



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZUBOVÉ SPOJKY PRO APLIKACI V KOLEJOVÉ DOPRAVĚ

DESIGN OF THE GEAR COUPLING FOR RAILWAY VEHICLE APPLICATION

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Vojtěch Pelíšek**

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Aleš Prokop, Ph.D.**

**BRNO 2021**



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Vojtěch Pelíšek</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Aleš Prokop, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Konstrukční návrh zubové spojky pro aplikaci v kolejové dopravě**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Práce se zabývá konstrukčním návrhem zubové spojky pro přenos krouticího momentu mezi elektromotorem a převodovkou pohonného traktu kolejového vozidla. Tyto spojky jsou charakteristické vysokou torzní tuhostí, za současného zachování možnosti kompenzace velkých výchylek spojovaných hřídelů.

#### **Cíle diplomové práce:**

Provést rešerši dané problematiky.

Vyhotovit konstrukční návrh, respektujícího vstupní parametry a danou zástavbu.

Optimalizovat klíčové komponenty z hlediska pevnosti.

Vyhotovit dynamický model spojky na bázi MBS.

Posoudit únavový život vybraných komponent.

#### **Seznam doporučené literatury:**

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTIUM, 2010.

ISBN 978-80-214-2629-0.

SMITH, D.J. Gear noise and vibration. 2nd edition. New York: Marcel Dekker, 2003, 297 s.

ISBN 824741293.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Cílem této práce bylo vytvořit konstrukční návrh zubové spojky pro aplikaci v kolejové dopravě. Práce předkládá ucelený pohled na tuto problematiku. Nejprve je proveden krátký teoretický úvod do dané problematiky. Následuje praktická část, kde je podrobně popsána konstrukce celé spojky a zejména nově navržená řešení. Provedené pevnostní výpočty se zabývají klíčovými komponenty, které jsou nezbytné pro zajištění bezpečného provozu. Tyto výpočty je možné aplikovat nejenom pro tento konkrétní případ, ale i na zubové spojky odlišných konstrukcí, jelikož v principu se tyto výpočty příliš neliší. V poslední kapitole, která se zabývá dynamickým modelem, jsou ověřeny veškeré teoretické předpoklady, zejména pohyby spojky a na ni působící zatížení. Pokud se tedy čtenář zabývá problematikou zubových spojek, a to nejenom v železničním průmyslu, předkládá tato práce ucelený pohled na tuto součást. Navržená spojka a veškeré provedené simulace jsou reálně využitelné v provozu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Zubová spojka, barelové ozubení, náboj, příruba, kolejová doprava, dynamický model

## **ABSTRACT**

The aim of this work was to create a design of a gear coupling for railway vehicle application. The work presents a comprehensive view of this issue. First of all, a brief theoretical introduction to the issue is made. The practical part follows, where the design of the whole coupling and especially the newly designed solutions are described in detail. The strength analysis performed deal with the key components that are necessary to ensure safe operation. These analysis can be applied not only for this particular case, but also to gear couplings of different designs, because in principle these calculations do not differ much. In the last chapter, which deals with the dynamic model, all the theoretical assumptions are verified, especially the coupling movements and the applied loads. If the reader deals with the issue of gear couplings, not only in the railway industry, this work presents a comprehensive view of this component. The designed coupling and all performed simulations are really usable in operation.

## **KEYWORDS**

Gear coupling, crowning gear, hub gear, ring gear, rail transport, dynamic model

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PELÍŠEK, Vojtěch. *Konstrukční návrh zubové spojky pro aplikaci v kolejové dopravě* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129630>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Aleš Prokop.





## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Aleše Prokopa, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Bc. Vojtěch Pelíšek



## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu Ing. Aleši Prokopovi, Ph.D. za jeho velkou pomoc při vypracování této práce a za všechny cenné rady a nápady v průběhu celého roku. Dále bych chtěl velice poděkovat Ing. Davidu Krpálkovi, Ph.D., MBA za to, že mi umožnil vypracovat tuto práci ve spolupráci s firmou IGW, a také za jeho rady a pomoc při psaní této práce. Jmenovitě bych chtěl také poděkovat Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D. za pomoc a ochotu při řešení některých výpočtů. Také bych ještě rád poděkoval ostatním kolegům a kolegyním z firmy IGW, kteří mi jakýmkoliv způsobem pomáhali při psaní této práce. Na závěr bych chtěl poděkovat všem členům mé rodiny za jejich podporu a motivaci při studiu.



## OBSAH

Úvod .....	15
Teoretická část.....	16
1 Historie spojek.....	16
2 Spojky obecně .....	17
2.1 Pevné spojky .....	17
2.2 Vyrovnávací spojky .....	17
2.3 Pružné spojky.....	18
3 Spojky od firmy IGW .....	19
3.1 Membránová spojka.....	19
3.2 Spojka s pryžovými elementy .....	20
3.3 Zubová spojka.....	20
3.3.1 Základní rozdělení zubových spojek .....	21
3.3.2 Složení zubové spojky .....	22
3.3.3 Princip zubové spojky .....	23
3.3.4 Montáž spojky .....	24
3.3.5 Vibrace a hluk.....	25
3.3.6 Mazání .....	26
3.3.7 Zatížení působící ve spojce .....	27
3.3.8 Nejčastější typy závad .....	28
4 Spojky od konkurence .....	29
4.1 KWD.....	29
4.2 SKF.....	29
4.3 Siemens - Flender .....	29
4.4 Ostatní .....	29
5 Projekt.....	30
Praktická část.....	31
6 Konstrukční návrh .....	31
6.1 Cíle.....	31
6.2 Technická data .....	31
6.3 Sestava spojky, postup konstrukce .....	33
6.4 Náboj.....	34
6.5 Příruba.....	36
6.6 Krycí víko .....	37
6.7 Dorazový kroužek.....	38
6.8 Středový kroužek .....	39

6.9	Těsnění .....	40
6.10	Spojovací materiál .....	41
6.10.1	Šrouby ISO4762–M6×16 .....	41
6.10.2	Šrouby DIN609–M10×40 a matice ISO7042–M10.....	42
6.11	Těsnicí materiál .....	42
6.12	Mazivo .....	43
6.12.1	TEXACO .....	43
6.12.2	Mobilgrease.....	44
6.12.3	SHELL .....	44
6.12.4	Výpočet množství maziva .....	45
7	Pevnostní výpočty .....	47
7.1	Výpočet lisovaného spoje.....	47
7.1.1	Pevnostní výpočet .....	47
7.1.2	Výpočet minimálního přenášeného momentu.....	52
7.2	Výpočet ozubení .....	55
7.2.1	Výpočet bez vychýlení .....	55
7.2.2	Výpočet s vychýlením.....	59
7.3	Výpočet hlavních spojovacích šroubů.....	62
7.3.1	Analytický výpočet .....	62
7.3.2	Numerický výpočet.....	67
8	Dynamický model spojky .....	74
8.1	Axiální síla .....	76
8.2	Radiální síla.....	76
8.3	Rozložení sil mezi zuby .....	77
8.4	Zubová frekvence .....	80
8.5	Síla působící na dorazové kroužky.....	83
8.6	Síla působící na těsnění .....	84
	Závěr .....	85
	Použité informační zdroje .....	86
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	88
	Seznam samostatných příloh.....	91

## ÚVOD

Železniční průmysl hraje v Evropě, potažmo v České republice, důležitou roli. V Evropě představuje dominantní postavení zejména při přepravě zboží a nachází se zde také jedna z nejrozsáhlejších infrastruktur. S rozvojem vysokorychlostních vlaků však také výrazně stoupá i počet přepravovaných cestujících. Uvádí se, že železniční průmysl, včetně všech jeho odvětví, zaměstnává v celé Evropě přibližně 1,8 milionů lidí. Přeprava lidí nebo zboží je také nejvíce efektivním způsobem přepravy, a to jak s ohledem na ekonomické, tak ekologické aspekty. [1]

Vlak se skládá ze dvou základních částí. Jednou z nich je podvozek, jehož základem je rám a železniční dvojkolí, další částí je pak karoserie vlaku. Mezi tímto podvozkem, který představuje neodpruženou část, a karoserií, jež představuje odpruženou část, je nutné umístit hnací soustavu. Ta se obvykle skládá z motoru, spojky a převodovky. Motor je napevno uchycen ke karoserii a převodovka je naopak uchycena k podvozku, konkrétně ke hřídeli spojující obě kola. K propojení těchto dvou součástí je tedy nezbytné použít vhodnou spojku, která musí zajistit přenos krouticího momentu z motoru k převodovce a dále na kola vlaku. Zejména je však nezbytné, aby spojka dokázala zvládnout požadované axiální, radiální a úhlové vychýlení. Z toho vyplývá, že pro tuto aplikaci není možné použít pevné spojky a je nutné použít spojky pružné nebo vyrovnávací. K tomuto účelu může být použito několik typů spojek, jako např.: spojka radiální zubová (dále jen „zubová“), membránová nebo spojka s pryžovými elementy. [2]

Právě návrhem této klíčové součásti, konkrétně spojky zubové, se zabývá tato diplomová práce. Dalo by se konstatovat, že ať už je motor poháněn jakýmkoliv zdrojem, např.: naftou, elektřinou nebo vodíkem, je nutno vždy použít spojku a převodovku. Z toho vyplývá, že budoucnost této konstrukční součásti je jistě velká a zabývat se jejím vývojem je určitě důležité.

Konkrétně u zubové spojky, která je tedy hlavním předmětem této práce, jsou důležité následující body. Přenos krouticího momentu je zde zajištěn pomocí kontaktu vnějšího a vnitřního ozubení. Vnější ozubení musí mít speciální barelový tvar pro zajištění požadovaných pohybů. Ozubení by mělo vykazovat velmi malé opotřebení, a tudíž vysokou životnost. Zvláštní pozornost je kladena také mazivům a zejména pak dostatečnému utěsnění mazacího prostoru. Dalšími důležitými požadavky jsou i intervaly výměny maziva a celkové opravy spojky, jelikož se jedná o náročné operace, které se provádí jenom při generální opravě. [2]

Obecně pak lze říct, že jako u většiny strojírenských odvětví i zde jsou kladeny stále větší nároky na použité materiály a výrobní technologie. Spojka by také měla být co nejmenší a nejlehčí, a to zejména z důvodu nízkých momentů setrvačnosti, jelikož hmotnost v případě několikátunového vlaku není tolik podstatná.

Dohromady je tedy zubová spojka poměrně složitý mechanismus s mnoha konstrukčními prvky, kde každý prvek má zásadní vliv na funkci spojky. V této práci jsou tudíž podrobně popsány veškeré konstrukční prvky, jejich funkce, princip, apod. U všech klíčových komponentů jsou provedeny nezbytné pevnostní výpočty, a to jak analyticky, tak numericky. Také je zde zahrnut dynamický model spojky na bázi MBS. Zde jsou ověřeny veškeré teoretické předpoklady, zejména co se týče pohybů spojky, rozložení sil mezi jednotlivými zuby nebo také zubová frekvence.

## TEORETICKÁ ČÁST

### 1 HISTORIE SPOJEK

Pokud se podíváme hlouběji do historie, můžeme zjistit, že prvním zařízením podobným spojce byl kloubový spoj používaný ve starověkém Řecku již 300 let př. n. l. Za první novodobý typ spojky by se však dala považovat spojka od italského vynálezce Gerolama Cardana, pocházející z 16. století. Ta se s několika úpravami používá dodnes, a to jako kloubová spojka, sloužící například pro pohon zadní nápravy automobilu. [3]

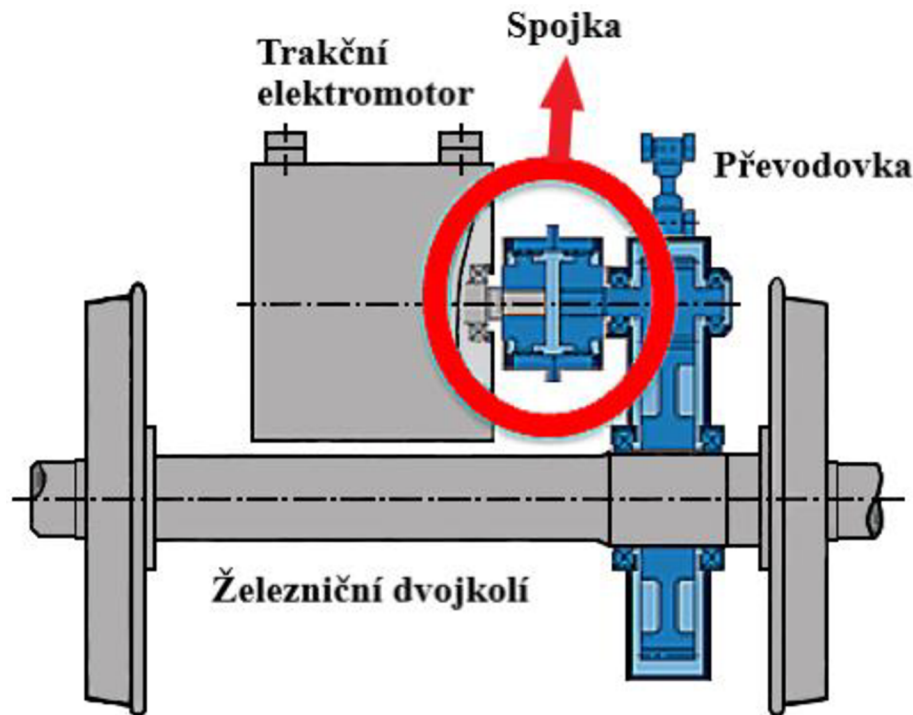
Nadále se však spojkami zabývalo jen velmi malé procento vynálezců a největší pokrok započal až s příchodem průmyslové revoluce, a to zejména prvních automobilů na počátku 19. století. Od počátku 20. století pak nastal velmi rychlý vývoj a mnoho základních typů spojek bylo vynalezeno do konce 50. let 20. století, konkrétně mezi lety 1930–1945 pak vznikla také spojka zubová. Mezi ostatní typy spojek vyvinutých v tomto období patří například spojka řetězová, čelist'ová, membránová nebo spojka s hadovitou pružinou. Na konci 50. let 20. století byla po-  
ptávka po spojkách pro přenos stále větších krouticích momentů a velkých osových vychýlení, což vedlo k rozvoji spojek například pro železniční průmysl. Byly také kladeny čím dál větší požadavky na vyšší rychlosti, a tím pádem na výraznější snižování hmotnosti. Z toho vyplývá, že byly kladeny velké požadavky na celkovou pevnost spojek. Mezi lety 1960–1985 byla nejvíce používaným typem spojka zubová. Tento typ spojky byl nadále vylepšován, a to zejména z důvodu použití pro stále větší provozní rychlosti. V tomto období se vývoj zaměřoval také na užití spojek bez nutnosti stálého mazání a bylo tedy uplatněno mazání pomocí tuhých maziv, které je používáno dodnes. [3]

V současné době se vývoj spojek zaměřuje především na použití stále novějších a přesnějších technologií výroby, zejména obrábění a dokončovací operace. Je kladen důraz na použití stále lepších a kvalitnějších materiálů, a také na jejich tepelné zpracování. Jsou uplatňovány pokročilé simulace, tak aby bylo možné co nejpřesněji nasimulovat a odhadnout chování spojky ještě před samotnou výrobou a testováním. Velký důraz je kladen zejména na pevnostní výpočty, které hrají klíčovou roli při návrhu jakékoliv zatěžované součásti. Toho je dosaženo pomocí moderních simulačních programů jako je Ansys Workbench, Adams View nebo Creo Simulate. [3]



## 2 SPOJKY OBECNĚ

Spojka je obecně strojní zařízení určené k přenosu krouticího momentu mezi hnací a hnanou hřídelí. Nejčastěji tedy bývá umístěna mezi motorem a převodovkou, jak ukazuje obr. 2.1. Může však být umístěna i na výstupu z převodovky a na druhé straně je spojena přímo s železničním dvojkolím. Vzhledem k velmi vysoké účinnosti jsou ztráty způsobené ve spojce minimální, tudíž se nám ve spojce ztrácí jen zanedbatelná část krouticího momentu. U běžných spojek, používaných u kolejových vozidel, se tedy účinnost pohybuje okolo 99,9 %. [2]



Obr. 2.1 Schéma umístění spojky u kolejových vozidel [2]

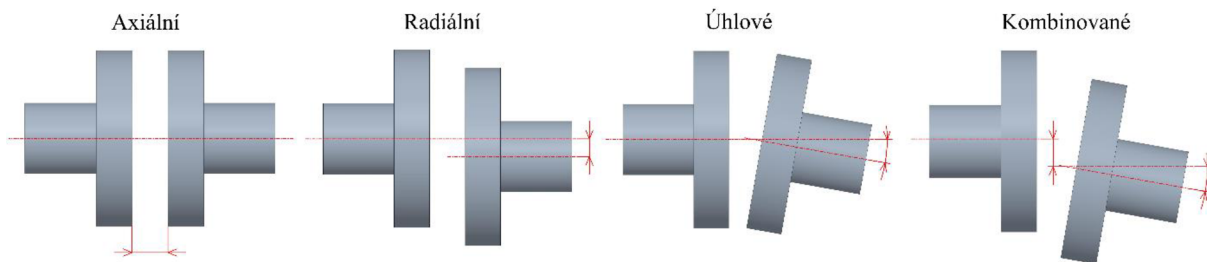
Spojky se následně dají rozdělit do několika hlavních skupin, a to spojky mechanicky ovládané, mechanicky neovládané, hydraulické, elektrické a magnetické. Tato diplomová práce se bude zabývat pouze spojkami mechanicky neovládanými, které se dají rozdělit do následujících kategorií. [4]

### 2.1 PEVNÉ SPOJKY

Tento typ spojek umožňuje pouze trvalé spojení dvou hřídelí bez jakékoliv možnosti regulace. Spojky pracují s převodovým poměrem 1 : 1, což znamená, že se hodnota vstupních a výstupních otáček nemění. Při tomto spojení se nám přenáší nežádoucí vibrace a je zcela znemožněno vyosení hřídelí vůči sobě. Tyto typy se tedy používají v prostředích, kde nejsou kladeny speciální požadavky. Typickými zástupci jsou například spojka trubková, korýtková a přírubová. [3]

### 2.2 VYROVNÁVACÍ SPOJKY

Tento typ je určitým přechodem mezi spojkami pevnými a pružnými. Oproti pevným spojkám umožňují axiální a radiální vychýlení, tím pádem i vyosení hřídelí vůči sobě, viz obr. 2.2. Mezi tento typ se řadí i zubová spojka, která je zároveň obsahem této práce. Mezi další typy patří například spojka axiálně posuvná, kolíková nebo kloubová. [3]



Obr. 2.2 Jednotlivé typy možných pohybů

## 2.3 PRUŽNÉ SPOJKY

Pro zajištění požadované funkce se u tohoto typu spojek využívá některých typů pružných materiálů, jako je např. plast, pryž, či ocel. Pružné spojky jsou obecně více používané než spojky pevné a mají mnoho výhod oproti spojkám pevným. Mezi ně patří například: [3]

- možnost pohybu hřídelí vůči sobě, stejně jako u vyrovnávacích spojek,
- kompenzace konečného pohybu hřídelí tzv. dilatace<sup>1</sup>,
- tlumení vibrací a rázových zatížení,
- ochrana zařízení před přetížením,
- spolehlivost a minimální údržba.

Obecnou výhodou těchto typů spojek je skutečnost, že téměř nedochází k náhlé destrukci a případnému zničení okolních zařízení, jelikož je poměrně jednoduché sledovat stav opotřebení jednotlivých součástí, a tím pádem zavčas uskutečnit jejich výměnu. Typickými zástupci těchto typů spojek jsou např.: spojka s hadovitou pružinou (Bibby), obručová či kolíková spojka. [3]

<sup>1</sup> Jedná se o roztahování a smršťování materiálu při zahřátí a následném ochlazení spojky. Je důležité, aby při tomto pohybu nedošlo ke vzniku velkého napětí, které by mohlo poškodit nebo výrazně namáhat ostatní součásti. U pružných spojek tím pádem toto napětí vůbec nevzniká nebo je zanedbatelné. [3]

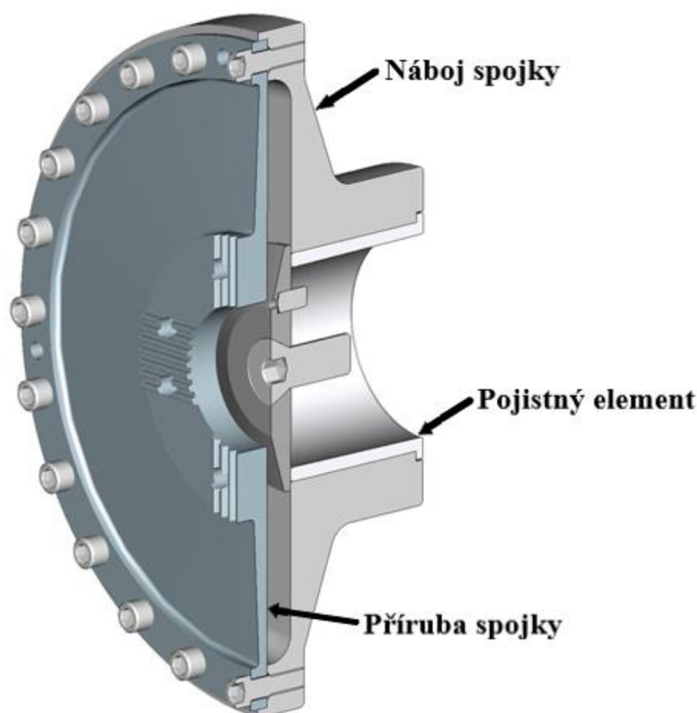
### 3 SPOJKY OD FIRMY IGW

Firma IGW byla založena roku 1949 panem Alfonsem Watteuwem v Belgii a v současné době je světovým výrobcem převodovek pro železniční průmysl. Firma spadá do společnosti BMT, taktéž pocházející z Belgie. Mezi její další pobočky patří například firmy zabývající se výrobou ve sklářství a letectví. Hlavní pobočky firmy IGW se nachází v Belgii, USA, Rumunsku, Číně, Indii a také v České republice, konkrétně v Brně. Od roku 2004 se také firma zde v České republice věnuje vývoji a výrobě vlastních spojek pro železniční průmysl. Ve svém portfoliu má v současnosti několik typů spojek. [2]

#### 3.1 MEMBRÁNOVÁ SPOJKA

Tento typ se řadí mezi vyrovnávací spojky. Vyznačuje se velmi vysokou torzní a radiální tuhostí. Spojka umožňuje pouze úhlové vychylky, přičemž hodnota maximálního osového vychýlení je maximálně do  $0,1^\circ$ . Při provozu má velmi nízké hysteretní ztráty. [5]

Membránová spojka navržena firmou IGW pracuje při průměrných provozních otáčkách  $5\,000\text{ min}^{-1}$ . Provozní zatížení činí  $10\,500\text{ Nm}$  a krátkodobě je spojka schopna přenést zatížení až  $25\,000\text{ Nm}$ . [5] Na následujícím obrázku je možné vidět její konstrukci.



Obr. 3.1 Membránová spojka v řezu [2]

Upevnění hřídelí je dosaženo pomocí tzv. shrink fit<sup>2</sup>. Dále může být použit také pojistný element, který chrání spojku a ostatní části před přetížením. Princip těchto typů spojek spočívá v přenosu krouticího momentu pomocí tahové síly mezi šrouby. Osového vychýlení je tedy

<sup>2</sup> Shrink fit – V tomto případě se nejedná o tepelnou montáž, při které je využito principu smršťování, ale o lisovaný spoj. Náboj i hřídel spojky, jsou vyrobeny s drobnou kuželovitostí. V náboji spojky jsou vyrobeny drážky pro přívod glycerinu a mohou zde být i rozváděcí kanálky. Při montáži je glycerin přiveden do náboje a následně se pod velkým tlakem hřídele lisují do nábojů. Po zhruba čtyřiašedesáti hodinách dojde k vytečení přebytečného glycerinu a spoj je dokonale upevněn. Příváděcí kanálek je nakonec opatřen šroubem s trubkovým závitem. [2]

dosaženo pouze pomocí deformace těchto šroubů, z čehož vyplývá velmi malé úhlové vychýlení. Velkou výhodou je, že spojka nevyžaduje mazání. [2]

### 3.2 SPOJKA S PRYŽOVÝMI ELEMENTY

Jedná se o pružnou spojku, která vyniká hladkým přenosem krouticího momentu a dokáže velmi dobře tlumit rázy a vibrace. Taktéž umožňuje dosáhnout velkého úhlového vychýlení a dosahuje vysoké radiální pevnosti. Tento typ spojky, na rozdíl od membránové, pracuje s výrazně nižšími otáčkami  $1\ 100\ \text{min}^{-1}$  a dokáže pracovat s krouticím momentem  $40\ 000\ \text{Nm}$  a krátkodobě dokáže přenést až  $110\ 000\ \text{Nm}$ . To je způsobeno tím, že tento typ spojky je umístěn až za převodovkou a je spojen přímo s železničním dvojkolím. Z toho důvodu jsou zde takto nízké otáčky a vysoký moment v porovnání s ostatními typy spojek, které jsou umístěny před převodovkou. [5]



Obr. 3.2 Spojka s pryžovými elementy [5]

Základem této spojky jsou kovové a pryžové elementy. Pryžové elementy jsou nejprve pomocí vulkanizace spojeny s ocelovými destičkami. Po spojení několika destiček, se do krajních pozic navulkanizují větší hliníkové elementy. Dále následuje montáž těchto segmentů do rámu této spojky, přičemž krajní hliníkové elementy jsou upevněny pomocí šroubů. Spojka tedy přenáší krouticí moment pomocí pohybu těchto kovových a pryžových elementů vůči sobě. Výhodou při provozu je skutečnost, že při opravě spojky není nutná její demontáž, ale pouze dojde k výměně již popsanych segmentů. Segmenty je možné bez demontáže spojky jednoduše odmontovat a na nahradit novými s nově navulkanizovanou gumou. Z toho vyplývá, že doba a náklady na opravu této spojky jsou výrazně nižší než u ostatních typů spojek. [2]

### 3.3 ZUBOVÁ SPOJKA

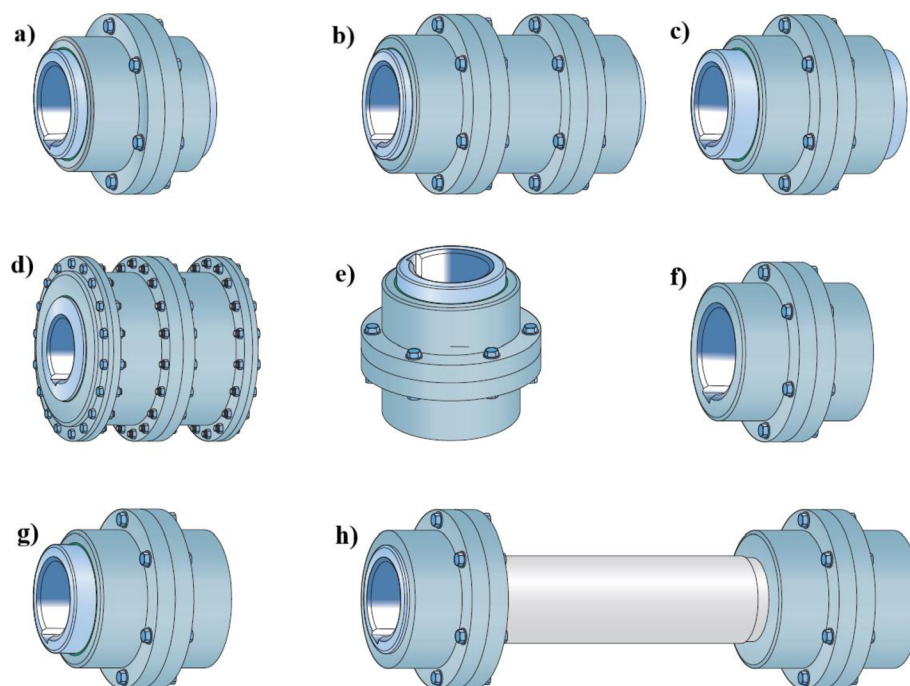
Konkrétně tahle diplomová práce se bude zabývat právě tímto typem spojky, který je zároveň jedním z nejpoužívanějších. Nachází uplatnění u odstředivých čerpadel, dopravníků, jeřábů,

v dŕlním nebo ŕelezniĎním pŕmyslu. Zubov spojka je řazena mezi vyrovnávací spojky a je tedy vhodn pro velk axiln, radiální a také uĥlov vychýlení. Nachází uplatnění také pro vysokorychlostní vlaky a je stavěna pro jednoduchou montáž a demontáž. Tento typ spojky dokáže pŕenšet velmi vysok krouticí momenty a ze vsch typů spojek dokáže pŕenšet nejvtší hodnotu momentu na jeden kilogram. [3]

Provozní otáčky zubov spojky vyrbn firmou IGW se pohybují pŕumrn do  $5\,500\text{ min}^{-1}$ . Pŕenšen provozní moment bývá maximln do  $5\,500\text{ Nm}$ , může vsak krtkodob dosáhnout aŕ  $17\,000\text{ Nm}$ . [5]

### 3.3.1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ ZUBOVÝCH SPOJEK

1. Podle typu ozubení:
  - pŕm
  - barelov
2. Podle typu funkce:
  - univerzln
  - speciln pro vysok rychlosti
  - pro velk krouticí momenty
  - pro velk uĥlov vychýlení
  - pro speciln uĥely
3. Podle konstrukce, viz obr. 3.3.



Obr. 3.3 Jednotliv typy zubových spojek: a) napojen z obou stran – pro radiální, axiln a uĥlov vychýlení, nejpouřivanjší typ, b) napojen z obou stran s mezikusem – je moŕn pouřít rzn dlouh mezikus, c) jedna nebo obě strany posuvn – tento typ spojky je vhodn pro velk tepeln zatıžen, snáší velk mechanick vibrace a je vhodn pro velk axiln posuvy, d) napojen z obou stran – speciln typ s pouřitm boĥnch krytů, e) vertikln zubov spojka, f) pevn zubov spojka – pŕenší velmi vysok krouticí momenty, kde není potŕeba zajiřtvat nesousost, g) jedna strana posuvn, druh napevno spojen – pouze pro uĥlov vychýlení, h) zubov spojka propojen hŕideli – skládá se ze dvou spojek, viz obr. 3.3g, a propojovací hŕidele, ta může mít různou dlku, s ĥimŕ opět souvisí míra nesousost [6]

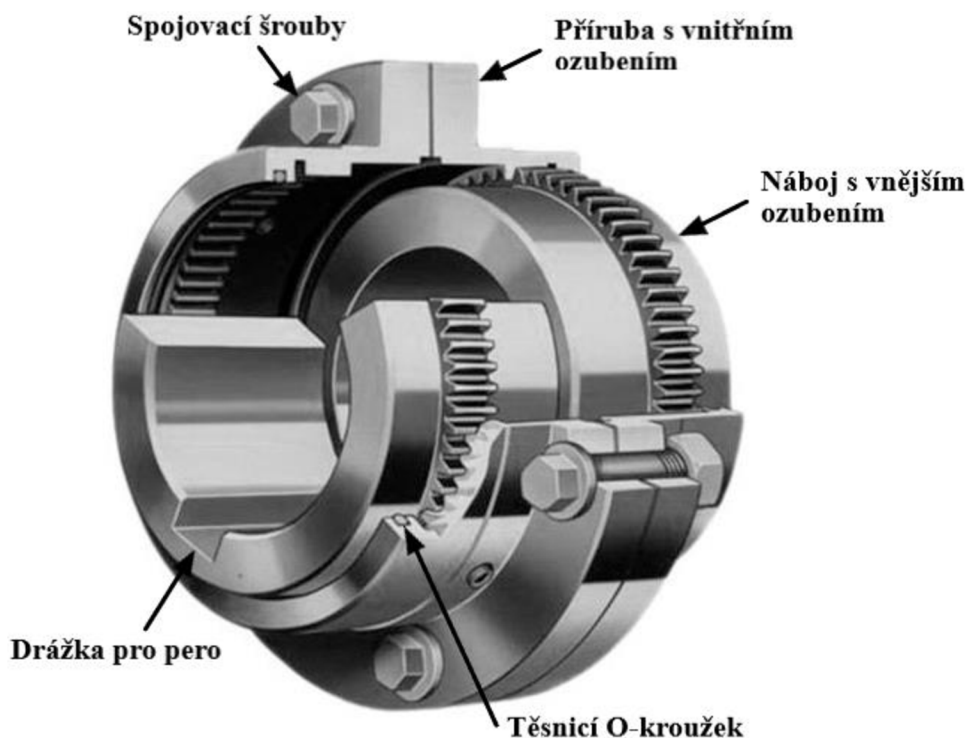
### 3.3.2 SLOŽENÍ ZUBOVÉ SPOJKY

Spojka se skládá ze dvou nábojů s vnějším ozubením, které jsou nasunuty do jednodílné nebo dvoudílné příruby s vnitřním ozubením. V případě dvoudílné příruby jsou oba kusy spojeny pomocí šroubů a matic. Ozubení spojky od firmy IGW má speciální barelový tvar, který umožňuje větší úhlové vychýlení a zároveň významně snižuje vibrace a hluk. Spojka s tímto typem ozubení také dosahuje vyšší životnosti než spojka s klasickým přímým ozubením. Dále je také možné uplatnit povlakování ozubení pomocí DLC materiálu na bázi uhlíku. [2], [3]

Pro utěsnění mazacího prostoru se uplatňují těsnění typu O-kroužku, upraveného hřídelového nebo speciálního vlnovcového těsnění. Zároveň také zamezují proniknutí nečistot a vlhkosti do maziva. Spojka je samomazná a uplatňují se především tuhá maziva, v případě firmy IGW se jedná o tuk. Pokud je tedy použito jako mazivo tuk, používá se v kombinaci s O-kroužkem nebo hřídelovým těsněním. Vlnovcové těsnění je pak použito pro spojky mazané olejem. [2], [3]

Hřídele jsou vsunuty do nábojů a přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí pera nebo rovnobokého drážkování na náboji. V případě firmy IGW se však v drtivé většině případů používá metoda zvaná shrink fit. Pro zvýšení bezpečnosti je také možné do náboje nalisovat pojistný element, který se v případě přetížení jednoduše protočí v náboji a moment se tím pádem nepřenese. Zamezí se tak případnému poškození jak samotné spojky, tak dalších součástí. Dalšími částmi spojky mohou být různá krycí víka, dorazové kroužky, různé typy těsnících kroužků apod. [2], [3]

Typickým materiálem použitým při výrobě náboje a příruby bývá nitridační ocel, jelikož ozubení se pro zvýšení tvrdosti vždy nitriduje. Jako tepelné zpracování se dále může používat žíhání, kalení, cementování nebo nitridování, které právě používá firma IGW. [2], [3] Základní typ zubové spojky je vyobrazen na obr. 3.4.



