



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

DESIGN OF GEAR COUPLING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Kundýsek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Bc. Michal Kundýsek

Student: Automobilní a dopravní inženýrství
bez specializace

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

Studijní program:

Studijní obor:

Vedoucí práce:

Akademický rok: 2021/22

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

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V oblasti kolejových vozidel je využíváno různých druhů spojek pro spojení dvou hřídelí, které jsou nesouosé. Jejich nesouosost se během provozu mění, přičemž toto vychýlení je jedním z parametrů pro výběr vhodné spojky. Vzhledem ke zvyšujícím se parametrům převodového ústrojí a snižujícím se zástavbovým rozměrům jsou využívány nové konstrukční varianty spojek, mezi které je možné zařadit zubové spojky.

Cíle diplomové práce:

Provedení rešerše za účelem zjištění využívaných koncepcí

Konstrukční návrh zubové spojky

Provedení deformačně napěťové analýzy zubové spojky

Optimalizaci designu zubové spojky

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-26290.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinenund Fahrzeugbau. Springer Verlag, 2012. ISBN 978-3-8348-1603-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. ředitel ústavu
děkan fakulty

ABSTRAKT

Obsahem diplomové práce je konstrukce zubové spojky pro obecné použití. Spojka byla prvně popsána, aby čtenář byl seznámen s problematikou spojky. Po přiblížení problematiky, vznikla praktická část, která se zabývala koncepčním návrhem zubové spojky. Byli vytvořené dva návrhy zubové spojky, aby byli zohledněné co nejvíce požadavků pro zákazníky. Po zhotovení modelu, vznikli pevnostní výpočty pro ověšení funkčnosti spojky. Výpočty se týkali především důležitých komponentu pro provoz spojky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Koncepční návrh, zubová spojka, barelové ozubení, deformační napěťová analýza, rozložení napětí

ABSTRACT

The content of the diploma thesis is the construction of a toothed coupling for general use. The coupling was first described in order to acquaint the reader with the issue of the coupling. After approaching the issue, a practical part was created, which dealt with the conceptual design of the gear coupling. Two gear coupling designs have been developed to take into account as many customer requirements as possible. After making the model, strength calculations were created to verify the functionality of the coupling. The calculations mainly concerned important components for the operation of the clutch.

KEYWORDS

Conceptual design, gear coupling, crowning gear, load distribution, load distribution, strain-stress analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUNDÝSEK, Michal. *Konstrukční návrh zubové spojky* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-12]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140213>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Kamil Řehák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamil Řehák, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Michal Kundýsek

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu, panu Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D., za pomoc při vytváření mé diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Bc. Jakobovi Leichnerovi za pomoc s řešením některých výpočtů. Rád bych i poděkoval rodině a své přítelkyni Nikole Jurčové za pomoc a ochotu při vytváření této práce.

OBSAH

Konstrukční návrh zubové spojky.....	2
Úvod	10
1 Přehled spojkových systémů	11
1.1 Základní vlastnosti	11
1.2 Neovládané spojky	11
1.2.1 Neovládaných spojkových systému	12
2 Stav poznání.....	14
2.1 Rozdělení	15
2.1.1 Rozdělení řešených konstrukcí	19
2.2 Geometrie ozubení	20
2.2.1 Náboje	20
2.2.2 Pouzdra.....	22
2.3 Základní kroutící momenty spojky.....	22
2.3.1 Minimální kroutící moment	22
2.3.2 Maximální kroutící moment	23
2.4 Vysokorychlostní zubové spojky	23
2.5 Mazání	24
2.6 Poškození zubové spojky	25
3 Výrobci zubových spojek.....	28
4 Návrh ozubení	30
5 Modely zubové spojky	32
5.1 Model s dorazy	32
5.1.1 Náboj spojky	32
5.1.2 pouzdro spojky	34
5.1.3 Středící kroužek	34
5.1.4 Pryžové dorazy	35
5.1.5 Kryt spojky.....	36
5.1.6 Gumové těsnění.....	37
5.1.7 Přitahující plech	39
5.1.8 Spojovací komponenty.....	39
5.1.9 Montáž spojky	40
5.2 Model s vlnovcem	41
5.2.1 Náboj spojky	42
5.2.2 pouzdro spojky	42
5.2.3 Vlnovec	43
5.2.4 Utahovací kroužky	45
5.2.5 Gumové těsnění.....	46
5.2.6 Přitahující plech	46
5.2.7 Spojovací komponenty.....	47
5.2.8 Montáž spojky	47
5.3 Mazivo.....	48
5.3.1 Tuhé mazivo.....	48

5.3.2	Minerální oleje.....	48
6	Výpočtové analýzy	50
6.1	Drážkový spoj	50
6.1.1	Analytický výpočet.....	50
6.1.2	Numerický výpočet	51
6.2	Výpočet šroubového spoje.....	54
6.2.1	Analytický výpočet.....	54
6.2.2	Numerický výpočet	55
6.3	Výpočet ozubení	58
6.3.1	Kontrola na dotek zubů	59
6.3.2	Kontrola natočení spojky.....	61
	Závěr.....	65
	Seznam příloh	71



ÚVOD

Při každodenních činnostech využíváme novodobé stroje, které fungují na principu vytvoření, přenosu a užití kroutícího momentu. Moment je vytvářen z velké části pomocí motoru. Následně je pomocí hřídelí dále přenášen do dalších komponentů, které kroutící moment využívají na vykonání práce. Hřídele dosahují dlouhých vzdáleností a mohou se dle vlastní frekvence rozkmitat. Jednodušší údržby můžeme hřídel rozdělit na dvě části a posléze je spojit pomocí spojovacích komponentů. Na spojovací komponenty jsou kladeny vysoké nároky na životnost, bezproblémový chod, tichý chod a snadnou údržbu stroje. Spojovací komponenty není snadné vyrobit kvůli zvyšujícím se nárokům, jako jsou zvětšující se přenosové síly, zmenšující se hmotnost, přesnost výroby a snížení výrobních nákladů. Přesnost výroby je pro nás nejdůležitější. Vždy uvažujeme, že v ideálním případě jsou spojovací hřídele souosé. V reálném průmyslu se s touto skutečností příliš často neseťkáváme. Často se tedy právě seťkáváme s menším vychýlením až do jednoho stupně. Další druhy vychýlení máme způsobené pracovním stavem. Většinou se seťkáváme s axiálním, radiálním nebo úhlovým vychýlením i vzájemnou kombinací.

