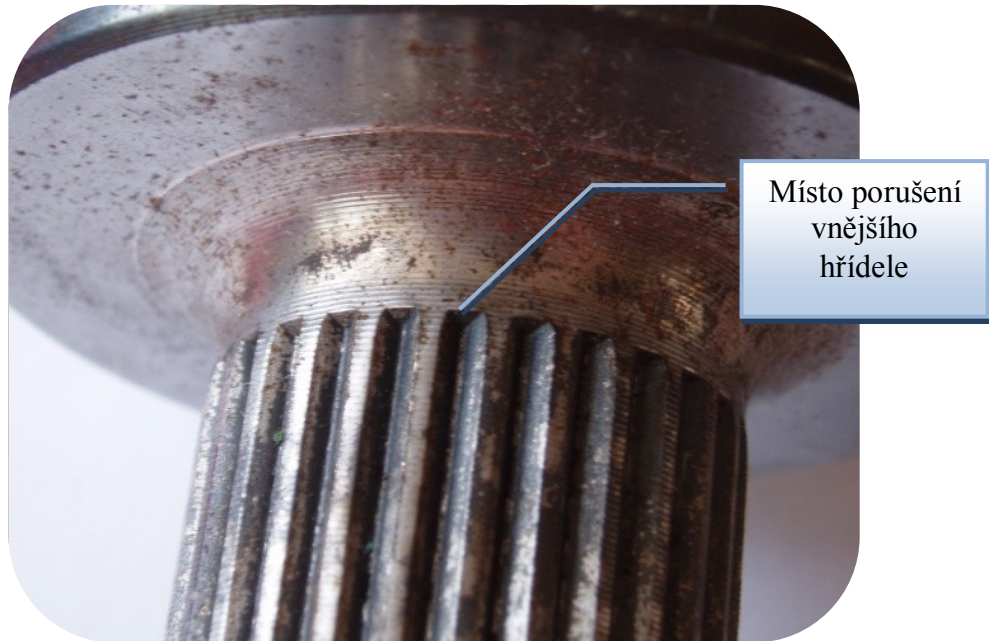
Obr. 3.1 Disk kola

Automobil Ford Focus 4x4 má na přední ose nápravu McPherson a na zadní ose nápravu víceprvkovou. Uložení kola je na stejném principu u obou náprav. V těhlici je nalisované dvouřadé kuličkové ložisko (ložisková jednotka 1. generace). Do ložiska je nasunutý z vnější strany vozu náboj kola. Dále je do náboje kola z vnitřní strany zasunutý vnější hřídel kloubu. Náboj, ložisko a kloub jsou staženy dohromady pomocí šroubového závitu, který je na vnější hřídeli utažen momentem 400 Nm. U tohoto druhu spojení přenáší náboj kola veškeré síly z kola na nápravu. Vnější hřídel stejnoběžného kloubu, jak vyplývá z obrázku 3.2, je namáhán pouze kroutícím momentem motoru. Tento princip uložení kola je shodný s vozem Škoda Fabia S2000.



Obr. 3.2 Uložení kola s ložiskovou jednotkou 1. generace [5]

Jak již bylo řečeno, po několika závodech dochází k porušení vnějšího hřídele kloubu v místě ukončení drážkování. Jestliže se kloub neutáhne na předepsaný moment, vlivem chyby lidského faktoru může dojít k poruše už během 1-2 závodů.



Obr. 3.3 Místo porušení

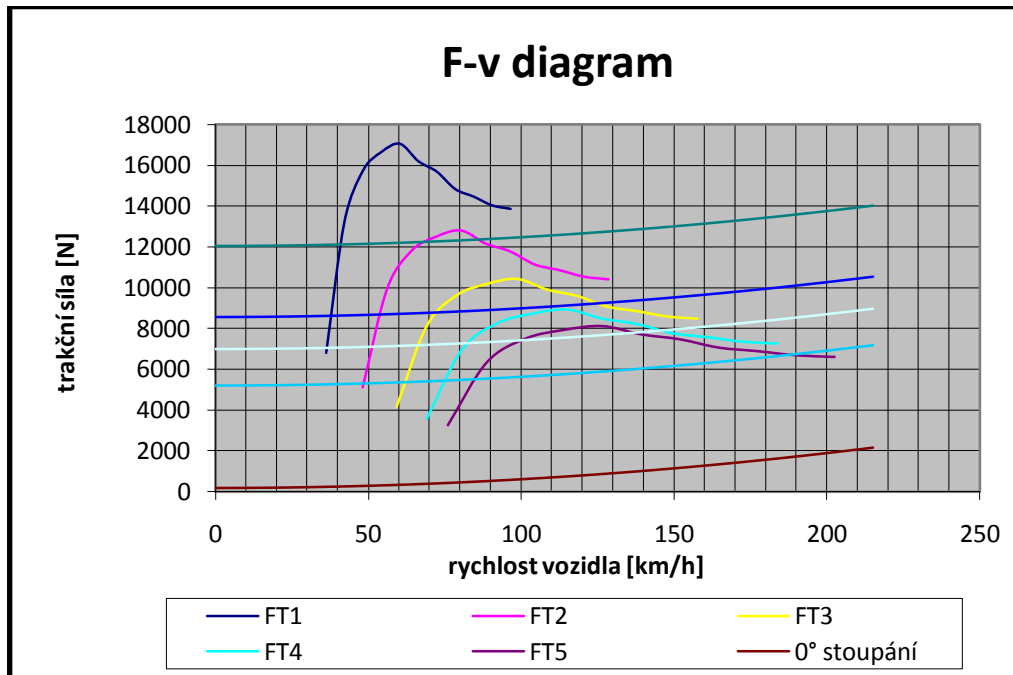
Drážkování na hřídeli kloubu je evolventní s 28 zuby. Průměr hlavové kružnice je 29,63 mm, modul ozubení  $m=1,0583$  mm a úhel záběru zubů  $\alpha=45^\circ$ .

### 3.1.1 Postup výpočtu

Pro určení maximálního napětí se musí zjistit, jaký maximální moment je vozidlo schopno přivést na jedno kolo. Tento moment bude omezen adhezní silou. Dále se bude muset objasnit, jaký kroutící moment přenesou samotný vnější hřídel stejnoběžného kloubu. Ten bude zmenšený o moment, který je přenesený vlivem třecí síly dosedacích ploch mezi nábojem kola, stejnoběžným kloubem a ložiskovou jednotkou 1. generace. K tomuto určení momentu se vypočítá osová síla u hřídele od utahovacího momentu šroubu. Tato osová síla ovlivní výsledky napětí.

### 3.1.1.1 Výpočet maximálního kroutícího momentu

Kroutící moment, který je vozidlo schopno přenést na vozovku, bude snižený maximální adhezní sílu  $F_{max\ ad}$ . Jakmile trakční síla dosáhne velikosti adhezní síly, vozidlo přebytek kroutícího momentu dále nepřenáší. Velikost adhezní síly vozidlo lehce překoná z důvodu používaných přeplňovaných turbomotorů o objemu 2 000 cm<sup>3</sup>, které dosahují kroutícího momentu až 800 Nm.



Graf 3.1 F-v diagram vozu Ford Focus 4x4

Z grafu 3.1 je patrné, že vozidlo má pro překonání maximální adhezní síly  $F_{max\ ad}$  dostatek trakční síly až do čtvrtého rychlostního stupně.

Maximální adhezní síla vozu:

$$F_{max\ ad} = m_k \cdot g \cdot \varphi = 1300,9 \cdot 9,81 \cdot 0,6 = 7651,8\ N$$

Pro maximální adhezní sílu nebyl uvažován vliv změny zatížení kola při průjezdu zatáčkou, protože kroutící moment, který vozidlo přenáší na vozovku, je snižený o přenos boční síly.

Maximální kroutící moment  $M_{max\ kr}$  na kole vozidla:

$$M_{max\ kr} = F_{ad} \cdot r_d = m_k \cdot g \cdot \varphi \cdot r_d = 350,9 \cdot 9,81 \cdot 0,6 \cdot 0,325 = 557,94\ N$$

### 3.1.1.2 Výpočet osově síly od šroubového spoje

Pro výpočet byl zadán utahovací moment  $M_u = 400$  Nm. Rozměry šroubu na konci vnějšího hřídele jsou M28x1,5.

Ve strojních tabulkách byly nalezeny podrobné rozměry závitu:

Jmenovitý průměr závitu d	Rozteč $P_h$	$D_1=d_1$	$D_2=d_2$
28	1,5	26,376	27,026

Tab. 3.1 Rozměry závitu [6]

Vlastní výpočet:

- 1) Stoupání závitu  $\varphi$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} = \operatorname{arctg} \frac{1,5}{\pi \cdot 27,026} = 1^\circ$$

- 2) Třecí úhel  $\sigma$

$$\sigma = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0,15 = 8^\circ 31'$$

- 3) Střední průměr stykové plochy matice  $D_p$

$$D_p = \frac{D_k + D_o}{2} = \frac{40 + 29}{2} = 34,5 \text{ mm}$$

- 4) Předpětí šroubového spoje  $F_Q$

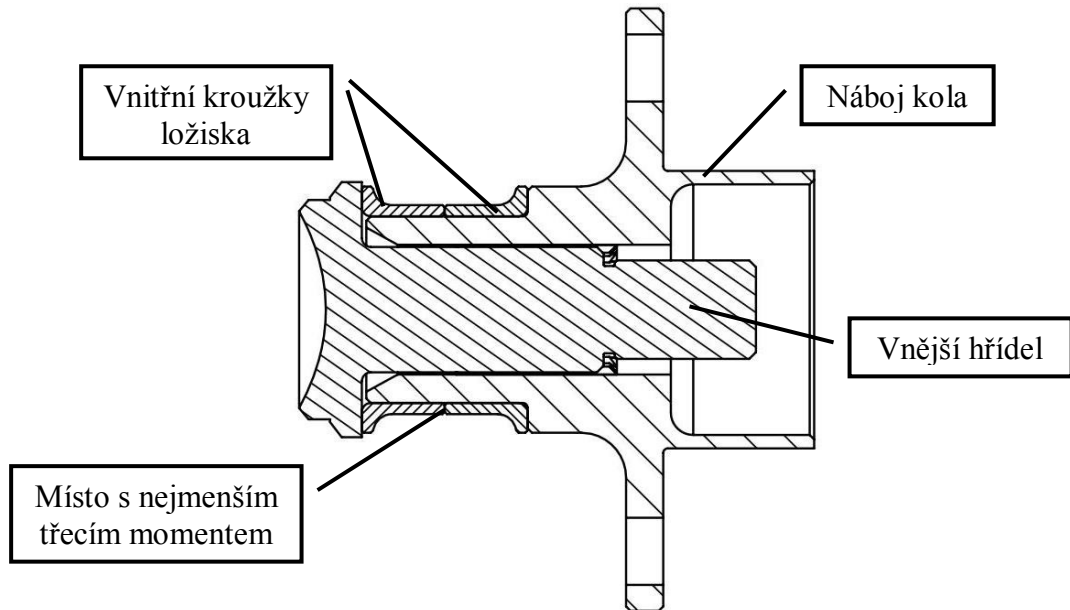
$$F_Q = \frac{M_u}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \sigma) + \frac{D_p}{2} \cdot f_p} = \frac{400}{\frac{0,027026}{2} \operatorname{tg}(1^\circ + 8^\circ 31') + \frac{0,0345}{2} \cdot 0,15}$$

$$\underline{\underline{= 82\,318 \text{ N}}}$$



### 3.1.1.3 Snížení kroutícího momentu

Celkový kroutící moment přenášený uložením se bude vlivem utahovacího momentu snižovat o třecí moment  $M_{tř}$ . Ten je přenášen ze stejnoběžného kloubu => na vnitřní kroužky ložiska => na náboj kola. Tento moment bude omezený místem s nejmenším středním průměrem  $D_S$  a s nejmenším součinitelem tření  $f$ . Místo s nejmenším třecím momentem, který je spoj schopen přenést, je mezi vnitřními kroužky ložiska.