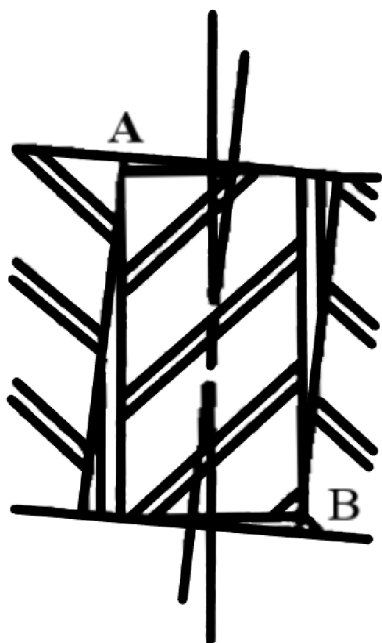
Obr. 3.4 Zubová spojka (upraveno) [3]

### 3.3.3 PRINCIP ZUBOVÉ SPOJKY

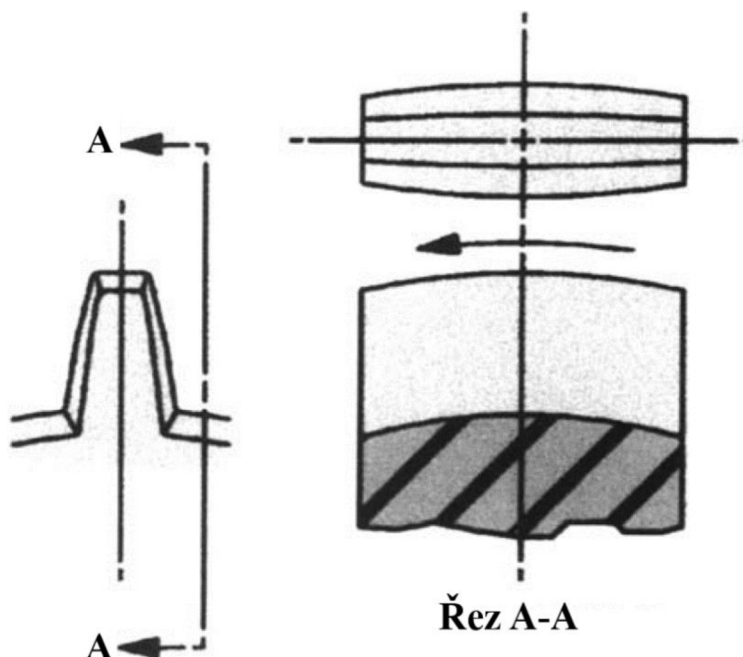
Přenos krouticího momentu je u tohoto typu spojky zajištěn pomocí kontaktu mezi zuby náboje a příruby. Zajímavostí je, že počet zubů vnitřního a vnějšího ozubení je stejný. Obecně platí, že vnitřní ozubení na přírubě je širší než ozubení na náboji. Tím je možné zajistit axiální posuv, z čehož vyplývá, že velikosti axiálního pohybu přímo závisí na šířce vnitřního ozubení. Spojka však musí být schopna přenášet i radiální a zároveň úhlové vychýlení. Toho se dá dosáhnout poměrně jednoduše tím, že ozubení v přírubě bude mít tenčí zuby a tím pádem nám vznikne vůle. Zde ovšem nastává zásadní problém, jelikož se nám veškeré napětí bude přenášet pouze do krajních bodů A a B, viz obr. 3.5. V těchto bodech by začalo docházet ke hranovému kontaktu a docházelo by k postupnému vylamování hran ozubení. [7]

Z toho důvodu je tedy nezbytné použít speciální typ ozubení tzv. barelové, které je vyobrazeno na obrázku 3.6. Je potřeba zdůraznit, že tento typ ozubení je použit výhradně na náboji. Při pohybu ozubení vůči sobě vzniká složitý prostorový pohyb, který se skládá z naklápění a natáčení, viz obr. 3.7b. Shora tento pohyb můžeme pozorovat jako sinusoidu. Z toho dále vyplývá, že při provozu je v kontaktu pouze několik zubů. Můžeme pozorovat, že moment se přenáší jen přes zuby v naklápěné oblasti a navíc pouze jejich okrajovou částí zuby. Přes zuby, které se nachází v natáčené oblasti, se nepřenáší žádný moment. Pokud jsou přiváděny otáčky, tak se tyto oblasti neustále periodicky opakují. [7]

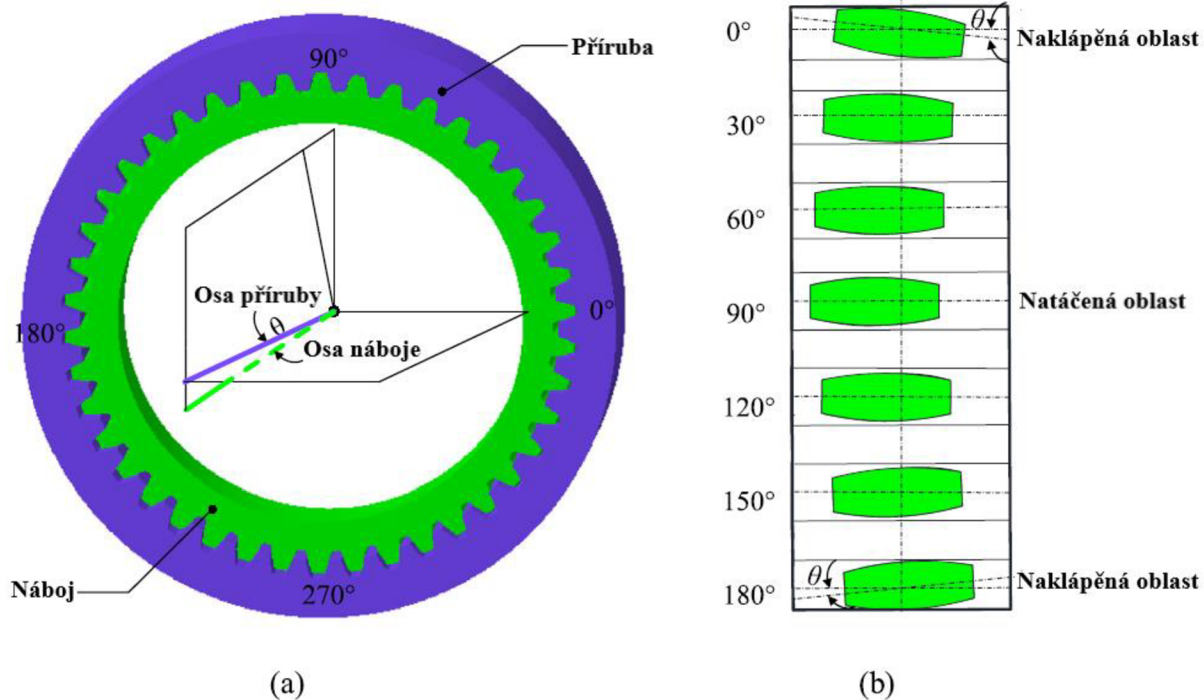
Výroba tohoto typu ozubení se pak skládá z několika operací. Nejprve je vytvořen základní profil zuby, například odvalovacím způsobem. Následuje broušení zubů tvarovým brusným kotoučem do požadovaného barelového tvaru. Závěrečnou operací je obrábění frézou, kdy se získá konečný, podélně barelový povrch zuby se sférickou špičkou. [7]



Obr. 3.5 Kontakt mezi zuby  
přímého ozubení [3]



Obr. 3.6 Tvar barelového  
ozubení [3]



Obr. 3.7 Barelové ozubení: a) boční pohled na ozubení za provozu, b) pohyb zubů vůči sobě za provozu [7]

### 3.3.4 MONTÁŽ SPOJKY

Správná montáž spojky je velmi zásadní, jelikož na ní závisí následná životnost. Při velmi nepřesné montáži může dojít až k totální destrukci spojky. Z toho důvodu je nezbytně nutné dodržovat následující požadavky.

Ještě než je možné přistoupit k samotné montáži, je potřeba správně spárovat náboj s přírubou. Každý kus může být vyroben s drobnou nepřesností a určité páry mohou mít různé parametry výrobních tolerancí. Měří se celkem dva parametry zubové vůle, a to pomocí číselníkového úchylkoměru. Náboj je vložen do příruby a nejprve se měří vůle přímým pohybem náboje v přírubě a následně se měří vůle rotačního pohybu. Je nezbytné, aby se obě naměřené vůle pohybovaly v dané předepsané toleranci. Po nalezení vyhovujícího páru je nezbytně důležité oba kusy označit vhodnými značkami, aby při následné demontáži a opětovné montáži byla zajištěna jejich stejná vzájemná poloha. [8]

Samotná montáž se skládá z následujících úkonů. Nejprve jsou všechny kovové části očištěny nehořlavým rozpouštědlem, zejména kvůli odmaštění. Díly jsou již nalakované dle dané specifikace. Náboj spojky se nejprve spojí s daným těsněním, podle toho jestli se jedná o spojku mazanou tukem či olejem. V případě tuku se těsnění lisuje přímo na náboj, u oleje je vlnovec již spojený s krycím víkem a k náboji je připevněn pomocí speciálního kroužku a šroubů. Následně se u tukové spojky maže daným množstvím tuku ozubení na přírubě. U olejové spojky se olej dolévá až u koncového zákazníka, jelikož se spojka přepravuje rozložená na dvě poloviny a olej by tudíž vytekl. [8]

Jestliže je spojka opatřena pojistným elementem, vloží se ručně do náboje, je však nejprve nutné díru náboje potřít vhodným mazivem, které upravuje koeficient tření. Jeho přesah vůči náboji se zajistí až následným lisováním hřídelí do nábojů. To probíhá tak, že se povrch náboje, či již



vloženého pojistného elementu, opět potřetí vhodným mazivem a lisování následně probíhá na lisovacím zařízení. [8]

Do příruby spojky jsou vloženy veškeré těsnicí O-kroužky, které je vhodné potřít přípravkem Molykote 55, a to z důvodu mazání mezi pryžovými a kovovými částmi. Do příruby se poté montují podle potřeby různé dorazové a středové kroužky. Následně, pokud je spojka opatřena krycím víkem, se toto víko pomocí šroubů montuje k přírubě. Veškeré šrouby jsou pro jistotu nejprve potřeny lepidlem Loctite a dotahují se daným utahovacím momentem. Nyní je možné vložit náboj spojky, dle předem připravených značek. Takto je smontovaná jedna polovina spojky, která se posléze pomocí šroubů s maticemi spojí s druhou polovinou. [8]

Z tohoto postupu montáže vyplývá, že u spojky mazané olejem dochází k jeho výměně pouze vypuštěním a napuštěním pomocí daných šroubů. U spojky mazané tukem je nutné celou spojku demontovat a následně důkladně vyčistit. Poté je možné spojku opět promazat a celou montáž provést od začátku. Spojka mazaná tukem má tudíž nesrovnatelně náročnější výměnu maziva a provádí se výhradně při generální opravě celé spojky. [8]

Obecně pak lze říct, že hlavním faktorem pro následnou životnost je správné určení nesouososti hřídelí. Dokonalé souososti prakticky nelze dosáhnout, a tak všechny typy spojek pracují s drobnou nesouosostí. U zubové spojky je menší nesouosost dokonce nezbytná z důvodu mazání v průběhu provozu. Důsledky nesprávně nastavené nesouososti při montáži pak mohou být následující: [3]

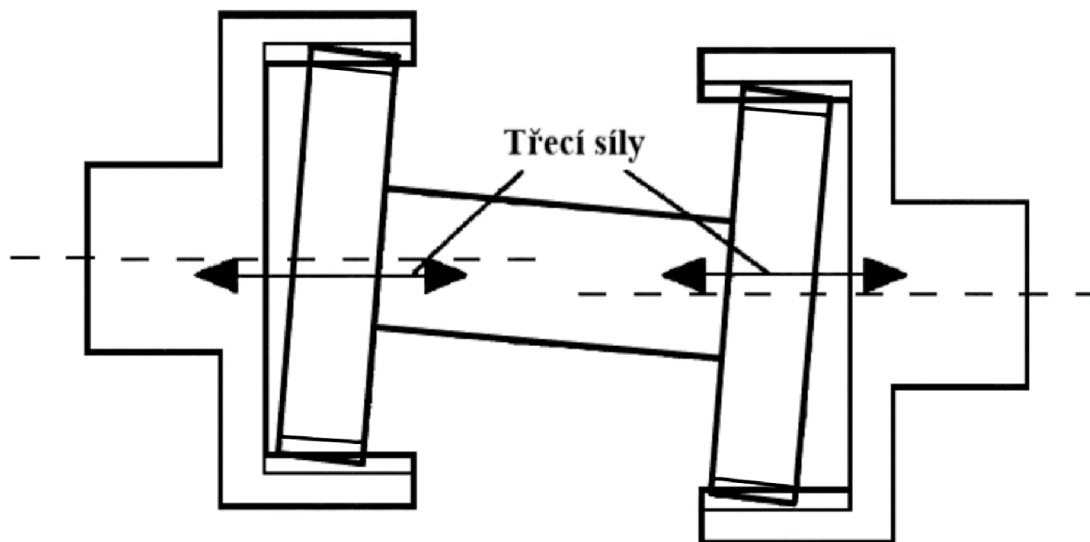
- předčasné selhání ložisek, hřídelí, těsnění nebo samotné spojky,
- nadměrné vibrace, a to jak radiální, tak axiální,
- vysoká teplota mazací náplně, která snáze unikne přes těsnění,
- vyšší opotřebení v celém pracovním rozsahu,
- větší zatížení šroubů po obvodu spojky.

### 3.3.5 VIBRACE A HLUK

U zubových spojek může být dosaženo velmi neočekávaných výsledků. Vibrace a následný hluk způsobený ve spojce závisí především na správně provedené montáži, o které bylo řečeno v předchozí kapitole, ale také na kvalitě ozubení. Při nulovém nebo naopak velmi velkém vyosení nemusí nastat téměř žádné vibrace. Naopak při pouze částečném vyosení se mohou objevit značné vibrace. Příčinou těchto vibrací jsou třecí síly působící mezi ozubením, viz obr. 3.8. [9] Nutno podotknout, že spojka je při montáži nepatrně vyosená, respektive na straně od motoru je umístěna o něco výše než na straně převodovky. To je provedeno z toho důvodu, že při zatížení vlaku cestujícími motorová strana mírně poklesne a v běžném provozu by tedy spojka měla být dostatečně vyrovnaná. [2]

Při téměř dokonalé souososti, kdy je zároveň dostatečně velké tření mezi zuby, totiž nedochází k axiálnímu posuvu příruby vůči náboji a nevznikají žádné vibrace. V případě velmi výrazného vyosení se příruba může pohybovat volně bez zadrhávání, a tím pádem se opět nevyskytují vibrace. Hlavním problémem je však výhradně částečné vyosení hřídelí. Axiální síly nejsou v tomto případě dostatečně velké, aby překonaly tření mezi zuby. Tyto síly tedy začnou namáhat hřídele ohybovým momentem. Pokud se však spojka otočí o zhruba jednu třetinu otáčky, dojde k překonání tohoto tření a mezi zuby dojde k prokluzu. Příruba se již tedy může začít pohybovat v axiálním směru. Jelikož se tato situace neustále opakuje, důsledkem toho se nám mohou objevit nežádoucí vibrace a s tím související hluk. [9]

Dalším významným faktorem při vzniku vibrací je zubová frekvence. Ta vzniká při úhlovém vychýlení, kdy dochází ke ztrátě kontaktu některých zubů. V tom případě se při otáčení spojky neustále mění jednotlivé zuby v záběru a tyto neustálé změny mohou vybudit vibrace. Na rozdíl od předchozího případu, který je možné ovlivnit zejména montáží, ale také správně navrženou konstrukcí, není možné v tomto případě tuto vlastnost odstranit. [9]



Obr. 3.8 Třecí síly působící na spojku [9]

### 3.3.6 MAZÁNÍ

Mazání představovalo zásadní problém zejména v minulosti, stále se zde však vyskytuje několik problémů, které je potřeba brát v potaz. V minulosti se například zkoušel koncept se stálým mazáním s přídavnou nádobkou oleje, který měl ovšem také několik vážných nedostatků. Zubová spojka totiž funguje podobně jako odstředivý filtr. Veškeré nečistoty nacházející se v oleji, a zejména oxidační produkty vzniklé z aditiv, se tím pádem zachycují v mezerách mezi jednotlivými zuby a také v nádobce oleje u výtokové strany, kde se hromadil veškerý kal. Proto bylo nutné namontovat filtr oleje, který nadále komplikoval celé zařízení, nebo zcela odstranit olejovou nádobku. I přes některá tato opatření většina problémů zcela nevymizela. Tohle řešení však mělo také jednu velkou výhodu, že olej výrazně pomáhal s chlazením, a proto se u tohoto řešení neobjevovaly problémy s přehříváním. [10]

Ukázalo se tedy, že nejlepším řešením je použití tuhých maziv. Ty ovšem také z důvodu odstředivých sil ulpívají v okrajových částech a dochází také k jejich částečnému úniku kolem těsnění. Největším problémem v současnosti je ovšem vnikání nečistot přes opotřebené těsnění do mazacího prostoru. Z toho důvodu jsou navrhovány a vylepšovány stále nové typy těsnění. S tím souvisí správná funkce těsnění po co nejdelší dobu a ve všech režimech provozu. Je tedy důležité zabránit úniku maziva, ale především zamezit vniknutí jakýchkoliv nečistot do mazacího prostoru. Tuk na rozdíl od oleje hůře odvádí teplo, a zejména u zubových spojek se hromadí na určitém místě a může tedy docházet k přehřívání. [10]

S tímto problémem úzce souvisí opotřebením zubů. U mazání olejem je koeficient tření přibližně 0,075, u tuhých maziv pak 0,05. Pokud je však přívod maziva nedostatečný, dochází k rychlému nárůstu tohoto koeficientu a tím pádem sil, které působí na ozubení. Tyto síly dále namáhají i ostatní komponenty a samozřejmě zvyšují opotřebením. [10]

Pokud je tedy zajištěno dostatečné a správné mazání, je opotřebenění zubů téměř nulové. Spojka pak má velmi vysokou životnost pouze s minimální údržbou a není problém dosáhnout životnosti 20–30 let. U kolejových vozidel se životnost udává v rozmezí 3–5 milionů kilometrů. [10]

### 3.3.7 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ VE SPOJCE

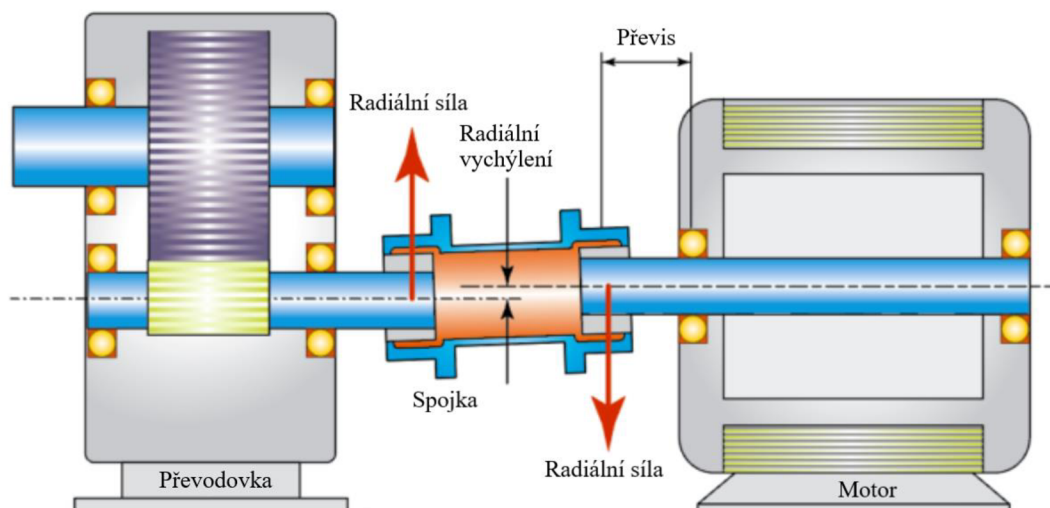
Kromě přenášeného momentu, který působí ve spojce, se jako důsledek osového vychýlení objevují ještě některá další zatížení, která je potřeba brát v potaz. Obecně lze říct, že tato zatížení jsou u zubové spojky několikanásobně větší než u srovnatelných pružných spojek a nelze je tedy zcela opomíjet. Z toho vyplývá, že konstrukce zubových spojek je obecně robustnější. [10]

#### 3.3.7.1 REAKČNÍ MOMENT

Při úhlovém vychýlení, které se může objevit při provozu, vzniká reakční moment působící na obě spojované součásti. Tento reakční moment je úměrný velikosti přenášeného momentu a úhlu vychýlení. Tento moment působí ohybovým namáháním a u zubové spojky se běžně pohybuje kolem 10 %, což není zanedbatelné číslo. Další reakční moment působí z důvodu tření mezi jednotlivými zuby a je přímo úměrný velikosti přenášeného momentu a koeficientu tření. Jeho hodnota závisí především na koeficientu tření a podle kvality mazání se může pohybovat v rozmezí 5–25 %. Při dobrém mazání se pak hodnota vektorového součtu těchto dvou momentů pohybuje okolo 13 %. [10]

#### 3.3.7.2 RADIÁLNÍ SÍLA

Radiální síla vytváří reakční moment, proto může být také nazývána reakční síla. Síla se pak vypočítá jako vektorový součet aktuálně působících momentů vydělený vzdáleností mezi středy ozubení. Dále tato síla zatěžuje převážně ložiska na vzdálenosti převisu, viz obr. 3.9. Většinou však síla není dostatečně velká, aby způsobovala nějaký významný problém. [10]



Obr. 3.9 Radiální síla v důsledku vychýlení vytvářející reakční moment [11]

#### 3.3.7.3 AXIÁLNÍ SÍLA

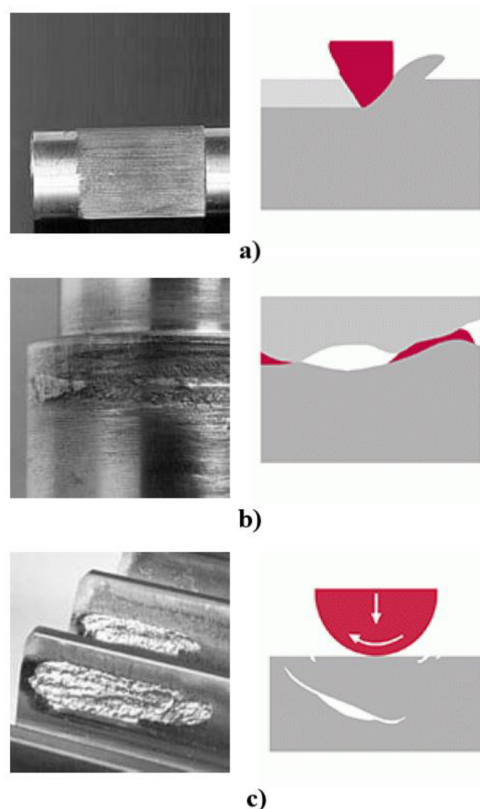
Axiální síla vzniká, když se vzdálenost mezi hnacím a hnaným zařízením mění. To bývá nejčastěji způsobeno tím, že se jedna strana pohybuje vůči druhé straně, což je za provozu běžný stav. Dále však může být vyvozena v důsledku tepelného namáhání při provozu. Velikost axiální síly přímo závisí na velikosti přenášeného momentu a koeficientu tření mezi zuby, ale také nepřímo úměrně na rozteči ozubení. Pokud je tedy spojka dostatečně mazána, je axiální

síla velmi malá a tato síla se přenesou do ložisek. Obecně se dá říct, že v případě zubových spojek nehraje tato síla téměř žádnou roli. [10]

### 3.3.8 NEJČASTĚJŠÍ TYPY ZÁVAD

Nejčastějším typem závady u většiny ozubení je tzv. pitting neboli důlková koroze, viz obr. 3.10c. Ten vzniká v důsledku Hertzova kontaktu. Na jednotlivé zuby působí stříhové namáhání, přibližně 0,5 mm pod povrchem. Po určité době se začnou objevovat první únavové trhliny, které se následně šíří na povrch a dochází k postupnému odírání a odlamování, čímž vznikají důlky [10]. Mezi další závady patří také: [3]

- mikropitting<sup>3</sup>,
- scuffing<sup>4</sup>,
- příliš velké úhlové vychýlení,
- dlouhodobé zatížení na maximální krouticí moment,
- únava materiálu,
- nesprávný kontakt mezi zuby, například při špatné montáži, kdy dochází k nárůstu momentu a může dojít až k jejich ustřížení,
- nahromadění kalu, ve kterém mohou být usazeny korozivní částice.



Obr. 3.10 Základní typy opotřebení u ozubení: a) abraze, b) adheze, c) pitting [2]

<sup>3</sup> Mikropitting je podobný jako klasický pitting, avšak je nebezpečnější. Vzniká na mnohem menších vzdálenostech při menším namáhání a může se vyskytnout prakticky v kterémkoliv místě. Velikost důlku je přibližně 20  $\mu\text{m}$ . [9]

<sup>4</sup> Scuffing vzniká při nedostatečném mazání, například při úniku maziva. Jedná se o tzv. abrazi, znázorněnou na obrázku 3.10a. Při této závadě dochází ke kontaktu kovových částí, které se začínají rychle zahřívat a může dojít až k jejich vzájemnému svaření. [3]

## 4 SPOJKY OD KONKURENCE

Hlavními dodavateli spojek pro železniční průmysl jsou kromě firmy IGW ještě někteří další výrobci. Mezi nevýznamnější a největší patří například firma KWD (Kupplungswerk Dresden GmbH), SKF nebo Siemens. [2]

### 4.1 KWD

Firma KWD byla založena roku 1990 a jedná se o německou společnost sídlící v Drážďanech. Firma se zabývá výhradně výrobou spojek, mezi které patří např.: hydrodynamické, elastické nebo zubové. Jejich produkty nachází uplatnění v mnoha průmyslových odvětvích, včetně železničního. V současnosti je KWD také největším dodavatelem spojek pro firmu IGW. [12]

### 4.2 SKF

Společnost SKF byla založena již roku 1907 ve Švédsku a její hlavní pobočka se nachází v Göteborgu. Její zastoupení je nyní již ve 32 zemích světa. Firma se stala známou především díky výrobě ložisek. Mezi její produkty však navíc patří také některé základní typy spojek, a to spojka zubová, membránová a spojka s hadovitou pružinou. [13]

### 4.3 SIEMENS - FLENDER

Společnost Siemens byla založena roku 1847 v Německu v Berlíně. V současné době je firma Siemens známá především výrobou elektronických součástí, zejména v oblasti automatizace. Firma dodává zařízení do téměř každé oblasti průmyslu. [14] Do jejího vlastnictví spadá i firma Flender, která je také výrobcem některých základních typů spojek, jak pro železniční, tak pro ostatní odvětví průmyslu. [15]

### 4.4 OSTATNÍ

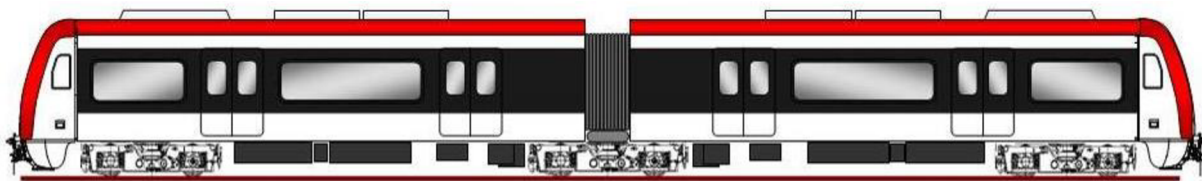
Kromě již zmíněných konkurentů působí na trhu se spojkami pro železniční průmysl ještě mnoho dalších společností. Mezi ně patří například Renk (německá firma), Rexnord (americká firma), KTR (česká firma) nebo Esko (britská firma). [2]



Obr. 4.1 Ukázka vybraných konkurentů a jejich spojek [2]

## 5 PROJEKT

Navrhovaná zubová spojka je určena pro firmu Hyundai Rotem sídlící v Jižní Koreji a zabývající se výrobou kolejových vozidel. Spojka bude použita pro soupravu metra, viz obr. 5.1, která bude jezdit na nově plánované lince Dongbuk ve městě Soul. Jedna tato souprava měří na délku 28 m a budou v ní zapotřebí celkem 4 kusy spojek. Při plánovaném provozu 25 souprav bude tedy nutné dodat celkem 100 kusů těchto spojek. [16]



Obr. 5.1 Souprava metra [16]

Na spojku jsou dále kladeny některé z následujících požadavků. Teplota prostředí, v níž se bude spojka používat, se nachází v rozsahu od  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Spojka musí být schopna pracovat v prostředí prašném, deštivém a taktéž při výšce sněhové pokrývky 30 cm. Provozní rychlost soupravy metra je 70 km/h a maximální hodnota rychlosti je pak 80 km/h. Spojka musí být navržena minimálně pro zrychlení  $1,1\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Spojka bude připojena do sestavy s dvoustupňovou převodovkou s čelním ozubením a převodovým poměrem 5,71 : 1. Design, materiály, výroba a testování by měli podléhat korejským normám, je však možné použít i ostatní mezinárodní normy jako je například norma DIN, EN nebo ISO. Při výpočtech jsou uplatněny výhradně jednotky metrické soustavy. [16]

Mezi další požadavky patří také následující: [16]

- Spojka by měla být navržena s životností minimálně 30 let nebo 30 milionů kilometrů a intervaly pro pravidelnou údržbu by neměly být delší než 1 milion kilometrů.
- Musí proběhnout testování spojky za podobných podmínek jako v reálném provozu.
- Vlastní kmity převodovky a spojky musí být dostatečně oddělené od vlastních kmitů podvozku a motoru tak, aby nedocházelo k rezonanci.
- Nátěr spojky se musí řídit podle normy ČSN EN ISO 12944.
- Mazivo určené pro spojku by mělo být 100% syntetické a určené pro vysoké výkony.

## PRAKTICKÁ ČÁST

### 6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

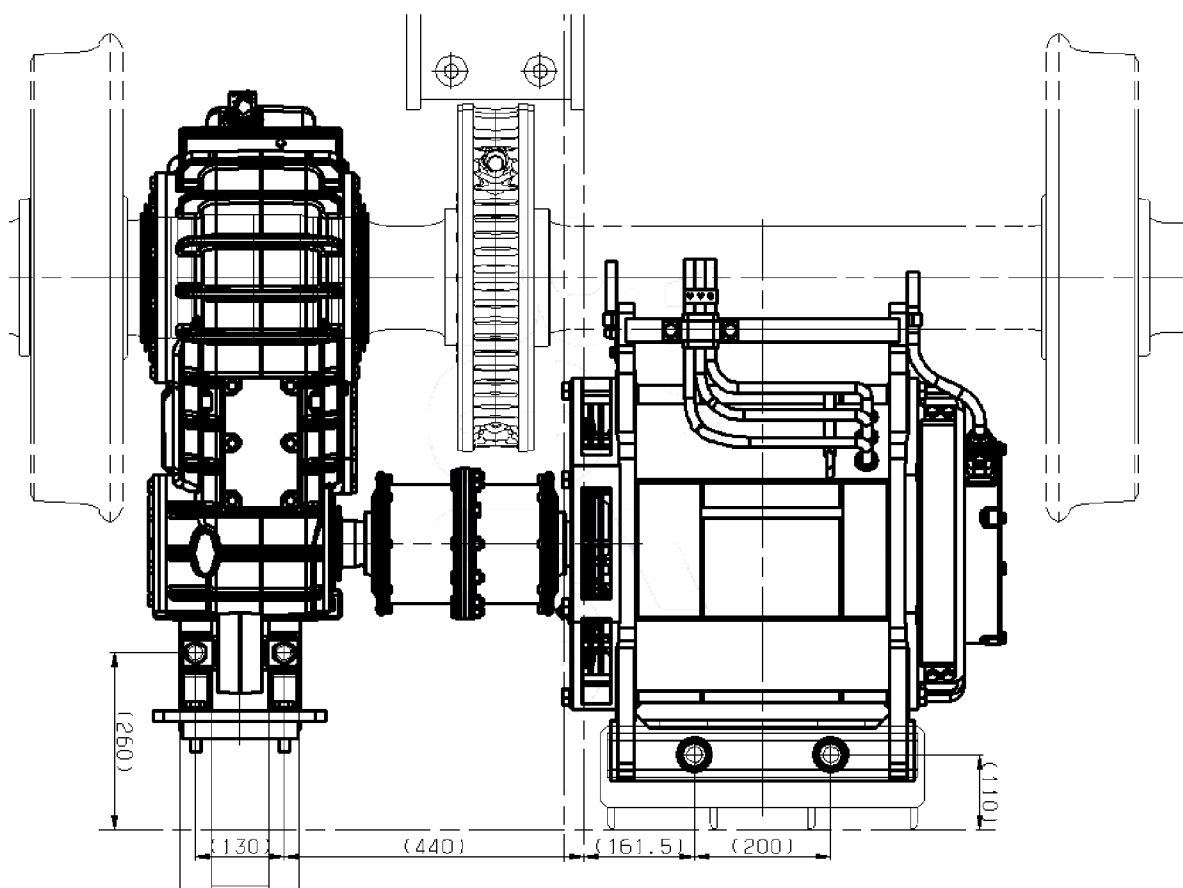
Veškeré konstrukční prvky jako díly, sestavy a výkresy byly vytvořeny v programu PTC Creo Parametric 4.0.

#### 6.1 CÍLE

Cílem této kapitoly je sestavit konstrukční návrh zubové spojky, tzn. jednotlivých dílů, spojovacích a těsnících materiálů, vytvoření sestavy a také výkresů. Jedná se o typ spojky typu d, viz kapitola 3.3.1 obr. 3.3. Mazání je v tomto případě zajištěno pomocí tuku.

#### 6.2 TECHNICKÁ DATA

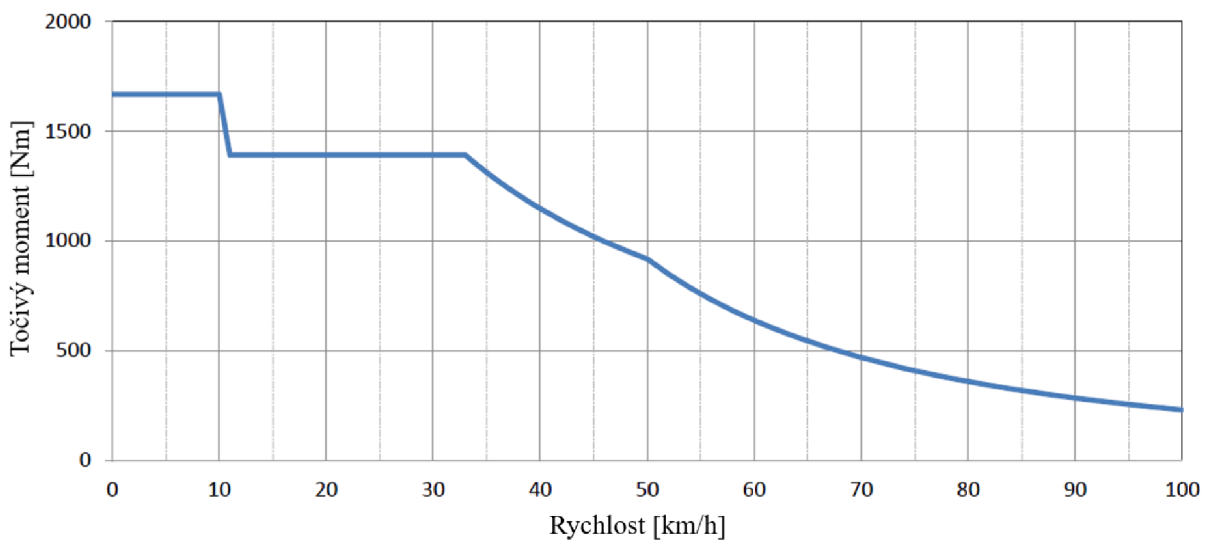
Před samotnou konstrukcí byly od zákazníka přijaty informace se základními parametry, které je potřeba při konstrukci dodržet. Jedním z omezení při návrhu spojky jsou zástavbové rozměry, viz obr. 6.1. Z obrázku je jasně patrné, že je nezbytné dodržet zejména délkové omezení spojky, aby ji bylo možné bez problémů namontovat mezi motor a převodovku.