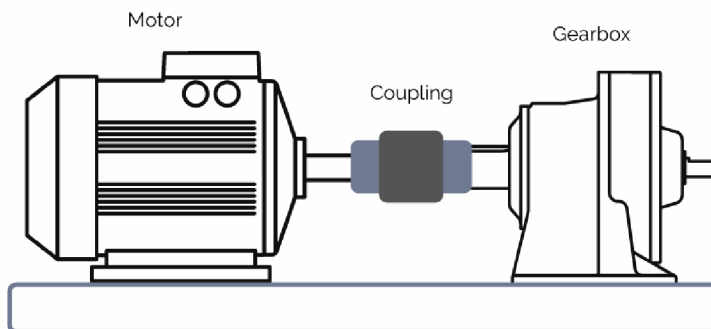
Různé spojky nám umožňují zvládat různé druhy vychýlení. Pro naši diplomovou práci jsme zvolili zubovou spojku, jeví se jako nejlepší řešení. Dokáže zvládat přenos vysokého kroutícího momentu při větších hodnotách vychýlení. Zubová spojka funguje tak, že kroutící moment se přenáší z jedné hřídele na druhou pomocí evolventního ozubení. Spojka možnost pracovat v horších pracovních podmínkách, má vyšší účinnost a delší trvanlivost. Spojka má ale nevýhodu ve smontování. Ovšem výhoda zvládat vysoké rychlosti otáčení, vysoké výkony, vychýlení a nesouosost při zatíženém stavu znamená důvod pro její užívání. Užití spojky je hlavně v letectví, námořnictví a vlakové dopravě.[1]

Kvůli své výhodě zvládat vychýlení, má zubová spojka složitější konstrukční návrh. Už při menším vychýlení se mění kontaktní tlak, jeho maximum se tedy již nenachází na středu zubu. Podle velikosti vychýlení se mění i zmíněná velikost a umístění. To vede k problému při navrhování zubové spojky. Barelový typ zubů je modifikace přímého ozubení. Tato úprava ozubení nám tedy umožňuje zvládat vyosení. Právě pomocí zaoblení zvládá spojka rozložit kontaktní tlak na větší ploše, zvyšuje životnost ozubení a tím i celé spojky. Ovšem kontaktní tlak při vychýlení mění svoji velikost, a proto je návrh spojky obtížný.

1 PŘEHLED SPOJKOVÝCH SYSTÉMŮ

1.1 ZÁKLADNÍ VLASTNOSTI

Spojka je část převodového ústrojí, díky níž je umožněno přenášení kroutícího momentu z hnací hřídele na hnanou hřídel. Osy těchto hřídelí mohou být totožné, nebo různoběžné. U různoběžných os je podmínka, že se musejí protínat pod ostrým úhlem. Spojky nejčastěji nacházíme mezi motorem a převodovým ústrojím. Ovšem spojky můžeme nalézt i za převodovkou. Spojky pracují s vysokou účinností. Je dáno, že pevné spojky pracují s 99 % účinností. Dochází k minimální ztrátě kroutícího momentu mezi hnací a hnanou hřídelí, proto jsou ztráty kroutícího momentu zanedbatelné. Další činností je tlumení torzních kmitů. V některých případech může být také použita jako ochrana proti přetížení.[2]



Obr. 1 Použití spojky v systému[3]

Spojky dále rozdělujeme podle jejich funkčnosti do několika skupin. Jsou to spojky mechanicky ovládané, mechanicky neovládané, hydraulické, elektrické, magnetické a odstředivé.[2]

1.2 NEOVLÁDANÉ SPOJKY

Naším dalším zájmem budou spojky neovládané. Jsou také označeny jako pevné. U těchto spojek je hnací a hnaná hřídel spojena trvale. Nelze je během provozu vypnout a tím zamezit přenosu kroutícího momentu. Konstrukce těchto hřídelí vyžadují úplnou vzájemnou sousost. Spojka dokáže i přenášet menší ohybový moment. Tento typ provedení má výhodu ve své nízké ceně.[2]

Samotné mechanicky neovládané spojky dále dělíme na pevné, pružné a vyrovnávací. Pevné nám umožní pouze přenos točivého momentu. Vyžadují úplnou sousost. Pružné zvládá tlumení rázů a vibrací. Vyrovnávací jsou použité, kde není zajištěná úplná sousost.[2]

1.2.1 NEOVLÁDANÉ SPOJKOVÉ SYSTÉMY

Pevné

Nejjednodušší způsob spojení dvou hřídelí je jejich pevné spojení, které má trvalý přenos kroutícího momentu. Mezi spojovacími hřídeli musí být zajištěná úplná souosost, aby byla zajištěna správná provozní funkčnost spojek. Konstrukce spojek je velmi jednoduchá, a proto je velmi levná. Ovšem spojka nedokáže tlumit ráze ani vibrace.[4]

- Přírubová spojka

Spojka přenáší kroutící moment pomocí dvou přírub na konci hřídelí. Přenos je realizován pomocí třecích ploch přírub a dřívku šroubového spoje. Příruba je vykována a na hřídel je nasazena pomocí šroubového spoje, navařená na hřídel, nebo nalisována na hřídel. Spojka přenáší vysoký kroutící moment.[4]

- Trubková spojka

Jedná se o trubku, do které jsou zasunuty oba konce hřídelí. Trubka je spojená s hřídelem pomocí šroubů nebo klínů. Spojka má velmi lehkou konstrukci, díky které má i nízkou výrobní cenu. Ovšem spojovací hřídele musí být průměrově totožné a spojka zvládá menší přenos kroutícího momentu.[4]

Pružné

Pružné spojky obsahují pružný člen, který nám umožňuje vyrovnávat drobné nerovnoměrné zatížení. Spojka dokáže tlumit ráze a vibrace, tím dokáže chránit motor nebo převodové ústrojí. Spojka zvládá přenos kroutícího momentu i při menším vychýlení. Jako pružný element si můžeme představit různé materiály jako plast, guma, pryž, anebo kov.[4]

- Spojka s pryžovým pouzdem

Spojka se skládá ze dvou pouzder, které jsou spojeny šrouby. V jednom jsou navlečena pryžová, nebo polymerová pouzdra. Spojka je vhodná k přenosu středně velkých kroutících momentů. Dokáže tlumit torzní kmity a vibrace.[4]

Vyrovnávací

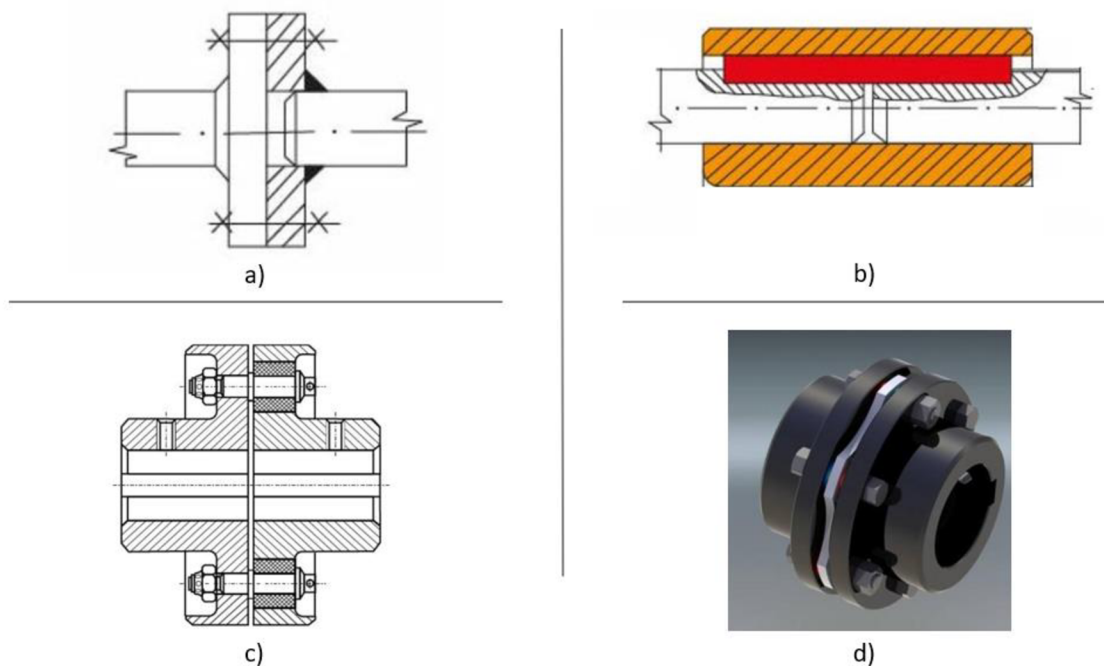
Vyrovnávací spojky nám umožňují vyrovnávání vychýlení hřídelí. Umožňují přenos kroutícího momentu i když jsou hřídele nesouosé, různoběžné nebo mimoběžné. Spojky zvládají drobné vychýlení i během běžného provozu.[4]