Obr. 3.4 Sestava vnějšího hřídele s nábojem kola

Střední průměr vnitřního kroužku ložiska  $D_S$ :

$$D_S = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{42 + 49}{2} = 45,5 \text{ mm}$$

Maximální kroutící moment přenesený pomocí třecí síly  $M_{tř}$ :

$$M_{tř} = F_Q \cdot f \cdot \frac{D_S}{2} = 82318,0,16 \cdot \frac{0,0455}{2} = 300 \text{ Nm}$$

Maximální kroutící moment poklesne na hodnotu  $M_{celk\ kr}$ :

$$M_{celk\ kr} = M_{max\ kr} - M_{tř} = 557 - 300 = 257 \text{ Nm}$$

### 3.1.2 Orientační zjištění meze kluzu a pevnosti

Pro vyhodnocení doby životnosti bylo nutné určit mez pevnosti a kluzu používaného materiálu u sériového hřídele. Tyto meze se zjistí pomocí trhacího stroje.

Nejprve bylo nutné ze sériového hřídele vyrobit zkušební tyčku pro trhací stroj. Ta měla průměr  $d=5$  mm a délku mezi plochami pro čelisti  $l=45$  mm. Hranol, který se upínal do čelistí, byl o rozměrech 14x6x25.



Obr. 3.5 Zkušební tyčka

Po správném upnutí zkušebního vzorku bylo možné spustit trhací stroj. Při zkoušce se namáhala tyčka kruhového průřezu pomalu, plynule rostoucí osovou silou  $F_t$  až do přetržení materiálu. Při této zkoušce se ukládala data o velikosti zatížení a nárůstu prodloužení zkušební tyčky do počítače. Z osově síly  $F$  bylo dále nutné určit napětí  $\sigma$  pomocí vztahu:

$$\sigma = \frac{F_t}{S} [\text{Mpa}]$$

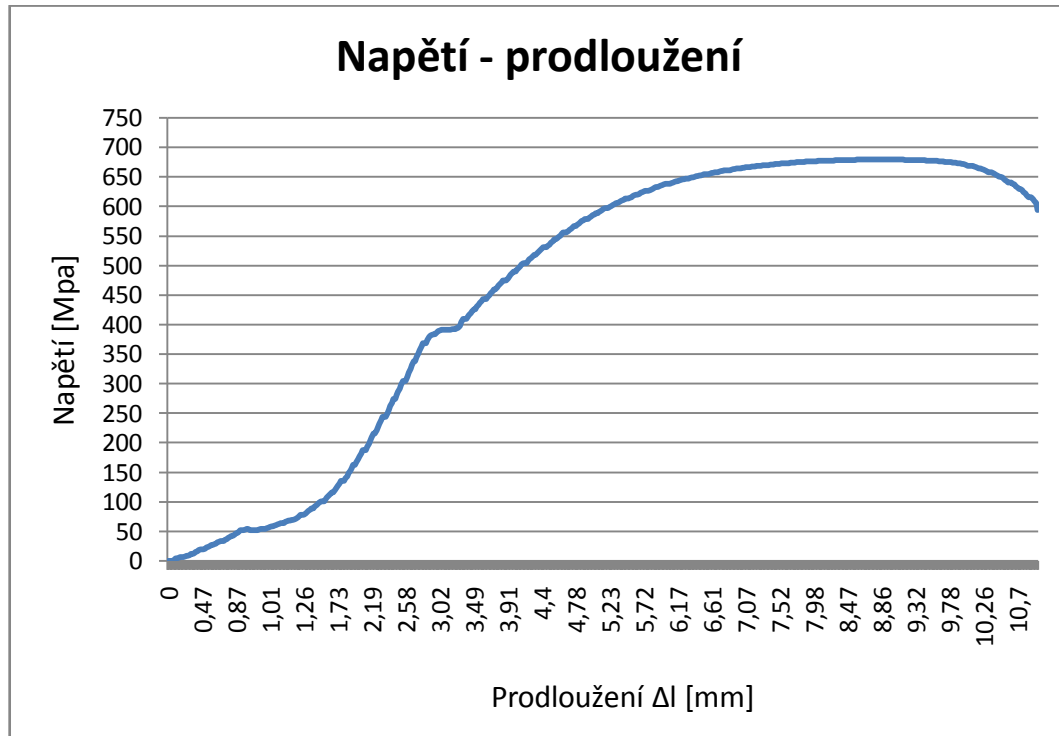
S- průřez tyčky před zatížením.

Ten se určí pomocí jednoduchého vztahu:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} [\text{mm}^2]$$

d- průměr zkušební tyčky

Převod naměřené síly  $F_t$  na napětí  $\sigma$  bylo provedeno v programu Excel, kde byl i vytvořen graf smluvního diagramu tahové zkoušky.



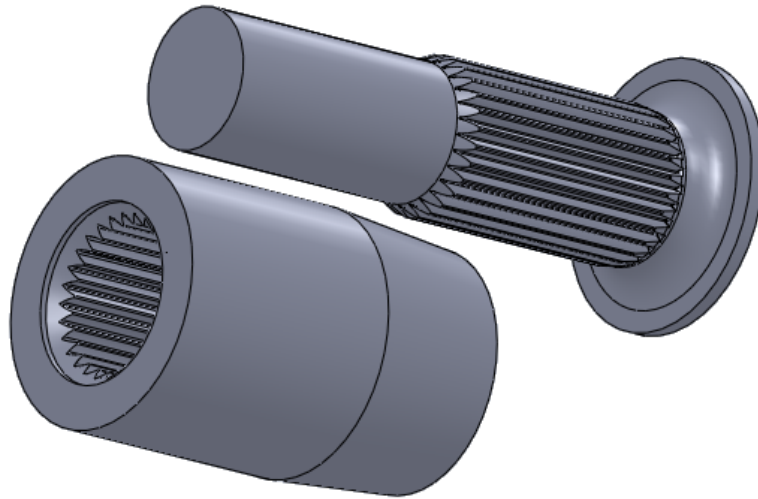
Graf 3.2 Smluvní diagram tahové zkoušky

Propad na začátku grafu je způsobený vlivem posunutí zkušebního vzorku v upínacích čelistech. Při posunutí došlo k zafixování vzorku vlivem drážkování čelistí.

Ze zkoušky byla zjištěna orientační velikost meze kluzu  $R_e = 390$  MPa a meze pevnosti  $R_m = 680$  MPa.

### 3.1.3 Modelování

Namodelování vnějšího ozubeného hřídele bylo provedeno v programu SolidWorks 2009 bez samotného těla kloubu. Dále pro účely namáhání vnějšího hřídele byl sestrojen v programu SolidWorks zjednodušený model náboje kola bez příruby pro kolové šrouby.

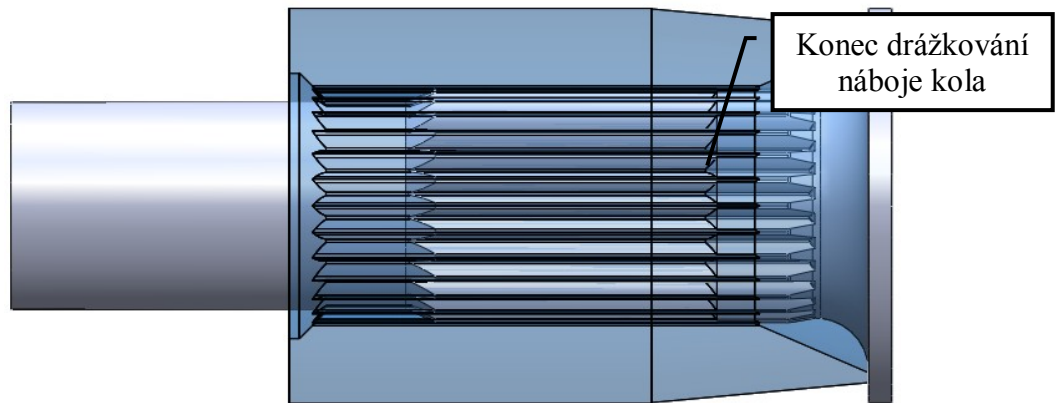


Obr. 3.6 Celý model vnějšího hřídele a náboje kola

### 3.1.4 Konvergence sítě

U tělesových prvků je nezbytné určit hustotu prvkové sítě ve vrubu pro další vyhodnocení zatížení. Při rostoucí hustotě prvkové sítě roste také napětí ve vrubu. Tento růst napětí však neprobíhá do nekonečna. Proto hledáme takovou hustotu prvkové sítě, kdy se napětí ve vrubu mění s další změnou hustoty prvkové sítě již nepatrně.

Pro konvergenci sítě a samotný výpočet byl použit zkrácený model drážkování, a to z důvodu omezených možností dostupného hardwaru (velikost operační paměti, rychlost grafické karty, apod.). Použitý hardware byl schopen v reálném čase zpracovat pouze omezený počet prvků, řádově statisíce. Drážkování hřídele bylo použito až do vzdálenosti, kde končí drážkování náboje kola (viz. obr. 3.7). Od tohoto místa působí celý krouticí moment na vnější hřídel kloubu.