Obr. 6.1 Montážní výkres převodovky, spojky a trakčního motoru [16]

Dalšími důležitými parametry jsou technická data stejnosměrného trakčního elektromotoru, viz tab. 6.1. Z motoru je přiváděn točivý moment a otáčky přímo na spojku, a ta musí být schopna tyto momenty bezpečně přenášet na převodové ústrojí. Tento typ motoru se vyznačuje zejména

tím, že dosahuje maxima točivého momentu již od nulových otáček a jeho hodnota se zvyšujícími se otáčkami klesá k nule, viz obr. 6.2. [16]



Obr. 6.2 Závislost točivého momentu trakčního elektromotoru na rychlosti [16]

Tab. 6.1 Základní technické parametry stejnosměrného trakčního elektromotoru [16]

Maximální provozní otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	4 565
Jmenovitý výkon [kW]	130
Maximální tažný moment <sup>5</sup> [Nm]	1 669
Maximální brzdny moment [Nm]	1 199
Přechodový točivý moment motoru <sup>6</sup> [Nm]	6 978

Na závěr je potřeba zmínit, že uvedené parametry motoru jsou udávány pro případ, kdy se železniční dvojkolí nachází v opotřebovaném stavu. V případě tohoto projektu se například průměr kola může pohybovat v rozmezí od 660 mm pro nové kolo, až po 600 mm pro opotřebované kolo. Nejedná se však o klasické opotřebování způsobené provozem vozidla. V případě údržby je nutné kontrolovat tvar profilu kola. Pokud je profil nevyhovující, je nutné jeho přesoustružení nebo přebroušení, jelikož při nesprávném tvaru by docházelo k nadprůměrnému opotřebování kolejnic, což je velmi nežádoucí. [16]

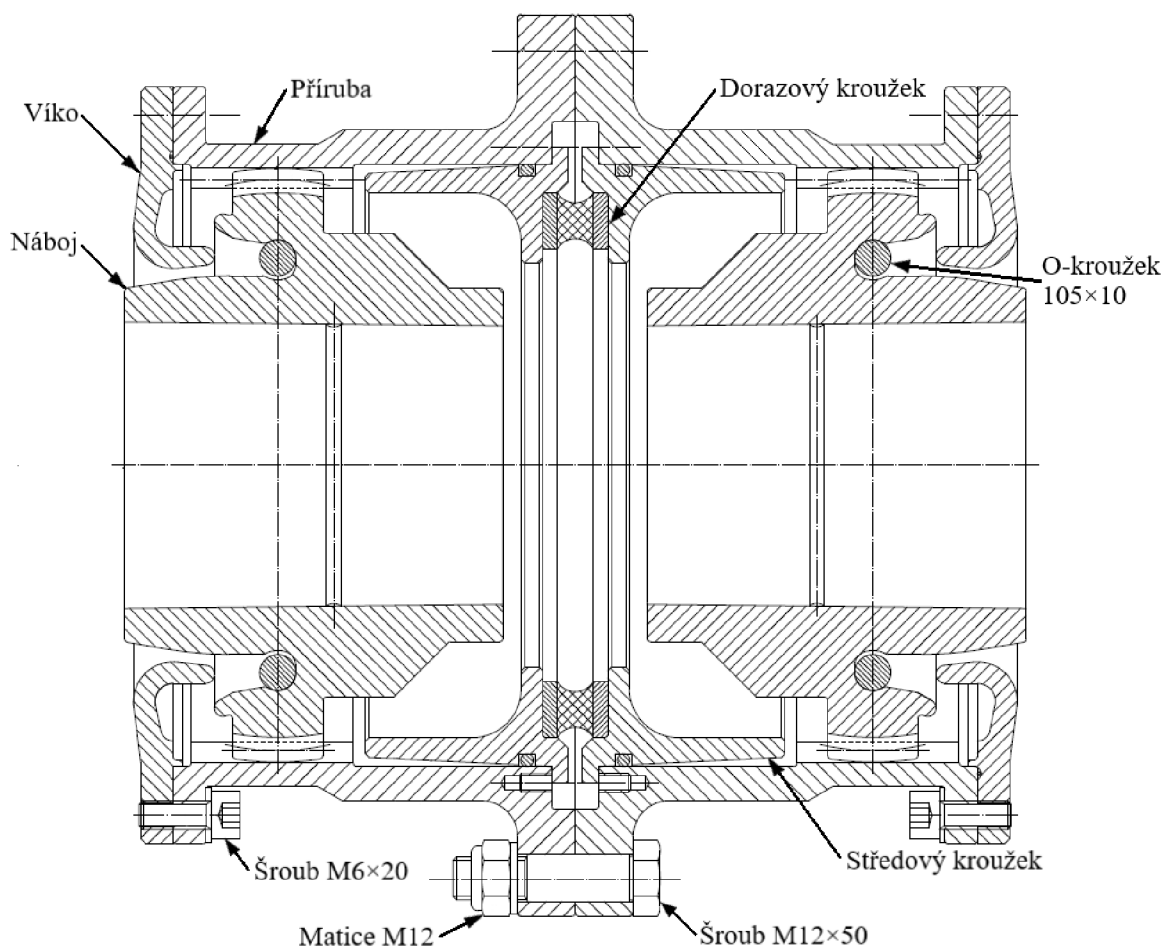
<sup>5</sup> Jedná se o maximální moment, který je motor schopný poskytnout. Z obrázku 6.2 je patrné, že je tato hodnota momentu konstantní až do rychlosti 10 km/h. Je také potřeba zmínit, že tomuto momentu je spojka vystavena několikanásobně déle, než v případě přechodového momentu. [2]

<sup>6</sup> Přechodový točivý moment vzniká výhradně při poruše elektrického obvodu. Jedna fáze obvodu přijde do kontaktu s druhou fází nebo se zemí. Napětí na motoru značně poklesne a motor se tuto ztrátu snaží kompenzovat. Na krátkou chvíli tedy začne působit jako generátor a moment neúměrně narůstá. Jedná se o ojedinělý případ, při kterém však dochází k prudkému nárůstu točivého momentu. Situace trvá pouze krátkou dobu, i tak je ovšem potřeba zajistit, aby spojka tuto situaci bez problémů vydržela. Jedná se o největší točivý moment, kterému může být spojka vystavena. [17]



### 6.3 SESTAVA SPOJKY, POSTUP KONSTRUKCE

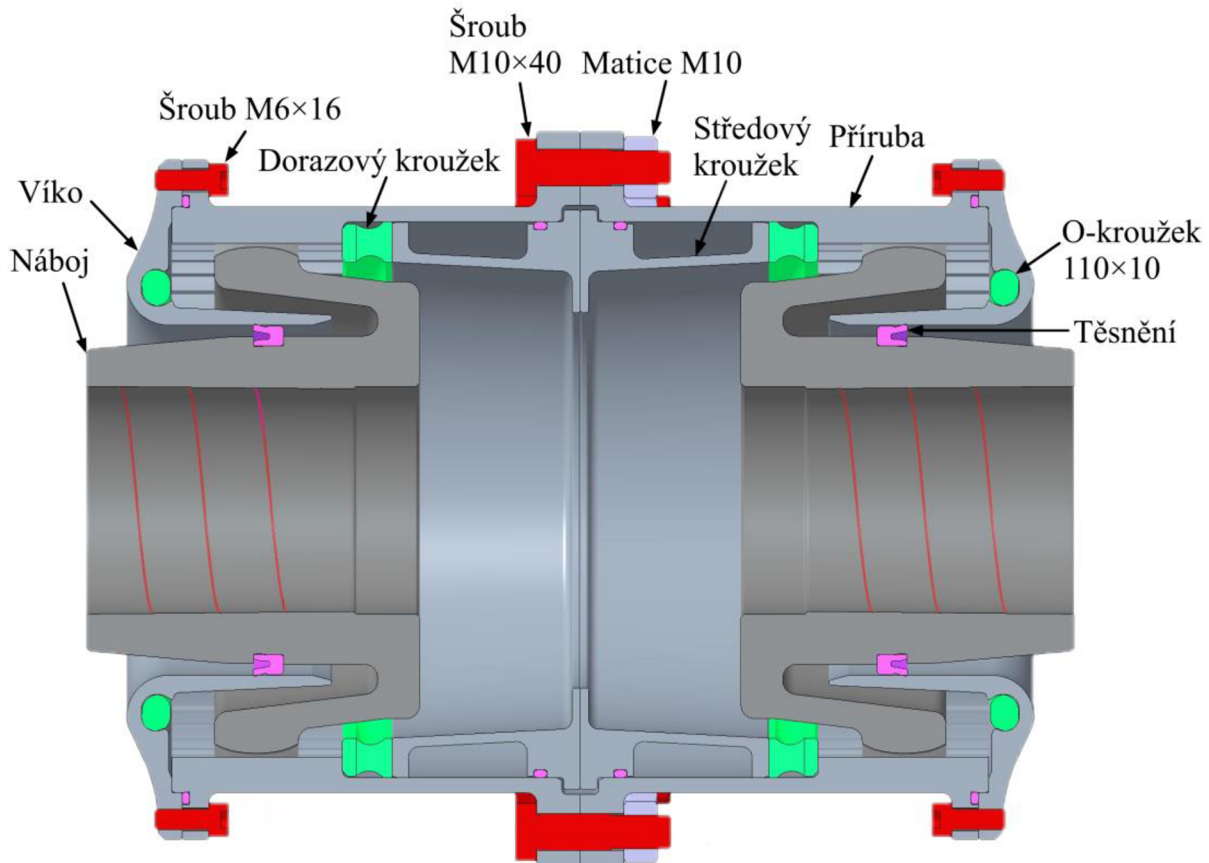
Cílem této práce bylo navrhnout upravený typ zubové spojky pro nový projekt, viz kapitola 5. Veškeré díly byly modelovány nanovo, vycházelo se ovšem z některých starších modelů s podobnou konstrukcí. Nejprve bylo potřeba rozvrhnout velikosti jednotlivých komponentů tak, aby se spojka svými vnějšími rozměry vešla do dané zástavby. Průměr hřídele vedoucí jak z motoru do spojky, tak ze spojky do převodovky má stejnou nominální hodnotu 68 mm. Díky tomu bylo možné vymodelovat spojku tak, že obě poloviny jsou totožné. Bylo také rozhodnuto, že není potřeba použití pojistného elementu, jelikož zde nepůsobí vysoký točivý moment. Jedním z výchozích typů spojek, ze kterých se při návrhu vycházelo, je ukázán na obr. 6.3.



Obr. 6.3 Výkres původní konstrukce spojky, ze které se vycházelo při návrhu nové konstrukce [2]

Na následujícím obrázku obr. 6.4 je zobrazena nově navržená sestava zubové spojky v řezu. Šedě jsou zobrazeny kovové díly základní konstrukce, zeleně jsou označeny díly, které slouží jako doraz při pohybu náboje. Růžová barva znázorňuje primárně těsnicí prvky a červenou barvou je označen spojovací materiál. Pokud tuto konstrukci porovnáme s předchozím typem, lze pozorovat, že k výrazné změně došlo především v oblasti hlavního těsnění, a také v oblasti středového a dorazového kroužku. V případě těsnění bylo hlavním cílem, aby nedocházelo k úniku maziva při jakémkoliv pohybu náboje, a aby nedocházelo k výraznému zhoršení těsnicích vlastností. Dorazové kroužky pro náboj byly umístěny na obě strany, z důvodu snížení opotřebení náboje. Došlo také k výměně hlavních spojovacích šroubů, a to z důvodu standardizace, jelikož všechny nově použité šrouby by v současnosti měly být ve velikosti M10.

Při modelování jednotlivých komponentů se vycházelo převážně ze standardů firmy IGW. Z těchto standardů byly navrhovány zejména všechny těsnicí a spojovací materiály, dále také použité drsnosti a tolerance rozměrů. V následujících kapitolách budou podrobněji popsány konstrukční prvky jednotlivých dílů a jejich navržená úprava.



Obr. 6.4 Nová sestava zubové spojky v řezu

## 6.4 NÁBOJ

Náboj společně s přírubou je základní součástí celé spojky. V případě této spojky má náboj vstupní průměr díry 68 mm a je vyroben s drobnou kuželovitostí 1 : 50 tak, aby jej bylo možné snadněji namontovat na hřídel o větším průměru. Hřídel je vyrobena s tolerancí  $x_6$ , která zajišťuje zaručené uložení s přesahem, které je v tomto případě nezbytné pro bezpečný přenos krouticího momentu. Kužel není vyroben po celé délce náboje, ale je ukončen válcovou plochou o velikosti průměru 68 mm. Tohoto řešení bylo využito, jelikož hřídel má délku kužele 80 mm a bylo tedy nutné uzpůsobit náboj pro stejnou délku kužele. Měření kuželovitosti a tolerance díry se následně provádí za pomoci kuželového kalibru.

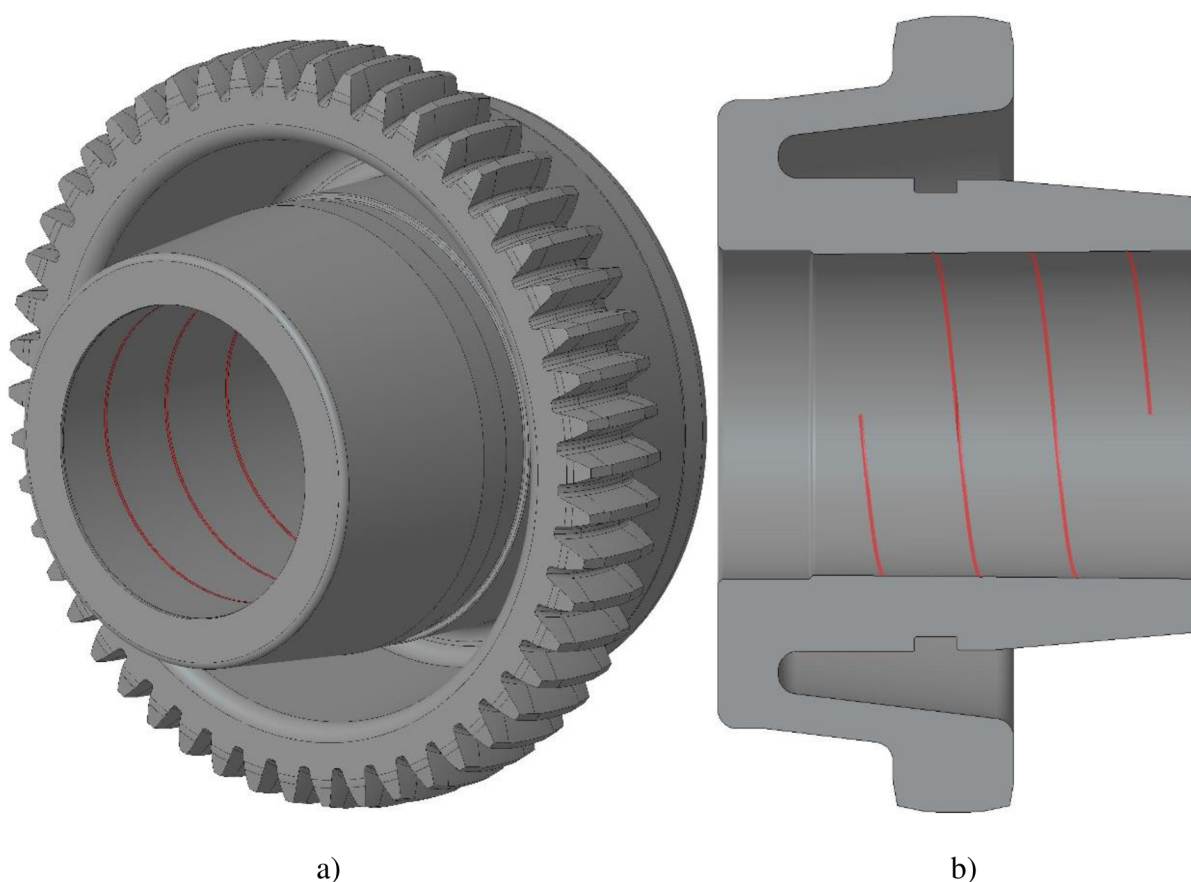
Vnější ozubení má barelový tvar a celkem 50 zubů. Profil zubu má jednoduchý barelový tvar, tzv. „single crowning“, což znamená, že boční kružnice vytvářející tento profil je pouze jedna a má hodnotu poloměru 40 mm. Dvojitý barelový tvar, tzv. „double crowning“, který je tvořen dvěma kružnicemi, by byl použit v případě, že by spojka měla větší pohyby a vznikalo by zde větší kontaktní napětí. Další základní parametry ozubení jako modul, šířka, průměr roztečné kružnice a zejména mikrogeometrie barelového zubu, vycházejí ze standardů IGW, které jsou již ověřeny v provozu. Také z důvodu náročnosti výroby je vhodné zachovávat stejné základní parametry ozubení.

Dále je náboj opatřen kanálky ve tvaru šroubovice, které slouží k rozvodu glycerinu při demontáži náboje z hřídele, na obr. 6.5b zobrazeny červeně. Glycerin působí tlakem na díru náboje až 250 MPa a díky tomu dochází k tzv. „sestřelení“ hřídele z náboje. Z toho důvodu je tedy nutné, aby byl náboj nebo hřídel opatřen přiváděcím kanálkem pro tento glycerin. Pro tuto navrženou konstrukci je však tento kanálek umístěn na hřídeli a není proto potřeba se jím zabývat.

Na náboji se nachází taktéž drážka pro těsnění, ve které je těsnění umístěno nepohyblivě. Z druhé strany je těsnění dotlačeno pomocí víka, po kterém se těsnění za provozu může pohybovat. Ostatní geometrie byla zvolena s ohledem na co nejsnadnější výrobu.

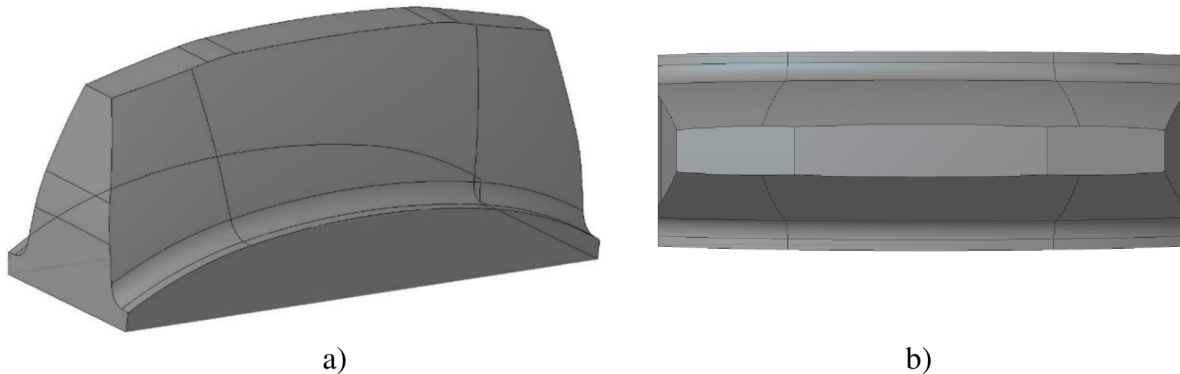
Výroba náboje probíhá tak, že základní tvar je vyroben pomocí zápustkového kování a následně dochází k obrábění povrchu. Výroba barelového ozubení již byla popsána v kapitole 3.3.3. Jako polotovar pro výkovek slouží válcový profil, který se řídí podle normy EN 10243–1. Materiálem použitým k výrobě je nitridační ocel, která je stanovena dle normy ISO 683–5. Pětka na konci značí, že se právě jedná o ocel vhodnou k nitridaci. [18]

Následnou operací je nitridace ozubení, před kterou je vždy nutné náboj nejprve kalit a následně popouštět na danou teplotu. Ozubení je následně možné nitridovat pro zvýšení tvrdosti povrchu, je však nutné se vyvarovat nitridaci vnitřního kuželu. Povrch bývá nasycen dusíkem v řádu desetin milimetrů. Závěrečnou operací je lakování náboje, zde je důležité nalakovat pouze vnější části spojky, které nepřichází do kontaktu s mazivem a také je důležité před lakováním chránit vnitřní kužel. Lakování probíhá ve dvou krocích, přičemž poměr základní a finální vrstvy činí 3 : 5.



Obr. 6.5 Model náboje: a) obecný pohled, b) zobrazení v řezu

Na následujícím obrázku je detailně zobrazen jeden zub barelového ozubení, na kterém lze podrobně pozorovat jeho mikrogeometrii. Je zde patrně vidět zkosení jak z boku, tak shora zubu. Také je možné vidět, že uprostřed je šířka zubu největší a poté se směrem k okraji zužuje, viz obr. 6.6b, přičemž tento prvek je hlavním znakem barelového ozubení.



Obr. 6.6 Detail barelového ozubení: a) obecný pohled, b) pohled shora

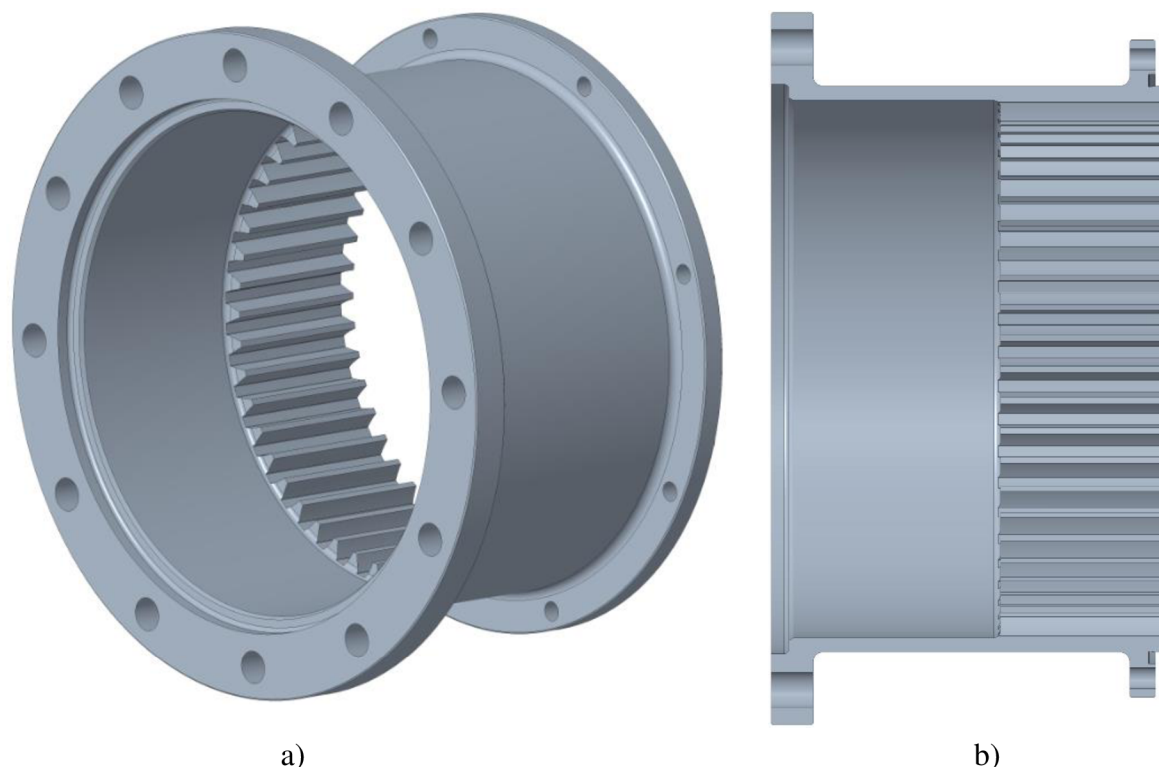
Provádí se taktéž měření ozubení na 3D měřicím zařízení, kde se kontroluje zejména boční profil zubu v místě, kterým prochází roztečná kružnice. Zúžení se od středu zubu k jeho okraji pohybuje v rozmezí desetin milimetrů.

## 6.5 PŘÍRUBA

Příruba je v tomto případě dvoudílná. Obě části přírub jsou spojeny dvanácti šrouby s vnějším šestihranem M10×40 a maticemi M10. Šrouby leží na kružnici o průměru 198,5 mm. Ozubení má taktéž jako náboj 50 zubů. Leží na roztečné kružnici o průměru 166 mm a šířka činí 51 mm. Šířka byla volena tak, aby se náboj mohl pohybovat v axiálním směru v délce 26 mm a plnil požadované pohyby. Uzavření celého mazacího prostoru je řešeno pomocí krycího víka s osmi šrouby M6, kde závitová část je pouze ve víku. Průměr děr v přírubě byl stanoven na hodnotu 7 mm. Důvodem bylo, že při následné nitridaci je vhodné zachovat jistou vůli, aby se zajistilo, že při montáži šroub projde otvorem a nebudou vznikat zbytečné zmetky. Mezi toto víko je navíc vložen O-kroužek do připravené drážky v přírubě, který zajišťuje utěsnění mazacího prostoru.

Výroba, tak jako u náboje, probíhá pomocí zápusťkového kování a následného obrobení povrchů. Ozubení má již klasický přímý tvar, a jelikož se jedná o vnitřní ozubení, je možné použít obrázení nebo také častější způsob protahování, které je rychlejší a levnější než obrázení.

Opět je využito nitridace pro zlepšení mechanických vlastností ozubení. Materiál je nitridační ocel vhodná k zušlechťení dle normy EN ISO 683–2. Dvojka na konci značí, že se právě jedná o ocel vhodnou ke kalení a následnému popouštění. [18] Lakování se v tomto případě řídí stejnými pravidly jako v případě náboje.



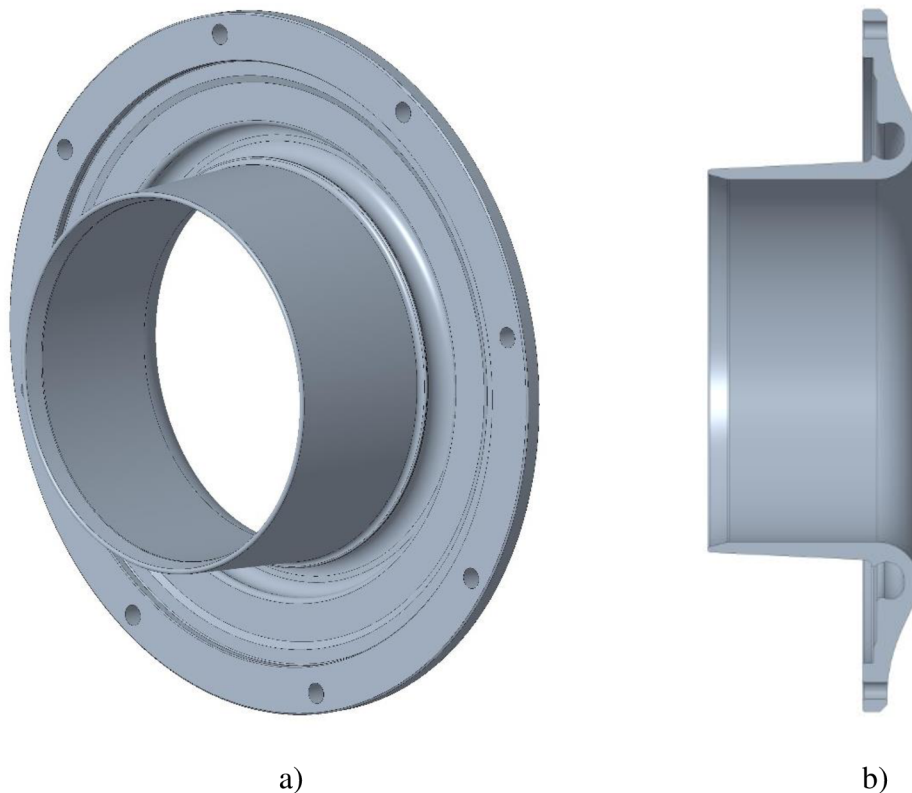
Obr. 6.7 Model příruby: a) obecný pohled, b) zobrazení v řezu

## 6.6 KRYCÍ VÍKO

Víko je připevněno k přírubě pomocí osmi šroubů s vnitřním šestihranem  $M6 \times 16$ , které leží na kružnici o průměru 191 mm. Ve víku se tedy nachází 8 závitů M6. Jeho hlavním cílem je zakrytí mazacího prostoru a zamezení ztrát maziva. Po jeho vnitřní ploše se pohybuje těsnění, tudíž musí být plocha vyrobena s velmi malou drsností  $Ra\ 0,05-0,4$ . Těsnění se neustále otírá o tuhle plochu, a pokud by zde byla větší drsnost, než je pro daný typ těsnění doporučeno, došlo by k mnohonásobně rychlejšímu opotřebení.

Taktéž je ve víku vyrobena drážka pro uchycení O-kroužku, viz obr. 6.8b. Při axiálním pohybu a naklápění náboje v přírubě může v krajním případě dojít až k nárazu náboje do víka spojky. Taková situace může výrazným způsobem snižovat životnost náboje. Kroužek tedy zamezuje tvrdému nárazu náboje do víka a snižuje opotřebení obou součástí. Je-li spojka mazána tukem, velkou část energie pohltí také samotné mazivo a nedochází tak k prudkému nárazu. Také je potřeba dodat, že se ve víku nachází vybrání, a to z toho důvodu aby mezi nábojem a víkem byla větší vzdálenost, než mezi nábojem a dorazovým kroužkem. To je velmi výhodné, jelikož náboj tím pádem primárně naráží do dorazového kroužku, není to ovšem vždy zaručeno, jelikož záleží také na poloze druhého náboje. Velmi důležité je také zajistit středění tohoto víka při montáži. Pro tyto účely bylo vytvořeno drobné osazení jak na přírubě, tak na víku. Důležité je následně zajistit přesnou toleranci průměru pro tuto plochu. V případě firmy IGW se tudíž tento rozměr kontroluje na každém vyrobeném díle.

Výroba víka opět probíhá pomocí zápuštkového kování. Materiálem je v tomto případě konstrukční ocel, která se řídí dle normy ČSN EN 10083-1. Dále je použita povrchová úprava niklování, a to z toho důvodu, aby byla zajištěna dostatečná kvalita vnitřního průměru, zejména rovnoměrná tloušťka a ochrana proti korozi. [18]



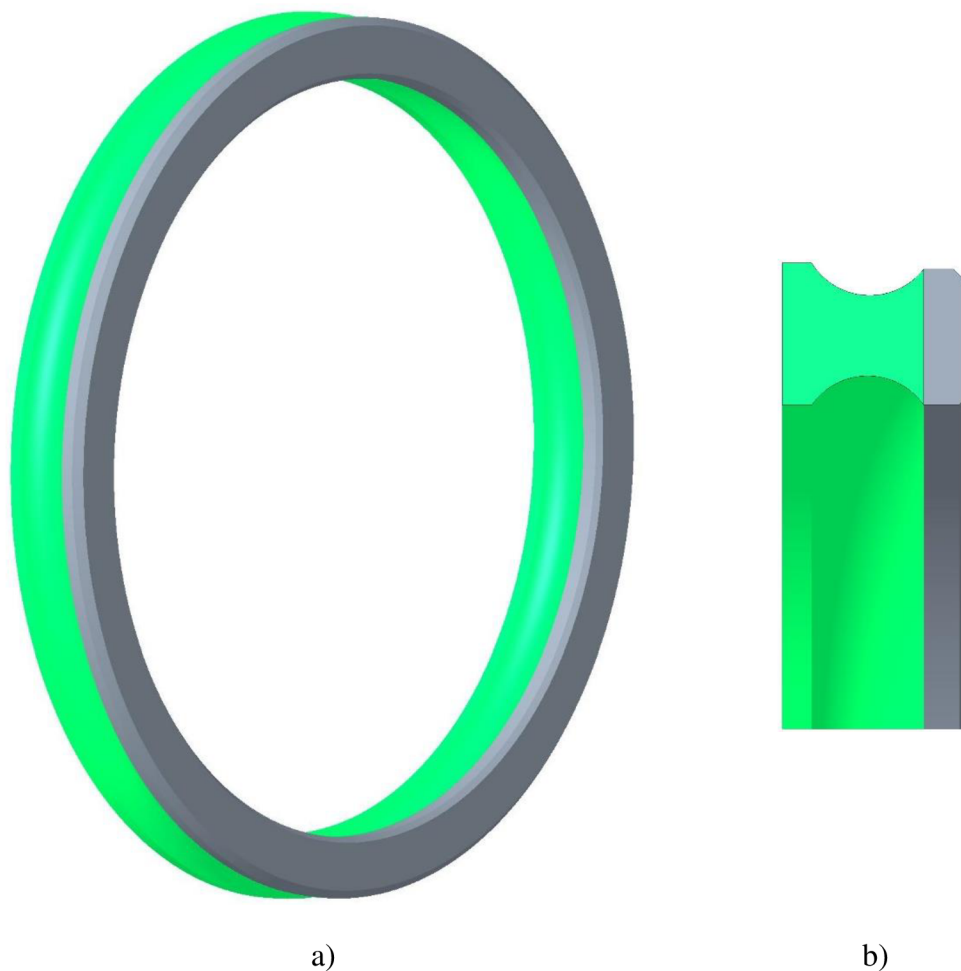
Obr. 6.8 Model krycího víka: a) obecný pohled, b) zobrazení v řezu

O-kroužek ve víku má vnitřní průměr 116 mm, vnější průměr 137,8 mm a šířka činí 8,65 mm. Jak již bylo řečeno, O-kroužek slouží jako doraz při axiálním pohybu náboje v přírubě. K tomu sice dochází velmi zřídka, i přesto je potřeba, aby byl kroužek vyroben z odolnějšího materiálu. Jeho výměna totiž z důvodu náročné demontáže a montáže přichází v úvahu pouze při generální opravě spojky.

## 6.7 DORAZOVÝ KROUŽEK

Dorazový kroužek, nebo také tlumič rázů, slouží jako doraz při pohybu náboje ve spojce. Při axiálním pohybu či naklápění náboje je nežádoucí, aby do sebe narážely dvě napevno uchycené kovové součásti. Dorazový kroužek se skládá ze dvou částí, a to pryžové, na obr. 6.9 zobrazena zeleně, a kovové, na obr. 6.9 zobrazena šedě. Pryžová část je připevněna ke kovové části pomocí vulkanizace. Kovová část je v těsném kontaktu s ozubením na přírubě spojky, na pryžovou část je následně přitlačen středový kroužek a dochází k mírnému stlačení pryže.

Při nárazu ozubení na náboji s kovovou částí dorazového kroužku tak nedochází k tvrdému nárazu, ale pryžová část umožní plynulou deformaci a z většiny pohltní tento náraz. Navíc nedochází k velkému opotřebení jak kovové, tak pryžové části. Vnější průměr kroužku je 166 mm a vnitřní průměr má hodnotu 142 mm. Šířka obou částí je 16 mm, přičemž kratší kovová část má šířku pouze 4 mm. Kovová je vyrobena z materiálu dle normy ČSN EN 10083-1.



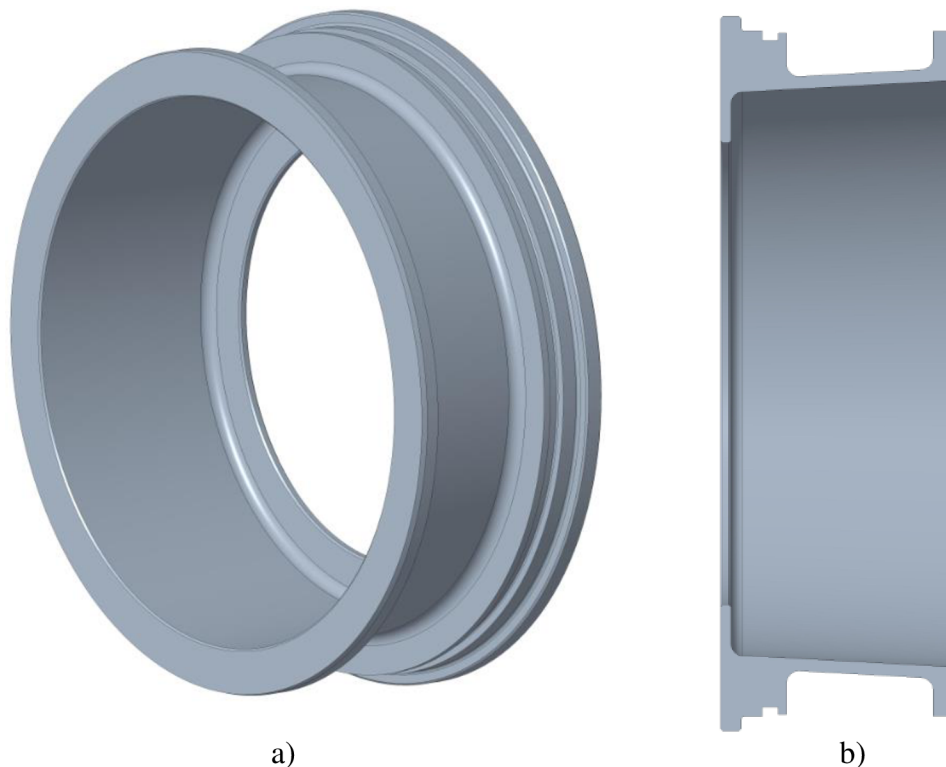
Obr. 6.9 Model dorazového kroužku: a) obecný pohled, b) zobrazení v řezu

## 6.8 STŘEDOVÝ KROUŽEK

Primárním účelem tohoto kroužku je zamezení axiálnímu pohybu dorazovému kroužku. Jedna strana tedy tvoří opěrnou plochu pro pryžovou část dorazového kroužku, druhou stranou se tyto kroužky opírají navzájem o sebe. Z toho důvodu je kroužek opatřen výstupkem, který zapadá do drážky v přírubě. Pokud by zde nebyl, tak by při nárazu náboje docházelo k posunu obou středových kroužků a ke stlačení obou dorazových kroužků, což je nežádoucí. Taktéž je vybaven drážkou pro O-kroužek, který slouží k utěsnění vnitřního mazacího prostoru. Při dotažení obou polovin pomocí šroubů by v místech ležících dále od šroubového spoje mohlo docházet k drobnému úniku maziva, jedná se tedy o preventivní opatření, které této situaci zabrání.

Tento kroužek je navržen a vyroben tak, aby měl co nejmenší hmotnost a zabíral co nejméně místa. V pravé části je drobné zesílení z důvodu, že se o tuhle plochu opírá dorazový kroužek. V levé části je šířka podstatně větší, jelikož je v tomto místě nutné vyrobít drážku pro umístění O-kroužku.

Výroba taktéž probíhá pomocí zápusťkového kování a následného obrobení povrchů. Materiálem je běžná uhlíková ocel S355J2, neboli 11 503. [18]



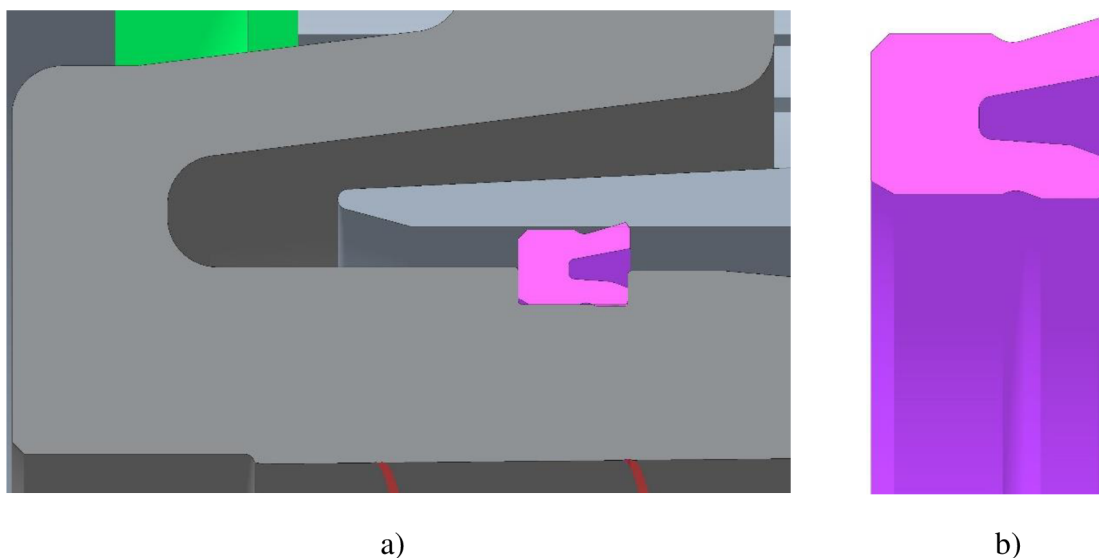
Obr. 6.10 Model středového kroužku: a) obecný pohled, b) zobrazení v řezu

## 6.9 TĚSNĚNÍ

Těsnění se nachází mezi nábojem a krycím víkem, kde je nepohyblivě umístěno v drážce ležící na náboji spojky. Do této drážky je těsnění nalisováno, a to z důvodu jeho rovnoměrného roztažení po celém obvodu v průběhu montáže. Jedná se o stěžejní součást celé spojky, která zabraňuje úniku maziva ze spojky a současně zamezuje vniknutí nečistot do maziva. Těsnění musí pracovat v širokém rozsahu teplot a musí být dostatečně odolné s vysokou životností. Při pohybu náboje v přírubě dochází k jeho deformaci ve všech směrech a jsou tedy kladeny vysoké požadavky na materiál těsnění. Porucha těsnění a únik maziva je také jednou z nejčastějších závad, ke které dochází za provozu vozidla.