- Membránová spojka

Membránová spojka přenáší kroutící moment pomocí jedné nebo více kusů membrán. Membrána je střídavě spojena se dvěma pouzdry spojky. Právě membrána nám slouží jako vyrovnávací člen. Membrána se elasticky deformuje, a tudíž zvládá vyrovnávat nesouosost. [5]

- Zubová spojka

Zubová spojka přenáší kroutící moment pomocí ozubení. Spojka zvládá vysoké kroutící momenty, i při menší zástavbě. Právě touto spojkou a jejími vlastnostmi se budeme zabírat později.[4]



Obr. 2 Mechanicky neovládané spojkové systémy a) přírubová spojka, b) trubková spojka, c) spojka s pryžovým pouzdem d) membránová spojka [4],[5]

2 STAV POZNÁNÍ

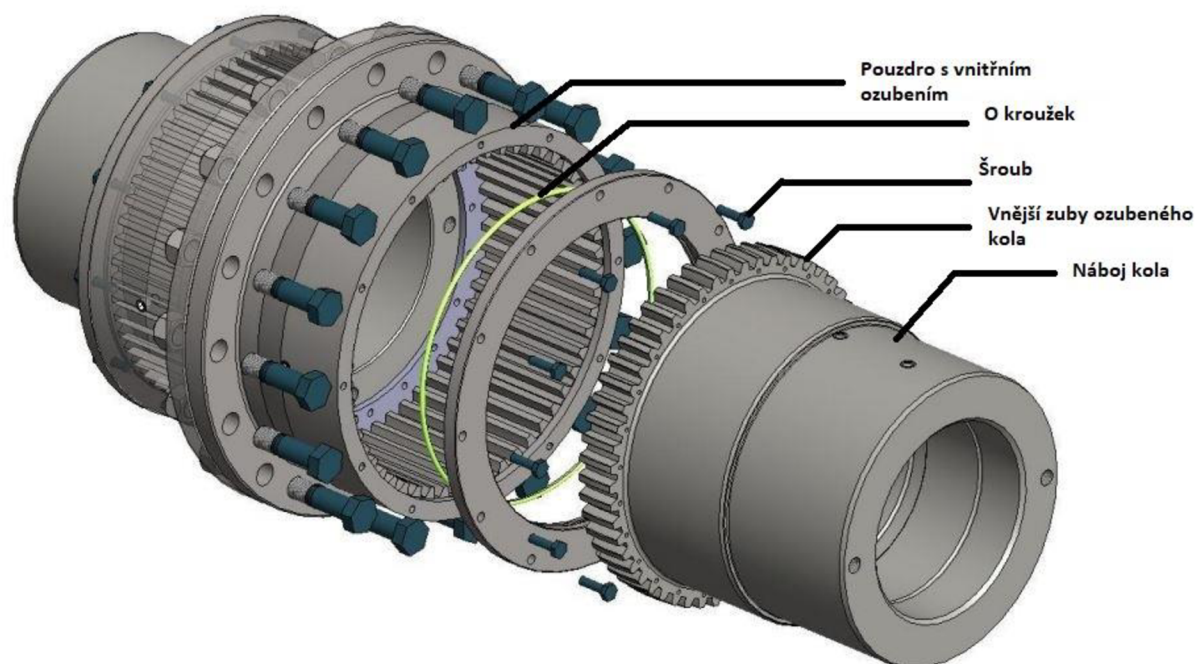
Zubové spojky umožňují spojení dvou hřídelí a následný přenos krouťícího momentu z hnací hřídele na hnanou hřídel. Tento druh spojky má vyšší únosnost než jiné spojky. Proto dokážou přenést vyšší silové zatížení. Spojka také umožňuje určitý axiální pohyb, úhlové vychýlení a skluz mezi zuby.[6] Jednou z hlavních nevýhod zubové spojky je, že nedokáže tlumit torzní kmity. I přes to se používá pro vysoké rychlosti a při vysokých výkonech. Pro tyto vlastnosti má spojka vysokou škálu využití. Používá se v letectví, kosmonautice, námořnictví, vlakové dopravě, automobilovém průmyslu i v lodním průmyslu.[1]

Spojení hnané a hnací hřídele a jejich následný přenos krouťícího momentu je u spojky hlavní vlastností. Zubová spojka má i jiné vlastnosti:

- Snižuje rázové zatížení mezi přenosovými hřídeli.
- Chránit zařízení před přetížením soustavy. Při velkém zatížení může dojít k poškození hnané části (motoru), anebo hnací části. Jestliže se tyto části poškodí, oprava je velmi drahá. Proto často spojku volíme jako ochranný prvek. Pokud dojde k přetížení, spojka se sama poškodí a chrání zbylé části.
- Mechanická pružnost – spojka umožňuje nesouosost hnané a hnací hřídele. Zvládá menší vychýlení hřídele. [7]

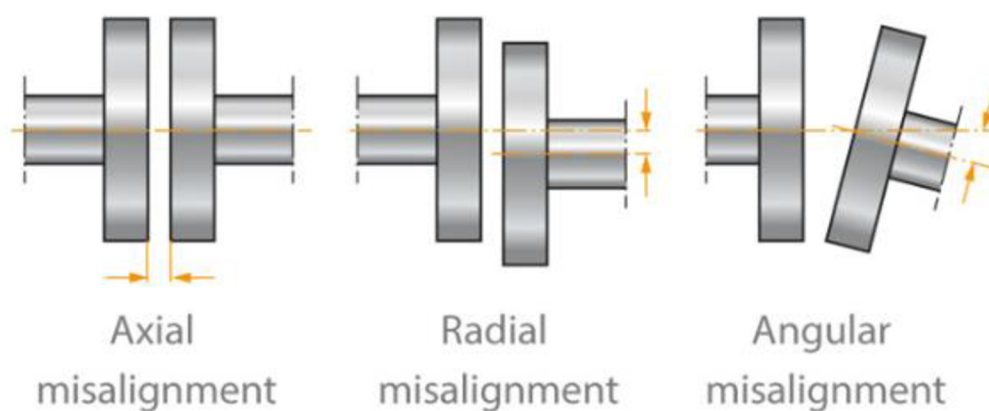
Zubová spojka se skládá ze dvou základních částí, z pouzdra a z náboje. Náboje můžeme nalézt na konci obou hřídelí. Pouzdro je tzv. mezikus, který nám umožňuje náboje mezi sebou spojit a umožnit přenos krouťícího momentu.

Pouzdro se skládá z vnitřního čelního ozubení a náboje z vnějšího čelního ozubení. Tyto části tvoří speciální dvojici převodů. Vnější ozubení má identický počet zubů, stejně jako je to u vnitřního ozubení.[6] Tvar zubu je specificky tvarovaný, pro možnosti úhlového vychýlení (barelový typ zubu). [1]



Obr. 3 Popis zubové spojky s rozloženými částmi [8]

Zubová spojka vykonává prostorové pohyby. Do těchto pohybů náleží radiální, axiální, úhlové vychýlení a jejich vzájemné kombinace. Relativní pohyby pouzdra a náboje jsou kývány a otáčeny v zatíženém stavu vůči obecnému. Spojka se v polo cyklu dostane do stavu čistého pohybu otáčivého, do čistého pohybu kývavého a do složeného pohybu.[6],[1]



Obr. 4 Relativní pohyby zubové spojky[9]

2.1 ROZDĚLENÍ

Zubové spojky můžeme rozdělit do dvou kritérií. Podle pouzdra spojky a podle přenosového média.