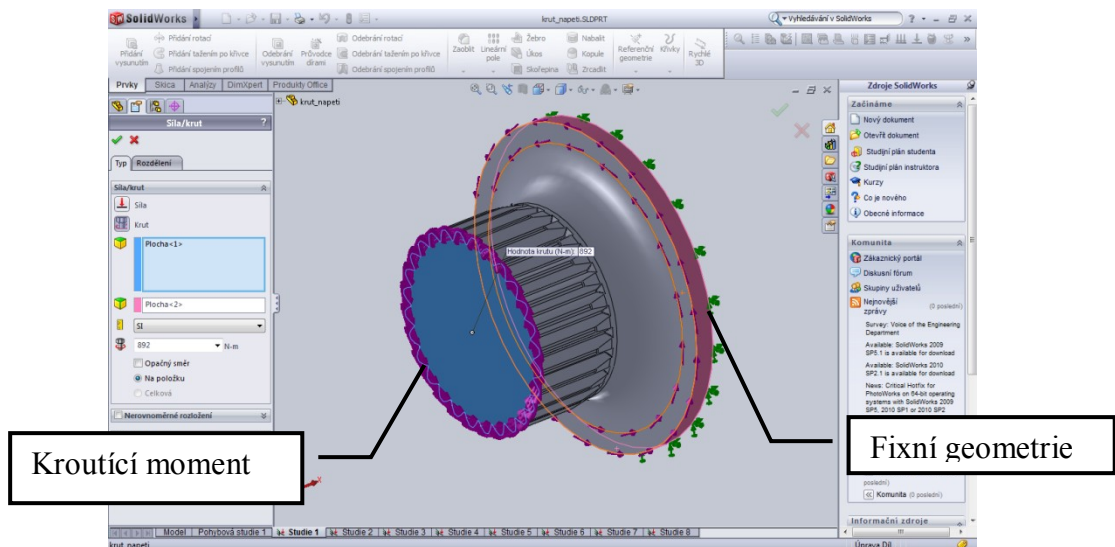


Obr. 3.7 Zakončení drážkování hřídele

Pro hledání správné hustoty prvkové sítě bylo nutné ve statické studii nastavit veškeré parametry potřebné pro výpočet:

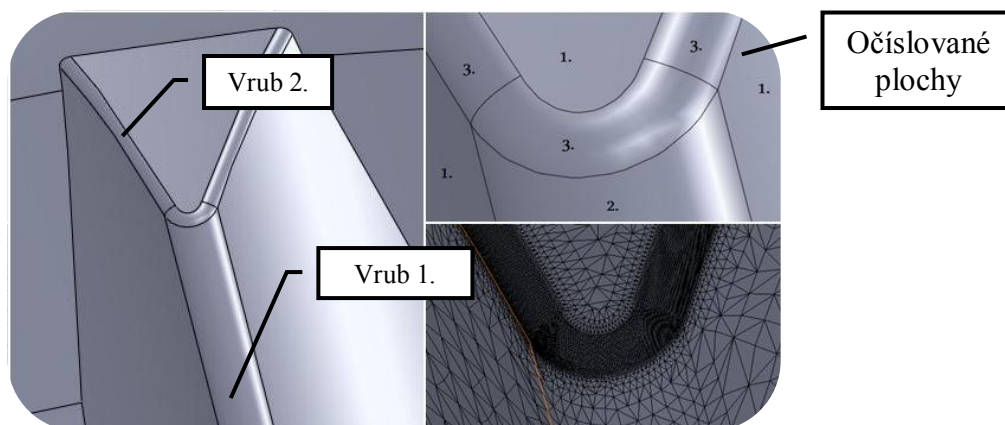
- Druh materiálu - normalizovaná ocel
- Uchycení – tzv. fixní geometrie
- Zatížení kroutícím momentem 893 Nm - externí zatížení

Namáhání součásti kroutícím momentem 893 Nm bylo zavedeno na čelní plochu ozubeného hřídele.



Obr. 3.8 Zadání okrajových podmínek a zatížení

Nyní následovala tvorba prvkové sítě včetně jejího zjemnění v oblasti zvýšené koncentrace napětí (oblasti konstrukčních vrubů). Pro různé plochy jedné drážky bylo použito celkem tří různých druhů zjemňování, které bylo nutné optimalizovat (viz tab. 3.2).



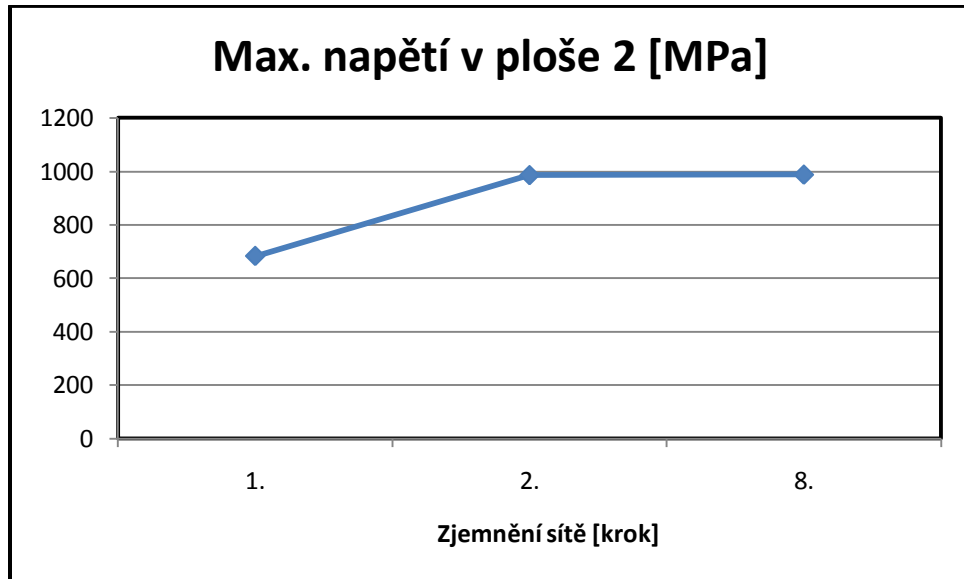
Obr. 3.9 Určení místa vrubu a jednotlivých ploch

Tento parametr velikosti zjemnění bylo nutné postupně zmenšovat až do konce růstu velikosti napětí ve vrubech drážkování v ploše 2 a 3.

	Velikost sítě [mm]	Zjemnění plochy 1	Zjemnění plochy 2	Zjemnění plochy 3	Počet prvků	Max. napětí v ploše 2 [MPa]	Max. napětí v ploše 3 [MPa]
1.	2	-	-	-	37213	682,6	641,1
2.	1	-	-	-	342441	986,1	817,2
3.	1	0,5	0,5	0,5	347615	969,4	899,7
4.	1	0,25	0,25	0,25	355146	962,1	911,1
5.	1	0,1	0,1	0,1	223984	983,5	910,8
6.	1	0,1	0,05	0,05	263336	988,0	1071,8
7.	1	0,1	0,05	0,01	303025	982,2	1081,0
8.	1	0,1	0,05	0,005	392085	982,5	1085,8

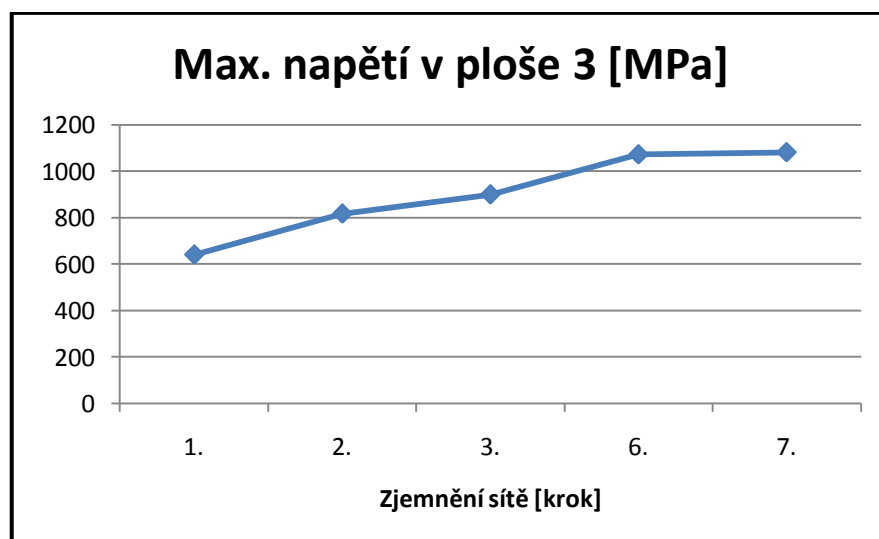
Tab. 3.2 Hodnoty dat při zjemňování ploch drážky

Z tabulky je patrné, že bylo nutné zjemňovat síť až do nastavení velikosti sítě 7, kdy napětí přestalo téměř růst i ve vrubu s plochou 3. V tohoto vrubu bylo na začátku menší napětí než ve vrubu 1. Postupným zjemňováním sítě se napětí zvětšilo oproti vrubu 1. U vrubu 1 tento nárůst napětí byl o 30 % a u vrubu 2 napětí vzrostlo o 40 %.

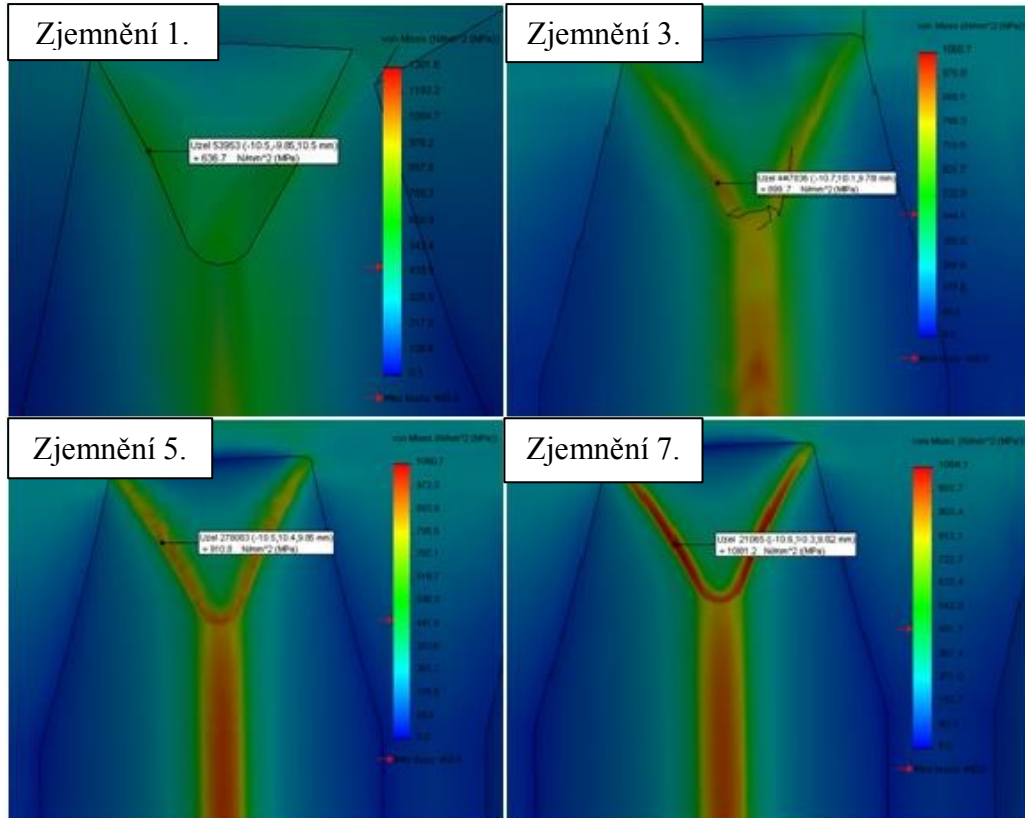


Graf 3.3 Růst napětí v ploše dva

U vrubu 1 se napětí ustálilo už u nastavení velikosti sítě 2. Do bodu 8 dále nerostlo. Velikost sítě by tedy postačila pouze 1mm, ale s ohledem na vrub 2 bylo třeba v ploše 1 použít zjemnění 0,1 mm, v ploše 2 zjemnění 0,05 mm a v ploše 3 zjemnění 0,01 mm. Tyto parametry sítě byly použity i v dalších výpočtech, kdy se zatěžoval hřídel.



Graf. 3.4 Růst napětí v ploše tři



Obr. 3.10 Růst napětí vrubu s rostoucí hustotou sítě

Jak je vidět z obrázků 3.9, napětí se zpočátku zvýšilo ve vrubu 1. Po následném zjemňování začalo růst a rozkládat se po celé délce (šířce) vrubu 2. Z obrázků je patrné, že pro výpočet je dostatečné nastavení velikosti sítě 7.