Pro tento konkrétní případ bylo zvoleno těsnění od výrobce SKF. To splňuje veškeré náležitosti, které jsou pro tento případ požadovány. Vnitřní průměr těsnění má hodnotu 92 mm a byl zvolen tak, aby těsnění po montáži svou vrchní část tlačilo na krycí víko. Z toho důvodu je tedy nezbytné, aby byla zajištěna dostatečně malá drsnost povrchu. Při pohybu těsnění po víku by ostrá část těsnění zadržovala o drsný povrch víka a docházelo by k rychlému opotřebení těsnění. Ostrá hrana je zde také z důvodu stírání přebytečného maziva, které může ulpívat na vnitřní straně víka. Vnější průměr pak má hodnotu 104 mm a šířka činí 9 mm. Rozsah pracovních teplot může být dle potřeby od  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Použitý materiál pro tento typ těsnění je ECOPUR, což je termoplastický polyuretanový elastomer. Mezi jeho hlavní výhody patří právě velmi dobrá otěruvzdornost, dále také vysoká pevnost a odolnost proti přetrhání. [19]





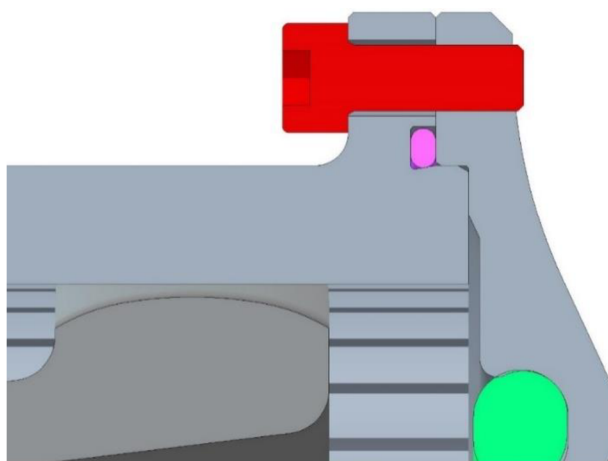
Obr. 6.11 Model těsnění: a) umístění v sestavě, b) zobrazení v řezu

## 6.10 SPOJOVACÍ MATERIÁL

### 6.10.1 ŠROUBY ISO4762–M6×16

Šrouby s vnitřním šestihranem M6×16 byly zvoleny dle standardů IGW pro upevnění víka spojky k přírubě. Bylo použito celkem 8 šroubů s třídou pevnosti 10.9. Délka závitu činí 8 mm, stoupání je standardní s velikostí 1 mm. Jak lze vidět na obr. 6.12, upevnění je řešeno tak, že šroub prochází přírubou a ve víku je vyřezán závit. Tím dochází ke spojení bez použití matic či podložek. Z toho důvodu je na šroub nanesen zajišťovací produkt Loctite 243, jedná se o lepidlo, které má na starost zajištění šroubu při vibracích nebo nárazech náboje do krycího víka spojky. Tento prostředek je možné použít v rozsahu teplot od  $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ , což s dostatečnou rezervou splňuje provozní rozsah teplot u této konkrétní spojky. [20]

Utahovací moment byl dle třídy pevnosti šroubu 10.9 a koeficientu tření 0,12 zvolen 16 Nm. Dále byla použita povrchová úprava šroubu, a to GEOMET 500. Jedná se o antikorozi zinkový povlak, který navíc napomáhá ke konzistentnímu utahování šroubu v průběhu provozu. Tloušťka nanesené vrstvy povlaku se pohybuje v intervalu 8–12  $\mu\text{m}$  a koeficient tření leží v intervalu 0,12–0,18. [20]

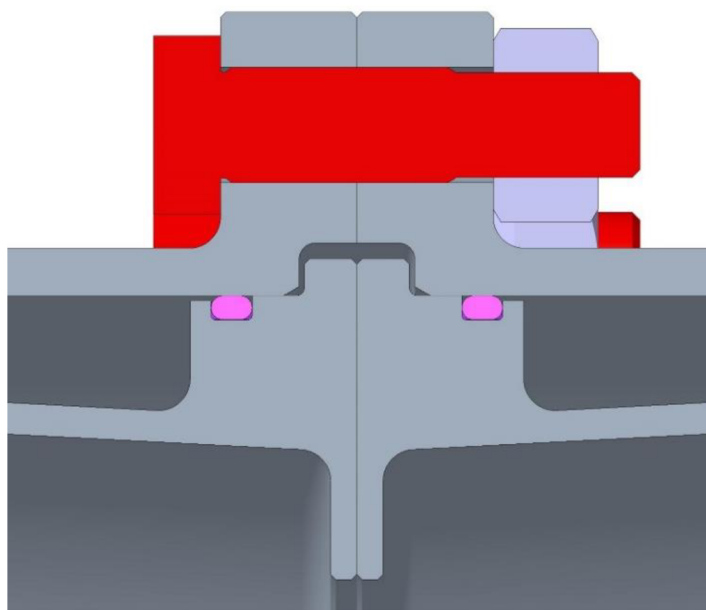


Obr. 6.12 Detailní pohled upevnění víka k přírubě spojky

### 6.10.2 ŠROUBY DIN609–M10×40 A MATICE ISO7042–M10

Jedná se o hlavní spojovací materiál, kterým jsou k sobě spojeny obě poloviny spojky. Z toho důvodu je u tohoto spoje již potřeba provést kontrolní výpočet, a to na statickou bezpečnost a proklouznutí šroubového spoje. Je použito celkem 12 šestihranných lícovaných šroubů s dlouhým závitem a třídou pevnosti 10.9. Stoupání činí 1,5 mm, délka šroubu je 40 mm a délka závitu následně 17,5 mm. [20]

K upevnění spoje dochází pomocí dotažení samojistné matice ISO7042–M10. Výhodou tohoto typu matice je, že i přes vibrace a velké namáhání působící na spoj není potřeba použít podložku. Utahovací moment byl dle třídy pevnosti šroubu 10.9 a koeficientu tření 0,12 zvolen 71 Nm. Povrchová úprava šroubu i matice je opět GEOMET 500. [20]

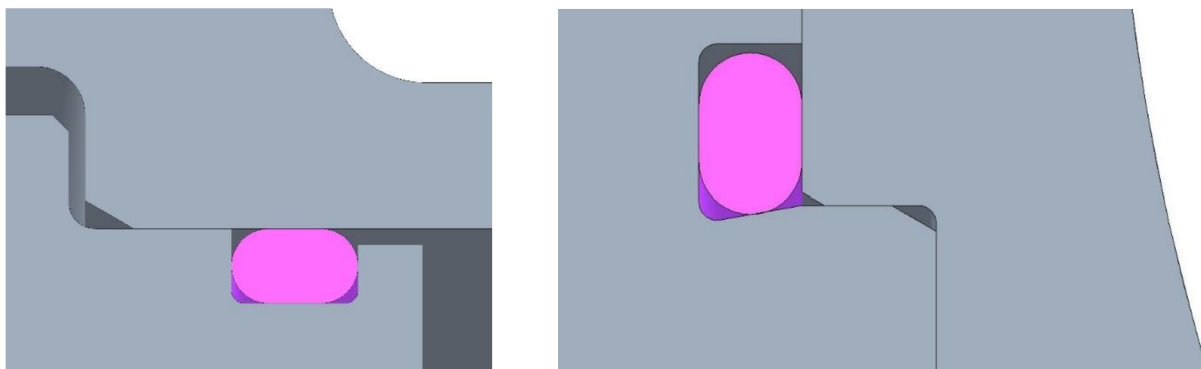


Obr. 6.13 Detailní pohled na spojení dvou polovin spojky

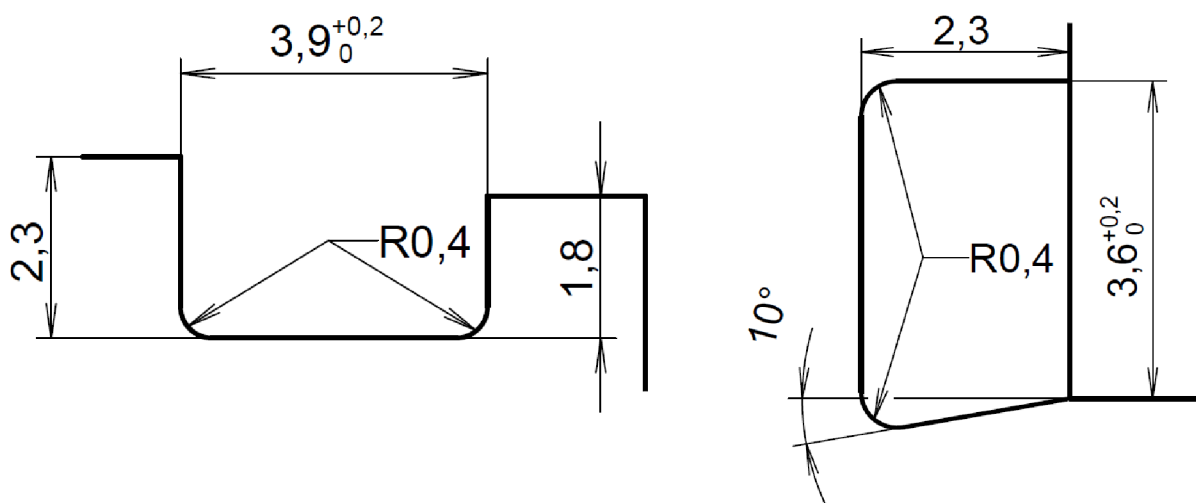
### 6.11 TĚSNICÍ MATERIÁL

Kromě již zmíněného hlavního těsnění, o kterém již bylo řečeno v kapitole 6.9, se jako těsnicí materiál ve většině případů používají O-kroužky. Ty musí splňovat několik kritérií jako např.: použitý materiál, typ maziva a provozní teploty. V závislosti na kombinaci těchto faktorů se životnost O-kroužků pohybuje v rozmezí 8–10 let. Tvrdost kroužků se pohybuje v rozmezí 70–80 ShA, která udává tvrdost u gumových a polymerních materiálů. Číslo 1 značí nejměkčí materiály, číslo 100 naopak nejtvrďší. [21]

Pro tento konkrétní případ byly použity dva typy těsnicích O-kroužků, a to O-kroužek 160×3-N DIN 3771 a O-kroužek 172×3-N DIN 3771. Prvně zmíněný slouží k utěsnění prostoru mezi středovým kroužkem a přírubou, jelikož by mazivo mohlo unikat přes hlavní spoj. Lze si povšimnout drobné mezery mezi středovým kroužkem a přírubou, která umožňuje přísun maziva, a tím zajišťuje větší životnost kroužku. Druhý O-kroužek má na starosti utěsnění víka a příruby spojky. Jedná se o axiální těsnění, z čehož je patrná zkosená drážka na obr. 6.14 vpravo. [21]



Obr. 6.14 Detailní pohled na použité těsnicí O-kroužky



Obr. 6.15 Rozměry drážek pro oba těsnicí O-kroužky

## 6.12 MAZIVO

Nedílnou součástí konstrukce je i správné použití maziva. Každý zákazník má možnost volby vlastního maziva, je však vhodné použít jeden z typů maziv, které doporučuje podle své interní normy firma IGW. Maziva byla firmou IGW testovaná a vyhodnocovaná při zatížení v provozu. Jedná se jak o oleje, tak i tuky. Z předchozí konstrukce je patrné, že mnou navrhovaná spojka je mazána tukem, přičemž je možné použít následující tři alternativy od různých výrobců. [22]

### 6.12.1 TEXACO

Tab. 6.2 Základní parametry maziva TEXACO [22]

Provozní teplota [°C]	-30 ÷ 120
Kinematická viskozita při 40 °C [mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	612 ÷ 748
Kinematická viskozita při 100 °C [mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	25
Separace tuku v důsledku odstředivých sil [%]	< 3
Barva	Hnědá

První typ tuku je od výrobce TEXACO, zároveň se jedná o nejpreferovanější typ. Jeho základní složku tvoří lithiová pasta, skládající se z lithiových solí a mastných kyselin, a zahušťovadla na bázi polymerů. Výhodou tohoto typu maziva je odolnost vůči separaci v důsledku odstředivých sil, o kterých bylo řečeno v kapitole 3.3.6. Dalšími výhodami jsou např.: dlouhé servisní intervaly, voděodolnost, ochrana proti korozi a snížení opotřebení ozubení. [22] Základní parametry maziva jsou v tab. 6.2. Tento typ maziva je použit v případě mnou navrhované spojky.

### 6.12.2 MOBILGREASE

Tab. 6.3 Základní parametry maziva Mobilgrease [22]

Provozní teplota [°C]	-29 ÷ 121
Kinematická viskozita při 40 °C [mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	680
Kinematická viskozita při 100 °C [mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	39
Separace tuku v důsledku odstředivých sil [%]	0
Barva	Tmavě Hnědá

Jedna z dalších možných alternativ pochází od výrobce Mobilgrease. Jeho základní složkou je také lithiová pasta, navíc však obsahuje velké množství přidaných aditiv. Účinek aditiv je pak aktivován zvýšenou teplotou. Aditiva zejména zlepšují jeho viskozitu za vysokých teplot a téměř zde neexistuje separace tuku v důsledku odstředivých sil. Dále je tento typ vhodný pro ozubení vystavena velmi vysokému tlaku, přičemž tento tuk dokáže snižovat opotřebení ozubených kol. Mezi další výhody dále patří menší úniky maziva při provozu, delší intervaly pro výměnu maziva, z čehož vyplývají také nižší náklady na údržbu, dobrá antikorozi ochrana, a také vysoká stabilita za vysokých teplot. [22] Základní parametry maziva jsou v tab. 6.3.

### 6.12.3 SHELL

Tab. 6.4 Základní parametry maziva Shell [22]

Provozní teplota [°C]	-30 ÷ 120
Kinematická viskozita při 40 °C [mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	700
Kinematická viskozita při 100 °C [mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	34
Separace tuku v důsledku odstředivých sil [%]	0
Barva	Tmavě Hnědá

Poslední alternativu tuku dodává výrobce Shell. Jeho vlastnosti a složení jsou velmi podobné předchozím dvěma typům. Jeho hlavní využití je však zejména u spojek s velmi vysokými otáčkami, kde i při extrémních odstředivých silách dokáže odolávat separaci. [22] Základní parametry maziva jsou v tab. 6.4.

#### 6.12.4 VÝPOČET MNOŽSTVÍ MAZIVA

Pro výpočet množství maziva byl stanoven následující zjednodušený výpočet. Nejprve si v programu Creo vytvoříme v modelu sestavy pomocnou geometrii, viz obr. 6.16. Tím nám vzniknou dva pravouhlé lichoběžníky, jeden menší a jeden větší. Rozměry byly voleny s ohledem na rozměry spojky, aby vznikl dostatečně velký prostor pro nanesení vrstvy maziva. Nejprve je tedy potřeba vypočítat objem vzniklého tělesa, jedná se o objem vzniklý rotací obou lichoběžníků.

$$D_{1V} = 169 \text{ mm}$$

$$D_{2V} = D_{1M} = 144 \text{ mm}$$

$$D_{3V} = D_{2M} = 134 \text{ mm}$$

$$L_V = 72 \text{ mm}$$

$$D_{3M} = 127 \text{ mm}$$

$$L_M = 52,7 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} V_1 &= \left[ \left( \frac{\pi \cdot D_{1V}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{3V}^2}{4} \right) + \left( \frac{\pi \cdot D_{1V}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{2V}^2}{4} \right) \right] \cdot L_V \cdot \frac{1}{2} \\ &+ \left[ \left( \frac{\pi \cdot D_{1M}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{3M}^2}{4} \right) + \left( \frac{\pi \cdot D_{1M}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{2M}^2}{4} \right) \right] \cdot L_M \cdot \frac{1}{2} \\ &= \left[ \left( \frac{\pi \cdot 169^2}{4} - \frac{\pi \cdot 134^2}{4} \right) + \left( \frac{\pi \cdot 169^2}{4} - \frac{\pi \cdot 144^2}{4} \right) \right] \cdot 72 \cdot \frac{1}{2} \\ &+ \left[ \left( \frac{\pi \cdot 144^2}{4} - \frac{\pi \cdot 127^2}{4} \right) + \left( \frac{\pi \cdot 144^2}{4} - \frac{\pi \cdot 134^2}{4} \right) \right] \cdot 52,7 \cdot \frac{1}{2} \\ &= 673\,972 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (1)$$

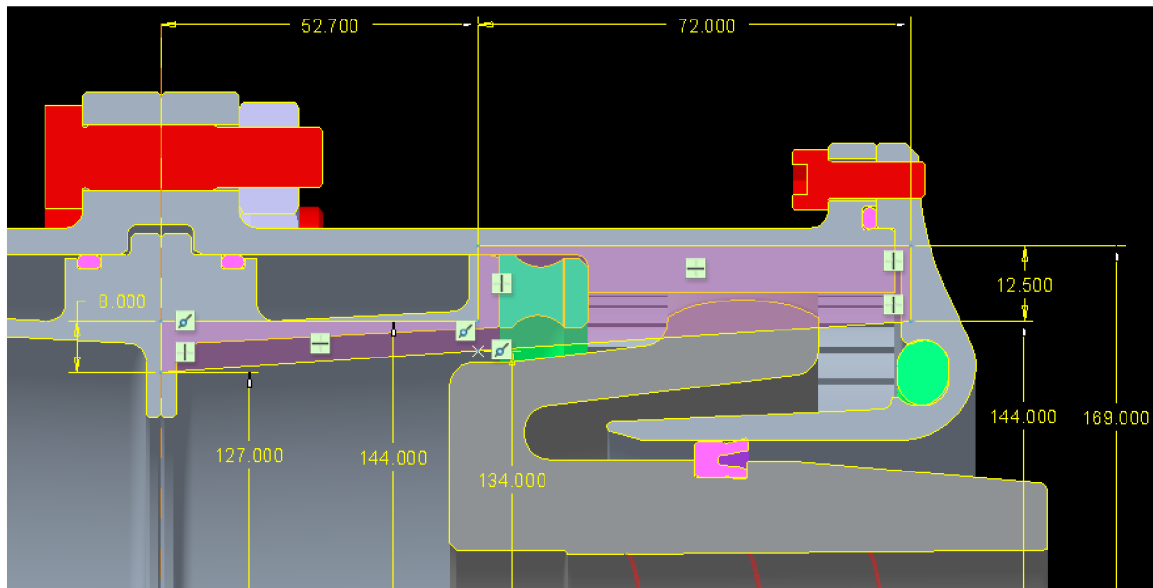
kde:	$V_1$	[mm <sup>3</sup> ]	- objem tělesa vzniklého rotací obou lichoběžníků
	$D_{1V}$	[mm]	- velký průměr většího lichoběžníku
	$D_{2V}$	[mm]	- střední průměr většího lichoběžníku
	$D_{3V}$	[mm]	- malý průměr většího lichoběžníku
	$L_V$	[mm]	- délka většího lichoběžníku
	$D_{1M}$	[mm]	- velký průměr menšího lichoběžníku
	$D_{2M}$	[mm]	- střední průměr menšího lichoběžníku
	$D_{3M}$	[mm]	- malý průměr menšího lichoběžníku
	$L_M$	[mm]	- délka menšího lichoběžníku

V následujícím kroku z již vypočítaného objemu odečteme objem tělesa na obr. 6.17, který je zjištěn za pomoci programu Creo. Tím nám vznikne objem, do kterého je možné nanést mazivo.

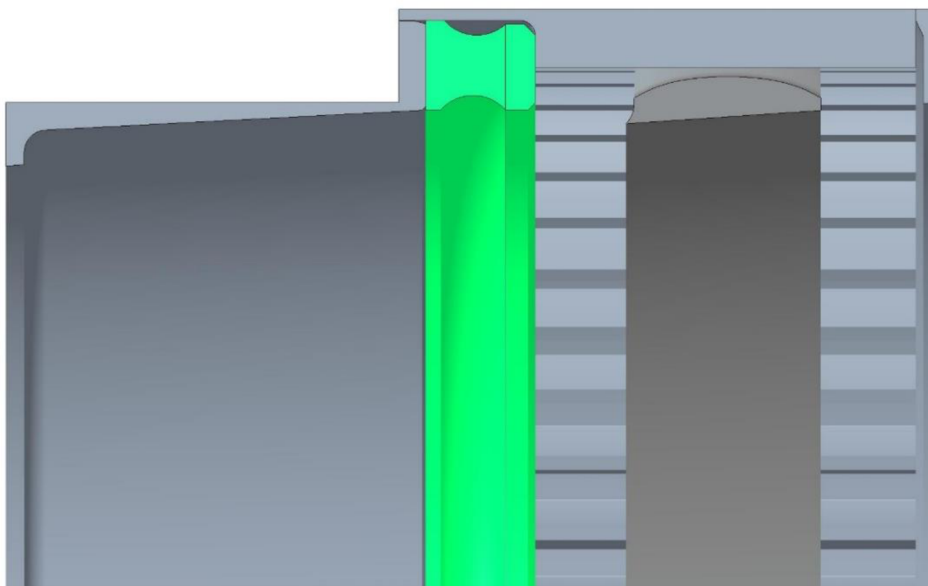
$$V_2 = 395\,044 \text{ mm}^3$$

$$V_C = V_1 - V_2 = 673\,972 - 395\,044 = 278\,928 \text{ mm}^3 = 0,279 \text{ l} \quad (2)$$

kde:	$V_C$	[mm <sup>3</sup> ]	- celkový objem maziva
	$V_2$	[mm <sup>3</sup> ]	- objem rotačního tělesa zjištěný z obr. 6.17



Obr. 6.16 Pomocný náčrt v prostředí Creo pro výpočet množství maziva



Obr. 6.17 Pomocná geometrie pro výpočet množství maziva

Jelikož se jedná o tuk, je vhodné výslednou hodnotu převést na kilogramy. Hustota tuku použitého pro tuto spojku je  $930 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

$$m_M = \rho \cdot V_C = 930 \cdot 0,000279 = 0,259 \text{ kg} \quad (3)$$

kde:  $m_M$  [kg] - hmotnost maziva  
 $\rho$  [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ] - hustota maziva

K výsledné hodnotě je na závěr možné dopsat tolerance podle provozních podmínek, ve kterých je spojka provozována. Lze si také povšimnout, že tvarování středového kroužku je uzpůsobeno tak, že po nanesení maziva a následné rotaci spojky se mazivo vlivem odstředivých sil pohybuje směrem k ozubení, což je situace, která zajišťuje lepší mazání ozubení.

## 7 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

V následujících kapitolách jsou počítány některé klíčové komponenty, u kterých je potřeba ověřit jejich pevnost či životnost. Výpočty jsou provedeny buď analyticky nebo numericky v programu Ansys Workbench. Pokud by u některé z následujících součástí došlo k porušení, mohlo by v krajním případě dojít až k destrukci spojky a okamžitému zastavení vlaku. Za žádných okolností by však nemělo dojít k přímému ohrožení cestujících. Výpočty jsou prováděny v pořadí, ve kterém postupuje krouticí moment od vstupní hřídele přes jednotlivé komponenty. U výpočtů, které jsou provedeny analyticky, se vychází z knihy Konstruování strojních součástí [23].

### 7.1 VÝPOČET LISOVANÉHO SPOJE

Jedná se o tzv. shrink fit, který byl již popsán v předchozích kapitolách. Při lisování hřídele do náboje vzniká uložení s přesahem a hřídel tudíž neustále vyvíjí tlak na náboj spojky. Je proto potřeba provést pevnostní výpočet, který je nezbytný k zajištění bezpečného provozu. Zároveň je však potřeba zajistit, aby byl přesah dostatečně velký a zvládnul přenést požadovaný moment.

#### 7.1.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

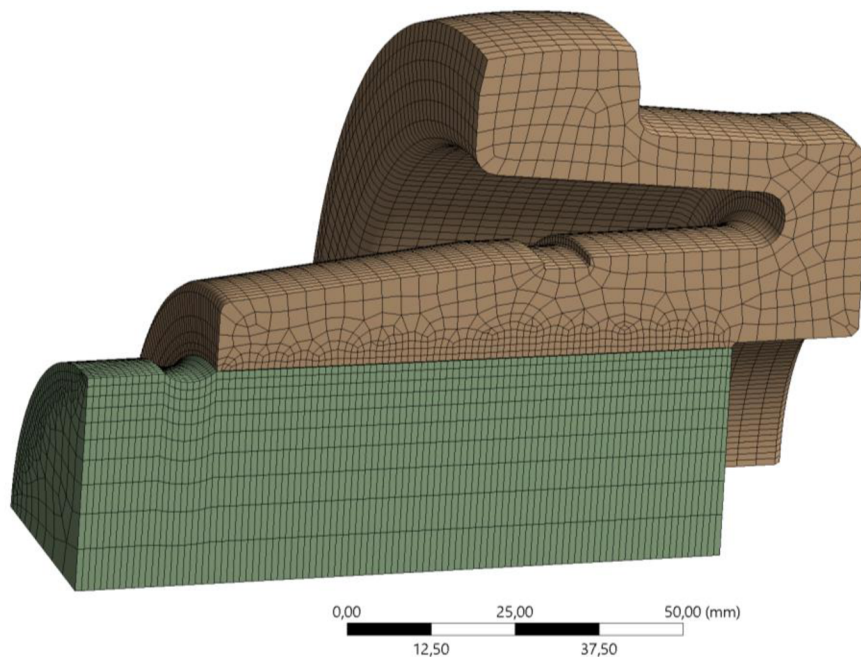
Vstupními parametry pro následující výpočet jsou tolerance díry náboje  $68^{+0,015}_{-0,004}$  a tolerance hřídele  $68 \times 6^{+0,165}_{+0,146}$ . Toleranční pole obou součástí se tudíž nachází v intervalu 0,019 mm. Z následujících hodnot je patrné, že se jedná o zaručené uložení s přesahem, přičemž minimální hodnota přesahu je 0,131 mm a maximální hodnota přesahu je rovna 0,169 mm. Pevnostní výpočet bude probíhat s větší hodnotou přesahu, přičemž lze konstatovat, že této maximální hodnoty bude ve skutečnosti dosaženo pouze v mizivém počtu případů, tudíž tato hodnota již obsahuje jistou bezpečnost. [23]

Samotný výpočet napětí byl proveden v programu Ansys Workbench. Nejprve byl pro potřeby výpočtu vytvořen čtvrtinový model sestavy hřídele s nábojem. Některé prvky, jako například ozubení, mohly být zjednodušeny, jelikož v této analýze nehrají důležitou roli. Náboj byl vy-modelován s nejmenší hodnotou průměru díry, což se rovná 67,996 mm. Hřídel byla naopak modelována s největší hodnotou průměru, čemuž odpovídá 68,165 mm. Po následném vytvoření sestavy hřídel zasahuje do náboje s přesahem 0,0845 mm, jelikož musíme uvažovat polovinu z celkového přesahu. Toho se s výhodou využije při následném výpočtu, kdy je Ansys rovnou schopen vypočítat napětí z tohoto průniku dvou těles. Vlastnosti materiálu použitého pro náboj i hřídel jsou totožné a jsou zobrazeny v následující tabulce.

Tab. 7.1 Základní mechanické vlastnosti použitého materiálu [18]

Hustota materiálu [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	Modul pružnosti v tahu [GPa]	Poissonova konstanta [-]
7 850	190	0,29

Prvním krokem je vytvoření sítě modelu, která byla vytvořena pomocí metody *Sweep* o základní velikosti prvku 5 mm. Byly použity výhradně kvadratické *Hexa* prvky. Dále bylo provedeno zjemnění v místech, kde dochází ke kontaktu náboje a hřídele. Velikost prvků v místě kontaktu byla stanovena na 1 mm, viz obr. 7.1. Výslednou velikost sítě tvoří 59 670 elementů s celkem 267 337 uzly.

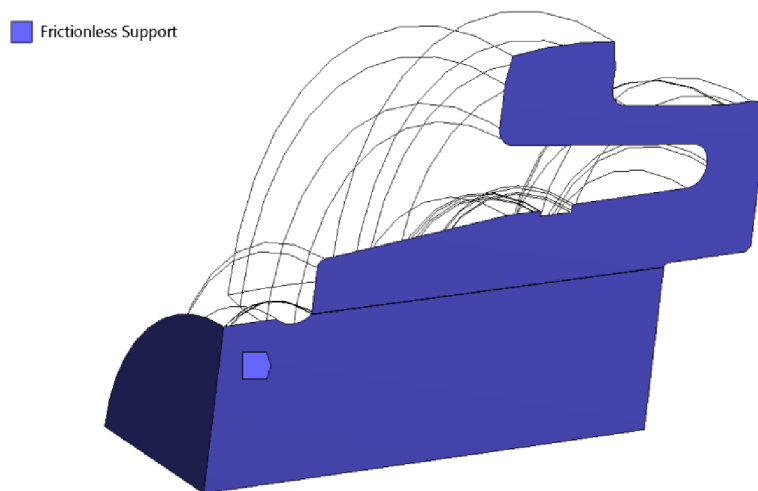


Obr. 7.1 Síť modelu použitá při výpočtu lisovaného spoje

Nyní je možné stanovit okrajové podmínky pro daný typ úlohy. Nejprve je nutné zajistit symetrii tělesa, tudíž na všechny symetrické plochy byla aplikována vazba *Frictionless support*, která je pro tyto účely ideální volbou. Jak již bylo řečeno, Ansys je schopen při zvolené penetraci vypočítat hodnotu tlaku působící mezi dvěma tělesy a je schopen dopočítat ekvivalentní napětí jak na náboji, tak na hřídeli. Penetrace v prostředí Ansys má hodnotu 0,0845 mm, což přesně odpovídá reálné hodnotě přesahu. Vazba mezi tělesy byla zvolena *Frictional* s koeficientem tření 0,18, který odpovídá reálnému tření mezi nábojem a hřídelí. Popsané prvky je možné pozorovat na následujících obrázcích.

Name	Contact Side	Type	Status	Number Contacting	Penetration (mm)	Gap (mm)	Geometric Penetration (mm)	Geometric Gap (mm)
Frictional - HRIDEL To NBOJ0	Contact	Frictional	Inactive	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Frictional - HRIDEL To NBOJ0	Target	Frictional	Closed	5104,	8,4501e-002	0,	8,4501e-002	1,3998e-002

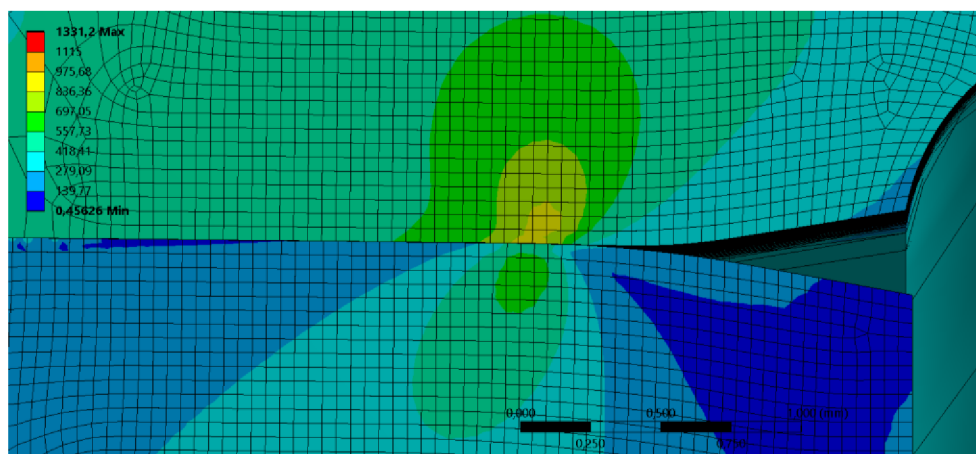
Obr. 7.2 Vstupní informace pro výpočet kontaktní úlohy



Obr. 7.3 Drátový model náboje a hřídele s okrajovými podmínkami



Posledním krokem je samotný výpočet napětí. Nejprve však bylo potřeba se zamyslet nad velikostí prvků a konvergencí úlohy. Napětí po délce kužele zkonvergovalo velmi rychle a pro hodnotu blízké realitě stačila velikost elementu 1 mm, viz tab. 7.2. Na okrajích ovšem vznikalo vysoké napětí, i přesto, že zde nejsou ostré hrany, ale zaoblené přechody. Z toho důvodu bylo v okrajích provedeno zjemnění sítě až na hodnotu 0,05 mm a napětí stále rostlo. Po tomto kroku tedy mohlo být rozhodnuto, že se jedná o singularitu, a tudíž je možné tohle vysoké napětí v okrajích ignorovat. Je to s největší pravděpodobností způsobeno tím, že v těchto místech začíná kontakt obou součástí. Ukázka singularity je na obr. 7.4.



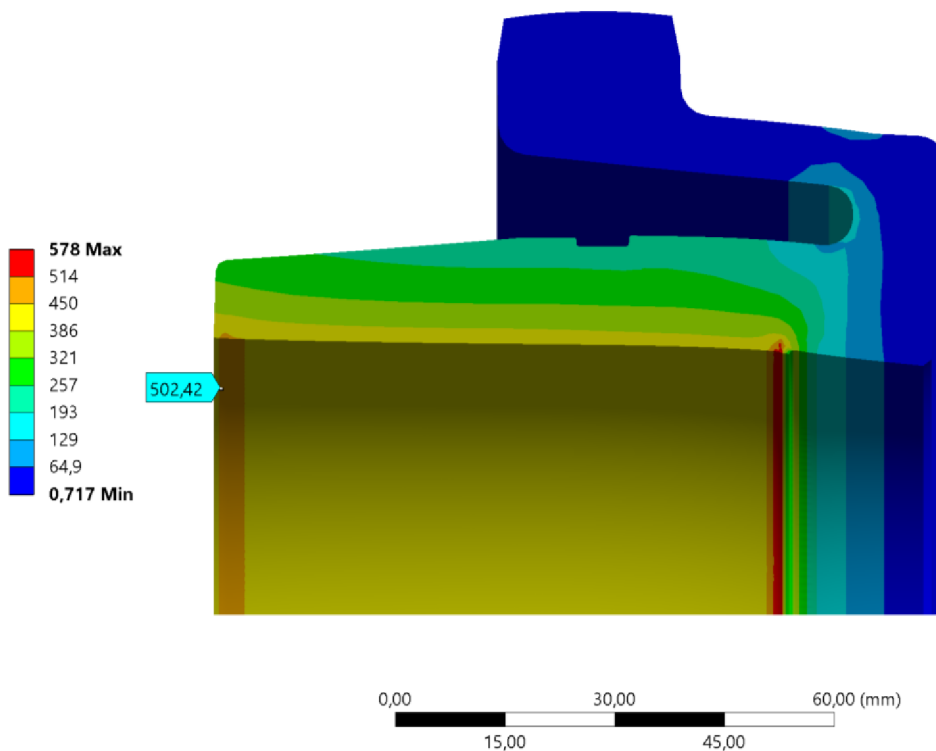
Obr. 7.4 Ukázka singularity v krajní části spoje [MPa]

Tab. 7.2 Napětí na náboji v závislosti na velikosti elementu a výpočtovém čase

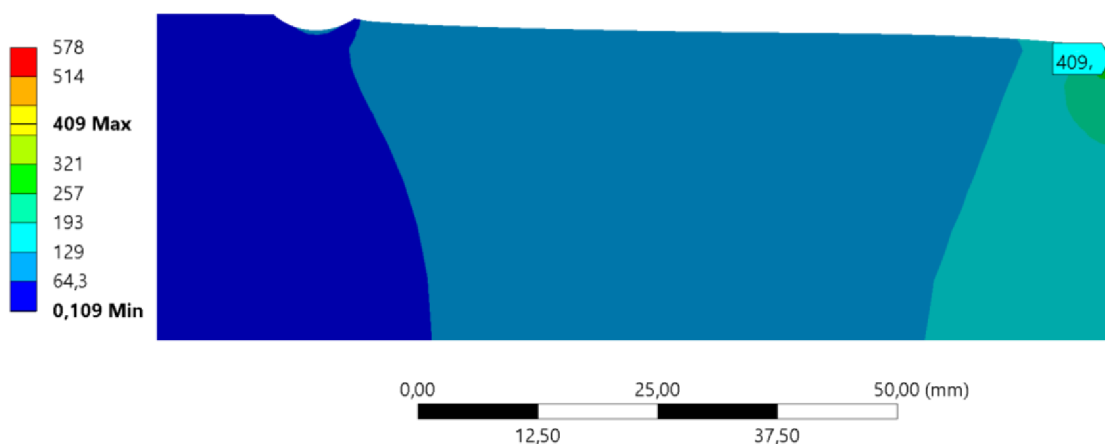
Velikost elementu v kontaktu [mm]	Napětí dle HMM [MPa]	Čas výpočtu
3	462	1 min 18 s
2	486	2 min 17 s
<b>1</b>	<b>502</b>	<b>3 min 46 s</b>
0,5	504	24 min 34 s
0,4	504	32 min 46 s
0,2	507	3 h 5 min

Jak lze vidět v předchozí tabulce, hodnota napětí postupně stoupala z hodnoty 462 MPa až na hodnotu 507 MPa, přičemž mezi velikostí elementu 1 až 0,2 mm stoupalo jen pozvolna. Při dalším zjemnění, například na hodnotu 0,1 mm, by již nedocházelo k výraznější změně napětí, naopak by neúměrně narůstal čas výpočtu. Proto jako konečná velikost elementu, vzhledem k výpočtovému času, mohla být stanovena velikost 1 mm. Pro přehlednost byly vykresleny následující výsledky ve stejném rozsahu napětí, a to z důvodu, aby je bylo možné snadněji porovnat. Taktéž byly výsledky zvětšeny pro lepší představu jejich skutečné deformace.