Rozdělení podle přenosového média

- Spojka s pružnou mřížkou
- Spojka s ozubením
- Spojka s řetězem

Rozdělení podle pouzdra

- Spojka s přírubovým pouzdem
- Spojka se spojitým pouzdem

Spojka s pružnou mřížkou

Přenos kroutícího momentu z hnané na hnací hřídel je pomocí mřížky. Na každé hřídeli můžeme nalézt ozubení a uvnitř tohoto ozubení je provlečena mřížka. Hnací hřídel se začne otáčet, mřížka se začne kroutit a působit na druhé ozubení na hnané hřídeli. Rozlišujeme tři druhy přenosového zatížení, lehké, normální a zatížení šokem. [10]



Obr. 5 Popis zubové spojky s pružnou mřížkou[10]

- Lehké zatížení – na mřížku se přenáší zatížení poblíž okraje zubů na náboji a mřížka není příliš deformována, zůstává tedy volně pružná. Mřížka také umožňuje dokonale tlumit rázové zatížení.
- Normální zatížení – při tomto zatížení je deformace mřížky větší, ovšem mřížka je stále trochu volná a umožňuje tlumit rázové zatížení.
- Zatížení šokem – zubová spojka přenáší maximální kroutící moment, mřížka je plně zatížená na hranici meze kluzu a neumožňuje již tlumení rázového zatížení. [10]



Obr. 6 Deformace mřížky podle zatížení[10]

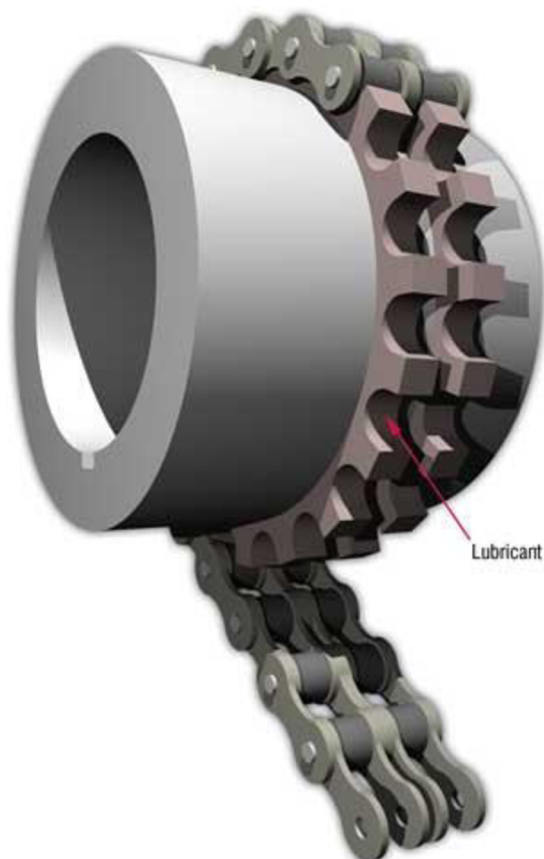
Největší nevýhodou spojky s pružnou mřížkou je omezená schopnost vyrovnávat nesouosost hřídelí. Spojka dokáže zvládnout vychýlení pouze do půl stupně. Ovšem její výhodou je tlumení vibrací. Zvládá útlum vibrací až o 30 %. Spojky s pružnou mřížkou se také označují jako „bezúdržbové“. Je třeba pouze dbát na dolévání maziva a kontrolu, zda mazivo nevytéká.[10]

Spojka s ozubením

Přenos kroutícího momentu je přenášen pomocí ozubení. Spojka obsahuje náboj, na kterém můžeme najít ozubení a pouzdro, právě toto pouzdro nám umožňuje přenos kroutícího momentu z hnané hřídele na hnací. Ozubení na hnací hřídeli má stejný počet zubů, jako na hnané hřídeli. Obvykle se počet zubů pohybuje od 30 do 90. Modul ozubení je vždy totožný. [11]

Spojka s řetězem

Řetězovou spojku lze také zařadit do zubových spojek. Funkčností je velmi podobná předchozím typům, skládá se také ze dvou hřídelí, na kterých se nachází ozubení. Spojovací materiál je zde dvojitý řetěz, který nám spojuje hřídele. Spojka zvládá i drobné posuvy v axiálním směru i drobné úhlové vychýlení. Díky svému řešení je kompaktní, a zvládá přenos vysokého kroutícího momentu. Spojka ještě vyniká svojí lehkou montáží. Ovšem oproti spojce s ozubením zvládá přenos menšího točivého momentu.[12]



Obr. 7 Spojka s řetězem[14]

Spojka s přírubovým pouzdem

Tento typ spojky má pouzdro rozdělené na dvě části. Tyto dvě části jsou nejčastěji spojené šroubovým spojem. Spojku můžeme dále rozdělit ještě podle uložení. Rozdělujeme je na spojky s plným převodem a s polovičním převodem.[8]

Spojka s plným převodem se skládá ze dvou nábojů a každý tento náboj je na konci hnané a hnací hřídele. Ke každému náboji je pouzdro, které umožňuje přenos momentu. Pomocí tohoto typu spojení může spojka vykonávat radiální, úhlové a kombinované vychýlení. Spojka se označuje flex-flex. Spojka se s přírubovým pouzdem většinou používá ve větších průmyslových aplikacích. [8]

Spojka s polovičním pouzdem také obsahuje hnanou hřídel, hnací hřídel a pouzdro. Na hnané části můžeme nalézat náboj s vnějším ozubením. Na hnací hřídeli je také náboj, který je pevně připojen k pouzdru, které má vnitřní ozubení. Oproti spojce se spojitým pouzdem, která dovoluje více možností vychýlení, spojka s přírubovým pouzdem dovoluje pouze úhlové vychýlení. Její výhodou je lehčí údržba, používá se v lehkém průmyslu a označuje se flex-rigid. [8]



Obr. 8 Spojka s přírubovým pouzdem[8]

Spojky se spojitým pouzdem

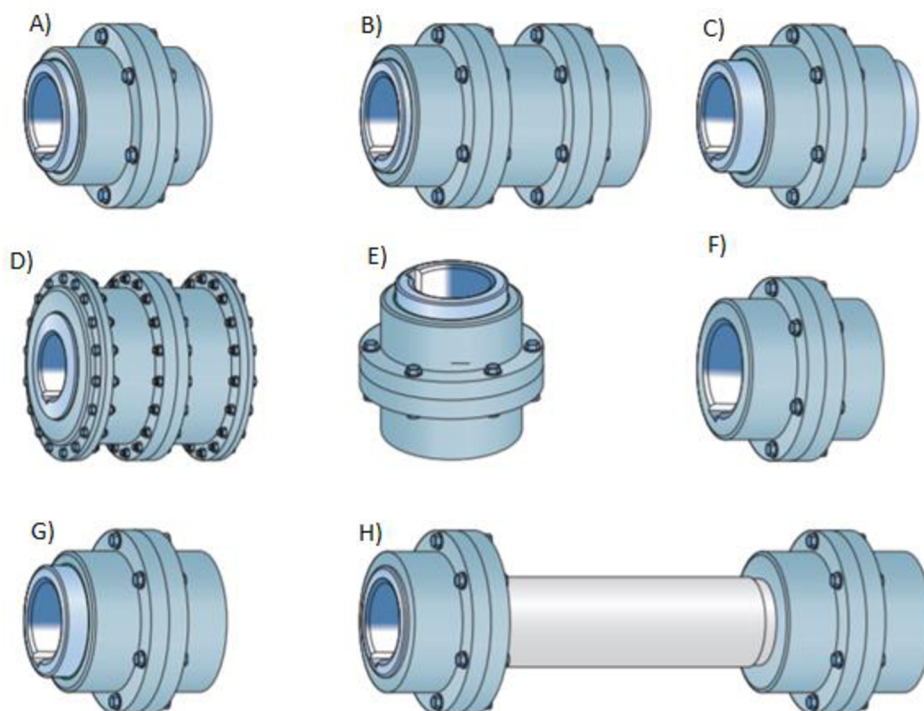
Spojka je velmi podobná spojce s přírubovým pouzdem. Hlavní rozdíl spočívá v tom, že pouzdro není rozděleno na dvě části. Můžeme je opět rozdělit na spojky s plným převodem a na spojky s polovičním převodem.[8]