### 3.1.5 Výpočet napětí

Pro výpočet napětí byl použit zkrácený i celý model. Tyto modely byly nezbytné k ověření snížení krouticího momentu vlivem vzniklého tření od osově síly  $F_Q$ .

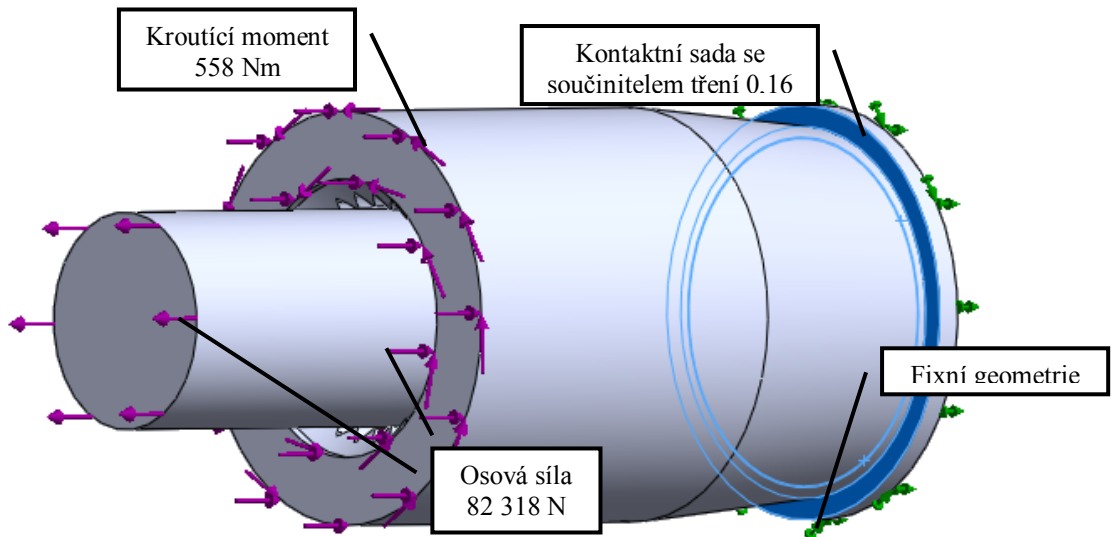
Na zkrácené verzi byla simulována osová síla vzniklá od utahovacího momentu a snížený krouticí moment o třecí moment, který vznikl mezi dotýkajícími se plochami jednotlivých součástí (stejnoběžný kloub, ložisko, náboj kola). Výhodou zkráceného modelu bylo, že neměl tolik prvků jako celá soustava. Další výhodou spočívala v kratším čase výpočtu, protože u soustavy nemusela výpočetní část řešit kontakt mezi součástmi, což by protáhlo čas výpočtu z 5 minut na 3 hodiny. Vše by záleželo na výkonu hardwaru.



### 3.1.5.1 Vliv třecího momentu

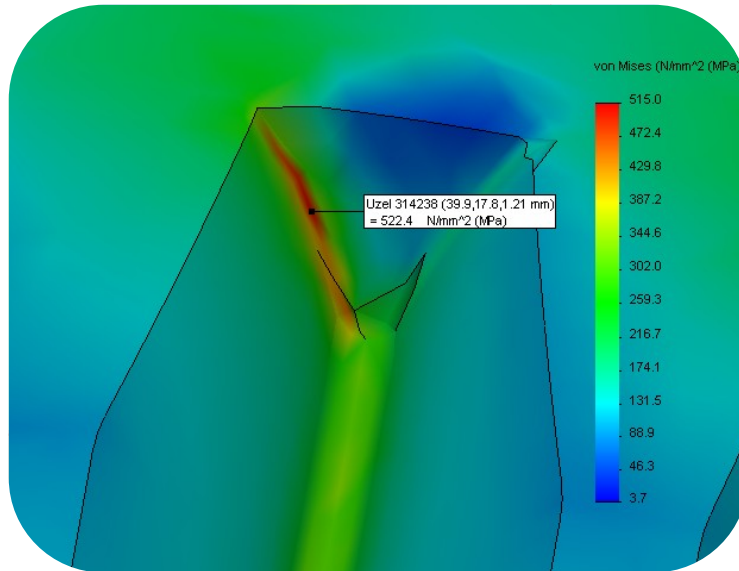
Nejprve bylo nutné potvrdit vliv třecího momentu, který vzniká při utažení matice na vnějším hřídeli stejnoběžného kloubu. Tento třecí moment  $M_{tr}$  se vytvoří od osově síly  $F_Q$  a přenáší část krouticího momentu. Zbytek tohoto momentu se přenáší pomocí drážkování. Vliv třecího momentu byl otestován na celém modelu vnějšího hřídele s nábojem kola. Při tomto výpočtu byla použita velice hrubá síť z důvodu omezení hardwarem. Model náboje kola byl upraven tak, aby třecí plocha, která je mezi jednotlivými miskami ložiska, byla stejná jako dosedací plocha náboje kola na opěrnou plochu hřídele. V tomto místě bylo nutné také simulovat součinitel statického tření, jehož hodnota je 0,16 z důvodu částečného obsahu maziva v ložisku. Toto se provádí vytvořením kontaktních ploch mezi nábojem kola a vnějším hřídelem kloubu. Po vyhledání kontaktních sad se u všech zadá „žádný průnik“. U plochy s dosedacího místa mezi kloubem a nábojem kola zadáme součinitel tření 0,16 (viz. obr. 3.11).

Po vytvoření kontaktních ploch byl zadán krouticí moment na náboj kola 558 Nm a osová síla  $F_Q=82\,318$  N od utahovacího momentu 400 Nm, která přitlačuje náboj kola k vnějšímu hřídeli. V opačném směru bylo zadáno působení této síly  $F_Q$  na hřídel (tah).



Obr. 3.11 Zadání okrajových podmínek a zatížení na sestavu

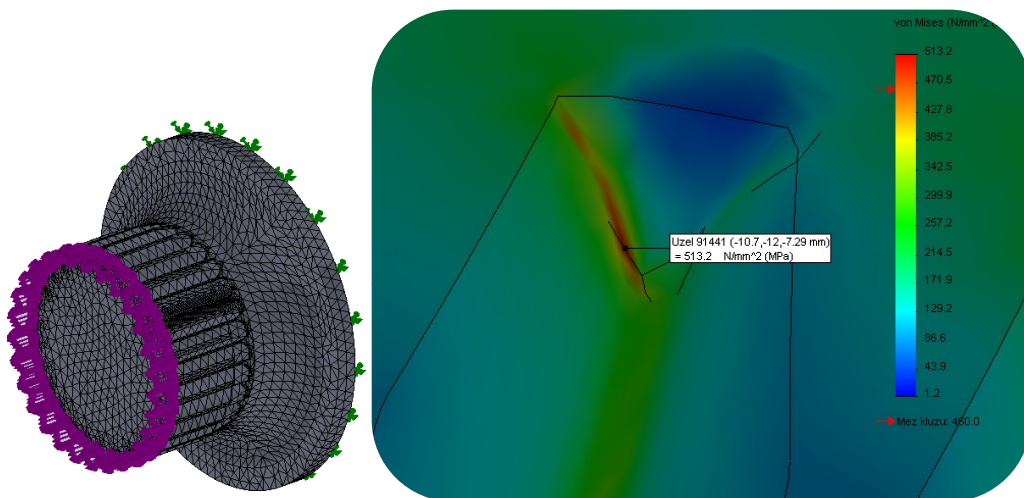
Posledním parametrem, který byl zadán, bylo zjemnění sítě jedné drážky 0,5 mm a rozměr základní sítě 1,5 mm. Následně byl spuštěn výpočet. Výsledky výpočtu jsou uvedeny na obrázku 3.12.



Obr. 3.12 Napětí celého vnějšího hřídele

Velikost maximálního napětí u tohoto modelu ve vrubu 2. vyšlo 522 MPa.

Jako druhý krok byl proveden tento výpočet u zkráceného modelu vnějšího hřídele. Pro zatížení byla zadána osová síla  $F_Q$  a krouticí moment snížený o třecí  $\Rightarrow M_{celk\ kr} = 258 \text{ Nm}$ .

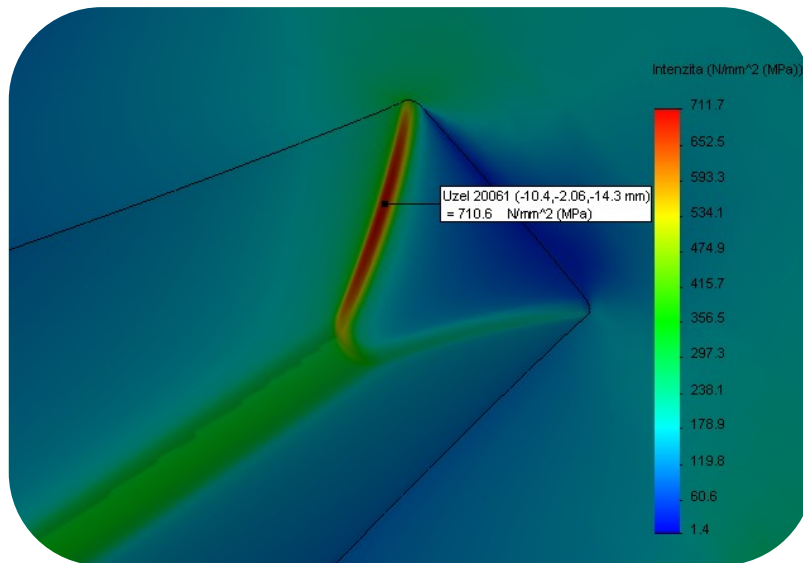


Obr. 3.13 Napětí a síť zkráceného modelu vnějšího hřídele

U zkráceného modelu vyšlo napětí 513 MPa pro daný rozměr sítě. Jestliže byly oba modely (zkrácený, celý) porovnány mezi sebou, vyšla chyba 1,7 %. Z tohoto důvodu byl použit zkrácený model pro výpočet přesného napětí ve vrubu 2.

### 3.1.5.2 Výpočet napětí u zkráceného modelu

Vypočítané maximální napětí u zkráceného modelu již bude použito pro vyhodnocení únavy u vnějšího hřídele stejnoběžného kloubu. Proto byla zadána optimální velikost sítě v modelu, aby nedošlo ke zkreslení výsledků. Tato velikost byla hledána v kapitole **4.1.4 Konvergence sítě**. Tam byla zjištěna optimální velikost zjemnění plochy 1. na 0,1 mm, plochy 2. na 0,05 mm a plochy 3. na 0,01 mm. Velikost základní sítě byla zadána 1 mm. Ostatní data byla ponechána stejná jako v kapitole **4.1.5.1 Vliv třecího momentu** pro zkrácenou verzi modelu vnějšího hřídele.



Obr. 3.14 Maximální intenzita napětí ve drážce hřídele

### 3.1.6 Vyhodnocení 1.

Pro vyhodnocení únavy byla použita norma pro tlakové nádoby stabilní ČSN 690010. Tato norma je určena pro součásti s počtem hlavních cyklů od  $10^3$  až do  $5 \cdot 10^5$  za celou dobu provozování.