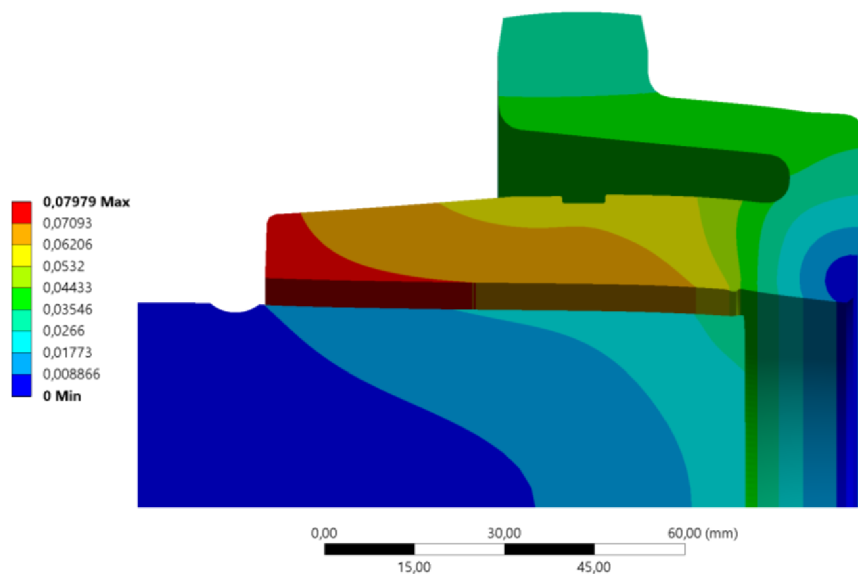
Byly vykresleny celkem čtyři výsledky, a to napětí dle HMH na každé součásti, celková deformace a kontaktní tlak. Všechny výsledky jsou zvětšeny tak, aby bylo možné lépe pozorovat deformace. Z těch je patrné, že maximální hodnota napětí, bez uvažování singularity, je rovna 502 MPa a působí na náboji. U hřídele je napětí menší, konkrétně 409 MPa. U celkové deformace se maximální hodnota nachází opět na náboji a její velikost činí 0,0798 mm, což se blíží hodnotě maximálního přesahu, která činí 0,0845 mm. Kontaktní tlak je na obou součástech stejně velký a maximální hodnota činí 470 MPa. Je ovšem opět potřeba počítat se singularitou na okrajích, proto je vypovídající průměrná hodnota tlaku, která činí 131 MPa, což odpovídá i analytickému výpočtu, viz rovnice (6). Následně je možné z těchto dosažených výsledků dopočítat bezpečnosti vůči vzniku plastické deformace.



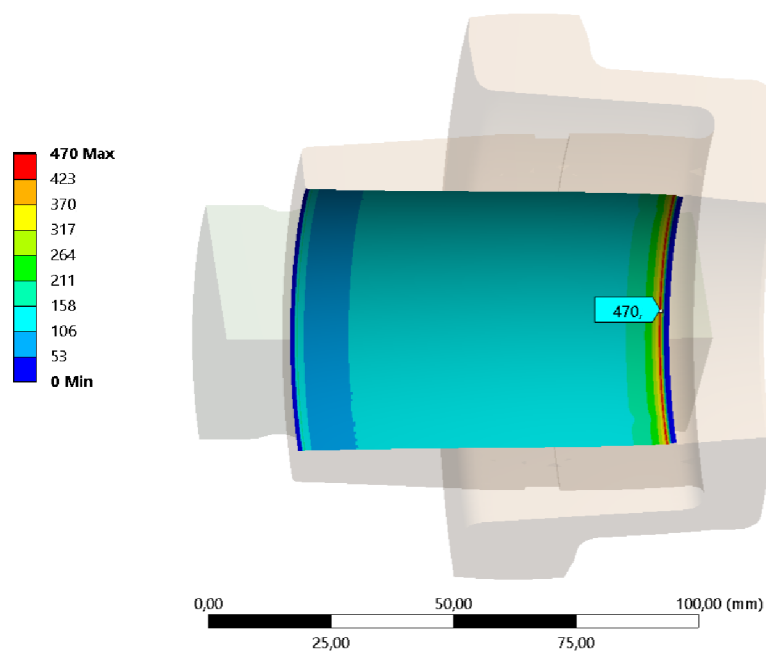
Obr. 7.5 Napětí na náboji dle HMH [MPa]



Obr. 7.6 Napětí na hřídeli dle HMH [MPa]



Obr. 7.7 Celková deformace obou těles [mm]



Obr. 7.8 Kontaktní tlak mezi tělesy po nalisování [MPa]

$$\begin{aligned}
 R_{p0,2n} &= 800 \text{ MPa} \\
 R_{p0,2h} &= 640 \text{ MPa} \\
 \sigma_{HMHn} &= 502,4 \text{ MPa} \\
 \sigma_{HMHh} &= 409 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

$$k_{pn} = \frac{R_{p0,2n}}{\sigma_{HMHn}} = \frac{800}{502,4} = 1,59 \quad (4)$$

$$k_{ph} = \frac{R_{p0,2h}}{\sigma_{HMHh}} = \frac{640}{409} = 1,56 \quad (5)$$

kde:  $R_{p0,2n}$  [MPa] - smluvní mez kluzu pro náboj  
 $R_{p0,2h}$  [MPa] - smluvní mez kluzu pro hřídel  
 $\sigma_{HMHn}$  [MPa] - maximální hodnota napětí dle HMH pro náboj  
 $\sigma_{HMHh}$  [MPa] - maximální hodnota napětí dle HMH pro hřídel  
 $k_{pn}$  [-] - bezpečnost vůči vzniku plastické deformace pro náboj  
 $k_{ph}$  [-] - bezpečnost vůči vzniku plastické deformace pro hřídel

### 7.1.2 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PŘENÁŠENÉHO MOMENTU

Posledním parametrem, který je potřeba dopočítat, je bezpečnost vůči proklouznutí hřídele. Pro tuto hodnotu je potřeba nejprve vypočítat nejmenší krouticí moment, který je hřídel schopna přenést. Počítáme zde, na rozdíl od předchozího případu, s minimální hodnotou přehřahu, při které je tlak a napětí působící na hřídel nejmenší, a tudíž je hřídel náchylnější k proklouznutí. [23]

$$\Delta r_{min} = 0,0655 \text{ mm}$$

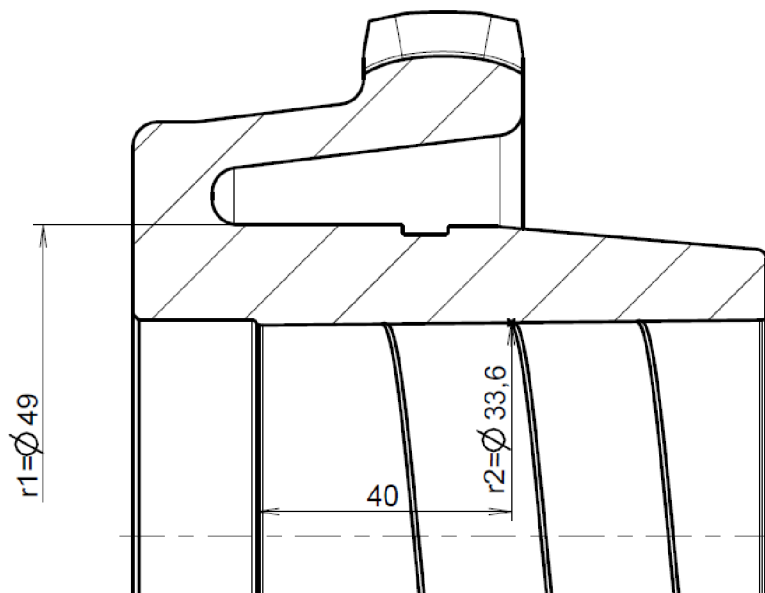
$$\Delta r_{max} = 0,0845 \text{ mm}$$

$$r_1 = 49 \text{ mm}$$

$$r_2 = 33,6 \text{ mm}$$

$$f_{nh} = 0,18$$

$$E = 190 \text{ GPa}$$



Obr. 7.9 Výchozí rozměry pro výpočet tlaku a minimálního přenášeného krouticího momentu

Výpočet kontaktního tlaku je uveden pouze pro kontrolu s numerickým řešením. Lze vidět, že i když se jedná o zjednodušený vztah, je průměrná hodnota tlaku velice blízká.

$$p_s = \frac{\Delta r_{max} \cdot E}{r_2} \cdot \left( \frac{r_1^2 - r_2^2}{2 \cdot r_1^2} \right) = \frac{0,0845 \cdot 190 \cdot 10^3}{33,6} \cdot \left( \frac{49^2 - 33,6^2}{2 \cdot 49^2} \right) = 126,6 \text{ MPa} \quad (6)$$

Jedním z dalších parametrů potřebných pro tento výpočet je i skutečná délka kontaktu náboje a hřídele při této minimální hodnotě přesahu.

$$d_h = 68 \text{ mm}$$

$$d_n = 68 \text{ mm}$$

$$l = 80 \text{ mm}$$

$$e = 1 : 50$$

$$l_{min} = l - (d_h - d_n + 2 \cdot \Delta r_{min}) \cdot e = 80 - (68 - 68 + 2 \cdot 0,0655) \cdot 50 = 73,45 \text{ mm} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} M_{kmin} &= \Delta r_{min} \cdot r_2 \cdot E \cdot \left[ 1 - \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 \right] \cdot f_{nh} \cdot l_{min} \cdot \pi \\ &= 0,0655 \cdot 10^{-3} \cdot 33,6 \cdot 10^{-3} \cdot 190 \cdot 10^9 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{33,6 \cdot 10^{-3}}{49 \cdot 10^{-3}} \right)^2 \right] \\ &\cdot 0,18 \cdot 73,45 \cdot 10^{-3} \cdot \pi = 9\,201,5 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (8)$$

kde:  $\Delta r_{min}$  [mm] - minimální hodnota přesahu  
 $\Delta r_{max}$  [mm] - maximální hodnota přesahu  
 $r_1$  [mm] - vnitřní průměr náboje (střední hodnota)  
 $r_2$  [mm] - vnější průměr náboje  
 $f_{nh}$  [-] - součinitel tření mezi nábojem a hřídelí  
 $E$  [GPa] - modul pružnosti v tahu  
 $p_s$  [MPa] - průměrný tlak působící mezi nábojem a hřídelí spojky po nalisování  
 $d_h$  [mm] - nominální průměr hřídele  
 $d_n$  [mm] - nominální průměr náboje  
 $l$  [mm] - délka kužele (pro náboj i hřídel stejná hodnota)  
 $e$  [-] - kuželovitost  
 $l_{min}$  [mm] - minimální skutečná délka kontaktu náboje a hřídele při minimální hodnotě přesahu  $\Delta r_{min}$   
 $M_{kmin}$  [Nm] - minimálně možný přenesený krouticí moment

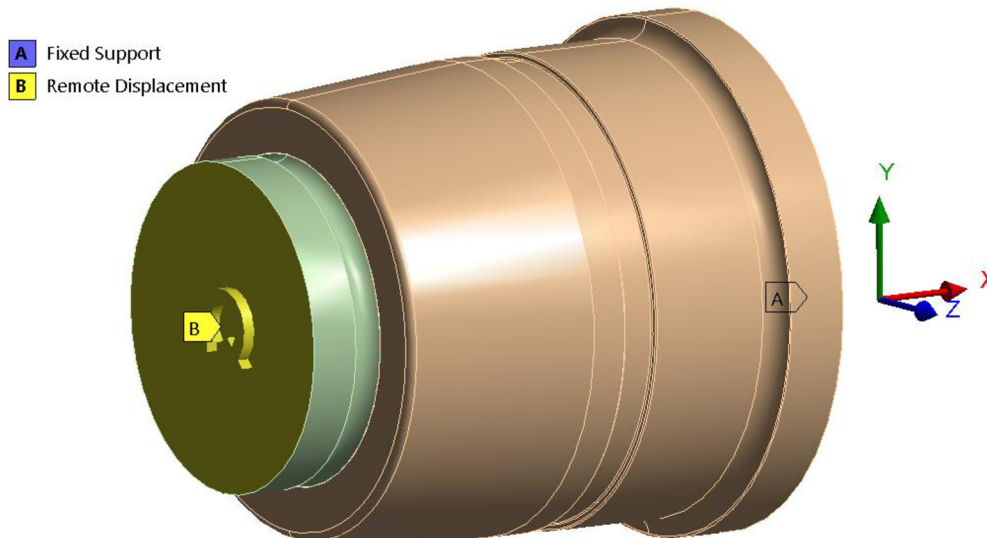
$$M_{max} = 6\,978 \text{ Nm}$$

$$k_{sh} = \frac{M_{kmin}}{M_{max}} = \frac{9\,201,5}{6\,978} = 1,32 \quad (9)$$

kde:  $M_{max}$  [Nm] - maximální moment působící ve spojce, viz tab. 6.1  
 $k_{sh}$  [-] - bezpečnost vůči proklouznutí hřídele při maximálním krouticím momentu  $M_{max}$

Tuto hodnotu je následně možné porovnat s řešením získaným v programu Ansys. Pro tuto analýzu byl vytvořen celkový model hřídele a náboje. Náboj byl patřičně zjednodušen a hřídel i náboj byly tentokrát vymodelovány tak, že hodnota přesahu je nejmenší. Bylo využito principu, kdy hřídel je zatížena deformační podmínkou pomocí vazby *Remote displacement* a náboj je napevno uchycen vazbou *Fixed support*. Díky tomuto přístupu je možné s hřídelí libovolně natáčet o určitý úhel a odečítat odpovídající hodnotu krouticího momentu. Po předchozím zkou-

mání bylo výchozí natočení stanoveno na hodnotu  $0,5^\circ$  ve směru osy  $x$  a s rozdělením do několika mezikroků. Okrajové podmínky použité pro tuto analýzu jsou ukázány na následujícím obrázku.



Obr. 7.10 Model náboje a hřídele s okrajovými podmínkami pro minimální krouticí moment

Výstupem z této analýzy jsou dva výsledky. Prvním je průběh momentu, ze kterého lze vyčíst, kdy začalo k prokluzování hřídele. Druhým výsledkem je normálová síla působící mezi hřídelí a nábojem, ze které je následně možné dopočítat odpovídající moment dle vztahu (10). [23]

$$F_N = 1\,568\,280\text{ N}$$

$$M_{kmin} = F_N \cdot r_2 \cdot f_{nh} = 1\,568\,280 \cdot 33,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,18 = 9\,485\text{ Nm} \quad (10)$$

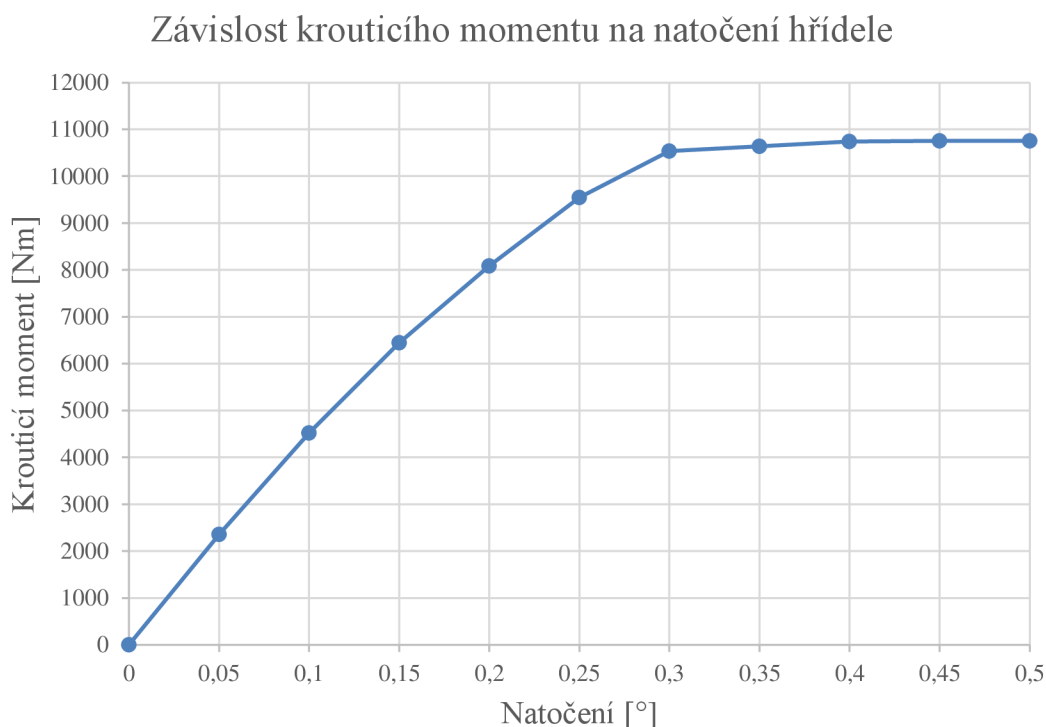
kde:  $F_N$  [N] - normálová síla mezi hřídelí a nábojem

$$k_{sh} = \frac{M_{kmin}}{M_{max}} = \frac{9\,485}{6\,978} = 1,36 \quad (11)$$

V porovnání s analytickým výpočtem je bezpečnost o trochu vyšší, a bylo tím pádem ověřeno, že spoj vyhovuje.

Na obr. 7.11 je graf, ze kterého lze pozorovat chování hřídele v závislosti na natočení. Nejprve je v čase od nuly do jedné sekundy vypočtena deformace a napětí, při minimální hodnotě přehrahu. Poté je hřídel deformačně zatížen o hodnotu  $0,5^\circ$  a pro dosažení požadovaného grafu je tento krok rozdělen do deseti mezikroků.

Moment v závislosti na natočení roste téměř lineárně, až do chvíle kdy dosáhne hodnoty  $10\,537\text{ Nm}$ , čemuž odpovídá natočení  $0,3^\circ$ . V tu chvíli je možné usoudit, že začíná docházet k prokluzu hřídele a nárůst momentu se výrazně zpomalí. Jeho velikost se poté ustálí na hodnotě přibližně  $10\,754\text{ Nm}$ , kdy je již prokluz maximální a moment tudíž nenarůstá. Důležité ovšem je, aby hřídel vůbec neprokluzoval a jeho hodnota se tedy pohybovala do velikosti  $10\,537\text{ Nm}$ , kdy je prokluz hřídele minimální.



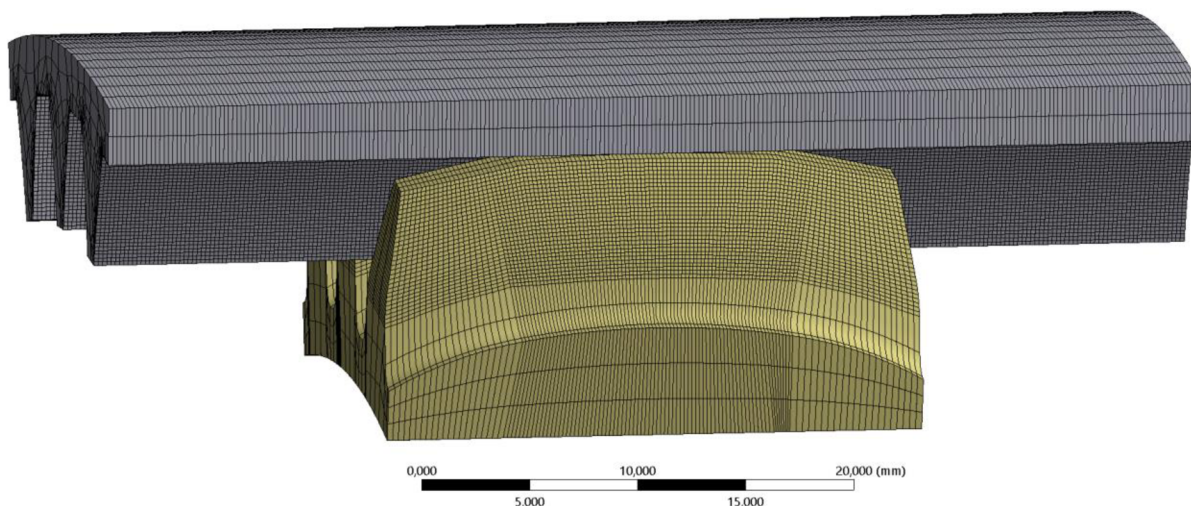
Obr. 7.11 Graf závislosti krouticího momentu na průběhu natočení hřídele

## 7.2 VÝPOČET OZUBENÍ

Ozubení je hlavním prvkem spojky, který zajišťuje přenos krouticího momentu. Je proto velmi důležité provést pevnostní výpočet. Nejdůležitějším parametrem při výpočtu je kontaktní tlak mezi zuby náboje a příruby. Výpočet bude proveden pro dva provozní stavy. Nejprve pro stav, kdy je spojka bez vychýlení a další stav, kdy je spojka vychýlena o maximální úhel, který může za provozu nastat. V mém případě má ozubení celkem 50 zubů a obě poloviny spojky jsou ekvivalentní. Nejprve je tedy nezbytné provést zjednodušení modelu tak, aby bylo možné rychleji dosáhnout uspokojivých výsledků. Z toho důvodu byl vytvořen symetrický model se třemi páry zubů na každé straně.

### 7.2.1 VÝPOČET BEZ VYCHÝLENÍ

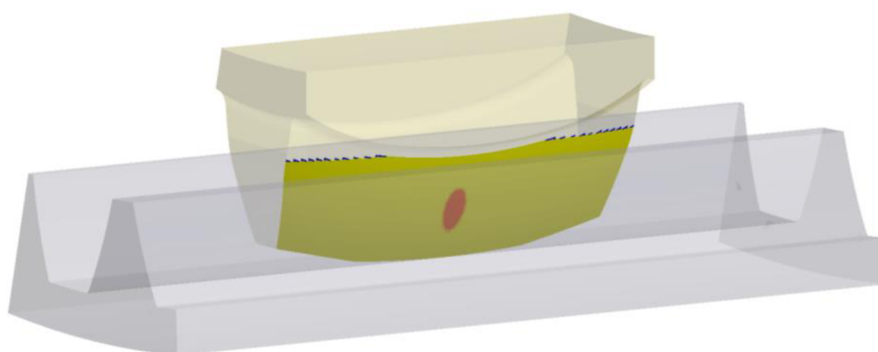
Před začátkem výpočtu je opět potřeba se zamyslet nad velikostí a typem sítě. Ukázalo se, že pro danou geometrii je nejvýhodnější použít metodu síťování *Multizone*, která s výhodou kombinuje síťovací metody *Sweep* a *Map* dle potřeby. Základní velikost sítě byla zvolena 2 mm a zjemnění pak bylo logicky provedeno na površích zubů v místě jejich kontaktu. Postupné zjemňování sítě a odpovídající hodnoty napětí jsou zobrazeny v tab. 7.3. Výsledná velikost byla zvolena 0,3 mm, pro niž také byly vykresleny výsledky. Při této velikosti se dá říct, že se již tlak ustálil na hodnotě odpovídající realitě. Také lze vidět, že při dalším zjemňování se již neúměrně prodlužoval čas výpočtu.



Obr. 7.12 Síť modelu použita při výpočtu ozubení

Tab. 7.3 Kontaktní tlak mezi zuby v závislosti na velikosti elementu a výpočtovém čase

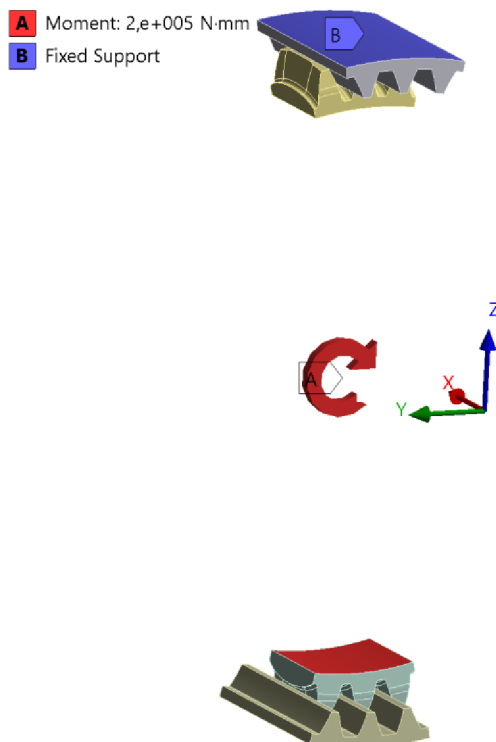
Velikost elementu v kontaktu [mm]	Kontaktní tlak [MPa]	Čas výpočtu
1	220	5 min 36 s
0,75	227	12 min 25 s
0,5	239	1 h 16 min
<b>0,3</b>	<b>245</b>	<b>2 h 13 min</b>
0,2	246	3h 23 min
0,1	248	10 h 15 min



Obr. 7.13 Místo působení kontaktního tlaku mezi zuby

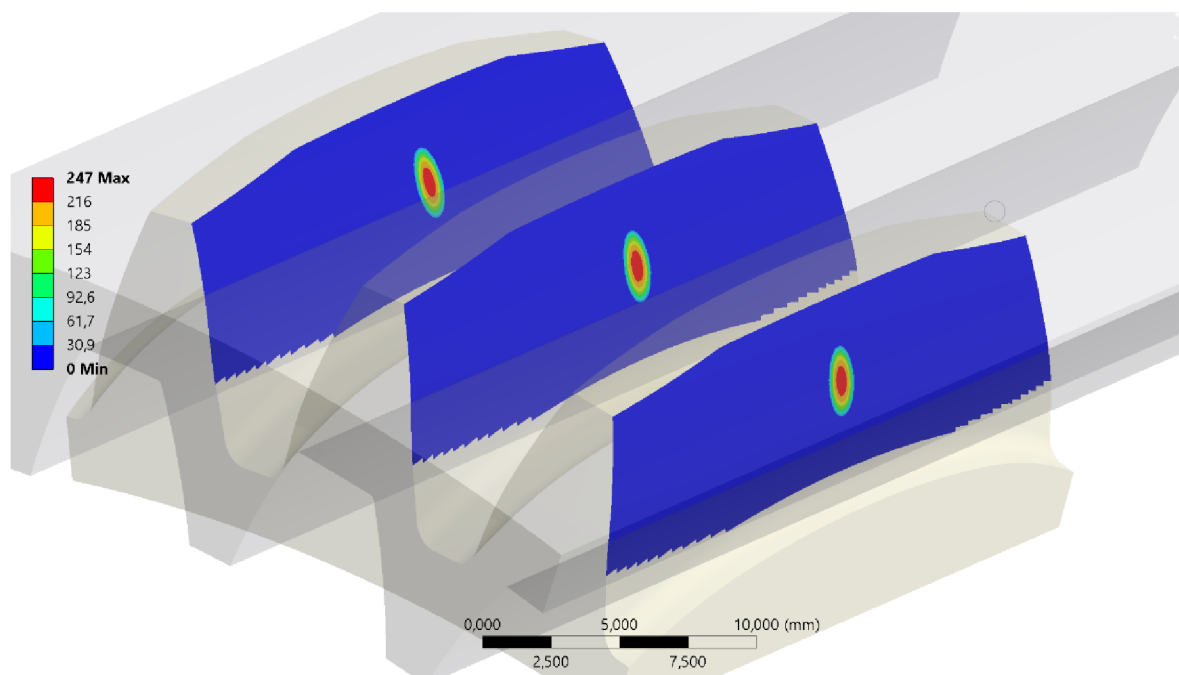
Následuje volba kontaktů a okrajových podmínek. Mezi jednotlivými zuby byla zvolena vazba *Frictional* s koeficientem tření 0,1. Poté byla na vnější stranu příruby umístěna vazba *Fixed support*. Na vnitřní stranu náboje byl aplikován moment, který nejprve musel být přepočítán pro daný počet zubů. Jelikož se vychází z hodnoty tažného momentu, který je roven 1 669 Nm, je jeho výsledná hodnota pro 6 párů zubů 200 Nm a působí ve směru osy  $x$ .





Obr. 7.14 Model ozubení s okrajovými podmínkami bez vychýlení

Nejprve byl vykreslen kontaktní tlak mezi zuby, kde je možné vidět, že tlak je rozložen symetricky. Maximální hodnota je na všech zubech stejná a její hodnota činí 247 MPa. Jelikož známe dovolený tlak, je možné z něj dopočítat bezpečnost vůči otláčení zubů.



Obr. 7.15 Kontaktní tlak mezi zuby pro tažný moment [MPa]

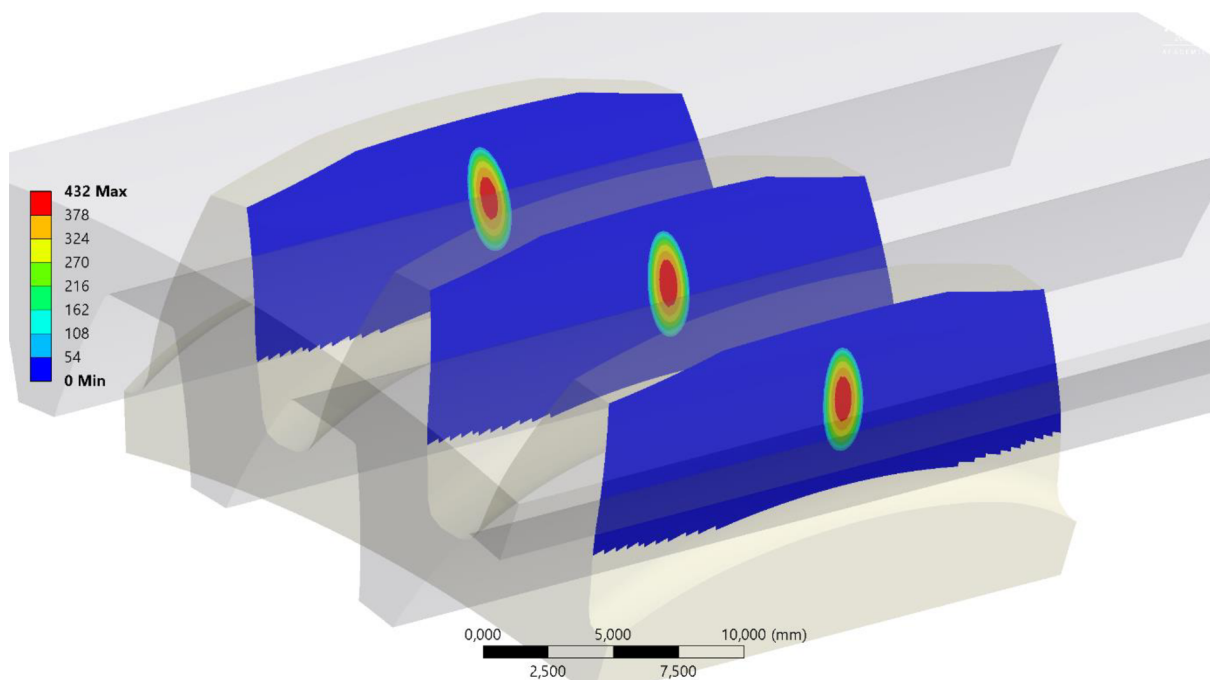
$$p_{Do1} = 620 \text{ MPa}$$

$$p_{o1} = 247 \text{ MPa}$$

$$k_{po1} = \frac{p_{Do1}}{p_{o1}} = \frac{620}{247} = 2,51 \quad (12)$$

kde:  $p_{Do1}$  [MPa] - dovolený tlak v kontaktu zubů  
 $p_{o1}$  [MPa] - reálný tlak v kontaktu zubů  
 $k_{po1}$  [-] - bezpečnost vůči otlačení zubů

Je také vhodné vykreslit kontaktní tlak pro přechodový točivý moment, který je podstatně větší, působí však pouze velmi malý časový úsek. Maximální hodnota se nezvedla nijak dramaticky a činí 432 MPa. To je způsobeno tím, že sice výrazně narostla síla, zároveň se však zvětšila plocha. Také se v tomto případě zvětšil dovolený tlak v kontaktu zubů, který činí 1 300 MPa, a bezpečnost se dokonce zvětšila.

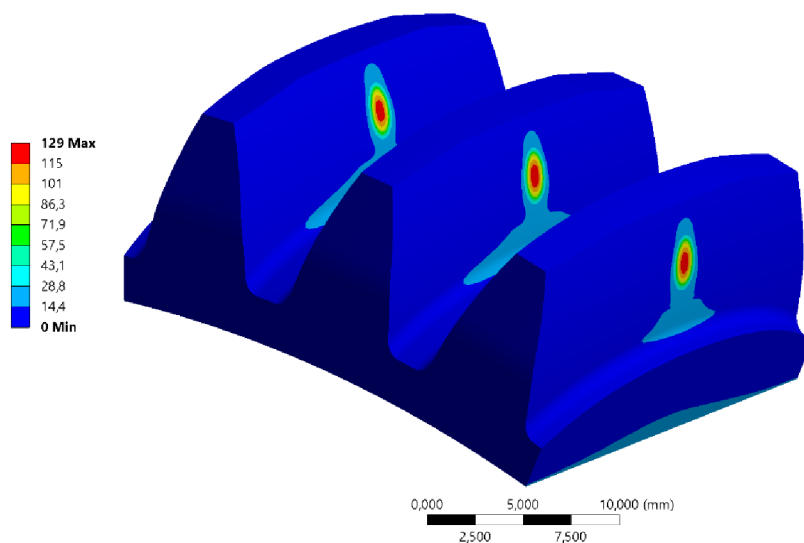


Obr. 7.16 Kontaktní tlak mezi zuby pro přechodový moment [MPa]

$p_{Do2} = 1\,300\text{ MPa}$   
 $p_{o2} = 432\text{ MPa}$

$$k_{po2} = \frac{p_{Do2}}{p_{o2}} = \frac{1\,300}{432} = 3,01 \quad (13)$$

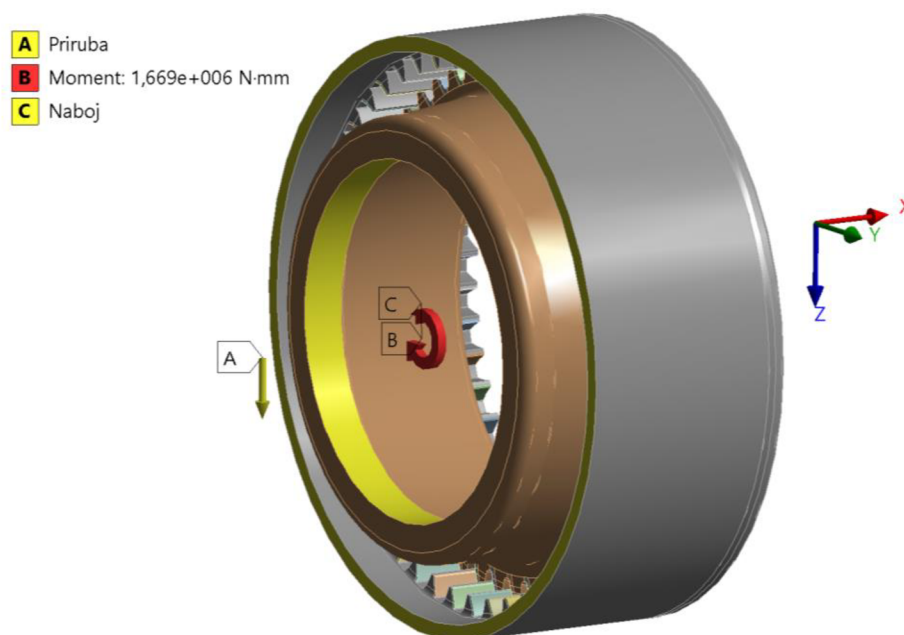
Dále bylo vykresleno napětí na náboji, viz obr. 7.17, kde je důležité zkontrolovat zejména napětí působící v patě zubu. Maximální hodnota ovšem vyšla pouhých 25 MPa, což je vzhledem k dovolenému napětí 590 MPa zanedbatelná hodnota, proto není potřeba se tímto výpočtem zabývat. Pro přechodový moment napětí v patě zubu vzrostlo na 114 MPa, dovolené napětí ovšem také vzrostlo, konkrétně na hodnotu 1 340 MPa. Proto je i zde bezpečnost dostatečně velká. Je ovšem potřeba zdůraznit, že tato situace platí pouze pro případ, kdy je spojka dokonale vyrovnaná a je zde nulové vychýlení. Pro případ maximálního vychýlení se dá očekávat, že napětí v patě zubu poroste.