Obr. 9 Spojka se spojitým pouzdem[8]

2.1.1 ROZDĚLENÍ ŘEŠENÝCH KONSTRUKCÍ

Samostatná zubová spojka má spoustu konstrukcí. Každé konstrukční řešení má své výhody v určitých částech strojírenství. Některé spojky vynikají v přenosu kroutícího momentu, jiné vynikají ve vysoké rychlosti. Je možno použít zubovou spojku, která nemá žádnou možnost vychýlení, jak axiálního, radiálního tak ani uhlového vychýlení.



Obr. 10 Znárodně možné výroby zubových spojek a) jednoduchá zubová spojka, b) jednoduchá zubová spojka s mezi kusovou hřídelí c) posuvná zubová spojka - pro teplotně namáhané spojky, d) zubová spojka s bočním krytem e) vertikální zubová spojka f) pevná zubová spojka- neumožňuje axiální a radiální pohyb ani úhlové vychýlení, g) přírubová zubová spojka- spojka má pouze jeden náboj, druhá část se rovnou přenáší na hřídel, h) zubová spojka s dlouhým mezikusem hřídele.[15]

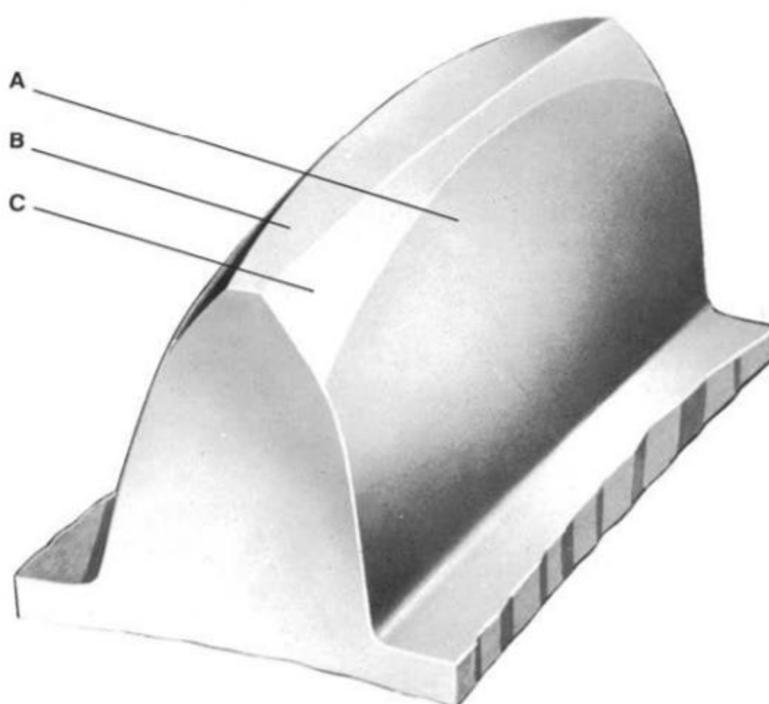
2.2 GEOMETRIE OZUBENÍ

Spojky zvládají překonat menší nesprávné vychýlení strojů. Zmíněné nepřesnosti mohou být axiální (vychýlení vzájemné vzdálenosti vůči sobě), radiální (nesouosost obou hřídelí), úhlové vychýlení (naklonění hřídelí vůči sobě) a jejich vzájemná kombinace. Zubové spojky zvládají vychýlení prostřednictvím vůle zubů, povrchu zubů a uložení hlavních průměrů. Vůle zubů je vůle, která je mezi nábojem a pouzdem. Náboj má užší ozubení než pouzdro. Tímto zde vzniká vůle. Tato vůle umožňuje průnik maziva mezi zuby.[1]

Vůle mezi všemi zabírajícími zuby při nulovém vychýlení je stejná. Ovšem při menším vychýlení se tato vůle zmenšuje. Může dojít k dotyku pouzdra a náboje spojky. To může být důsledek poškození spojky. U naklonění náboje vzniká na boku zubu napětí, které opět může zapříčinit poškození spojky.[9]

2.2.1 NÁBOJE

Tyto negativní vlastnosti, které byly dříve popsány se snažíme minimalizovat správnou geometrií ozubení. Pro naši spojku se nejvíce hodí barelový typ ozubení. Tento typ zubu vzniká úpravou přímého typu ozubení. Úprava se nazývá korunování nebo barelizování zubů. Tato modifikace eliminuje tlak na okraji zubů. Tlak je přenášen na střed ozubení při nezatiženém stavu. Další výhodou je zmenšení hlučnosti při přenosu. Barelový typ zubů nacházíme převážně na náboji. Na pouzdru ho můžeme také nalézt, ale není to tak časté.[13]



Obr. 11 Barelový typ zubu. A - boční zakřivení, B - vrchní zakřivení, C - skosení hran [16]

Barelizace zubu zahrnuje geometrické modifikace zubu. Do těchto úprav náleží boční zakřivení, vrchní zakřivení a skosení hran. Úpravy jsou především z hlediska zaoblení i zakřivení hran zubu. Modifikování zubu nám pomáhá s plynulostí chodu, a zvládnutím kritických situací, jako je vyosení spojky. [16]

Boční zakřivení zubu

Pomocí zakřivení dosahujeme největší tloušťky na středu zubu. Zakřivení zubu může být dvojího druhu. První druh je jednoduché zakřivení zubu (single crowing), které se vytvoří pomocí jedné křivky o daném poloměru. Druhý typ je dvojitě zakřivení zubu (double crowing), které je tvořeno dvěma křivkami. Nejčastěji se jedná o kružnice. Tím je zajištěna dostatečná kontaktní plocha na zubu, která napomáhá ke zvýšení kroutícího momentu a ten lze přes ozubení přenést. Úprava také napomáhá zvládnout vychýlení zubové spojky, při kterém je v kontaktu více zubů. Zatížení se nachází převážně uprostřed zubu, na krajích je minimální. Zajišťuje optimální distribuci zatížení a napomáhá ke snížení boční vůle. Zakřivení zlepšuje mazání a mazivo se lépe dostává mezi zuby.[16]

Vrchní zakřivení

Zub je zakřiven poloměrem stejným jako poloměr hlavové kružnice ozubení. Nejvyšší bod se při nezátíženém stavu nachází na patní kružnici pouzdra. Úprava tedy snižuje hlavovou vůli, jak při nezátíženém stavu, tak i při zatíženém stavu. Ozubení lze dobře vycentrovat při dynamickém zatížení spojky.[16]