Jelikož namáhání tohoto hřídele je míjivé, musela být tato amplituda přepočítaná na ekvivalentní napětí střídavé  $\tau_{a_{ekv}}$ . Pak bylo možné vyhodnotit únavu.

Postup výpočtu:

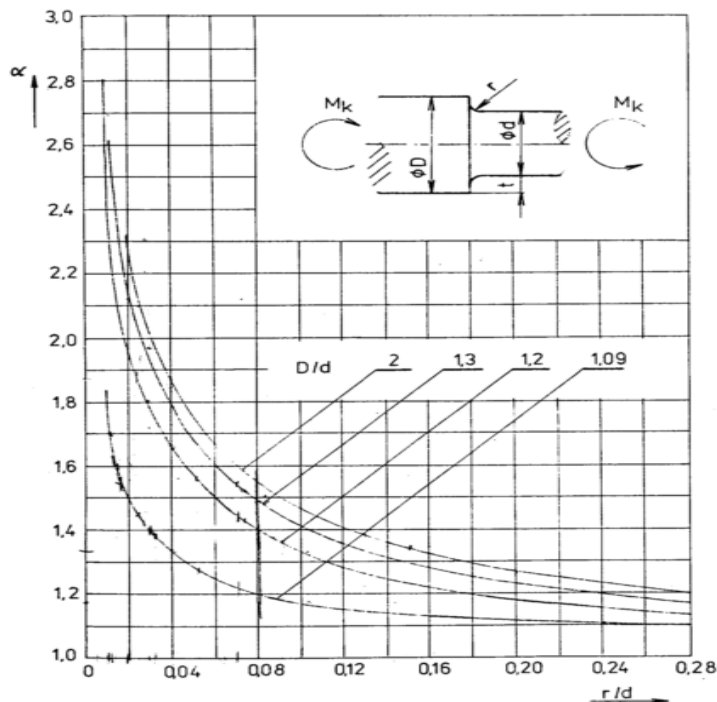
1. Konstanta  $\kappa$  pro jednotlivé tvary vrubu

$$\kappa = \frac{280}{R_m} = \frac{280}{680} = 0,41176$$

2. Tvarový činitel  $\alpha$

Tvarový činitel  $\alpha$  byl určen pomocí grafu 3.5. K tomuto určení bylo potřebné znát poměry:

$$\frac{D}{d} = \frac{29,7}{27,7} = 1,0722 \quad \frac{r}{d} = \frac{0,1}{27,7} \cong 0,004$$



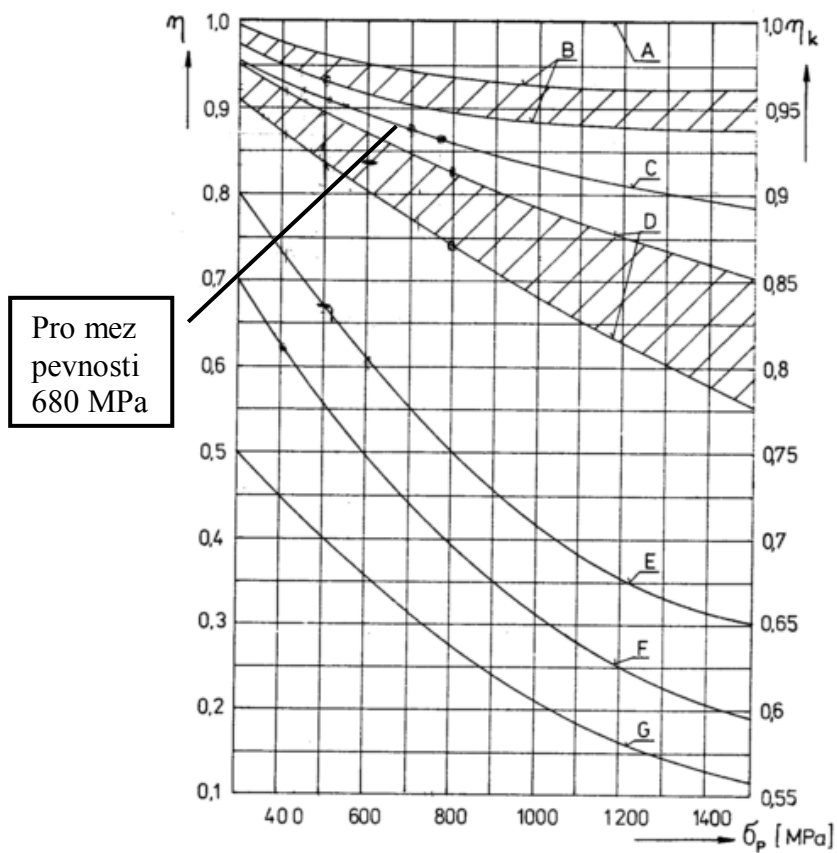
Graf 3.5 Tvarový činitel  $\alpha$  v přechodu osazení hřídele [7]

V grafu 3.5 jsme se řídili křivkou  $D/d=1,09$ . Po odečtení hodnot z grafu vyšel tvarový činitel  $\alpha=1,8$ .

3. Vrubový činitel  $\beta_k$

$$\beta_k = \frac{\alpha}{1 + \frac{\alpha - 1}{\alpha} \frac{\kappa}{\sqrt{r}}} = \frac{1,8}{1 + \frac{1,8 - 1}{1,8} \cdot \frac{0,41176}{\sqrt{0,1}}} = 1,14017$$

4. Součinitel jakosti povrchu  $\eta_k$



Graf 3.6 Součinitel jakosti povrchu  $\eta_k$  [7]

Z grafu byla odečtena hodnota pro součinitel jakosti povrchu  $\eta_k=0,935$ . V úvahu byla vzata křivka C, která platí pro součásti jemně soustružené.

5. Předpokládaná mez únavy  $\tau_c$  hladkého vzorku (míjivý cyklus)

$$\tau_c = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 680 = 333,2 \text{ MPa}$$

6. Mezní únava  $\tau_c^*$  skutečné součásti

$$\tau_c^* = \frac{\tau_c \eta_k}{\beta_k} \cdot v_\tau = \frac{333,2 \cdot 0,935}{1,14017} \cdot 1 = 273,2 \text{ MPa}$$

$v_\tau$ ...součinitel velikosti součásti

7. Ekvivalentní smykové napětí střídavého cyklu  $\tau_{a_{ekv}}$

$$\tau_{a_{ekv}} = \tau_{a1} + \frac{\tau_c^*}{R_m} \tau_{m1} = 355 + \frac{273,24}{680} 355 = 497,6 \text{ MPa}$$

8. Ekvivalentní normálové napětí  $\sigma_{a_{ekv}}$  (Tresca)

$$\sigma_{a_{ekv}} = 2\tau_{a_{ekv}} = 2 \cdot 497,6 = 995,3 \text{ MPa}$$

9. Mezní počet cyklů  $N_{mez}$

$$N_{mez} = \left[ \frac{A}{\sigma_{a_{ekv}} - B} \cdot \frac{2300 - t}{2300} \right]^2 = \left[ \frac{0,45 \cdot 10^5}{995,3 - (0,66 \cdot 680 - 0,43 \cdot 380)} \cdot \frac{2300 - 20}{2300} \right]^2$$

$$= 3\,948 \text{ cyklů}$$

### 3.1.6.1 Počet cyklů na závod

Aby bylo možné zjistit, kolik závodů vnější hřídel kloubu vydrží, musel být určen počet cyklů za jeden odjetý závod. To se zjistilo spočítáním jednotlivých rychlostních stupňů, u kterých došlo k přenosu maximálního kroutícího momentu na kolo. K názorné ukázce autokrosové tratě byl vybrán závodní komplex v Humpolci. Zde byly vyznačeny jednotlivé stupně, které se řadí na daných úsecích závodního okruhu.



Obr. 3.15 Profil tratě s jednotlivými rychlostními stupni [13]

Za jedno odjeté kolo je hřídel namáhán jedenácti cykly. Rychlostní stupeň pět se zanedbává z důvodu menší trakční síly. Ta nepřekoná celkovou maximální adhezní sílu.

Rozdělení závodu:

	Název	Počet kol	Počet odjetí
1.	Volný trénink	3x	1x
2.	Měřený trénink	4x	2x
3.	Rozjíždka	6x	3x
4.	Finále	8x	1x

Tab. 3.3 Rozdělení závodu

Z tabulky lze vypočítat celkový počet cyklů za závod  $N_Z$ :

$$N_Z = (3 + 4 \cdot 2 + 6 \cdot 3 + 8) \cdot 11 = 407 \text{ cyklů}$$

Mezní počet závodů  $N_m$ :

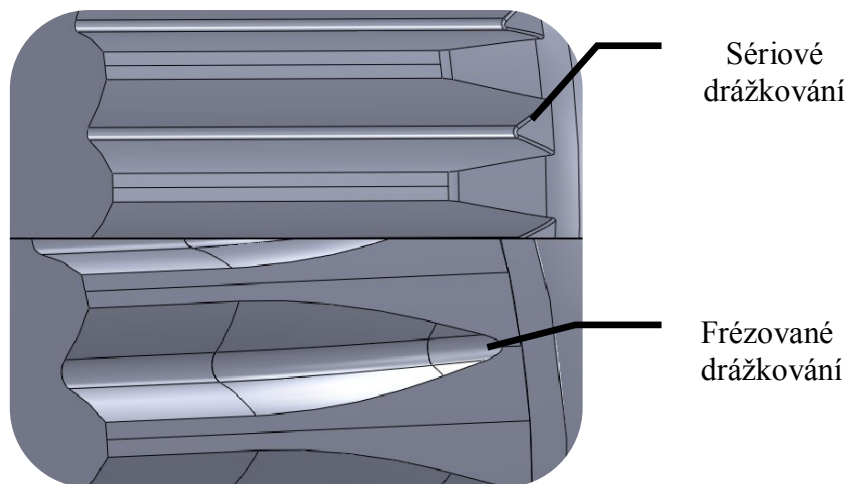
$$N_m = \frac{N_{mez}}{N_z} = \frac{3948}{407} = 9,7 \text{ závodů}$$

Z výsledků je patrné, že hřídel vykazuje teoretický mezní počet závodů 9. K únavovému lomu skutečné hřídele dochází po 5-10 závodech. Tato hodnota může být ovlivněna různými podmínkami na trati, výrobními imperfekcemi hřídele, nesprávnou montáží, mikronečistotami v materiálu hřídele, apod.

### 3.2 Úprava stejnoběžného kloubu

Pro prodloužení životnosti vnějšího hřídele kloubu je několik cest, jak toho dosáhnout. První možností je změna průměru hřídele => zmenšení napětí. Tato úprava však byla zamítnuta z důvodu nutného navržení náboje kola pro vůz Ford Focus. To by bylo příliš neekonomické.

Druhé řešení problému je snížení maximálního napětí. Toho se dosáhne odstraněním koncentrátorů napětí (vrubu 1.,2.). Ty jsou způsobeny při výrobě drážkování vlivem protlačování. Odstranění vrubu 2. může být dosaženo výrobou drážkování pomocí frézování. Výhodou je plynulé zakončení drážkování. To způsobí mnohem menší napětí u tohoto přechodu. Vliv frézování na vlákna materiálu zanedbávám. Pro snížení koncentrace napětí ve vrubu 1. byl zvětšen poloměr rádiusu vrubu z hodnoty 0,2 mm na 0,4 mm.