Obr. 7.17 Napětí na náboji dle HMH [MPa]

### 7.2.2 VÝPOČET S VYCHÝLENÍM

V dalším kroku je proveden druhý výpočet, s tím rozdílem, že spojka není v nevychýlené poloze, ale je vychýlena o maximální možný úhel, který může za provozu nastat. Hodnota tohoto maximálního natočení činí  $4,05^\circ$ . Pro tuto analýzu je již potřeba počítat s celkovým modelem, jelikož u modelu s menším počtem zubů by výsledky neukazovaly dostatečný počet informací. Natočení je realizováno pomocí vazby *Remote displacement* tak, že s přírubou je posouváno v ose  $z$  a tyto posuvy odpovídají danému úhlu, viz tab. 7.4. Tento přístup více odpovídá realitě, jelikož i ve skutečnosti se příruba pohybuje v radiálním směru, a tím vzniká dané úhlové natočení náboje vůči přírubě. Tato vazba má působíště ve středu spojky a je také umožněn její posuv a rotace v ose  $y$ . Náboj je také uchycen pomocí vazby *Remote displacement* a je mu umožněna pouze rotace v ose  $x$  tak, aby v této ose mohl působit moment. Moment má po celou dobu analýzy velikost  $1669 \text{ Nm}$ . Výše popsané okrajové podmínky jsou ukázány na obr. 7.18.



Obr. 7.18 Model ozubení s okrajovými podmínkami s vychýlením

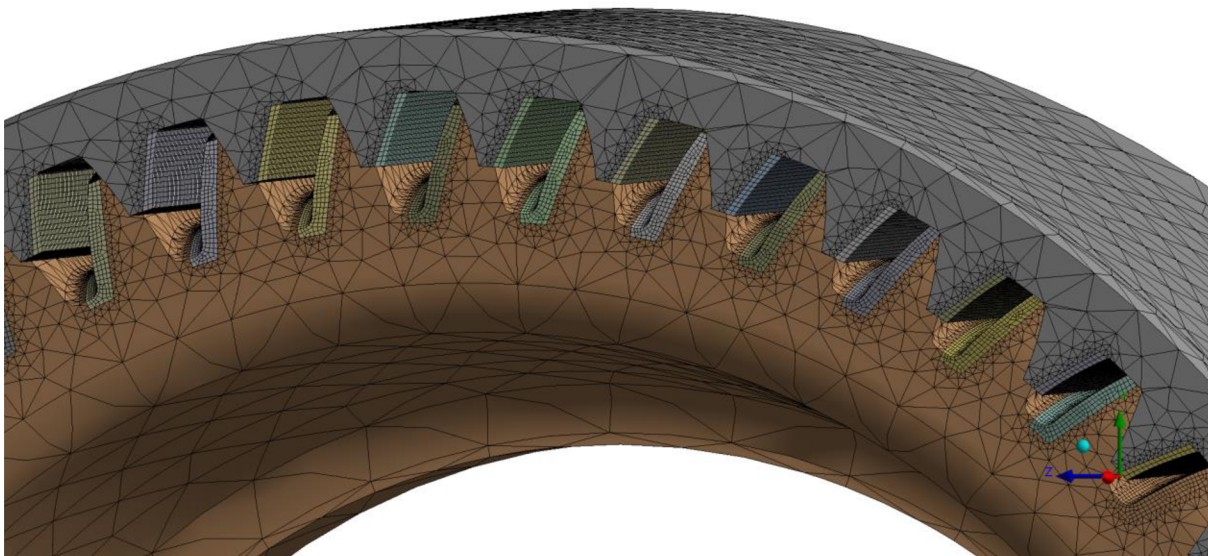
V následující tabulce je ukázáno, jak je přírubou natáčeno v závislosti na posuvu. Jelikož je znám maximální radiální posuv, lze pomocí jednoduchých goniometrických funkcí vypočítat, jaký posuv odpovídá danému natočení.

Tab. 7.4 Natočení příruby v závislosti na posuvu

Natočení [°]	1	2	3	4,05
Posuv [mm]	1,575	3,152	4,73	6,39

Řešení bylo rozděleno do několika kroků. V prvním kroku je spojka zatížena již nepřečteným tažným krouticím momentem 1 669 Nm a v dalších krocích je realizováno vychýlení. Moment tak působí konstantní hodnotou po celou dobu, kdy je náboj natáčen. Celá analýza trvá 3 sekundy a vzhledem k náročnosti výpočtu je rozdělena do několika substepů. Přechodový moment zde není uvažován z toho důvodu, že pro vyhodnocení bezpečnosti není až tak podstatný, a jak ukázala předchozí analýza, tak v důsledku vyššího dovoleného tlaku je bezpečnost dostatečně veliká.

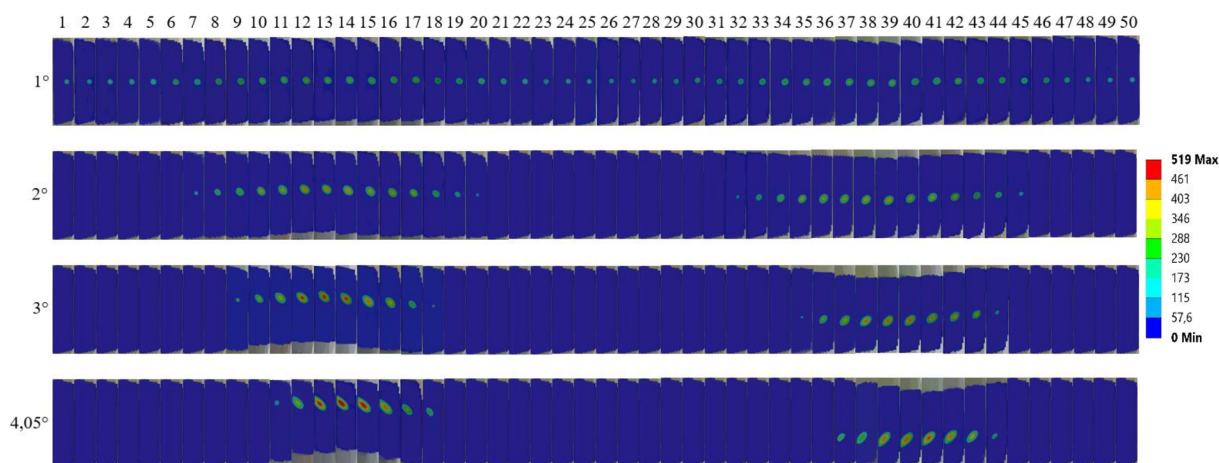
Jelikož se jedná o náročnou analýzu s mnoha prvky, byla síť pro tuto analýzu patřičně upravena, viz obr. 7.19. Zjemnění o velikosti 0,3 mm bylo provedeno výhradně v kontaktu náboje a příruby, na ostatní geometrii byla použita automatická metoda s lineárními prvky. V předchozí kapitole bylo ověřeno, že konvergence při této velikosti prvku je již dostatečná. I přes tohle zjednodušení je síť tvořena 6 317 502 prvky s 6 447 719 uzly, což klade velké nároky na výpočet.



Obr. 7.19 Síť modelu použita při výpočtu natočení

Nejdůležitějším výsledkem této analýzy je rozložení tlaku mezi jednotlivými zuby. Po naklonění příruby má rozložení tlaku tvar sinusoidy, jak lze vidět na obr. 7.20. Zde je možné pozorovat i některé další skutečnosti. Při vychýlení o 1 ° jsou v záběru všechny zuby a rozložení jen mírně připomíná sinusoidu. U natočení o 2 ° již dochází ke ztrátě kontaktu u několika zubů a rozložení začíná připomínat sinusoidu. Mezi natočením o 3 ° a 4,05 ° již není tak zásadní rozdíl,

a zejména můžeme pozorovat, že kontaktní tlak se výrazně přesunul k okraji zubů. Měřítka je pro všechny případy stejné, lze tedy vidět, že v prvním případě je tlak v porovnání s ostatními velmi malý, jelikož se napětí přenáší mezi všechny zuby. Pro každý jednotlivý zub byl vytvořen samostatný obrázek, který ukazuje bok zubu. Tyto obrázky byly následně seřazeny za sebou a ukazují tak postupnou změnu kontaktního tlaku po obvodu celého ozubení.



Obr. 7.20 Rozložení kontaktního tlaku mezi jednotlivými zuby [MPa]

Detailní přehled výsledků nabízí tab. 7.5. Zde jsou uvedeny maximální tlaky a napětí v patě zubu pro jednotlivé stupně natočení a z nich vypočítané bezpečnosti. Pro ukázkou je uvedeno také napětí na náboji a přírubě. Důležité je také určit počet zubů v záběru pro jednotlivé stupně natočení.

Tab. 7.5 Přehled výsledků získaných z analýzy

Úhel natočení [°]	1	2	3	4,05
<b>Kontaktní tlak [MPa]</b>	333	425	484	519
<b>Bezpečnost vůči otláčení [-]</b>	<b>1,86</b>	<b>1,46</b>	<b>1,28</b>	<b>1,19</b>
<b>Napětí v patě zubu dle HMM [MPa]</b>	44	79	120	172
<b>Únosnost v ohybu zubů [-]</b>	<b>13,41</b>	<b>7,47</b>	<b>4,92</b>	<b>3,43</b>
<b>Napětí na náboji dle HMM [MPa]</b>	241	294	318	364
<b>Napětí na přírubě dle HMM [MPa]</b>	232	280	320	370
<b>Počet zubů v záběru [-]</b>	50	28	20	16

Z tabulky tedy vyplývají následující závěry. Bezpečnosti pro všechny případy vychýlení vyhovují, jelikož jejich velikost je větší než jedna, což je dostatečné. Ovšem je nutno také počítat se situací, že tím, jak se spojka otáčí, jednotlivé zuby v záběru se neustále střídají. Lze také pozorovat, že i když je při maximálním natočení jen 16 zubů v záběru, nevzrostl kontaktní tlak nijak závratně. To je způsobeno tím, že se zároveň zvětšila plocha, takže síla se může lépe rozložit.

Přesně takovým způsobem by mělo barelové ozubení fungovat, aby i v případě záběru jenom několika málo zubů bylo schopno bezpečně přenášet požadovaný moment. Hodnoty pro nulové vychýlení zde nebyly uvedeny, jelikož je tento výpočet proveden v předchozí kapitole. Nicméně maximální kontaktní tlak pro nulové vychýlení vyšel 296 MPa, což je o něco více než v předchozím případě, kdy tlak vyšel 247 MPa. To je možné přisoudit tomu, že v předchozím případě byl zjednodušen model a vazba *Fixed support*, která byla aplikována na přírubu, výrazně přispěla k pevnosti zubů a výsledky tak mohly být zkreslené.

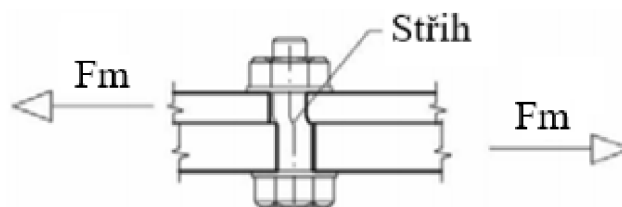
### 7.3 VÝPOČET HLAVNÍCH SPOJOVACÍCH ŠROUBŮ

Jak již bylo řečeno v kapitole 6.10.2, je potřeba u těchto šroubů provést výpočet na statickou bezpečnost, a také proklouznutí šroubového spoje. Nejprve je výpočet proveden analyticky a následně je výpočet ověřen pomocí softwaru Ansys Workbench.

#### 7.3.1 ANALYTICKÝ VÝPOČET

U statického zatížení se počítají dva parametry, a to bezpečnost ve stříhu a bezpečnost na otláčení šroubu. Při výpočtu statické únosnosti šroubu je nejdůležitějším výchozím parametrem přechodový točivý moment, který je zároveň maximální možný. Z něj je nejprve potřeba vypočítat radiální sílu zatěžující jeden šroub. Je potřeba zmínit, že u tohoto výpočtu je uvažován pouze čistý stříh šroubu a není zde uvažován přenos síly pomocí tření mezi oběma přírubami. Srovnání pak bude možné učinit s numerickým řešením pomocí MKP, kde bude již tření, a také předpětí šroubu, zohledněno.

Nejprve byla počítána bezpečnost vůči stříhu. U té je potřeba dopočítat sílu zatěžující jeden šroub, následně je potřeba zjistit mez kluzu, a z ní dále dopočítat dovolenou mez pevnosti ve smyku. Tu je možné pro ocelové šrouby dopočítat dle vztahu (15).



Obr. 7.21 Zatížení šroubu na stříh [24]

$$R = 99,25 \text{ mm}$$

$$i = 12$$

$$F_m = \frac{M_{max}}{i \cdot R} = \frac{6\,978}{12 \cdot 0,09925} = 5\,859 \text{ N} \quad (14)$$

kde:  $R$  [mm] - poloměr roztečné kružnice šroubů  
 $i$  [-] - počet šroubů  
 $F_m$  [N] - síla zatěžující jeden šroub při působení maximálního momentu

$$R_e = 900 \text{ MPa}$$

$$\tau_{DS} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 900 = 540 \text{ MPa} \quad (15)$$

kde:  $R_e$  [MPa] - mez pevnosti kluzu  
 $\tau_{DS}$  [MPa] - mez pevnosti ve smyku

$d = 11 \text{ mm}$

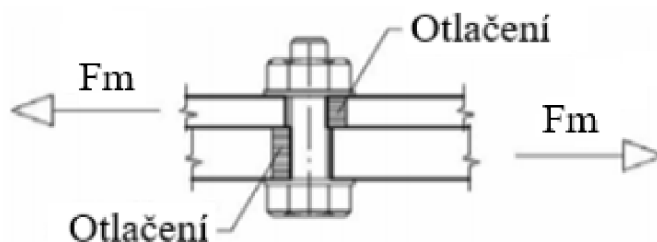
$$\tau_s = \frac{F_m}{S} = \frac{F_m}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{5\,859}{\frac{\pi \cdot 11^2}{4}} = 61,65 \text{ MPa} \quad (16)$$

kde:  $\tau_s$  [MPa] - skutečné napětí ve stříhu  
 $d$  [mm] - průměr dřívku lícovaného šroubu

$$k_s = \frac{\tau_{DS}}{\tau_s} = \frac{540}{61,65} = 8,76 \quad (17)$$

kde:  $k_s$  [-] - bezpečnost vůči stříhu

Pro výpočet šroubu na otláčení byl z tabulky pro dané parametry šroubu nejprve zjištěn dovolený tlak, a také nejkratší délka styku mezi lícovaným šroubem a spojovanou součástí.

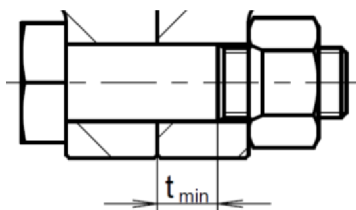


Obr. 7.22 Zatížení šroubu na otláčení [24]

$p_D = 200 \text{ MPa}$   
 $t_{min} = 8,63 \text{ mm}$

$$p = \frac{F_m}{t_{min} \cdot d_s} = \frac{5\,859}{8,63 \cdot 11} = 61,72 \text{ MPa} \quad (18)$$

kde:  $p$  [MPa] - skutečný tlak působící na šroub  
 $t_{min}$  [mm] - nejkratší délka styku mezi lícovaným šroubem a spojovanou součástí, viz obr. 7.23

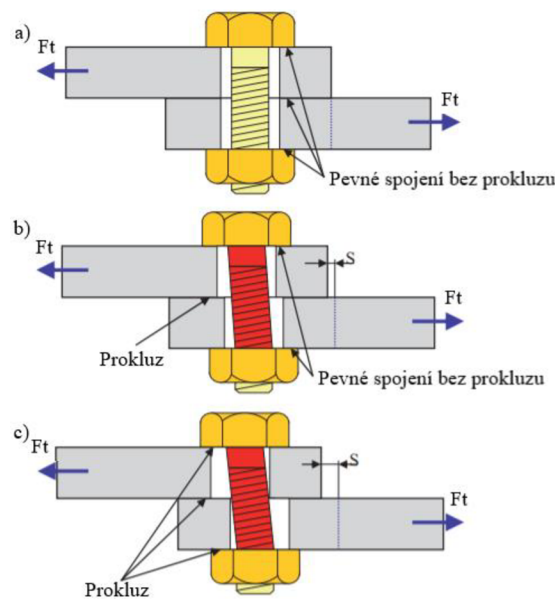


Obr. 7.23 Nejkratší délka styku mezi lícovaným šroubem a spojovanou součástí

$$k_o = \frac{p_D}{p} = \frac{200}{61,72} = 3,24 \quad (19)$$

kde:  $p_D$  [MPa] - dovolený tlak  
 $k_o$  [-] - bezpečnost vůči otláčení

Jelikož se jedná o předepjatý šroubový spoj, je vhodné také vypočítat bezpečnost vůči proklouznutí šroubového spoje. Jedná se o situaci, kdy dochází k pootočení šroubu a matice vůči přírubě. Princip je vysvětlen na obr. 7.24. V prvním případě je síla malá a příruby jsou v důsledku tření pevně spojeny. V druhém případě již nastává prokluz mezi přírubami, mezi hlavou šroubu a matice je ovšem stále dostatečné tření, a nemůže tudíž dojít k proklouznutí šroubového spoje. V posledním případě již dochází ke skluzu mezi všemi kontakty a v nejhorším případě může dojít a k proklouznutí a pootočení celého šroubového spoje. [25]



Obr. 7.24 Vznik prokluzu u předepjatého šroubového spoje [25]

Jako v případě stříhu a otláčení je nejprve potřeba vypočítat sílu zatěžující jeden šroub. V tomto případě se ovšem vychází z tažného, nikoliv maximálního momentu.

$$M_{taž} = 1\,669 \text{ Nm}$$

$$F_t = \frac{M_{taž}}{i \cdot R} = \frac{1669}{12 \cdot 0,09925} = 1\,401 \text{ N} \quad (20)$$

kde:  $F_t$  [N] - síla zatěžující jeden šroub při působení tažného momentu  
 $M_{taž}$  [N] - tažný moment, viz tab. 6.1

Následným krokem je výpočet tuhostí, a to jak tuhost spojovacích, tak spojovaných součástí.

$$d_3 = 8,128 \text{ mm}$$

$$l_s = 22,5 \text{ mm}$$

$$l_t = 3,5 \text{ mm}$$

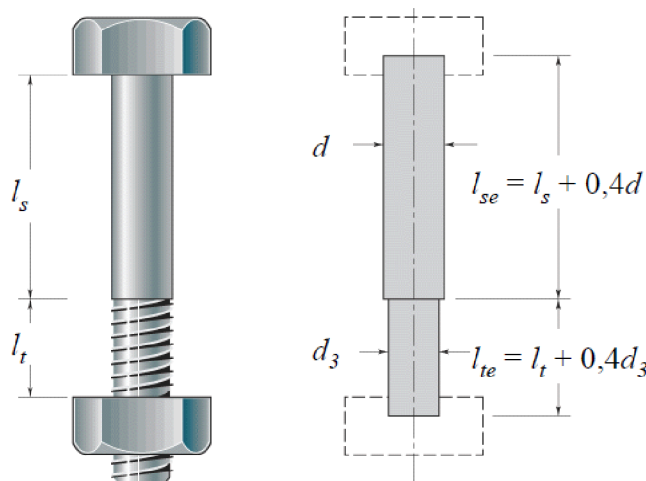
$$l_{se} = l_s + 0,4 \cdot d = 22,5 + 0,4 \cdot 11 = 26,9 \text{ mm} \quad (21)$$



kde:  $l_s$  [mm] - svěrná délka dřívku šroubu, viz obr. 7.25  
 $l_{se}$  [mm] - účinná svěrná délka dřívku šroubu, viz obr. 7.25

$$l_{te} = l_t + 0,4 \cdot d_3 = 3,5 + 0,4 \cdot 8,128 = 6,75 \text{ mm} \quad (22)$$

kde:  $l_t$  [mm] - svěrná délka závitu šroubu, viz obr. 7.25  
 $l_{te}$  [mm] - účinná svěrná délka závitu šroubu, viz obr. 7.25  
 $d_3$  [mm] - malý průměr závitu



Obr. 7.25 Délky sevření u šroubu [23]

$$K_b = \frac{\pi \cdot E \cdot d_3^2 \cdot d^2}{4 \cdot (l_{se} \cdot d_3^2 + l_{te} \cdot d^2)} = \frac{\pi \cdot 190 \cdot 10^9 \cdot 0,008128^2 \cdot 0,011^2}{4 \cdot (0,0269 \cdot 0,008128^2 + 0,00675 \cdot 0,011^2)} \quad (23)$$

$$= 459\,881\,606 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

kde:  $K_b$  [ $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ ]- tuhost spojovacích součástí

Na základě numerického řešení byl odvozen vztah pro tuhost spojovaných částí (24). [23]

$$l_{st} = 26 \text{ mm}$$

$$A = 0,78715$$

$$B = 0,62873$$

Koeficienty  $A$  a  $B$  byly zvoleny pro daný materiál ocel z tabulky. [23]

$$K_m = E \cdot d \cdot A \cdot \frac{\exp(B \cdot d)}{l_{st}} = 190 \cdot 10^9 \cdot 0,011 \cdot 0,78715 \cdot \frac{\exp(0,62873 \cdot 0,011)}{0,026} \quad (24)$$

$$= 2\,146\,478\,878 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

kde:  $l_{st}$  [mm] - délka spojovaných součástí  
 $K_m$  [ $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ ]- tuhost spojovaných součástí

Z těchto vypočítaných tuhostí je možné dopočítat ztrátu předpětí v důsledku zapuštění matice a šroubu do příruby.

$$f_p = 11 \mu m$$

$$F_z = \frac{f_p}{\frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_m}} = \frac{11 \cdot 10^{-6}}{\frac{1}{459\,881\,606} + \frac{1}{2\,146\,478\,878}} = 4\,166 \text{ N} \quad (25)$$

kde:  $f_p$  [ $\mu m$ ] - plastická deformace v důsledku zapaštění matice a šroubu do příruby, při uvažované drsnosti povrchu  $R_z < 10 \mu m$  a pro případ stříhového namáhání [26]  
 $F_z$  [N] - ztráta předpětí v důsledku plastické deformace při zapaštění šroubu a matice

Dalším krokem je výpočet minimální síly předpětí, která je potřeba pro dosažení požadovaných těsnicích a třecích vlastností ve spoji.

$$F_k = \frac{F_t}{\mu_p} = \frac{1\,401}{0,15} = 9\,340 \text{ N} \quad (26)$$

kde:  $\mu_p$  [-] - koeficient tření mezi přírubami  
 $F_k$  [N] - minimální síla předpětí

Nyní je potřeba určit sílu předpětí, která je vyvozena po utažení šroubového spoje. Jelikož víme, že spoj bude utažen momentem 71 Nm, můžeme z tabulek přímo odečíst vyvozenou sílu předpětí ve spoji. [26]

$$F_i = 43\,400 \text{ N}$$

$$\alpha_A = 1,6$$

$$F_p = \frac{F_i}{\alpha_A} - F_z = \frac{43\,400}{1,6} - 4\,166 = 22\,959 \text{ N} \quad (27)$$

kde:  $F_i$  [N] - tabulková síla předpětí šroubu  
 $\alpha_A$  [-] - bezpečnostní utahovací faktor  
 $F_p$  [N] - zbytková síla předpětí po odlehčení šroubového spoje

$$k_{sl} = \frac{F_p}{F_k} = \frac{22\,959}{9\,340} = 2,46 \quad (28)$$

kde:  $k_{sl}$  [-] - bezpečnost vůči prokluzu šroubového spoje

Dle [26] je doporučeno, aby byla tato bezpečnost minimálně větší než 1,2, což s rezervou vyhovuje.

Také je potřeba zmínit, že velmi často je v případě předepjatého šroubového spoje počítána i bezpečnost vůči únavovému poškození šroubu a zániku sevření. Axiální síla, která cyklicky namáhá spoj, je však velmi malá, a proto není potřeba se tímto výpočtem zabývat. Velikost axiální síly se v závislosti na aktuálním mazání pohybuje v rozmezí 93–186 N, dle vztahu (29). To je naprosto zanedbatelná hodnota, a proto s ní nebylo počítáno ani v předchozím výpočtu.

$$F_A = \frac{2 \cdot f_A \cdot M_{taž}}{m \cdot z \cdot \cos(\alpha)} \quad (29)$$

kde:	$f_A$	[-]	- koeficient tření mezi zuby
	$m$	[mm]	- modul ozubení
	$z$	[-]	- počet zubů náboje
	$\alpha$	[°]	- úhel záběru
	$F_A$	[N]	- axiální síla

Na závěr je potřeba poznamenat, že bezpečnosti vůči stříhu, otláčení a vůči prokluzu vycházejí o něco větší, a dalo by se říci, že je možné použít menší počet šroubů. Důvod pro použití dvanácti šroubů je ovšem i ten, že při menším počtu by mezi šrouby byly větší úhly a sevření v těchto místech by bylo podstatně menší. Následně by vlivem odstředivých sil mohlo docházet k úniku maziva přes tento hlavní spoj.

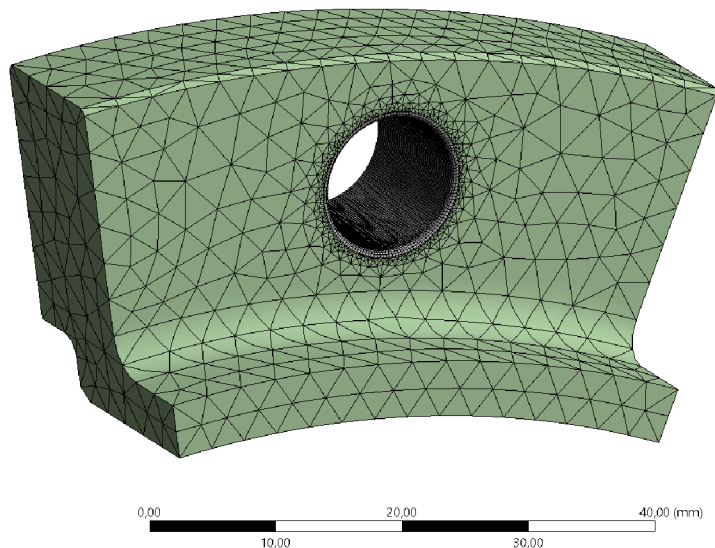
### 7.3.2 NUMERICKÝ VÝPOČET

Jak již bylo řečeno v předchozí kapitole, numerickým výpočtem bude ověřena statická bezpečnost šroubu se započítáním tření mezi přírubami a šrouby. Je využito principu, kdy jedna část je zatěžována deformační podmínkou pomocí vazby *Remote displacement* o určitý úhel a druhá část je napevno uchycena pomocí vazby *Fixed support*. Ve chvíli, kdy napětí na šroubu dosáhne meze kluzu, je možné prohlásit, že došlo k trvalé deformaci šroubu a výpočet ukončit. Pro tento úhel natočení je následně možné odečíst příslušný moment, který vznikne jako reakce na toto natočení. O této hodnotě momentu je následně možné prohlásit, že se jedná o limitní hodnotu, kterou je schopen šroubový spoj krátkodobě přenést.

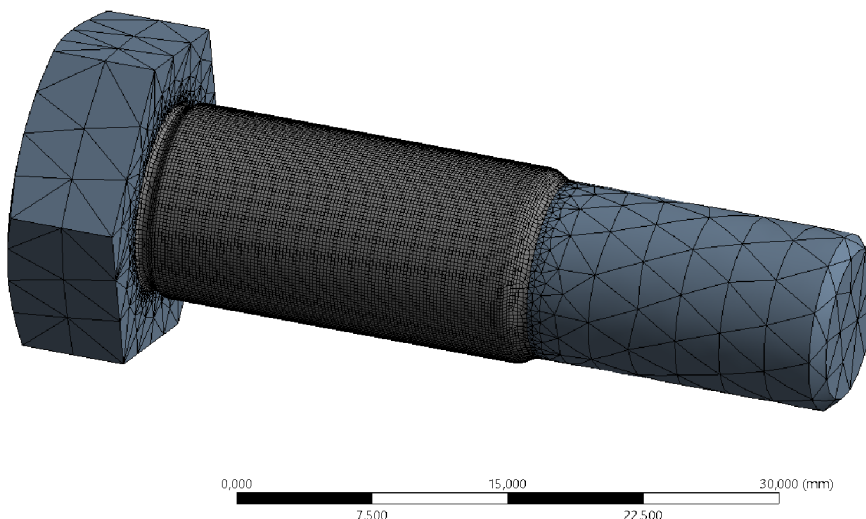
Tab. 7.6 Základní mechanické vlastnosti použitého materiálu [18]

Hustota materiálu [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	Modul pružnosti v tahu [GPa]	Poissonova konstanta [-]
7 850	190	0,29

Vlastnosti použitého materiálu jsou pro všechny součásti stejné. Pro následný výpočet bylo nejprve nutné vytvořit zjednodušený model. Jedná se o symetrický model se dvěma šrouby a příruby jsou vhodně oříznuty na jednu dvanáctinu kružnice. Síť byla vytvořena o základní velikosti prvku 3 mm a v místech, která jsou pro daný výpočet kritická, tzn. povrch šroubu a díra příruby, bylo prováděno postupné zjemňování sítě až na velikost 0,2 mm, kdy se již napětí výrazně nezvětšovalo. V místě kontaktu byly zvoleny kvadratické *Hexa* prvky. Pro další analýzy, jako například výpočet tlaku mezi přírubami, byla síť dle potřeby upravována a zjemnění bylo provedeno například v kontaktu obou přírub. Na následujících obrázcích je tedy ukázka sítě pouze pro případ, kdy jsou šrouby zatěžovány stříhem.

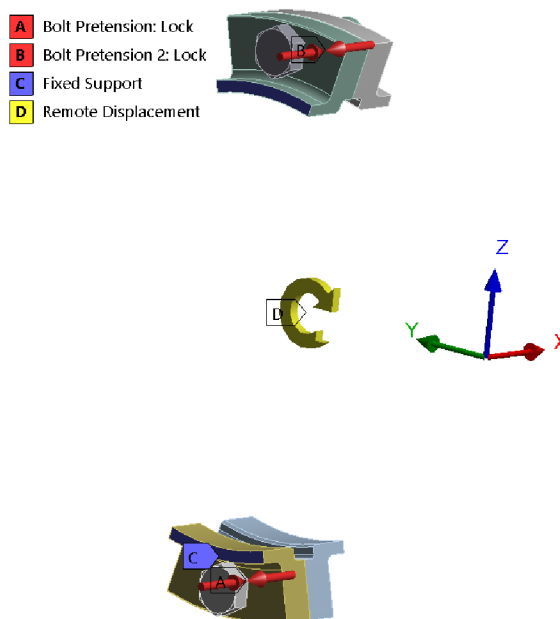


Obr. 7.26 Síť příruby použitá při výpočtu



Obr. 7.27 Síť šroubu použitá při výpočtu

Dalším krokem je zajištění vazeb mezi tělesy a volba okrajových podmínek. Třecí vazby byly použity mezi spojovacími materiály a přírubami, a to s koeficientem tření 0,12. Mezi oběma přírubami byla taktéž použita třecí vazba, ovšem s koeficientem tření 0,15. Matice byla ke šroubu uchycena napevno, což simuluje dotažení. Následně byly šrouby předepnuty na hodnotu 22 959 N. Jedna polovina pak byla napevno uchycena pomocí vazby *Fixed support* a druhá polovina byla pomocí vazby *Remote displacement* natočena kolem osy  $x$ , zároveň bylo v této ose zamezeno posuvu, jelikož zde ve skutečnosti pokračuje materiál příruby. Nejprve byla odhadnuta přibližná hodnota natočení s řádově blízkými výsledky meze kluzu a poté byl stanoven interval s hodnotou natočení  $0,12\text{--}0,14^\circ$ . Tento interval byl rozdělen do deseti mezikroků, přičemž každý krok představuje  $0,002^\circ$ . Následně byl zvolen ten úhel, pro který se hodnota napětí nejvíce přibližovala mezi kluzu.

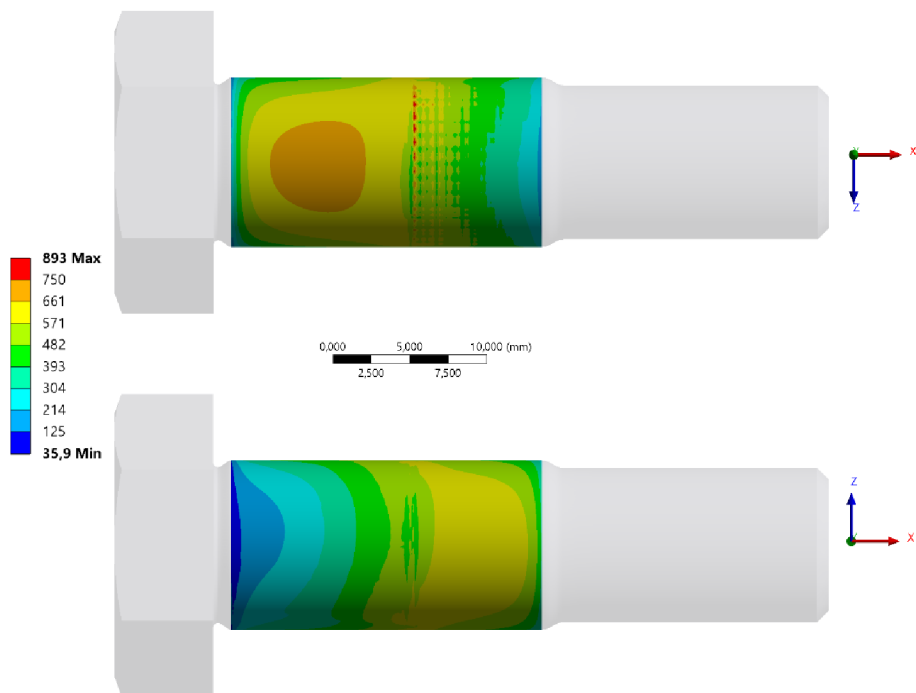


Obr. 7.28 Model spoje s okrajovými podmínkami

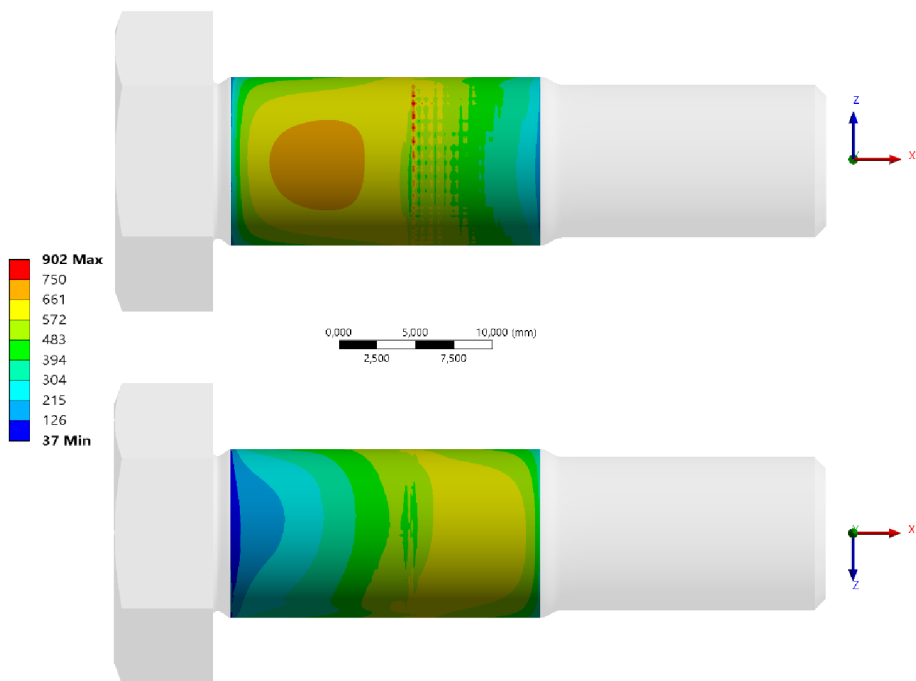
Bylo vykresleno napětí dle podmínky HMH pro oba šrouby. Pro větší přehlednost bylo napětí vyobrazeno pouze na ploše dříku šroubu, kde dochází ke stříhu šroubu. Nejvíce se mezi kluzu přiblížily výsledky pro úhel natočení  $0,128^\circ$ , čemuž odpovídá krouticí moment 29 130 Nm. Maximální napětí vyšlo na obou šroubech téměř totožně a nachází se v místě, kde jsou obě příruby spojeny dohromady, a tudíž je zde působení střížného účinku největší. Napětí na šroubech přibližně odpovídá mezi kluzu, která je pro danou třídu pevnosti rovna hodnotě 900 MPa. Závislost maximálního napětí na natočení příruby a momentu předkládá tab. 7.7.