Zkosení hran

Hrany na boční straně jsou zkosené, aby eliminovaly vníkaní do protějšího ozubení (ozubení pouzdra). Zkosení také zajišťuje skutečný evolventní tvar zubu. To zabezpečuje správný kontakt i při vychýleném stavu.[16]

První zubové spojky byly pouze s přímým ozubením. Naklopení spojky záviselo pouze na boční vůli. Spojky zvládali vychýlení pouze 1,5 stupně. Dnešní Ozubení po modifikaci barelovou úpravou zubu zvládá mnohem větší naklopení než původní typ, je to zapříčiněno zvětšení zubové vůle. Zuby mají větší možnost se naklánět. Spojka umožňuje úhlové vychýlení od 0 stupňů, až do vychýlení 6 stupňů. U většího vychýlení dochází k nárůstu napětí na konci zubů, a to vede ke zničení ozubení na zubové spojce. Na zubech mezi nábojem a pouzdrům se začnou objevovat oděrky.[1]

2.2.2 POUZDRA

Ozubení pouzdra zubové spojky můžeme nejčastěji nalézt v přímém ozubení, ovšem často bývá také modifikováno stejně jako náboj zubové spojky. Jedná se opět o korunování zubu. Ovšem, zde se upravuje hlavně bočním zakřivení zubu. Úhel zakřivení se pohybuje na úrovni jednotkách stupňů. Zuby se na pouzdrě modifikují, aby se zajistil hladký chod spojky a nedošlo ke kontaktu zubů při konkrétním úhlovém vychýlení. [1]

Nejlepší tvar zubů se pozná tím, že zajišťuje kontinuální neboli přímý záběr ozubení a zajišťuje co největší kontaktní plochu pro snížení kontaktního napětí. Další hodnota, která nás zajímá, je hlavová vůle. Ta je závislá na vychýlení zubové spojky, provedení barelizace ozubení, modulu ozubení a úhlu záběru.[1]

2.3 ZÁKLADNÍ KROUTÍCÍ MOMENTY SPOJKY

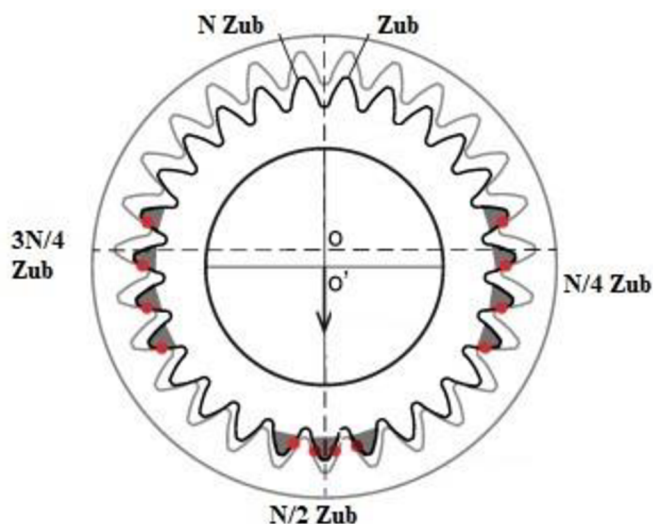
2.3.1 MINIMÁLNÍ KROUTÍCÍ MOMENT

Při velmi nízkých hodnotách točivého momentu u spojky vzniká excentricita mezi nábojem a pouzdrům. Excentricita je způsobená vlastní hmotností náboje. Při rotaci spojky v nerovnoměrném stavu vzniká pohybová amplituda o jeden řád vyšší než u spojky bez excentricity. S rostoucím točivým momentem se účinky vlastní hmotnosti ztracují, až se ztratí úplně. Právě tato hodnota točivého momentu, kdy zmizí účinky vlastní hmotnosti náboje, je minimální točivý moment. Dochází k vycentrování spojky, která je zapříčiněna odstředivými silami. Minimální kroučící moment M_{kmin} [N·m] se vypočítá podle vztahu: [11] [17]

$$M_{kmin} = \frac{m_H \cdot e \cdot \omega^2 \cdot d}{4} \cdot 10^{-6} \quad (1)$$

- kde: m_H [kg] Hmotnost náboje
 e [mm] Excentricita hřídele
 ω [rad·s⁻¹] Úhlová rychlost
 d [mm] Průměr roztečné kružnice

U nízko otáčkových zubových spojek se musí počítat s excentricitou, kvůli které je nutno zohlednit hmotnost náboje a hřídeli spojky. Při nepůsobení kroutícího momentu se náboj spojky dotýká pouzdra spojky. Potenciálních kontaktů mezi pouzdem a nábojem spojky si můžeme všimnout na obr. 11



Obr. 12 Rozložení možností kontaktu zubů náboje a pouzdra [17]

2.3.2 MAXIMÁLNÍ KROUTÍCÍ MOMENT

Maximální kroutící moment je možno spočítat, ovšem pouze pro ideální stav. Rovnici (2) lze použít pouze, když je zatížení rovnoměrné a rozložení na všechny zuby zubové spojky také rovnoměrné. Při drobném vychýlení náboje vůči pouzdru rovnici nelze použít, protože rozložení není rovnoměrné. Vztah pro maximální kroutící moment M_{kmax} [N·m] přenášený přes zub je:[11]

$$M_{kmax} = \frac{d \cdot z \cdot b \cdot h \cdot P}{2000} \quad (2)$$

- kde: b [mm] Efektivní šířka zubů
z [-] Počet zubů
h [mm] Pracovní výška zubu
P [MPa] Dovolенý pracovní tlak zubu

2.4 VYSOKORYCHLOSTNÍ ZUBOVÉ SPOJKY

Zubová spojka se používá i u vysokootáčkových a vysokovýkonných strojů. Spojka je užívána v horším prostředí, kde by mohlo dojít k jejímu znečištění. Ovšem vysokorychlostní spojka musí zvládat následující požadavky:

- 1) Síla: přenášecí síla musí být dostatečně velká, aby zvládala přenos energie z jedné části na druhou část.
- 2) Tuhost a flexibilita: torzní tuhost by měla být co možná nejmenší, aby se zlepšila flexibilita systému. Flexibilita by měla omezit dynamické zatížení, což snižuje možnost poničení spojky.
- 3) Vibrace a kritická rychlost: nerovnováha musí být co nejmenší, aby se snížila odstředivá amplituda. Pro zvýšení vlastní frekvence a posunutí kritické rychlosti otáčení do vyšších otáček musí být hmotnost točivých částí nejmenší, jak je možné.
- 4) Mazání: mělo by být dobře navrženo, aby nedocházelo k opotřebením komponentů. Mazání je zapotřebí právě proto, aby docházelo k vyšší životnosti komponentů.[11]

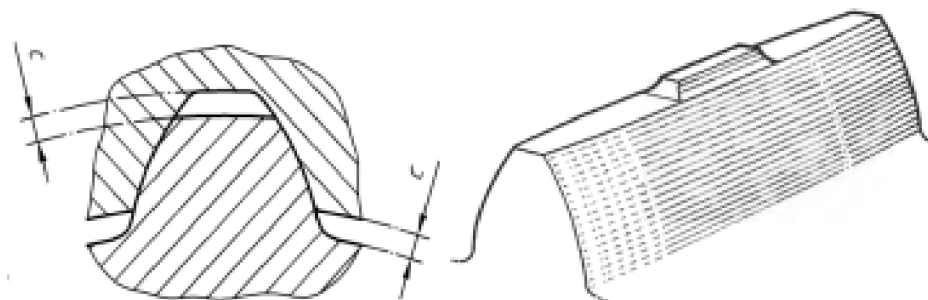
Aby vysokorychlostní zubová spojka dobře fungovala musí být dobře vycentrovaná. Pro vycentrování spojky máme tři způsoby: centrování boku, vycentrování hrotu a vycentrování kořene.[11]