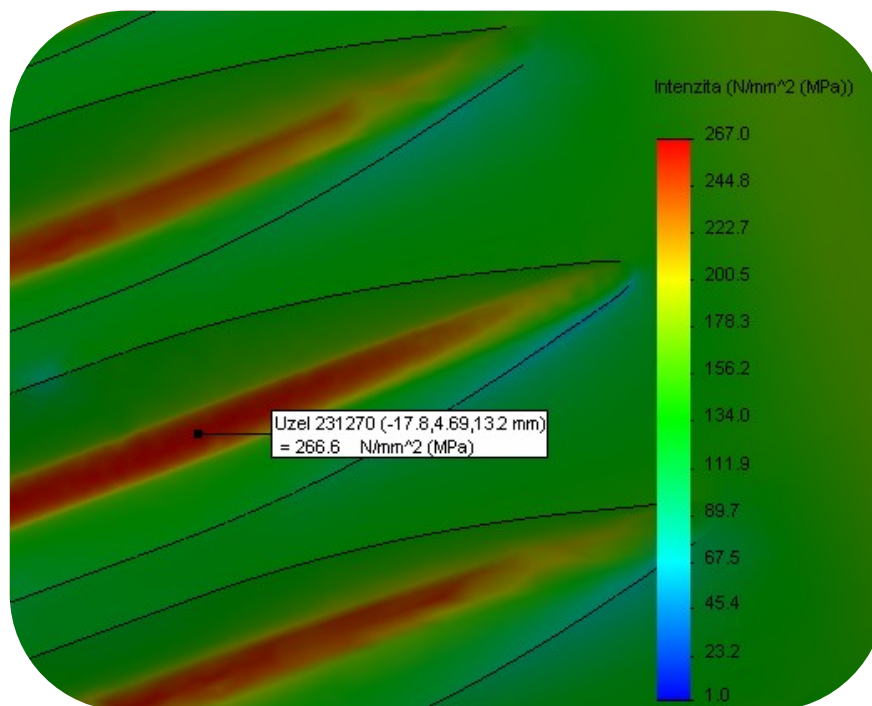


Obr. 3.16 Úprava drážkování modelu



Z obrázku je patrná změna zakončení drážkování. Ta byla způsobena změnou výroby z protlačování drážkování na frézování.

Po navržení těchto změn byl sestaven zkrácený model drážkovaného hřídele. Ten byl zatížen na stejný krouticí moment 258 Nm a osovou sílu 82 318 N způsobenou od utahení šroubu utahovacím momentem 400 Nm jako u hřídele ze sériové výroby. Sítování tělesa zůstalo stejné, jako v kapitole 3.1.5.2. **Výpočet napětí u zkráceného modelu.** Výsledkem bylo mnohem menší napětí v zakončení drážkování než u sériového hřídele.

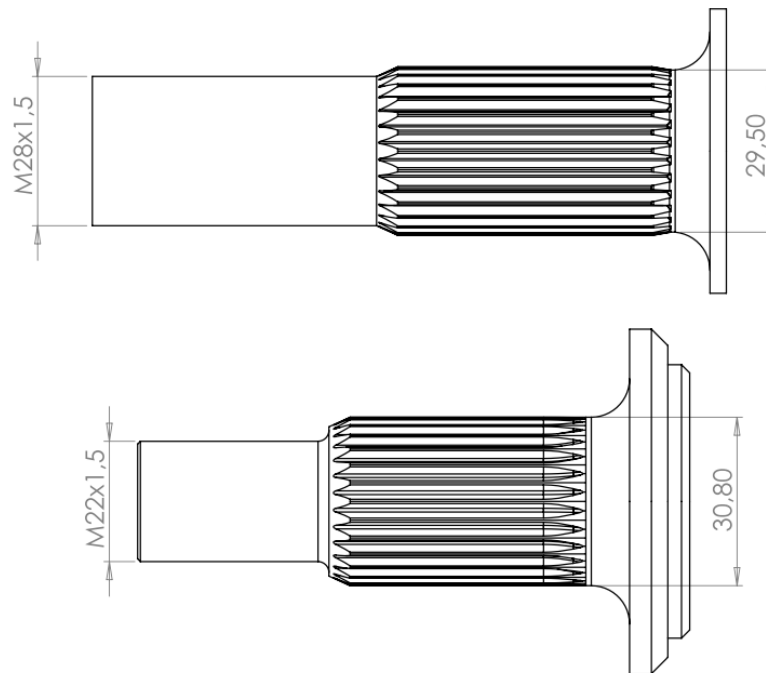


Obr. 3.17 Intenzita napětí frézovaného drážkování

Z obrázku 3.17 je patrné, že maximální napětí upraveného drážkování je 267 MPa. U sériového modelu je toto napětí 710 MPa. Pomocí těchto úprav se podařilo napětí snížit o 62,3%.

Posledním možným prodloužením životnosti je změna materiálu s vyšší mezí kluzu a pevnosti. Proto byla zvolena ocel třídy 16 720, která je vhodná pro součásti namáhané na vysoký krouticí moment. Po zušlechtění a cementování součásti má ocel 16 720 mez kluzu  $R_{02}=883$  MPa a mez pevnosti  $R_m=1128$  MPa.

Poslední z úprav na hřídeli bylo zmenšení velikosti závitu z M28x1,5 na M22x1,5. Tento průměr závitu byl příliš naddimenzovaný, protože utahovací moment závitu M28x1,5 je cca 1 300 Nm a spoj byl utažen na 400 Nm. K tomu bohatě postačí závit M22. Ten má maximální utahovací moment 600 Nm, což bude mít ještě dostatečnou rezervu proti přetažení.



Obr. 3.18 Změna tvaru vnějšího hřídele

### 3.2.1 Vyhodnocení 2.

Pro vyhodnocení bylo použito stejné normy jako v kapitole 3.1.6 Vyhodnocení 1. Rozdíl byl pouze v zahrnutí součinitelů bezpečnosti k napětím a k počtům cyklů ve vzorci „dovolený počet cyklů“.

- a) Konstanta  $\kappa$  pro jednotlivé tvary vrubů

$$\kappa = \frac{280}{R_m} = \frac{280}{1128} = 0,24822$$

b) Tvarový činitel  $\alpha$ 

Ten se určí pomocí grafu 3.7. K tomu bylo nutné znát poměry:

$$\frac{D}{d} = \frac{29,7}{28} = 1,0607$$

$$\frac{r}{d} = \frac{20}{28} \cong 0,7143$$

V grafu 3.4 v kapitole **3.1.6 Vyhodnocení 1** jsme se řídili křivkou  $D/d=1,09$ . Po odečtení hodnot z grafu vyšel tvarový činitel  $\alpha=1,1$ .

c) Vrubový činitel  $\beta_k$ 

$$\beta_k = \frac{\alpha}{1 + \frac{\alpha - 1}{\alpha} \frac{\kappa}{\sqrt{r}}} = \frac{1,1}{1 + \frac{1,1 - 1}{1,1} \cdot \frac{0,24822}{\sqrt{20}}} = 1,09448$$

d) Součinitel jakosti povrchu  $\eta_k$ 

Z grafu 3.5, který je uveden v kapitole **3.16 Vyhodnocení 1**, byla odečtena hodnota pro součinitel jakosti povrchu  $\eta_k=0,913$ . V úvahu byla vzata křivka C, která platí pro součásti jemně soustružené.

e) Předpokládaná mez únavy  $\tau_c$  hladkého vzorku (míjivý cyklus)

$$\tau_c = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 1128 = 552,7 \text{ MPa}$$

f) Mezní únava  $\tau_c^*$  skutečné součásti

$$\tau_c^* = \frac{\tau_c \eta_k}{\beta_k} \cdot v_\tau = \frac{552,72 \cdot 0,913}{1,09448} \cdot 1 = 461,1 \text{ MPa}$$

g) Ekvivalentní smykové napětí střídavého cyklu  $\tau_{a_{ekv}}$

$$\tau_{a_{ekv}} = \tau_{a1} + \frac{\tau_C^*}{R_m} \tau_{m1} = 133,3 + \frac{461,07}{1128} 133,3 = 187,8 \text{ MPa}$$

h) Ekvivalentní normálové napětí  $\sigma_{a_{ekv}}$  (Tresca)

$$\sigma_{a_{ekv}} = 2\tau_{a_{ekv}} = 2 \cdot 187,8 = 375,6 \text{ MPa}$$

i) Dovolovaný počet cyklů  $N_D$

$$N_D = \frac{1}{n_N} \left[ \frac{A}{\sigma_{a_{ekv}} - \frac{B}{n_\sigma}} \cdot \frac{2300 - t}{2300} \right]^2 = \frac{1}{2} \left[ \frac{0,45 \cdot 10^5}{936,82 - \frac{(0,66 \cdot 1128 - 0,43 \cdot 883)}{2}} \cdot \frac{2300 - 20}{2300} \right]^2$$

$$= 26\,660 \text{ cyklů}$$

Mezní počet cyklů  $N_{mez}$

$$N_{mez} = 17\,115\,121 \text{ cyklů}$$

j) Dovolovaný počet závodů  $N_d$

$$N_d = \frac{N_D}{N_Z} = \frac{5332}{407} = 65 \text{ závodů}$$

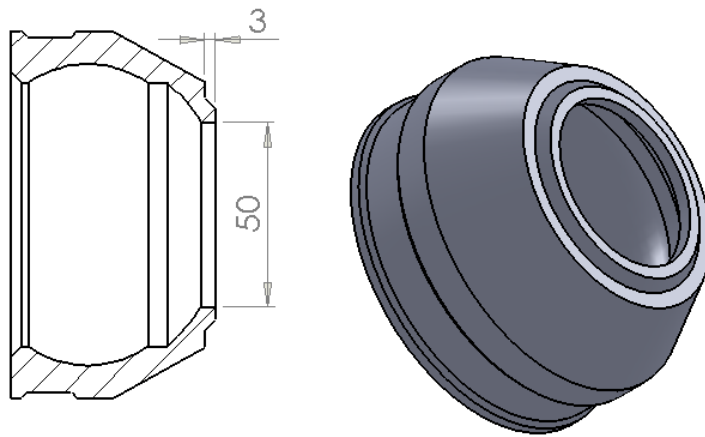
Mezní počet závodů  $N_m$

$$N_m = 46\,257 \text{ závodů}$$

Z výsledků vyplývá, že se podařilo u vnějšího hřídele zvýšit počet mezních cyklů z 3 948 na 17 115 121 cyklů, což je 4 335x více než u sériového hřídele. Dovolovaný počet závodů u upraveného vnějšího hřídele je 65 závodů. Když porovnáme životnost samotného stejnoběžného kloubu, která vychází přibližně na 6 sezón (po 10 závodech), zůstává ještě rezerva na 5 závodů.