Tab. 7.7 Závislost momentu a maximálního napětí na natočení příruby

Natočení příruby [°]	Odpovídající moment [Nm]	Maximální napětí dle HMH [MPa]
0,120	27 240	855
0,122	27 762	866
0,124	28 224	878
0,126	28 674	890
<b>0,128</b>	<b>29 130</b>	<b>902</b>
0,130	29 580	914
0,132	30 036	926
0,134	30 486	938
0,136	30 936	950
0,138	31 386	962
0,140	31 842	975



Obr. 7.29 Napětí na ploše dřívku u prvního šroubu dle HMH [MPa]



Obr. 7.30 Napětí na ploše dřívku u druhého šroubu dle HMH [MPa]

Posledním krokem je výpočet bezpečnosti šroubu. Jelikož známe velikost limitního přenášejícího momentu, kdy ještě nedojde k plastické deformaci šroubu, je možné tuto hodnotu vydělit maximální hodnotou přenášejícího momentu.

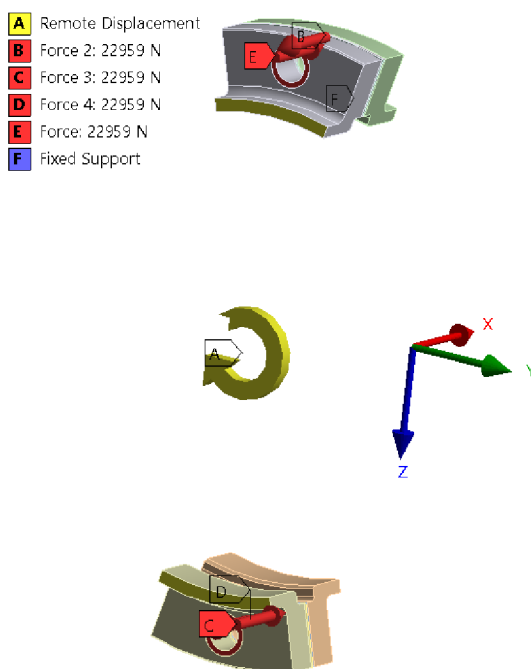
$$M_{lim} = 29\,130 \text{ Nm}$$

$$k_{ps} = \frac{M_{lim}}{M_{max}} = \frac{29\,130}{6\,978} = 4,17 \quad (30)$$

kde:  $M_{lim}$  [Nm] - limitní hodnota momentu, kterou jsou šrouby schopny přenést  
 $k_{ps}$  [-] - bezpečnost vůči plastické deformaci šroubu

Z výsledku je patrné, že bezpečnost šroubu je ve skutečnosti menší, než dle analytického výpočtu. To je s největší pravděpodobností způsobeno tím, že ihned po vyvození předpětí je již šroub zatížen konstantním napětím 460 MPa, které působí v jeho ose. Ve chvíli kdy krouticí moment překoná třecí sílu mezi přírubami, začne na šroub působit víceosá napjatost a ne pouze čistý stříh. I přes tento fakt je však bezpečnost šroubu dostatečně velká.

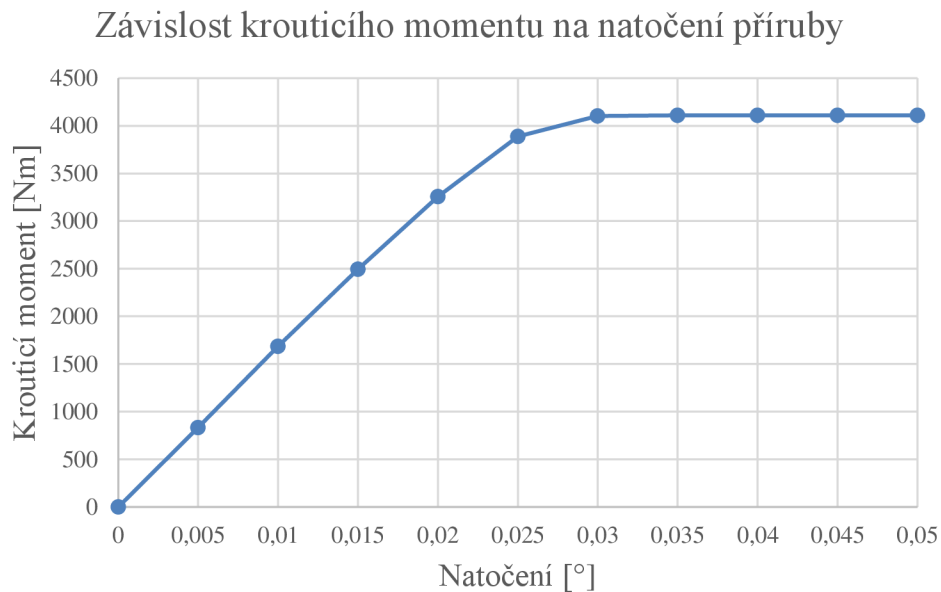
V dalším kroku je možné učinit ještě jedno ověření, a to takové, že vypočítáme, jak velký moment je schopna přenést pouze třecí síla mezi přírubami. Je využito prakticky stejného principu jako v případě výpočtu minimálního krouticího momentu u lisovaného spoje. Pro tuto konkrétní analýzu je nutné učinit následující změny. Jsou odstraněny šrouby a předpětí je nahrazeno silou, která přitlačuje obě příruby k sobě. Tato síla působí pouze na plochu, o kterou se ve skutečnosti opírá hlava šroubu a matice, jelikož kdyby síla působila na celou plochu, výsledky by neodpovídaly realitě. V místě, kde jsou obě příruby spojeny dohromady, došlo ke zjemnění sítě na hodnotu 0,2 mm. Hodnota natočení byla stanovena 0,05 ° opět s rozdělením do několika mezikroků, jelikož se dá předpokládat, že ke vzájemnému proklouznutí obou přírub dojde někdy v tomto intervalu. Výše popsané změny je možné pozorovat na obr. 7.31.



Obr. 7.31 Model spoje s okrajovými podmínkami pro výpočet tření

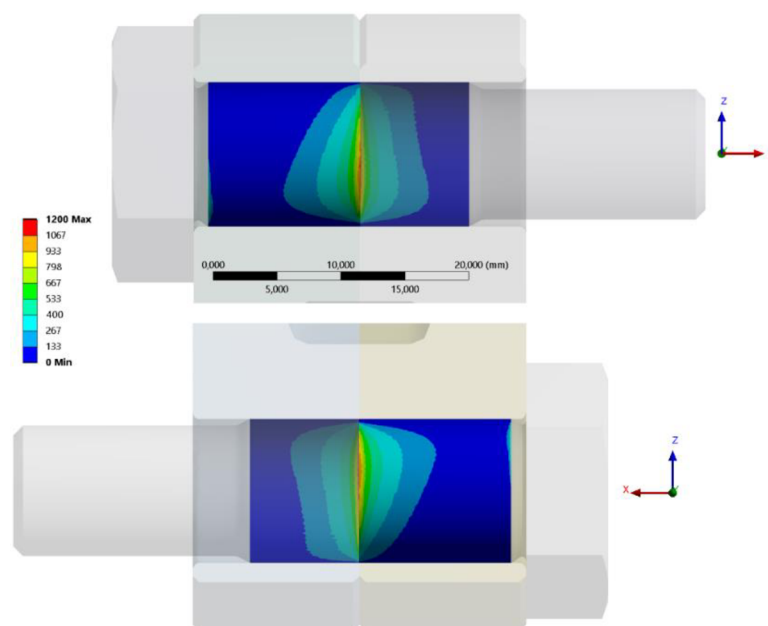
Výstupem analýzy je graf na obr. 7.32, kde lze pozorovat, že již při natočení 0,025 ° začíná docházet k mírnému prokluzu. Při hodnotě natočení 0,03 ° je již dosaženo maximální hodnoty momentu, kterou je tento třecí spoj schopen přenést. Moment má při tomto natočení velikost 4 110 Nm. Pokud se nad touto situací zamyslíme, je možné říct, že při tomto momentu začíná docházet k prokluzu šroubového spoje. Pokud tedy vydělíme tuto hodnotu tažným momentem,

výsledná bezpečnost je rovna 2,46, což je v tomto případě naprosto shodné s analytickým výpočtem.



Obr. 7.32 Graf závislosti krouticího momentu na natočení příruby

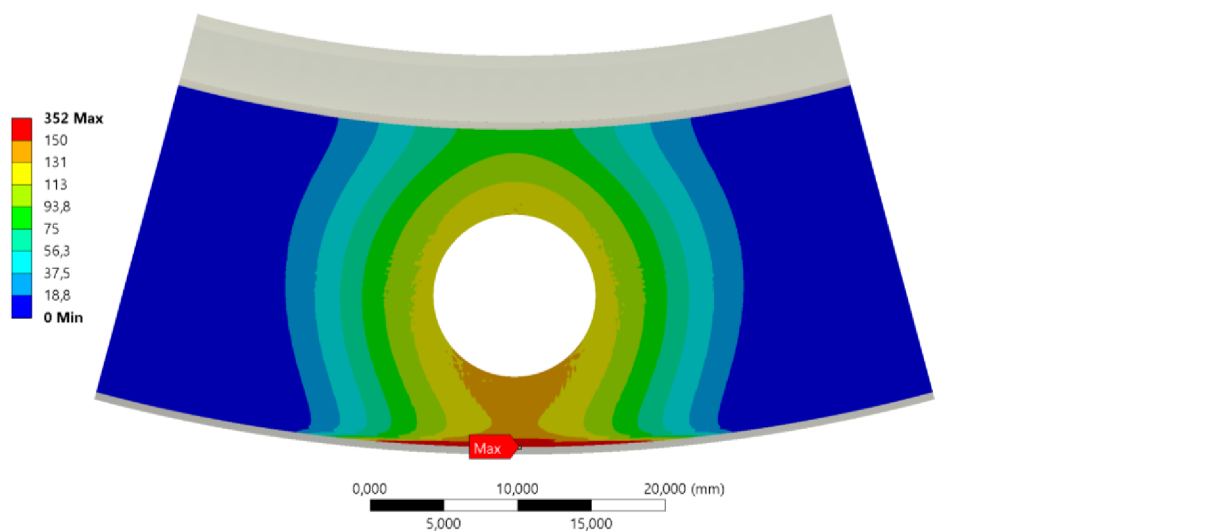
Následující obrázky ukazují rozložení kontaktního tlaku mezi dříkem lícovaného šroubu a přírubami. Tlak na obr. 7.33 je vykreslen vždy na jedné straně šroubu a vždy do kříže se stranou opačnou. Hodnota tlaku vychází velmi vysoká, dá se ovšem předpokládat, že v místě, kde jsou obě příruby spojeny dohromady, vzniká singularita, která ovšem v tomto případě nelze odstranit. Vypovídající údaj je tudíž průměrná hodnota tlaku, která vychází 62,8 MPa, což je téměř totožná hodnota jako v případě analytického výpočtu a konvergence sítě je tím pádem dostatečná.



Obr. 7.33 Kontaktní tlak mezi dříky šroubů a přírubami



Pro kontrolu byl také vykreslen kontaktní tlak mezi přírubami, kde lze vidět, že po vyvození předpětí se tlak šíří rovnoměrně. Na vnější straně příruby dosahuje tlak maximální hodnoty, která je rovna 352 MPa. To je způsobeno tím, že zatímco na vnitřní straně pokračuje materiál příruby, na vnější straně je ostrý konec.



Obr. 7.34 Kontaktní tlak mezi přírubami [MPa]

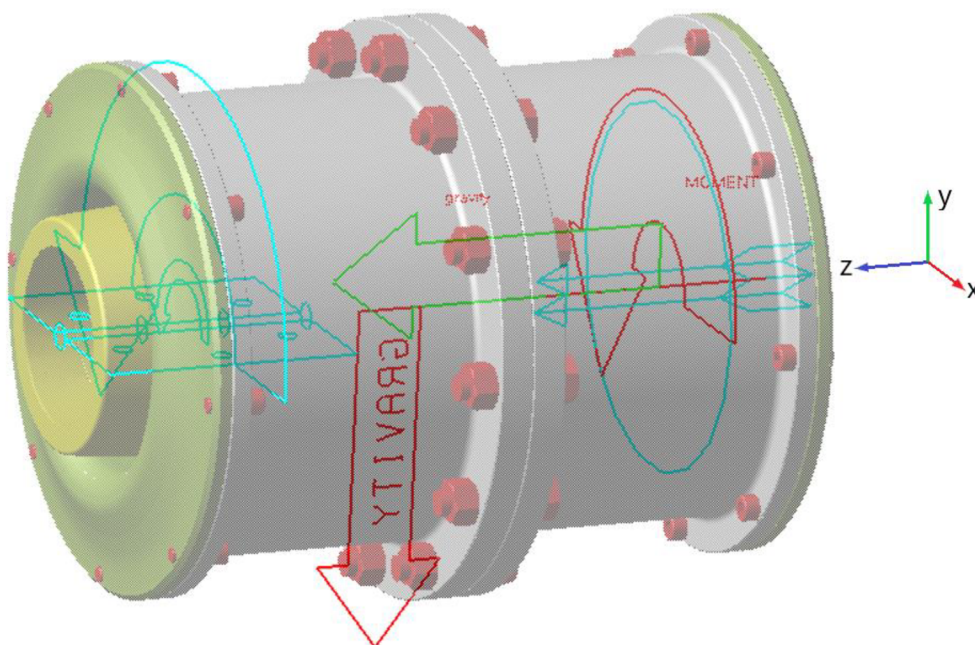
## 8 DYNAMICKÝ MODEL SPOJKY

V této kapitole je vyhotoven dynamický model spojky v programu Adams View a jsou posuzovány některé klíčové parametry, jako například rozložení sil působících mezi jednotlivými zuby. Na jednotlivé komponenty spojky je nahlíženo jako na tuhá tělesa, což je pro následující analýzy dostatečné. Hmotnost a momenty setrvačnosti pro jednotlivé součásti byly zjištěny za pomoci programu Creo a jednotlivým součástem byly tyto parametry následně přiřazeny.

Nejprve je potřeba připravit funkční model, který by měl co nejvíce odpovídat realitě. Do prostředí Adams View byly se stejně orientovanými souřadnými systémy naimportovány jednotlivé STEP soubory, pro každé těleso zvlášť. Vstupní náboj byl uchycen k zemi pomocí vazby *Revolute*. Komponenty, jako například dorazové a středové kroužky, víko a spojovací materiály, byly pomocí vazby *Fixed* upevněny k přírubám. Příruby se všemi těmito komponenty tak tvoří jeden společný pohyblivý celek, který se pohybuje vůči nábojům. Na druhý náboj poté byla aplikována vazba *Parallel*, která umožňuje jednu rotaci a tři translace. Tento výstupní náboj se tak může otáčet a zároveň posouvat v jednotlivých osách.

Dalším důležitým krokem je zajištění kontaktů mezi tělesy. Mezi jednotlivými zuby náboje a příruby byl použit třecí kontakt se statickým koeficientem tření 0,1 a dynamickým koeficientem tření 0,05. Také byly použity kontakty mezi nábojem a dorazovým kroužkem na jedné straně, a nábojem a víkem na straně druhé. Těmito kontakty je zajištěn požadovaný pohyb příruby a náboje vůči sobě.

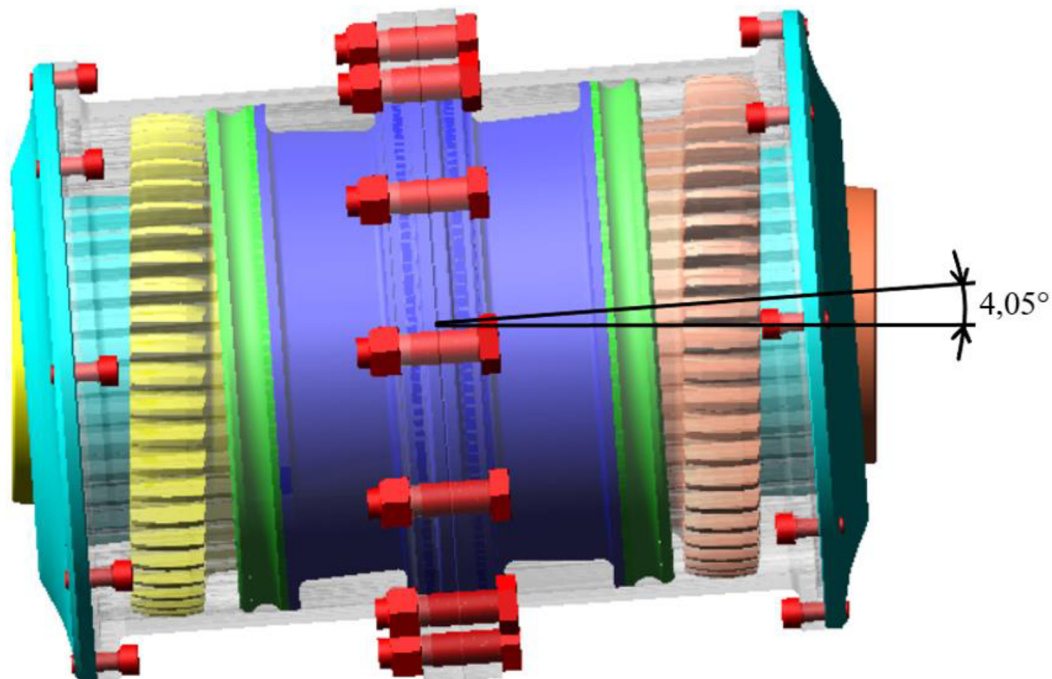
Posledním krokem je definování požadovaných pohybů a silových účinků. Na vstupní náboj jsou přivedeny otáčky, na výstupní náboj působí proti této rotaci moment. Výstupním nábojem může být posouváno v axiálním směru o hodnotu  $\pm 13$  mm a v radiálním směru o hodnotu  $\pm 12,8$  mm, v ose  $x$  je pohyb nulový. [16] Jedná se o maximální hodnoty posuvů, kterých může spojka za provozu dosáhnout. Tyto pohyby byly pro každou analýzu zvlášť upravovány a kombinovány dle aktuální potřeby. Takto připravený model je pro představu ukázán na následujícím obrázku.



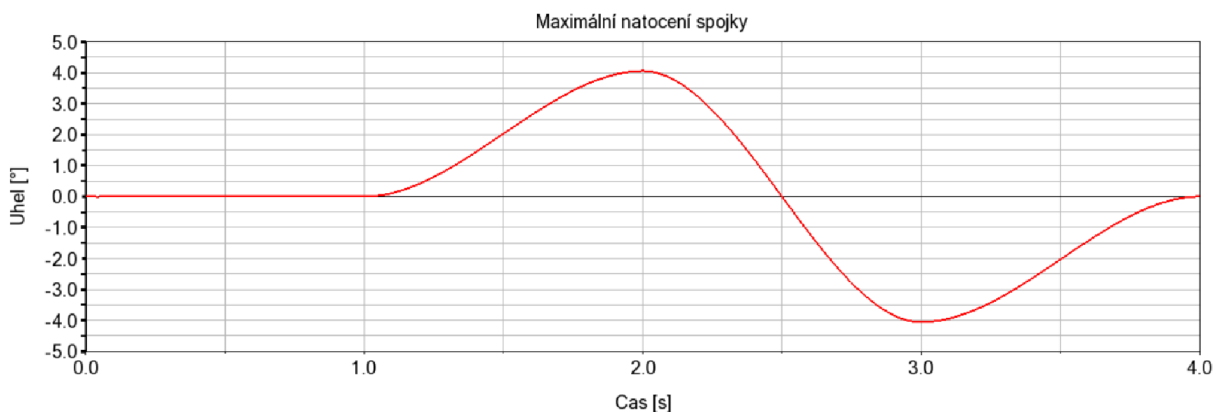
Obr. 8.1 Model spojky s vazbami a pohyby

Pro některé případy výpočtů musel být použit také prvek *Bushing*, a to na jedné straně spojky mezi nábojem a přírubou. Důvod pro použití tohoto prvku je ten, že při radiálním posuvu není zajištěná axiální tuhost mezi přírubou a nábojem, a tudíž by se příruba mohla začít nekontrolovatelně pohybovat. Z toho důvodu byl tedy použit tento prvek, který zajišťuje dostatečnou tuhost a tlumení mezi těmito součástmi.

V první části jsou pouze ověřeny maximální pohyby spojky. V čase 0–1 s je nastaven maximální moment a otáčky jsou nulové. Taktéž je náboj posunut v axiálním směru o hodnotu 13 mm. Následně je v čase 1–2 s v radiálním směru náboj posunut o 12,8 mm a dále v čase 2–3 s posunut o hodnotu -25,6 mm, tudíž se dostaneme na hodnotu -12,8 mm. V posledním kroku se opět vrátíme do původní polohy. Celá analýza trvá 4 sekundy a výstupem je graf na obr. 8.3. Maximální hodnota natočení je  $4,05^\circ$ , což odpovídá analytickému výpočtu, a dá se tudíž předpokládat, že jsou pohyby a vazby spojky nastaveny správně. Nejdůležitější z celé analýzy je však ověření, jestli spolu při tomto vychýlení nekolidují některé z komponentů, což se neděje. Tohle maximální vychýlení je možné vidět na obr. 8.2.



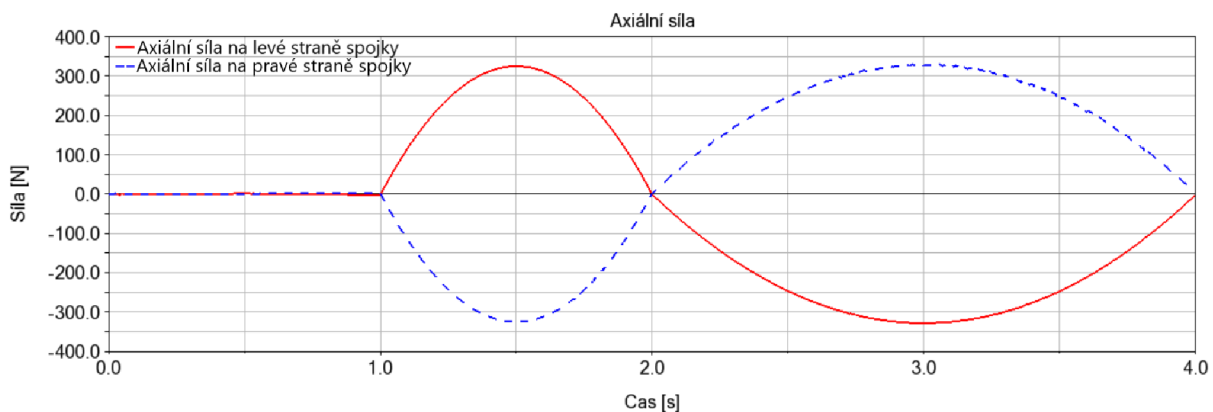
Obr. 8.2 Maximální pohyb spojky



Obr. 8.3 Graf s průběhem maximálního natočení spojky

## 8.1 AXIÁLNÍ SÍLA

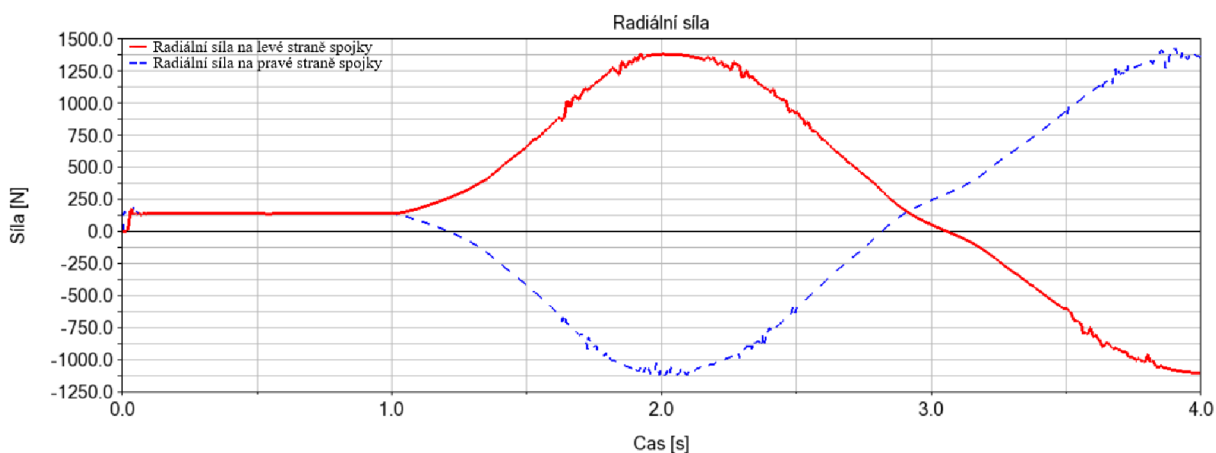
Další analýza slouží pro zjištění maximální axiální síly. U této úlohy došlo k následujícím změnám. V čase 0–1 s je spojka zatížena maximálním momentem a výstupní otáčky jsou nulové. Následuje první axiální posun v čase 1–2 s, který má hodnotu 13 mm. Druhý pak trvá v intervalu 2–4 s a má hodnotu posunu -26 mm, tudíž se dostaneme na hodnotu -13 mm, což je již zmíněný maximální rozsah pohybů. Celková doba analýzy tak jako v předchozím případě činí 4 sekundy. Koeficient tření mezi zuby je nastaven na hodnotu 0,1, což představuje nejhorší možný případ, kdy je ozubení mazáno pouze minimálně. Výsledkem je pak graf na obr. 8.4, kde je vykreslena axiální síla na levé i pravé straně spojky. Maximální axiální síla má hodnotu 326 N, což při přepočtu na jeden šroub činí 27,2 N. Je tedy ověřeno, že axiální síla zde nehraje téměř žádnou roli, a to jak při návrhu spojky, tak následných výpočtech.



Obr. 8.4 Graf s průběhem axiální síly

## 8.2 RADIÁLNÍ SÍLA

Pro zjištění radiální síly byla použita stejná analýza jako u síly axiální, s tím rozdílem, že axiální pohyb byl nahrazen pohybem radiálním. Nábojem je tedy posouváno v radiálním směru nejprve o 12,8 mm a následně o hodnotu -25,6 mm.



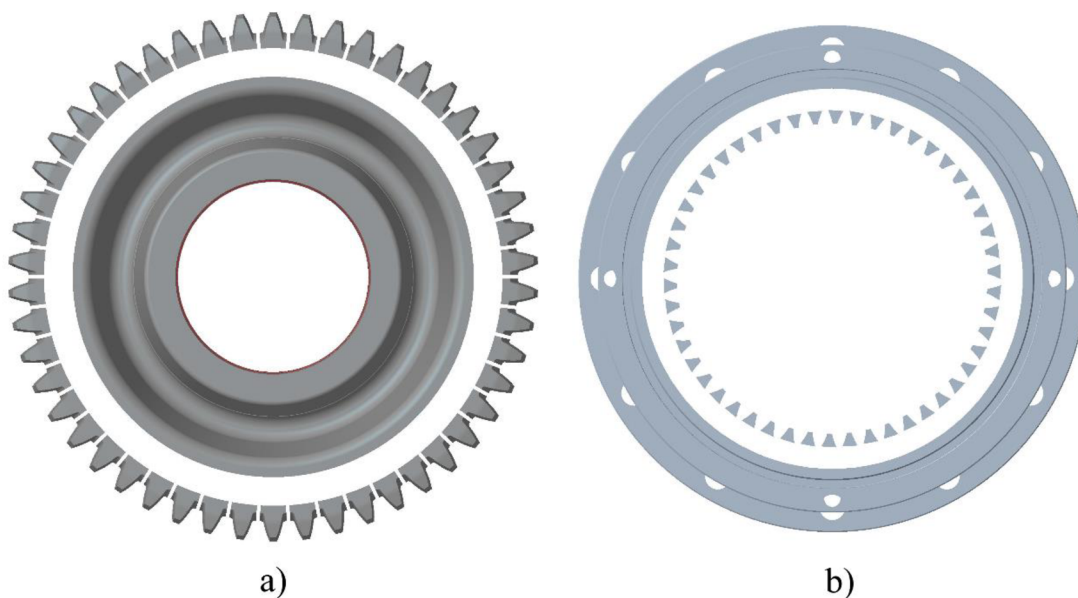
Obr. 8.5 Graf s průběhem radiální síly

Maximální radiální síla dle obr. 8.5 má hodnotu 1 380 N a je opět vykreslena na obou stranách spojky. Tato síla vytváří reakční moment, jehož velikost je při uvažované vzdálenosti obou

nábojů 193,5 mm 267 Nm, což představuje 16 % z maximálního přenášeného momentu. Následně tyto síly zatěžují ložiska v motoru i v převodovce. Při uvažované vzdálenosti od ložiska převodovky 140 mm činí velikost tohoto momentu 193,2 Nm. Opět je potřeba si uvědomit, že tím jak se spojka otáčí, jsou ložiska neustále cyklicky zatěžována touto silou. Síla, která je patrná na začátku analýzy, kdy je pouze aplikován moment, je způsobena pouze tíhou samotné spojky.

### 8.3 ROZLOŽENÍ SIL MEZI ZUBY

Nejpodstatnější analýzou z dynamického modelu je rozložení sil mezi jednotlivými zuby. Pro dosažení požadovaných výsledků došlo k zásadní změně modelu, a to takové, že jednotlivé zuby na náboji i přírubě jsou vymodelovány jako samostatné tělesa. V programu Creo byly náboj i příruba patřičně ořezány, a takto oříznuté součásti a jednotlivé zuby byly uloženy jako samostatné prvky. Oříznuté náboje a příruby byly naimportovány do prostředí Adams a na ně byly následně umístěny samostatné zuby, které musely být posléze pomocí vazby *Fixed* uchyteny k těmto oříznutým tělesům. Názorná ukázka tohoto řešení je na obr. 8.6.



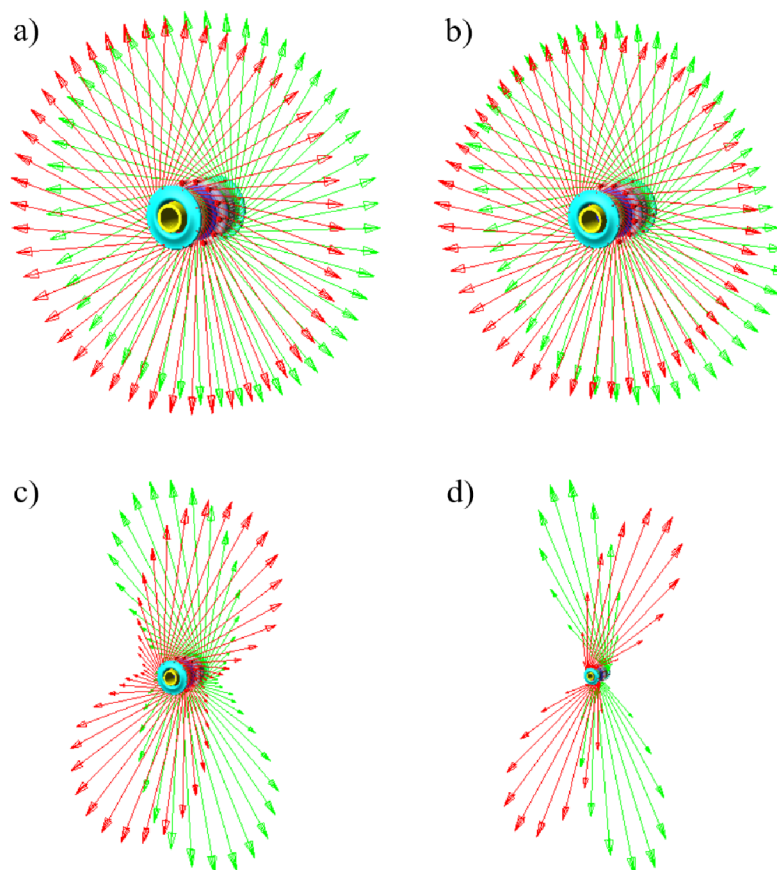
Obr. 8.6 Oříznutý náboj a příruba se samostatnými zuby

Kontakty tím pádem mohou být aplikovány mezi každým jednotlivým zubovým párem. To je velmi výhodné, zejména pokud potřebujeme zjistit sílu, který vzniká v každém zubovém kontaktu. Pokud by toto nebylo zajištěno, výsledné rozložení sil by bylo totožné, nicméně výsledná síla by šla vykreslit pouze jako součet jednotlivých sil mezi všemi zuby, což by nemělo vypovídající hodnotu. Aby byly zohledněny veškeré stavy, kterých může spojka za provozu dosáhnout, byla připravena obsáhlejší analýza. Její průběh je zaznamenán v následující tabulce. Otáčky byly záměrně zvoleny velmi malé, a to z toho důvodu, aby byl v grafu zřetelně rozpoznatelný průběh síly.

Tab. 8.1 Průběh analýzy v programu Adams

Čas analýzy [s]	Druh pohybu/zatížení	Velikost pohybu/zatížení
0–1	Náběh momentu	1 669 Nm
1–1,2	Ustálení momentu na aktuální hodnotě	-
1,2–2,1	Radiální posun	12,8 mm
2,1–3	Radiální posun	-25,6 mm
3–3,2	Ustálení posunu na aktuální hodnotě	-
3,2–4,1	Axiální posun	13 mm
4,1–5	Axiální posun	-26 mm
5–6	Návrat spojky do výchozí pozice	-
6–7	Náběh otáček	120 min <sup>-1</sup>
7–7,2	Ustálení otáček na aktuální hodnotě	-
7,2–8	Náběh moment	1 669 Nm
8–8,2	Ustálení momentu na aktuální hodnotě	-
8,2–9,1	Radiální posun	12,8 mm
9,1–10	Radiální posun	-25,6 mm
10–10,2	Ustálení posunu na aktuální hodnotě	-
10,2–11,1	Axiální posun	13 mm
11,1–12	Axiální posun	-26 mm
12–13	Návrat spojky do výchozí pozice	-

Prvním výsledkem je rozložení sil působících mezi zuby. Na obr. 8.7 jsou ukázány některé scénáře, které mohou nastat. V prvním snímku působí pouze zatížení momentem bez vychýlení, rozložení sil je tím pádem rovnoměrné. Při axiálním posunu se rozložení těchto sil nijak nemění. Při radiálním posunu však již lze pozorovat změny v rozložení sil. Je patrný nárůst velikosti těchto sil, a to z toho důvodu, že ubývá počet zubů, které jsou v kontaktu. Tato situace je vyobrazena v několika snímcích, přičemž poslední snímek znázorňuje maximální vychýlení. Nutno ještě podotknout, že měřítko pro jednotlivé snímky je různé, a to z důvodu přehlednosti, jelikož první snímek by byl v porovnání s ostatními velmi malý.



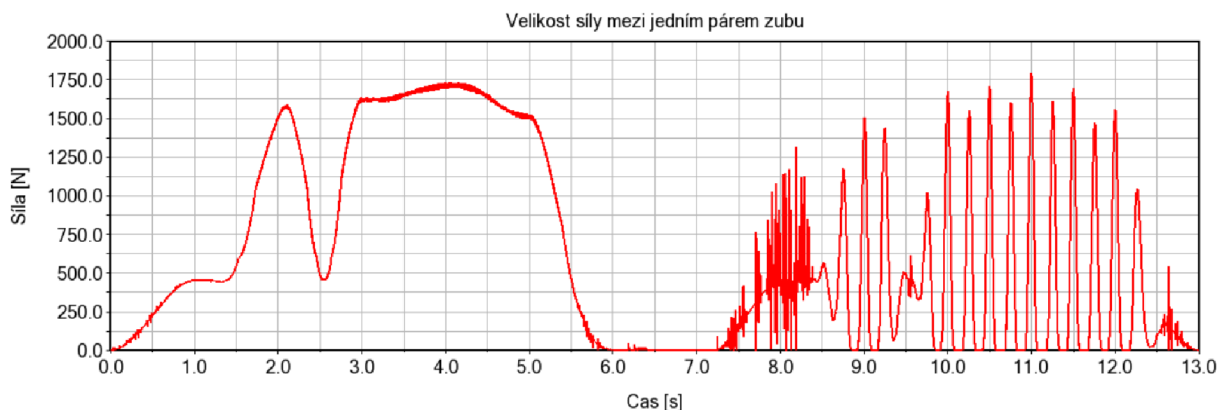
Obr. 8.7 Rozložení sil mezi zuby při postupném vychýlování spojky: a) nulové vychýlení, b) částečné vychýlení o  $1^\circ$ , c) poloviční vychýlení o  $2^\circ$ , d) maximální vychýlení o  $4,05^\circ$

Pro jednotlivé stupně natočení lze odečíst maximální sílu, která mezi zuby působí, a také počet zubů v záběru. Tyto výsledky jsou zaznamenány v následující tabulce. Lze vidět, že počet zubů v záběru zcela neodpovídá výsledkům z kapitoly 7.2.2. Tyto rozdíly jsou způsobeny tím, že v programu Adams bylo možné odečíst i ty nejmenší síly, které mezi zuby působí. V programu Ansys jsou však tyto síly v porovnání s ostatními velmi malé, a tudíž je napětí v důsledku těchto sil neměřitelné.