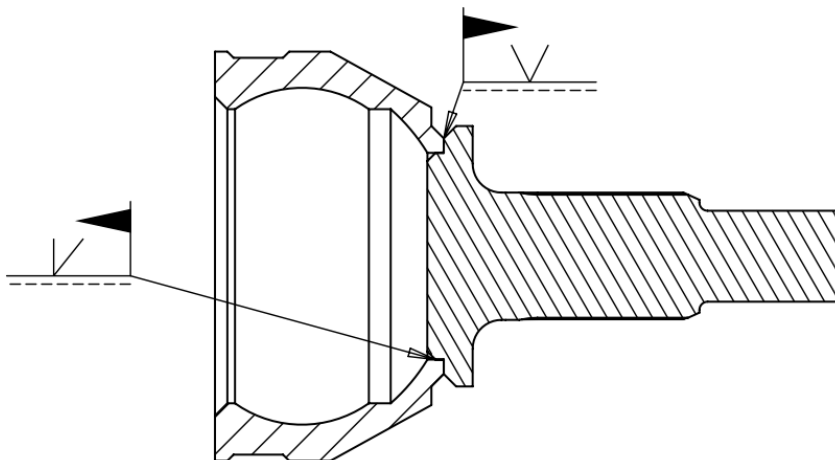
### 3.2.2 Upevnění hřídele ke kloubu

Upevnění nového vnějšího hřídele k tělesu stejnoběžného kloubu bylo provedeno sváření. Z tohoto důvodu byl odstraněn sériový vnější hřídel od těla kloubu. Dále bylo nutno do těla vyrobít otvor pro zasazení příruby hřídele. Ten byl navržen o průměru 50 mm, aby nedošlo k ovlivnění materiálu svařováním ve funkčních plochách kloubu.



Obr. 3.19 Úprava těla stejnoběžného kloubu

Tělo stejnoběžného kloubu a nový upravený vnější hřídel bude spojen pomocí dvou svarů. První „V“ svar bude z vnější strany kloubu. Ten se po sváření zabrousí do hladka. Druhý bude ½ „V“ svar a bude umístěn uvnitř kloubu. Tento svar postačí pouze začistit a zlehka obrousit.



Obr. 3.20 Umístění svaru na tělo kloubu a vnější hřídel

## 4. Navržení předběžného tvaru náboje kola

[16]

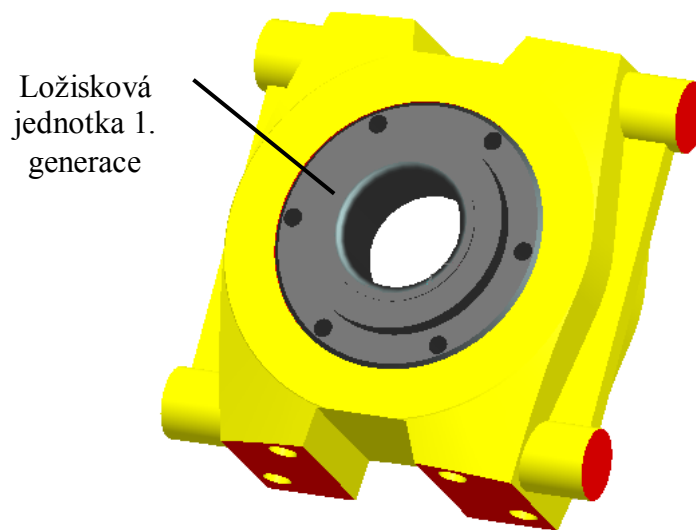
Pro navržení náboje kola a držáku brzdového kotouče na Škodu Fabii S2000 bylo nezbytné znát jednotlivé díly a limitující rozměry. Tato data poskytl výrobce vozu.

K uložení náboje kola byla použita těhlice typu BR09 s ložiskovou jednotkou první generace. Ložisko je upevněno v těhlici pomocí 6 šroubů. Jednoznačnou výhodou tohoto ložiska je snadná demontáž na rozdíl od ložisek lisovaných. Výměna takového ložiska je možná přímo na voze bez demontáže těhlice.

### 4.1 Zadané rozměry náboje kola

- rozteč kolových šroubů 108 mm
- počet kolových šroubů 4x
- vzdálenost čelní plochy náboje kola od čelní plochy ložiska 40 mm
- průměr středového otvoru disku kola 63 mm
- šířka vnitřních kroužků ložiska 44 mm

Pro návrh náboje kola bylo využito 3D modelu těhlice s ložiskem poskytnutý autokrosovým klubem AMK VČE Hradec Králové.

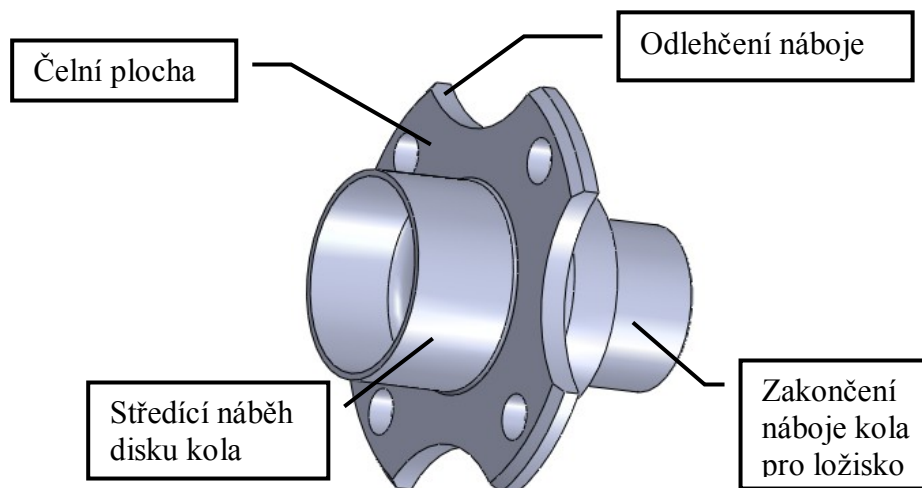


Obr. 4.1 Těhlice typu BR09

## 4.2 Konstrukční návrh úpravy náboje kola

Při návrhu náboje kola se vycházelo ze staršího typu. Při samotném modelování bylo nutné dodržet veškeré limitující rozměry zadané pro uložení kola. Zakončení náboje kola pro ložisko musí být kratší než šířka vnitřních kroužků ložiska. Jinak by nedošlo při dotažení matice na stejnoběžném kloubu k vymezení vůle v ložiskové jednotce první generace.

Jednou z inovací pro náboj kola je zde použité odlehčení náboje a zmenšení stěny středícího náboje kola na 1,5 mm z 3 mm. Veškeré tyto úpravy je nutno prověřit výpočetní metodou MKP.

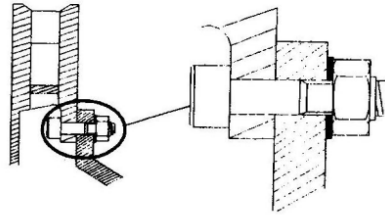


Obr. 4.2 Model náboje kola

## 5. Navrzení předběžného tvaru držáku brzdového kotouče

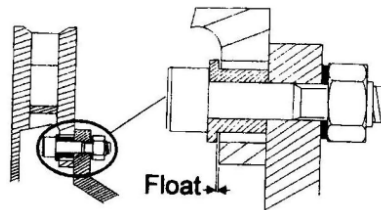
[9], [14], [15], [16]

U sportovních vozů se používá až 5 známých držáků k uchycení kotouče. Částečně to vychází z konstrukce samotného kotouče a rozměrů otvorů pro šrouby. Tyto otvory mohou být kruhové pro upevňovací šroub. Pak se hovoří o uložení pevném.



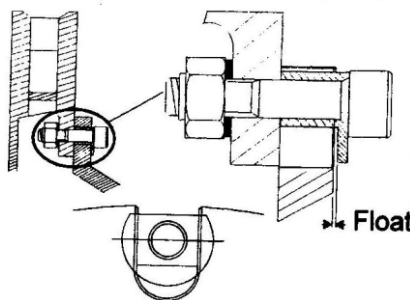
Obr. 5.1 Uložení pevné [9]

Nebo mohou být válcové. Do těchto válcových otvorů se vkládají vodící vložky. Takto konstruovaný brzdový kotouč s držákem vyrovnává rozdílnou tepelnou roztažnost obou dílů. Tento spoj se nazývá plovoucí s vodícími vložkami v kotouči.



Obr. 5.2 Uložení plovoucí s vodícími vložkami v kotouči [9]

Třetím druhem spojení je kombinace dvou předešlých. V brzdovém kotouči jsou kruhové otvory a v držáku drážky pro vodící vložky. Uložení se jmenuje plovoucí s vodícími vložkami v držáku kotouče.



Obr. 5.3 Uložení plovoucí s vodícími vložkami v držáku kotouče [9]

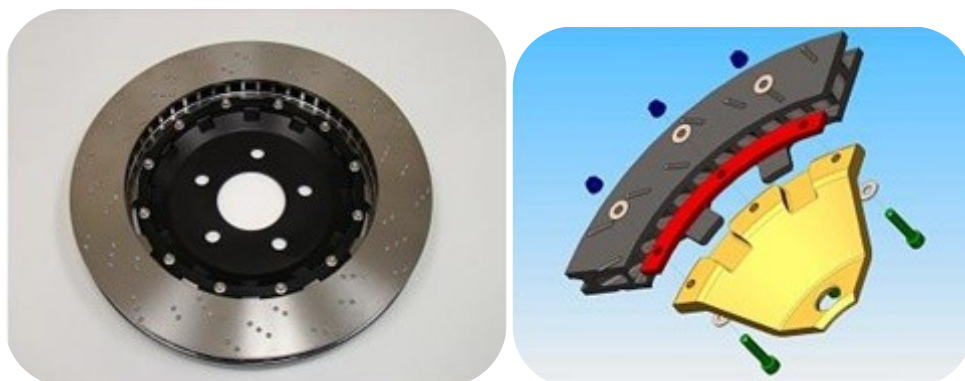


Dalším druhem uložení je systém od firmy AP Racing nazývaný se Strap Drive System (systém s řídicím páskem).



Obr. 5.4 Uložení Strap Drive Systém [14]

Posledním druhem je systém Direct Drive (přímé řízení) firmy Performance Friction Brakes. Hlavním znakem tohoto systému je brzdový kotouč s rovnými zuby, ve kterých nejsou žádné otvory pro šrouby. Každý zub je upevněn pomocí upevňovacích pásek, dvěma šrouby a speciálními vodícími podložkami.