Tab. 8.2 Velikost maximální síly mezi zuby a počet zubů v záběru v závislosti na vychýlení spojky

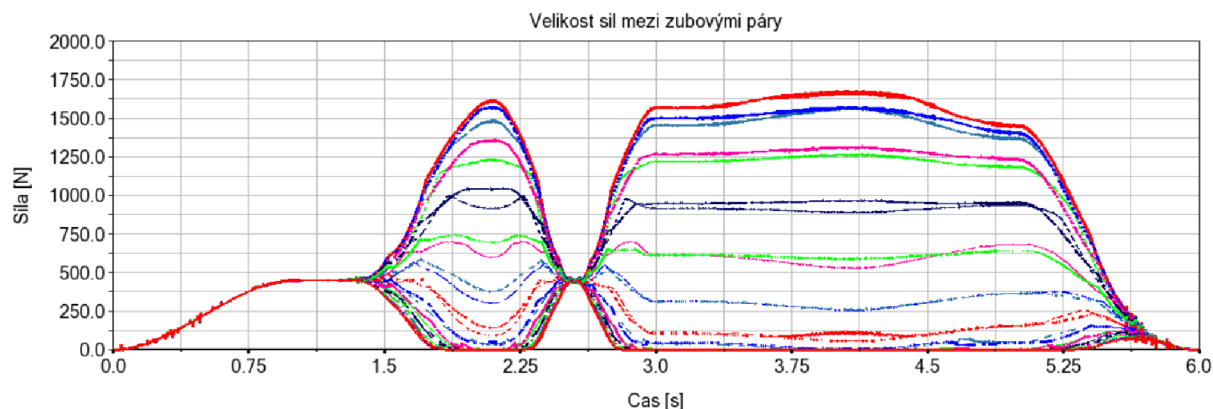
Vychýlení spojky [ $^\circ$ ]	0	1	2	3	4,05
Maximální síla [N]	450	467	769	1 305	1 732
Počet zubů v záběru	50	50	50	28	22

Jelikož je mezi každou zubovou dvojicí samostatný kontakt, je možné vykreslit graf s velikostí síly působící mezi zuby. Z grafu na obr. 8.8 vyplývá, že při zastavené spojce má síla spojitý průběh a zuby jsou ve stálém záběru. V reálném provozu však vždy dochází k rotaci a tato síla neustále mění svou velikost a rovnoměrně se přenáší mezi jednotlivými zuby. Tato změna v důsledku rotace je zaznamenána v druhé části grafu. Zde je možné pozorovat, že tím jak se spojka otáčí, tak síla neustále mění svoji velikost z maxima na minimum. Rozkmitání, které je patrné v intervalu 7–8 s, je způsobeno náběhem krouticího momentu.



Obr. 8.8 Graf s průběhem síly působící mezi jedním párem zubů

Na dalším obrázku jsou vykresleny síly na dvaceti různých zubových kontaktech. V samotném začátku analýzy mají všechny síly stejnou velikost. Poté je možné pozorovat, jak se při radiálním vychýlení začnou jednotlivé síly měnit. Také je možné si povšimnout, že axiální posuv nemá na velikost sil mezi jednotlivými zub téměř žádný vliv. Průběh byl vykreslen pouze v části, kde ještě nepůsobí otáčky, a to z důvodu přehlednosti. Pokud se spojka začne otáčet, tak se tyto síly neustále mění svou velikostí.



Obr. 8.9 Graf s průběhem sil působících mezi dvaceti různými zubovými páry

## 8.4 ZUBOVÁ FREKVENCE

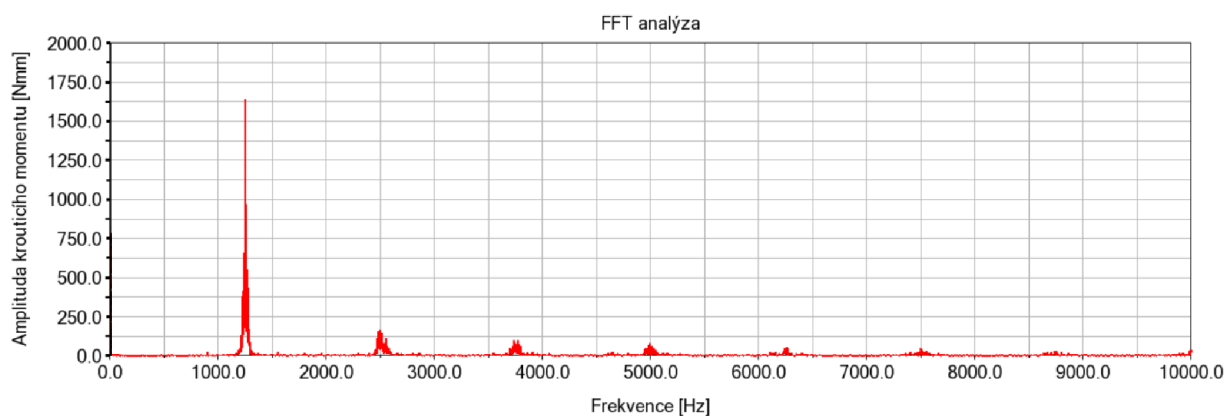
Zubovou frekvenci je možné měřit na výstupním náboji, kde jsou přiváděny otáčky. Se zvyšujícími se otáčkami logicky narůstá i zubová frekvence. Tuto frekvenci je důležité určit zejména z toho důvodu, že její hodnota je několikanásobně vyšší než frekvence otáček spojky a generuje vibrace. Může tak hrát podstatnou roli při výpočtu vlastních frekvencí. U rozdílného počtu zubů je také možné určit, jak často přichází do kontaktu stejné páry zubů. V tomto případě však ozubená kola mají stejný počet zubů, a tím pádem jsou v kontaktu stále stejné zuby.

Analýza byla opět vhodně upravena. Spojka je nejprve roztočena danými otáčkami a následně je aplikován maximální moment. Následuje radiální vychýlení o maximální hodnotu 12,8 mm. Poté nastává ustálený stav po dobu jedné sekundy, což je zároveň zkoumaná oblast, ve které je obsažen dostatečný počet cyklů pro určení zubové frekvence. Výsledkem je tedy časový záznam, který je možné převést do frekvenčního spektra pomocí FFT analýzy a určit dominantní zubovou frekvenci, případně její harmonické složky. Obecně je zubovou frekvencí možno vypočítat dle vztahu (31).

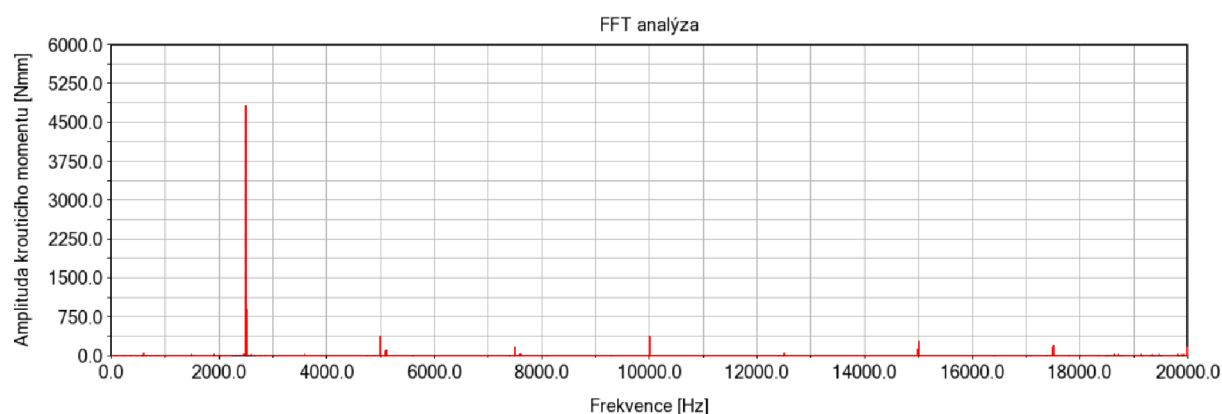


$$f_z = \frac{n}{60} \cdot z \quad (31)$$

kde:  $f_z$  [Hz] - zubová frekvence  
 $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] - vstupní otáčky



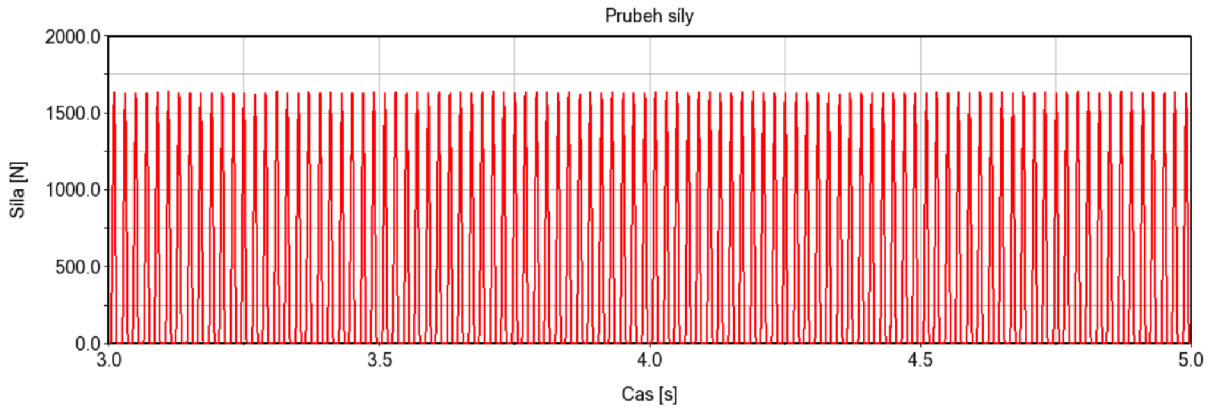
Obr. 8.10 Zubová frekvence pro  $1\,500\ \text{min}^{-1}$



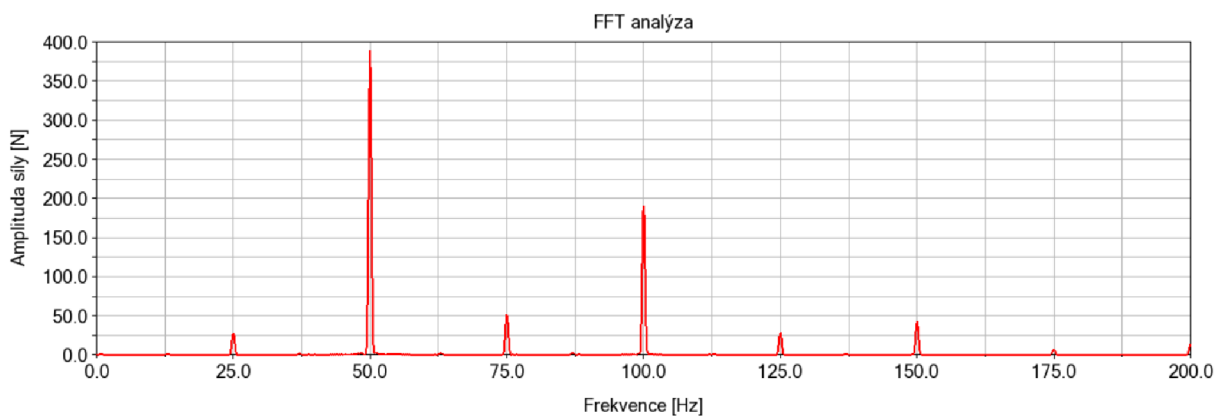
Obr. 8.11 Zubová frekvence pro  $3\,000\ \text{min}^{-1}$

Na obr. 8.10 je zubová frekvence pro  $1\,500\ \text{min}^{-1}$ . Hodnota této frekvence činí  $1\,250\ \text{Hz}$  a amplituda má velikost  $1,6\ \text{Nm}$ . Obr. 8.11 ukazuje zubovou frekvenci pro  $3\,000\ \text{min}^{-1}$  o velikosti  $2\,500\ \text{Hz}$  a amplitudě  $4,8\ \text{Nm}$ . Harmonické složky jsou pro oba případy velmi malé a není je tudíž potřeba brát v potaz. Hodnoty otáček byly takto zvoleny záměrně, aby pokryly zejména typický provozní rozsah otáček, jelikož velikost jmenovitých otáček činí  $2\,330\ \text{min}^{-1}$  [16]. Pro maximální otáčky následně zubová frekvence vychází  $3\,804\ \text{Hz}$  s amplitudou  $6,8\ \text{Nm}$ .

Kromě zubové frekvence je také možné určit frekvenci, která udává, jak často zuby vstupují a vystupují ze záběru. Na obr. 8.12 je vykreslen průběh síly na jednom zubovém kontaktu pro  $1\,500\ \text{min}^{-1}$  při maximálním radiálním vychýlení. Po převedení do frekvenčního spektra pomocí FFT analýzy, znázorněno na obr. 8.13, má tato frekvence hodnotu  $50\ \text{Hz}$ . To má logické zdůvodnění, jelikož za jednu otáčku spojky vstoupí do záběru každý zubový kontakt celkem dvakrát. Amplituda má v tomto konkrétním případě velikost  $390\ \text{N}$ , což je poměrně velká hodnota. Také je možné pozorovat, že podstatnou roli zde hraje i harmonická složka druhého řádu s amplitudou  $190\ \text{N}$ .



Obr. 8.12 Graf závislosti sily na čase pro 1 500 min<sup>-1</sup>



Obr. 8.13 Frekvence jednoho zubu vstupujícího do kontaktu pro 1 500 min<sup>-1</sup>

Pokud výslednou hodnotu následně vynásobíme počtem zubů, dostaneme celkovou frekvenci všech zubů vstupujících do kontaktu. Pro ukázkou je výpočet proveden pro 1 500 min<sup>-1</sup>, 3 000 min<sup>-1</sup> a maximální otáčky 4 565 min<sup>-1</sup>.

$$f_{0,1500} = 50 \text{ Hz}$$

$$f_{0,3000} = 100 \text{ Hz}$$

$$f_{0,4565} = 152,16 \text{ Hz}$$

$$f_{c,1500} = z \cdot f_{0,1500} = 50 \cdot 50 = 2\,500 \text{ Hz} \quad (32)$$

$$f_{c,3000} = z \cdot f_{0,3000} = 50 \cdot 100 = 5\,000 \text{ Hz} \quad (33)$$

$$f_{c,4565} = z \cdot f_{0,4565} = 50 \cdot 152,16 = 7\,608 \text{ Hz} \quad (34)$$

kde:  $f_c$  [Hz] - celková frekvence všech zubů vstupujících do kontaktu  
 $f_0$  [Hz] - frekvence jednoho zubu vstupujícího do kontaktu

Jak tedy plyne z předchozích výpočtů, jsou výsledné frekvence velmi vysoké a již při otáčkách 1 500 min<sup>-1</sup> mají hodnotu 2 500 Hz. Pokud se podíváme na hodnotu maximálních provozních

otáček, tak tato frekvence může dosáhnout velikosti až 7 608 Hz. Tuhle hodnotu je tedy rozhodně nutno brát v potaz například při výpočtu vlastních frekvencí, které již nejsou obsahem této práce.

Nutno podotknout, že tyto frekvence začínají vznikat až ve chvíli, kdy dojde k určitému vychýlení a některé zuby tudíž ztratí kontakt. Z analýzy je také možné přesně určit, při jakém úhlu vychýlení začne docházet ke ztrátě kontaktů, a tím pádem k vybuzení této frekvence. K první ztrátě kontaktů začíná docházet při vychýlení o hodnotu  $2,42^\circ$ , to stejné platí také pro zubovou frekvenci. Od této hodnoty dochází ke zlomu, kdy zuby začínají ztrácet kontakt velmi rychle. Na velikost frekvence to již však nemá vliv.

## 8.5 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA DORAZOVÉ KROUŽKY

Důležité je také určení sil, které působí na dorazové kroužky a na O-kroužky ve víku. Pokud je spojka v reálném provozu zatížena momentem, jsou síly mezi zuby dostatečně velké, a tudíž nedochází k posouvání příruby a následnému nárazu do dorazových kroužků. Pokud je však spojka v nezatíženém stavu a pouze se volně otáčí, může již dojít k nežádoucímu nárazu náboje na jednu či druhou stranu. Nutno podotknout, že tato situace může v reálném provozu nastávat poměrně často, jelikož po rozjetí vlaku je velikost momentu, potřebného pro udržování rychlosti, malá. Zároveň také při jízdě po rovině může docházet k situaci, kdy je vyražena rychlost a vlak jede pouze na volnoběh. V tu chvíli se může stát, že se příruba vůči náboji může relativně volně pohybovat a může zde docházet k nárazům.

Analýza byla opět upravena pro tyto potřeby výpočtu. V čase 0–1 s dochází k roztočení spojky na maximální provozní otáčky. Následuje kombinace maximálních radiálních a axiálních pohybů, kde je zajištěno, aby spojka byla vychýlena do všech krajních pozic, a tudíž došlo k potřebným kontaktům. Celá analýza tedy trvá 7 s a výsledkem je graf na následujícím obrázku.



Obr. 8.14 Graf síly působící při nárazu na dorazové kroužky

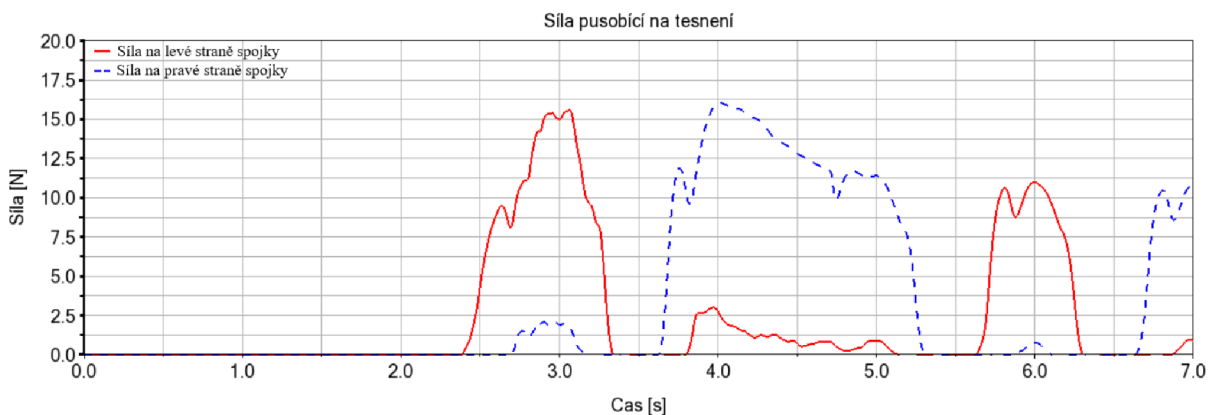
Z výsledků analýzy lze vyvodit několik závěrů. Nejprve byla zkoumána tuhost jednotlivých kontaktů. Pokud by veškeré dorazové díly byly pouze kovové, tak by docházelo k tvrdým nárazům a mohlo by až dojít k nekontrolovatelnému rozkmitání příruby. Z toho důvodu jsou právě dorazové kroužky z pryže. Tuhost a tlumení této pryže ovšem nejsou známy, a také mazivo zde hraje jistou roli, jak bylo popsáno v kapitole 6.6. Ve chvíli, kdy byla výchozí tuhost vůči ostatním dílům snížena na polovinu, tak již nedocházelo ke tvrdému nárazu, ale náraz byl dostatečně utlumen. Dá se ovšem předpokládat, že tuhost bude ještě o něco nižší než mnou zvolená, a tím pádem budou menší i síly při nárazu. Graf na obr. 8.14 je vykreslen pro tuhost  $1\,000\text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$  a

tlumení  $10 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$ . Maximální síla je v tomto případě 290 N, což není nijak velká hodnota, dá se ovšem předpokládat, že ve skutečnosti bude tato síla ještě menší.

Z analýzy vyplývá ještě jedno velmi důležité zjištění. Na straně víka spojky je v drážce umístěn O-kroužek, jehož hlavním účelem je omezovat tvrdé nárazy do víka. Ať je však spojka vychýlena jakýmkoliv způsobem, tak ke kontaktu s těmito O-kroužky nedochází a může tudíž docházet k tvrdému nárazu do víka, což je velmi nežádoucí. Z toho důvodu by byla vhodná jejich úprava.

## 8.6 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA TĚSNĚNÍ

Pokud je spojka dokonale vyrovnaná, dá se říct, že na těsnění nepůsobí žádná nebo jen velmi zanedbatelná síla. Ve skutečnosti je spojka téměř vždy mírně vychýlena a na těsnění tak působí určitá síla, která toto těsnění neustále deformuje. Stejně jako v případě dorazových kroužků je velmi těžké určit tuhost a tlumení tohoto těsnění, dá se ovšem předpokládat, že tyto hodnoty budou ještě menší v porovnání s dorazovými kroužky. Oproti předchozí analýze bylo zamezeno otáčení spojky, aby byl lépe vidět průběh síly stlačující těsnění. V případě, že však spojka otáčí, dochází na jedné straně k neustálému stlačování těsnění, na druhé straně naopak k jeho uvolňování.



Obr. 8.15 Graf síly působící mezi těsněním a víkem

Graf na obr. 8.15 je vykreslen pro tuhost  $1\,000 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$  a tlumení  $10 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$ . Je tedy patrné, že když je spojka dokonale vyrovnaná, je síla nulová. Při aplikaci radiálního posuvu síla narůstá, jak se však dalo předpokládat, maximální síla je velmi malá. Přenášený moment v tomto případě nehraje žádnou roli. V reálném provozu je tedy těsnění neustále zatěžováno a deformováno, což je pro jeho správnou funkci nezbytné.

## ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zubové spojky pro aplikaci v kolejové dopravě a je rozčleněna do několika stěžejních kapitol. Na začátku této práce byla provedena krátká rešerše, která má za úkol zejména seznámit čtenáře s teoretickou problematikou zubových spojek. Poté již následují praktické části, které obsahují vlastní navržená řešení a postupy.

V konstrukční části byla navržena nová konstrukce zubové spojky dle požadavků firmy IGW. Zcela nově byla navržena zejména oblast s těsněním, jelikož se jedná o klíčovou součást celé spojky. Byl tedy maximálně omezen únik maziva, což byl jeden z hlavních cílů. Došlo k podstatným úpravám dorazových a středových kroužků, které zajišťují menší opotřebení nábojů, a celkově přispívají k menšímu namáhání celé spojky, jelikož veškeré nežádoucí nárazy jsou dostatečně utlumeny. Spojovací a těsnicí prvky byly zvoleny dle standardů firmy IGW a například zvolené šrouby budou nyní použity i pro následující nově navržené projekty. Pozornost byla věnována také zvolenému mazivu a byl proveden výpočet pro jeho množství, které je potřeba pro zajištění bezpečného provozu. Ke všem klíčovým součástem spojky byla vytvořena výkresová dokumentace se všemi geometrickými tolerancemi nezbytnými pro následnou výrobu.

Poté byly provedeny pevnostní výpočty klíčových komponentů. Zde se vycházelo z technických parametrů motoru, který bude pro tento projekt používán. Pro dvojí ověření byly ve většině případů provedeny výpočty jak analyticky, tak numericky, a to za pomoci programu Ansys Workbench. K bezpečnému zajištění provozu bylo potřeba ověřit bezpečnost lisovaného spoje, ozubení, a také spojovacích šroubů. U všech těchto součástí jsou bezpečnosti dostatečně velké, s ohledem na zajištění bezpečného provozu. Zvláštní pozornost byla věnována zejména ozubení spojky. To je sice z důvodu náročné výroby stejné pro všechny zubové spojky, nicméně byl připraven obsáhlý model s vychýlením spojky, aby bylo ověřeno, zda kombinaci maximálního momentu a vychýlení zvládnou všechny zuby bezpečně přenést. Je potřeba zmínit, že principiálně jsou provedené výpočty stejné i pro podobné typy spojek a lze je tedy aplikovat i v jiných případech. Také je možné použít tuto spojku pro motory s odlišnými parametry, v případě většího přenášeného momentu je však potřeba provést výpočty nanovo.

Poslední kapitolu tvoří dynamický model spojky. Velmi důležité je, aby spojka dokázala zabezpečit veškeré pohyby, které mohou za provozu nastat. Bylo tedy ověřeno, že při takto navržené geometrii je spojka schopna bezpečně fungovat. Ověřeny byly velikosti axiálních a radiálních sil při těchto pohybech, přičemž velikosti plně odpovídají teoretickým předpokladům. Zvláštní pozornost byla věnována rozložení sil mezi jednotlivými zuby, kde bylo zkoumáno chování těchto vznikajících sil, při rozdělení modelu na jednotlivé zuby. Takto vytvořený model může například sloužit pro případy, kdy chceme zkoumat rozložení sil při závadě vzniklé na určitém počtu zubů. Zjištěna byla také zubová a otáčková frekvence spojky, které jsou velmi zásadní například při výpočtu vlastních frekvencí, a proto je možné při následném výpočtu tyto data využít. Posledním důležitým zjištěním je fakt, že dorazové kroužky plní veškeré požadované úkoly, ovšem O-kroužky na druhé straně spojky by bylo vhodné upravit.

Výsledkem celé práce je tedy nově navržená spojka, kterou je možné po úspěšném otestování začít vyrábět. Takto navržená konstrukce může sloužit nejenom pro tento konkrétní projekt, pro který byla spojka navržena, ale může sloužit i pro projekty s podobnými požadavky. V dynamickém modelu byly ověřeny veškeré teoretické předpoklady, které je také možné aplikovat i na odlišné typy zubových spojek. Před samotným uvedením do provozu je však ještě potřeba provést testování spojky, kde budou veškeré zjištěné výsledky ověřeny reálně v praxi.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] UNIFE (The european rail industry). *A driver for EU competitiveness and sustainable mobility worldwide*. Dostupné z: <https://www.unife.org/component/attachments/?task=download&id=110>
- [2] IG Wateeuw [online]. *Intruduction and current knowledge*. Brno, 2016.
- [3] MANSUCO, Jon R. *Couplings and joints, design, selection and aplication*. 2nd., revised. New York, 1999, 581 s. ISBN: 0-8247-9950-X
- [4] KŘÍŽ, R. a kol.: *Strojní součásti I*. Praha: SNTL, 1984. ISBN: 04-210-90.
- [5] IG Wateeuw [katalog]. *Rail Couplings*. Firemní katalog spojek.
- [6] SKF Group. *SKF Couplings* [online]. ©2018 [cit. 2019-12-10]. Dostupné z: [https://www.skf.com/binary/tcm:12-317965/0901d196806fd7be-SKF-Couplings---15822\\_2-EN\\_tcm\\_12-317965.pdf](https://www.skf.com/binary/tcm:12-317965/0901d196806fd7be-SKF-Couplings---15822_2-EN_tcm_12-317965.pdf)
- [7] GUAN, Yabin, Zongde FANG, Xiaohui YANG a Guoding CHEN. *Tooth contact analysis of crown gear coupling with misalignment*. Mechanism and Machine Theory [online]. Elsevier, 2018, 126, 295-311 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: [https://primo.lib.vutbr.cz/permalink/f/1pt3lf4/TN\\_elsevier\\_sdoi\\_10\\_1016\\_j\\_mechmac\\_htheory\\_2018\\_04\\_019](https://primo.lib.vutbr.cz/permalink/f/1pt3lf4/TN_elsevier_sdoi_10_1016_j_mechmac_htheory_2018_04_019)
- [8] IG Wateeuw [online]. *Všeobecná návodka postupu montáže spojek*. Brno, 2009.
- [9] SMITH, D.J. *Gear noise and vibration*. 2nd. edition. New York: Marcel Dekker, 2003, 297 s. ISBN 824741293.
- [10] MANSUCO, Jon R., C.B. GIBBONS a E. MUNYON, ROBERT. *The Application Of Flexible Couplings For Turbomachinery*. Texas A&M University, Turbomachinery Laboratories [online]. Texas, 1989 [cit. 2020-02-10]. Dostupné z: <https://oaktrust.library.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/163579/T18141-164.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [11] EITEL, Lisa. *CouplingTips. Reaction forces from couplings: How to prevent or mitigate?* [online]. Srpen 11, 2017 [cit. 2021-03-27]. Dostupné z: <https://www.couplingtips.com/flexible-couplings/reaction-forces-couplings-mitigate-effects/>
- [12] KWD (Kupplungswerk Dresden GmbH). *Coupling and clutches in special design* [online]. [cit. 2020-01-27]. Dostupné z: <https://www.kupplungswerk-dresden.de/en/products/train.html>
- [13] SKF Group. *Historie SKF* [online]. Göteborg [cit. 2020-01-15]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/our-company/organization/skf-history/index.html>
- [14] SIEMENS. *About us* [online]. München, ©1996-2020 [cit. 2020-01-15]. Dostupné z: <https://new.siemens.com/global/en/company/about.html>

- [15] FLENDER A Siemens Company. *About us* [online]. Bocholt [cit. 2020-01-15]  
Dostupné z: <https://www.flender.com/en/>
- [16] AHN, J.K. Hyundai Rotem. *Dongbuk Line LRV (50 cars) - Procurement Technical Specification for Driving gear*. 26. Února 2019.
- [17] AHO, Tuomo, Christopher BAUM a Janne NERG. *Torsional excitation upon short-circuit in induction motors – in conventional and high-speed trains*. Texas A&M University, Turbomachinery Laboratories [online]. Houston, Texas, 2017 [cit. 2020-06-20]. Dostupné z:  
<https://pdfs.semanticscholar.org/0204/4cb9daae54abc162b54fb99c7af8d8a0505c.pdf>
- [18] IG Wateeuw [online]. *Rolled bars, forged bars, sawed pieces- quenched and tempered*. Brno, 2020.
- [19] SKF Group. *Machined seals - Product range* [online]. ©2020 [cit. 2020-12-02]  
Dostupné z: [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196809ce435-15235\\_1-EN---Machined-seals\\_June2020\\_tcm\\_12-171609.pdf#cid-171609](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196809ce435-15235_1-EN---Machined-seals_June2020_tcm_12-171609.pdf#cid-171609)
- [20] IG Wateeuw [online]. *Fasteners for railway applications – Design rules*. Brno, 2014.
- [21] IG Wateeuw [online]. *O-rings used for railway applications – Design rules*. Brno, 2014.
- [22] IG Wateeuw [online]. *List of approved coupling lubricants*. Brno, 2020.
- [23] SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. *Konstruování strojních součástí*. VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [24] RÖDER, Václav. *Spoje ocelových konstrukcí I*. Dostupné z:  
<http://ocel.wz.cz/download/sroubove-spoje/sroubove-spoje.pdf>
- [25] HATTORI, T., M. YAMASHITA, H. MIZUNO a T. NARUSE. *Loosening and sliding behaviour of bolt-nut fastener under transverse loading*. EPJ Web of Conferences [online]. EDP Sciences, 2010, 6 [cit. 2021-03-13]. ISSN 21016275. Dostupné z:  
[https://www.epj-conferences.org/articles/epjconf/pdf/2010/05/epjconf\\_ICEM14\\_08002.pdf](https://www.epj-conferences.org/articles/epjconf/pdf/2010/05/epjconf_ICEM14_08002.pdf)
- [26] VDI 2230. *Systematic calculation of high duty bolted joints, Joints with one cylindrical bolt*. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 2003. 172 s. ICS 21.060.10.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ČSN		Česká technická norma
DIN		Deutsches Institut für Normung
DLC		Diamond-like carbon
EN		European Standards
FFT		Rychlá Fourierova transformace
HMH		Napětí dle Huber-Mises-Hencky
ISO		International Organization for Standardization
MBS		Multibody simulation
MKP		Metoda konečných prvků
$D_{1M}$	[mm]	Velký průměr menšího lichoběžníku
$D_{1V}$	[mm]	Velký průměr většího lichoběžníku
$D_{2M}$	[mm]	Střední průměr menšího lichoběžníku
$D_{2V}$	[mm]	Střední průměr většího lichoběžníku
$d_3$	[mm]	Malý průměr závitu
$D_{3M}$	[mm]	Malý průměr menšího lichoběžníku
$D_{3V}$	[mm]	Malý průměr většího lichoběžníku
$d_h$	[mm]	Nominální průměr hřídele
$d_n$	[mm]	Nominální průměr náboje
$E$	[GPa]	Modul pružnosti v tahu
$e$	[-]	Kuželovitost
$f_0$	[Hz]	Frekvence jednoho zubu vstupujícího do kontaktu
$F_A$	[N]	Axiální síla
$f_A$	[-]	Koeficient tření mezi zuby
$f_c$	[Hz]	Celková frekvence všech zubů vstupujících do kontaktu
$F_k$	[N]	Minimální síla předpětí
$F_m$	[N]	Síla zatěžující jeden šroub při působení maximálního momentu
$F_N$	[N]	Normálová síla mezi hřídelí a nábojem
$f_{nh}$	[-]	Součinitel tření mezi nábojem a hřídelí
$F_p$	[N]	Zbytková síla předpětí po odlehčení šroubového spoje
$F_i$	[N]	Tabulková síla předpětí šroubu
$F_t$	[N]	Síla zatěžující jeden šroub při působení tažného momentu



$F_z$	[N]	Ztráta předpětí v důsledku plastické deformace při zapuštění šroubu a matice
$f_p$	[ $\mu\text{m}$ ]	Plastická deformace v důsledku zapuštění matice a šroubu do příruby, při uvažované drsnosti povrchu $R_z < 10 \mu\text{m}$ a pro případ stříhového namáhání
$f_z$	[Hz]	Zubová frekvence
$i$	[-]	Počet šroubů
$k_0$	[-]	Bezpečnost vůči otláčení
$K_b$	[ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ ]	Tuhost spojovacích součástí
$K_m$	[ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ ]	Tuhost spojovaných součástí
$k_{ph}$	[-]	Bezpečnost vůči vzniku plastické deformace pro hřídel
$k_{pn}$	[-]	Bezpečnost vůči vzniku plastické deformace pro náboj
$k_{po}$	[-]	Bezpečnost vůči otláčení zubů
$k_{ps}$	[-]	Bezpečnost vůči plastické deformaci šroubu
$k_s$	[-]	Bezpečnost vůči stříhu
$k_{sh}$	[-]	Bezpečnost vůči proklouznutí hřídele při maximálním krouticím momentu $M_{max}$
$k_{sl}$	[-]	Bezpečnost vůči prokluzu šroubového spoje
$l$	[mm]	Délka kužele (pro náboj i hřídel stejná hodnota)
$L_M$	[mm]	Délka menšího lichoběžníku
$l_{min}$	[mm]	Minimální skutečná délka kontaktu náboje a hřídele při minimální hodnotě přesahu $\Delta r_{min}$
$l_s$	[mm]	Svěrná délka dříku šroubu, viz obr. 7.25
$l_{se}$	[mm]	Účinná svěrná délka dříku šroubu, viz obr. 7.25
$l_{st}$	[mm]	Délka spojovaných součástí
$l_t$	[mm]	Svěrná délka závitu šroubu, viz obr. 7.25
$l_{te}$	[mm]	Účinná svěrná délka závitu šroubu, viz obr. 7.25
$L_V$	[mm]	Délka většího lichoběžníku
$m$	[mm]	Modul ozubení
$m_M$	[kg]	Hmotnost maziva
$M_{kmin}$	[Nm]	Minimálně možný přenesený krouticí moment
$M_{lim}$	[Nm]	Limitní hodnota momentu, kterou jsou šrouby schopny přenést
$M_{max}$	[Nm]	Maximální moment působící ve spojce, viz tab. 6.1
$M_{taž}$	[N]	Tažný moment, viz tab. 6.1
$n$	[ $\text{min}^{-1}$ ]	Vstupní otáčky
$p$	[MPa]	Skutečný tlak působící na šroub

$p_d$	[MPa]	Dovolený tlak
$p_{d01}$	[MPa]	Dovolený tlak v kontaktu zubů
$p_{o1}$	[MPa]	Reálný tlak v kontaktu zubů
$p_s$	[MPa]	Průměrný tlak působící mezi nábojem a hřídelí spojky po nalisování
$R$	[mm]	Poloměr roztečné kružnice šroubů
$r_1$	[mm]	Vnitřní průměr náboje (střední hodnota)
$r_2$	[mm]	Vnější průměr náboje
$R_e$	[MPa]	Mez pevnosti kluzu
$R_{p0,2h}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu pro hřídel
$R_{p0,2n}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu pro náboj
$t_{min}$	[mm]	Nejkratší délka styku mezi lícovaným šroubem a spojovanou součástí, viz obr. 7.23
$V_1$	[mm <sup>3</sup> ]	Objem tělesa vzniklého rotací obou lichoběžníků
$V_2$	[mm <sup>3</sup> ]	Objem rotačního tělesa zjištěný z obr. 6.17
$V_c$	[mm <sup>3</sup> ]	Celkový objem maziva
$z$	[-]	Počet zubů náboje
$\alpha$	[°]	Úhel záběru
$\alpha_A$	[-]	Bezpečnostní utahovací faktor
$\Delta r_{max}$	[mm]	Maximální hodnota přesahu
$\Delta r_{min}$	[mm]	Minimální hodnota přesahu
$\mu_p$	[-]	Koeficient tření mezi přírubami
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Hustota maziva
$\sigma_{HMHh}$	[MPa]	Maximální hodnota napětí dle HMH pro hřídel
$\sigma_{HMHn}$	[MPa]	Maximální hodnota napětí dle HMH pro náboj
$\tau_{ds}$	[MPa]	Mez pevnosti ve smyku
$\tau_s$	[MPa]	Skutečné napětí ve stříhu

## SEZNAM SAMOSTATNÝCH PŘÍLOH

	Název:	Číslo výkresu:	Druh dokumentu:
I.	Dorazový kroužek	1-DP-04	Výkres součásti
II.	Náboj	2-DP-02	Výkres součásti
III.	Polovina spojky	3-DP-02	Výkres sestavy
IV.	Příruba	4-DP-01	Výkres součásti
V.	Středový kroužek	5-DP-03	Výkres součásti
VI.	Víko spojky	6-DP-03	Výkres součásti
VII.	Zubova spojka	7-DP-02	Výkres sestavy