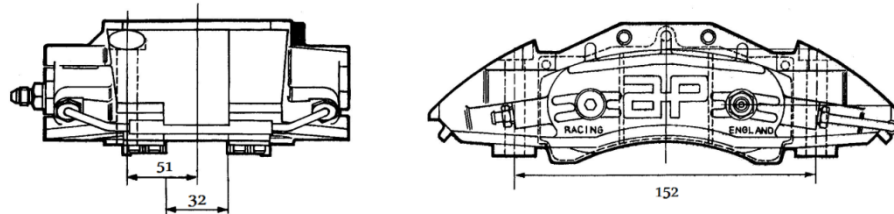


Obr. 5.5 Uložení typu Direct Drive [15]

Pro návrh držáku kotouče jsou známi tyto údaje:

- Brzdový třmen od výrobce AP Racing

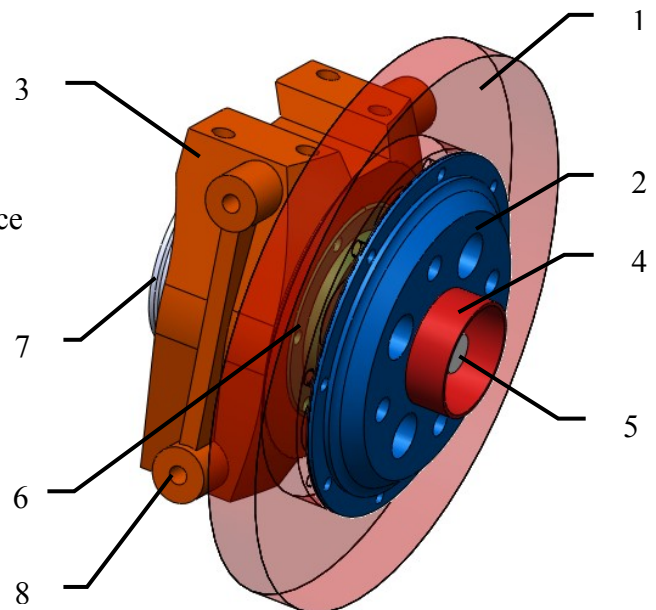
Základní rozměry brzdového třmenu



Obr. 5.6 Brzdový třmen [9]

Úkolem této práce bylo navrhnout samotný funkční tvar. Náboj kola a držák kotouče je nutno ještě v programu COSMOSWorks zatížit na předepsané zatížení. Zatěžování, hledání správného namáhání a vyhodnocení už přesahuje hranice rozsahu této diplomové práce. Výsledkem návržení tvaru náboje kola a držáku kotouče je sestava uložení kola, která obsahuje tyto díly:

1. Brzdový kotouč
2. Držák brzdového kotouče
3. Těhlice
4. Náboj kola
5. Vnější hřídel
6. Ložisková jednotka 1. generace
7. Tělo stejnoběžného kloubu
8. Otvor pro upevnění brzdového třmenu



Obr. 5.7 Uložení kola

Při návrhu držáku brzdového kotouče bylo vhodné sestavit sestavu celého uložení kola. Na sestavě kola se pak lehce měřila vzdálenost osy otvorů pro šrouby na upevnění brzdového třmenu od středu funkčních ploch brzdového kotouče. Tato vzdálenost je udávána výrobcem brzdového třmenu. V diplomové práci je na obrázku 5.1 a činí 51 mm, což je od vnitřní hrany kotouče 38 mm.

## Závěr

U problematického vnějšího hřídele stejnoběžného pevného kuličkového kloubu bylo pomocí metody konečných prvků v programu COSMOSWorks 2009 zjištěno, že v zakončení drážkování (vrub 2. viz. obr.3.9) vzniklého při výrobě drážek protlačováním, vzrostla intenzita napětí při daném zatížení na hodnotu 710 MPa. Po vyhodnocení na únavu vnějšího hřídele vyšla životnost na 9 závodů. To se zhruba shoduje se skutečností, kdy u závodního vozu se tyto hřídele porušily mezi 5-10 závodem. Rozdíly porušení hřídelů mohou být způsobeny rozdílnými vlivy. Mezi ně patří různé podmínky na závodních dráhách, nečistoty materiálu hřídele, výrobní imperfekce, stupeň dotažení matice, apod. Ve výpočtech jsou to pak především odhadované součinitele, jako je součinitel drsnosti povrchu, součinitel velikosti součásti, vrubový činitel apod.

Dále bylo zjištěno, že jedním z důvodů praskání je chyba ve výrobním postupu drážkování. Tam vznikají příliš ostré vruby v zakončení drážkování, které působí jako koncentrátoři napětí. Změnou způsobu výroby drážek, například frézováním, lze docílit mnohem menších koncentrací než u drážek protlačovaných. Toto napětí poklesne na hodnotu 266 MPa, což je o 62,5 %. Minimální životnost takto upraveného vnějšího hřídele vzroste z 9 na 65 závodů při použití oceli třídy 16 720.

Návrhy tvaru náboje kola a držáku vzduchem chlazeného brzdového kotouče byly limitovány rozměry, které zadal výrobce vozu. Ty bylo nutné dodržet z důvodu funkčnosti celého uložení kola a nápravy vozu. Při návrhu bylo částečně vycházeno z těchto dílů používaných v motoristickém odvětví. Důraz byl dán především na odlehčení navrhovaných součástí při zachování funkčnosti a spolehlivosti. Tento předběžný návrh je nutné výpočetně prověřit např. metodou konečných prvků v programu COSMOSWorks. Tento krok by už přesáhl rozsah této diplomové práce z důvodu náročnosti a rozsahu výpočtu.

## Použitá literatura a zdroje:

- [1] PEŠÍK, L.: *ČÁSTI STROJŮ, STRUČNÝ PŘEHLED, 1. DÍL*, VYD. TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI, 2002, ISBN 80-7083-584-2
- [2] KLIMEŠ, P.: *ČÁSTI A MECHANIZMY STROJŮ I., SPOLEHLIVOST, DIMENZOVÁNÍ, PRUŽINY, SPOJE A HŘÍDELE*. VYD. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ, 2003. ISBN 80-214-2421-4
- [3] KLIMEŠ, P.: *ČÁSTI A MECHANIZMY STROJŮ II., TRIBOLOGIE, LOŽISKA, PŘEVODY*. VYD. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ, 2003. ISBN 80-214-2422-2
- [4] VLK, F.: *PŘEVODY MOTOROVÝCH VOZIDEL*, VYD. VLK FRANTIŠEK BRNO 2006, ISBN 80-239-6463-1
- [5] VLK, F.: *PODVOZKY MOTOROVÝCH VOZIDEL*, VYD. VLK FRANTIŠEK BRNO 2006, ISBN 80-239-6464-X
- [6] ŠVERCL J., ŘASA J.: *STROJNICKÉ TABULKY I*, VYD. SCIENTIA, 2004 ISBN 80-7183-312-6
- [7] KVAPILOVÁ, J., MEVALD, J., PRÁŠIL, L., STŘÍŽ, B.: *PŘÍRUČKA TVAROVÉ PEVNOSTI*. VYD. VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI, FAKULTA SRTOJNÍ, 1976
- [8] VALA, M., TESAŘ, M.: *TEORIE KONSTRUKCE SILNIČNÍCH VOZIDEL I.*, VYD. PARDUBICE, UNIVERZITA PARDUBICE, 2002. 229 S. ISBN 80-7194-503-X
- [9] KATALOG FIRMY: ISA-RACING.: *MOTORSPORTZUBEHÖR 2010*, [WWW.ISA-RACING.DE](http://WWW.ISA-RACING.DE)
- [10] ČSN 690010, *TLAKOVÉ NÁDOBY STABILNÍ. TECHNICKÁ PRAVIDLA, ČÁST 4.20 NÍZKOCYKLOVÁ ÚNAVA ČÁSTÍ NÁDOB*, VYD. VYDAVATELSTVÍ NOREM PRAHA, 1991.

**Obrázky:**

- [11] [http://autoworld.files.wordpress.com/2008/02/skoda\\_fabia\\_s2000.jpg](http://autoworld.files.wordpress.com/2008/02/skoda_fabia_s2000.jpg)
- [12] <http://www.mediasport.cz/autocross/mistrovstvi-evropy-prerov-2009.html>
- [13] <http://maps.google.com/maps/ms?ie=UTF8&hl=cs&t=h&source=embed&msa=0&msid=108624184464611565657.00047f4330e12e1f0b6b1&ll=49.538647,15.373349&spn=0.00557,0.010707&z=16>
- [14] [http://www.stillen.com/images/upload/strap\\_drives\\_1200.jpg](http://www.stillen.com/images/upload/strap_drives_1200.jpg)
- [15] <http://www.amsperformance.com/cart/images/D/Rotor1-01.JPG>

**Software:**

- [16] FEM Computer program COSMOSWorks 2009 - Advanced Professional. SolidWorks Corporation.

## Seznam tabulek:

Tab. 3.1	Rozměry závitu.....	23
Tab. 3.2	Hodnoty dat při zjemňování ploch drážky.....	29
Tab. 3.3	Rozdělení závodu.....	38

**Seznam obrázků:**

Obr. 1.1	Škoda Fabia S2000.....	8
Obr. 1.2	Motorový prostor Škoda Fabia S2000.....	9
Obr. 1.3	Převodovka Ford Escord Cosworth RS.....	10
Obr. 1.4	Přední a zadní náprava vozu Škoda Fabia S2000.....	11
Obr. 2.1	Tvary profilů drážkování.....	13
Obr. 2.2	Šroubové spoje.....	15
Obr. 2.3	Profil závitu šroubu a matice.....	15
Obr. 2.4	Momenty působící ve šroubovém spoji.....	16
Obr. 2.5	Rozvinutý závit šroubu.....	17
Obr. 3.1	Disk kola.....	19
Obr. 3.2	Uložení kola s ložiskovou jednotkou 1. generace.....	20
Obr. 3.3	Místo porušení.....	21
Obr. 3.4	Sestava vnějšího hřídele s nábojem kola.....	24
Obr. 3.5	Zkušební tyčka.....	25
Obr. 3.6	Celý model vnějšího hřídele a náboje kola.....	27
Obr. 3.7	Zakončení drážkování hřídele.....	28
Obr. 3.8	Zadání okrajových podmínek a zatížení.....	28
Obr. 3.9	Určení místa vrubu a jednotlivých ploch.....	29
Obr. 3.10	Růst napětí vrubu s rostoucí hustotou sítě.....	31
Obr. 3.11	Zadání okrajových podmínek a zatížení na sestavu.....	32
Obr. 3.12	Napětí celého vnějšího hřídele.....	33
Obr. 3.13	Napětí a síť zkráceného modelu vnějšího hřídele.....	33
Obr. 3.14	Maximální intenzita napětí ve drážce hřídele.....	34
Obr. 3.15	Profil tratě s jednotlivými rychlostními stupni.....	38
Obr. 3.16	Úprava drážkování modelu.....	39
Obr. 3.17	Intenzita napětí frézovaného drážkování.....	40
Obr. 3.18	Změna tvaru vnějšího hřídele.....	41
Obr. 3.19	Úprava těla stejnoběžného kloubu.....	44
Obr. 3.20	Umístění svaru na tělo kloubu a vnější hřídel.....	44
Obr. 4.1	Těhlice typu BR09.....	45
Obr. 4.2	Model náboje kola.....	46
Obr. 5.1	Uložení pevné.....	47
Obr. 5.2	Uložení plovoucí s vodícími vložkami v kotouči.....	47
Obr. 5.3	Uložení plovoucí s vodícími vložkami v držáku kotouče.....	47
Obr. 5.4	Uložení Strap Drive Systém.....	48
Obr. 5.5	Uložení typu Direct Drive.....	48
Obr. 5.6	Brzdový třmen.....	49
Obr. 5.7	Uložení kola.....	49



## Seznam grafů:

Graf 3.1	F-v diagram vozu Ford Focus 4x4 .....	22
Graf 3.2	Smluvní diagram tahové zkoušky.....	26
Graf 3.3	Růst napětí v ploše dva.....	30
Graf 3.4	Růst napětí v ploše tři.....	30
Graf 3.5	Tvarový činitel $\alpha$ v přechodu osazení hřídele.....	35
Graf 3.6	Součinitel jakosti povrchu $\eta_k$ .....	36