Centrování boku

Pomocí boků zubů umožňujeme přenos síly a také můžeme vycentrovat spojku. Mezi špičkou ozubení a kořenem ozubení je vůle, která má velikost mezery o konstantní vzdálenosti c . Tato vzdálenost je mezi všemi mezerami stejná. [11]

Vycentrování hrotu a vycentrování kořene

Vycentrování spojky funguje způsobem přidáním menšího hrotu na špičku zubu spojky. Hrot zmenšuje vůli mezi špičkou zubu a kořenem protějšího ozubení, to nám pomáhá vycentrovat spojku. Vycentrování kořenem je velmi podobné, ovšem rozdíl je v tom, že hrot se nenachází na špičce zubu, ale na kořenu ozubení.[11]



Obr. 13 Vycentrování hrotu a kořene zubů[11]

2.5 MAZÁNÍ

Při vychýlení spojky vzniká relativní pohyb mezi zuby. Zuby se u sebe pohybují a odírají se o sebe, proto je zapotřebí spojku mazat. Na mazání spojky používáme olej nebo tuk.[14] Ve většině případů používáme mazání tukem, který ovšem musí být speciální, protože ve spojce vznikají vysoké odstředivé síly. Nejčastěji se můžeme setkat s mazacím tukem tmavohnědé barvy, který obsahuje lithiové mýdlo nebo polymerové zahušťovadlo a olej. Zahušťovadlo a mýdlo se zde používají proto, aby se mazivo i při vyšších otáčkách, kdy vznikají vyšší odstředivé síly, neoddělovalo od oleje.[11],[18]

Aby se zajistil správný chod spojky, musíme zajistit správný interval výměny maziva. Interval výměny by měl být dostatečný, aby nedošlo k poškození spojky. Doporučenou radou bývá měnit mazivo, dokud je ještě v dobrém stavu. Tím nedojde k tomu, aby bylo mazivo staré, špatné a poškodilo ozubení. Při výměně musíme dbát na to, abychom maziva nedali příliš málo, mohlo by opět dojít k poškození spojky. Ovšem při velkém množství (kdy nám mazivo vytéká ven) také dochází k poškození, musíme tedy nalézt optimální množství.[19]

Mazací olej používáme pro vysokorychlostní spojky, protože jsou tyto spojky více namáhané. Aby tyto spojky měli delší životnost snažíme se olej přivést přímo na ozubení spojky. Přívod oleje řešíme pomocí tří metod: [11]

- a) Zuby jsou neustále ponořené v olejů a při rotaci vzniká jemný olejový film, a proto pro tuto verzi mazání stačí menší množství oleje. Ovšem nevýhodou jsou nečistoty v oleji. Pokud se při chodu dostanou částice do oleje, hrozí poškození ozubení.
- b) Druhá možnost mazání je pomocí vytvořených kanálků v zubech. Pomocí vysokého tlaku je olej vháněn do tohoto vytvořeného kanálku, právě přes něj je olej dodáván do ozubení. Díky vysokému tlaku oleje se nečistoty nedostávají přes kanálek do ozubení, nehrozí tedy poškození zubu. Ovšem musíme neustále dodávat olej pod vysokým tlakem, jinak mazání nebude fungovat. Na ozubení se dostane pouze část oleje, a proto je ozubení méně mazáno.
- c) Poslední varianta je velmi podobná první, ovšem je zde více oleje. Tato varianta se používá pouze pro centrálně vycentrované zuby.

2.6 POŠKOZENÍ ZUBOVÉ SPOJKY

Už při samotném návrhu spojky musíme dbát na prevenci, aby se spojka nepoškodila. Zuby na spojce navrhujeme tak, aby splňovaly bezpečnost v doteku a bezpečnost proti vzniku únavového lomu na patě zubu. Ovšem samotná prevence při návrhu je nedostačující. Při běžném provozu spojky může dojít k poškození například nadměrnými vibracemi. Typickým porušením zubových spojek je opotřebení nesprávným způsobem mazání nebo nadměrnou nesouosostí.[20]

Špatné mazání spojky

Jedná se o jednu se nejčastějších poruch. Až 70 % všech poruch je zapříčiněno nesprávným výběrem maziva, nedostatečným mazáním, nebo naopak nadměrným mazáním. Nejčastější následek poškození je předčasné opotřebení. Dalším důvodem poškození spojky spojené s mazivem je nekvalitní mazivo obsahující různá aditiva a nečistoty. Vlivem odstředivých sil se shromažďují na obvodu spojky a mohou porušit ochrannou vrstvu materiálu. Materiál začne korodovat a tím se urychluje opotřebení zubů v kontaktu, díky kterému se následně snižuje životnost spojky. V některých případech nečistot a aditiv může dojít k zabrzdění celé spojky. K poškození spojky dochází také při nedostatečném mazání. Narůstá tření, a to zvyšuje opotřebení zubů, opět se zde zmenšuje průřezová plocha napříč zubu a tím může dojít k selhání spojky.[21]



Obr. 14 Nahromadění nečistot zubové spojky[21]

Nadměrné vychýlení zubové spojky

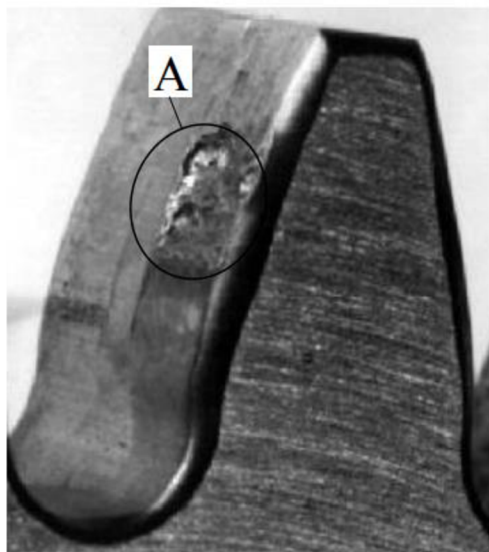
Nadměrné vychýlení nám také způsobuje poškození spojky. Nadměrné vychýlení spojky zapříčiňuje až 20 % všech známých poruch zubových spojek. V důsledku registrujeme vyšší ohybové napětí u kořene zubu, a to má za následek možné vylomení zubu. Ovšem zuby nejsou jediná část, která by byla poškozena. Vychýlení nám poškozuje také ložiska a přípojné hřídele. [21]



Obr. 15 Poškození zubové spojky nadměrném vychýlení spojky[21]

Kromě již zmíněných nejčastějších závad na zubové spojce se můžeme setkat i s jamkovou degradací „pittingem“. Objevuje se na malé plošce ozubení, na které je aplikováno střídavé napětí. Na nízké ploše pod povrchem se začnou objevovat drobné únavové trhliny, které se

dostanou až na povrch. Poté se drobný kousek materiálu odlomí a vzniká trhlina. Pitting se projevuje především u mazaných součástek a jedná se o nejčastější důvod porušení ozubení. [22]



Obr. 16 Pitting na zubu v oblasti A[22]

Mezi další časté závady řadíme [22]:

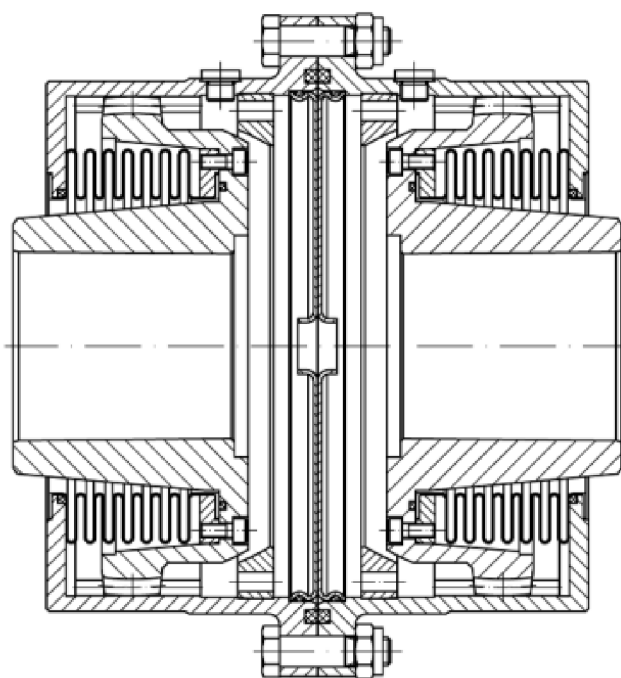
- dlouhé provozování spojky při maximálním momentu,
- špatná montáž spojky,
- okolní jevy,
- zadírání ozubení (scuffing),
- odlupování (spalling).

3 VÝROBCI ZUBOVÝCH SPOJEK

Vývoj kolem zubových spojek šel velmi kupředu. Na trhu již můžeme nalézt spoustu různých provedení od různých výrobců. Mezi nejznámější výrobce zubových spojek patří firmy KWD, SKF, RENK a mnoho dalších.

KWD

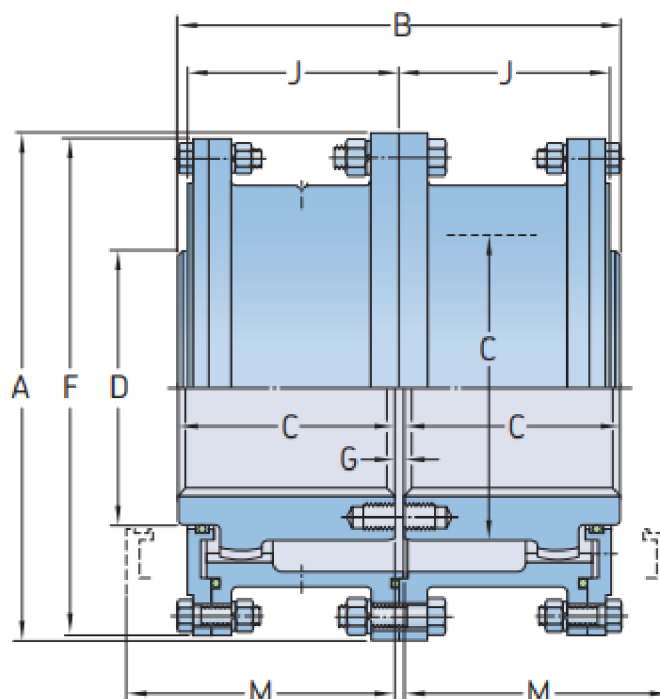
Firma byla založena roku 1990 v Německu ve městě Drážďany pod názvem Kupplungswerk Dresden GmbH. Firma KWD se především soustředí na konstrukci kolových vozidel. Vyrábí mnoho různých druhů spojek, například hydrodynamické spojky, zubové spojky a další druhy spojek.[23]



Obr 17 Zubová spojka od firmy KWD s vlnovcovým řešením[24]

SKF

Firma SKF vznikla již roku 1907 pod názvem Aktiebolaget Svenska Kullagerfabriken v Säve ve Švýcarsku. Je především známá dodávkami ložisek, a to jak kluzných, tak valivých. Ovšem firma SKF vyrábí i základní typy pružných spojek. Kromě zubové spojky vyrábí společnost SKF spojky s pružnou mřížkou, hadovitou spojku a zubovou spojku s podélnými zuby.[25]



Obrázek 18 Zubová spojka od firmy SKF [15]

RENK

Jedná se o německou firmu založenou v roce 1897 v Augsburgu. Firma se zabývá komponenty pro přenos extrémních hnacích sil v celém hnacím ustrojí strojů. Jedná se o různé druhy spojek a převodovek. Součástky jsou určeny do námořních aplikací, pásových vozidel a do příslušenství pro výrobu energie. [26]

Při vytváření koncepčního návrhu spojky se bylo nejprve třeba inspirovat již známými výrobky. U těchto tří výrobců byly prozkoumány výrobní katalogy. Cílem studie katalogů bylo zjištění již existujících výrobků. Po následném vyhodnocení, byly vybrány nejlepší varianty spojek, kterými jsme se inspirovali.

Na trhu působí mnohem více firem, které vyrábí zubové spojky. Kromě zmíněných firem můžeme jako výrobce ještě nalézt Esko (britská firma), Regal Rexnord Corporation (americká firma) nebo KTR (česká firma).

4 NÁVRH OZUBENÍ

Pro návrh spojky byly zvoleny dvě varianty provozu:

1. Spojka pracuje při dvou provozních stavech. První provozní stav má spojka maximální provozní zatížení 1500 Nm a maximální vychýlení 3°.
2. Spojka pracuje na maximální provozní zatížení 4900 Nm a maximální uhlové vychýlení 1,5°.

Další společné podmínky jsou:

- pracuje při otáčkách 3650 ot/min⁻¹,
- musí zvládnout i maximální chvilkové zatížení 5700 Nm při nulovém vychýlení,
- zástavbový prostor nesmí překročit průměr 220 mm.

Výpočet základní geometrie ozubení

Prvotní úvahy, ze kterých se vycházelo, byla nutnost dodržení požadavku vytvoření místa pro šrouby. Nutné bylo části spojky pevně spojit a vyřešit přenos točivého momentu. Proto bylo zapotřebí od maximálního průměru odečíst tloušťku nutnou pro umístění šroubů na pouzdru spojky. Šrouby byly zvoleny M8, tloušťka pro šroub byla stanovena 22,5 mm. Ještě bylo nutné zvolit modul ozubení. Po několika pokusech byl zvolen modul ozubení 4,5. Nyní podle těchto určených hodnot vypočítáme počet zubů podle vztahu:

$$z = \frac{(D_{max} - 2 \cdot t) - 2 \cdot h_f}{m} = \frac{(220 - 2 \cdot 22,5) - 2 \cdot 5,625}{4,5} = 36,389 \quad (3)$$

kde: D_{max} [mm] Maximální průměr spojky

h_t [mm] Výška paty zubu

m [-] Modul ozubení

t [mm] Tloušťka

Podle předchozího výpočtu byl určen počet zubů na 36. Dalšími výpočty byly určeny základní rozměry ozubeného kola. Vztahy do výpočtu byly brány stejně jako pro přímé čelní ozubení.

Průměr roztečné kružnice:

$$d = z \cdot m \quad (4)$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_a = d + 2 \cdot h_a \quad (5)$$

kde: d_a [mm] Průměr hlavové kružnice

h_a [mm] Výška hlavy zubu

Průměr patní kružnice:

$$d_f = d - 2 \cdot h_f \quad (6)$$

kde: d_f [mm] Průměr patní kružnice

	Roztečná kružnice d [mm]	Hlavová kružnice d_a [mm]	Patní kružnice d_f [mm]
Náboj s vnějším ozubením	162	171	150,75
Pouzdro s vnitřním ozubením	162	153	173,25

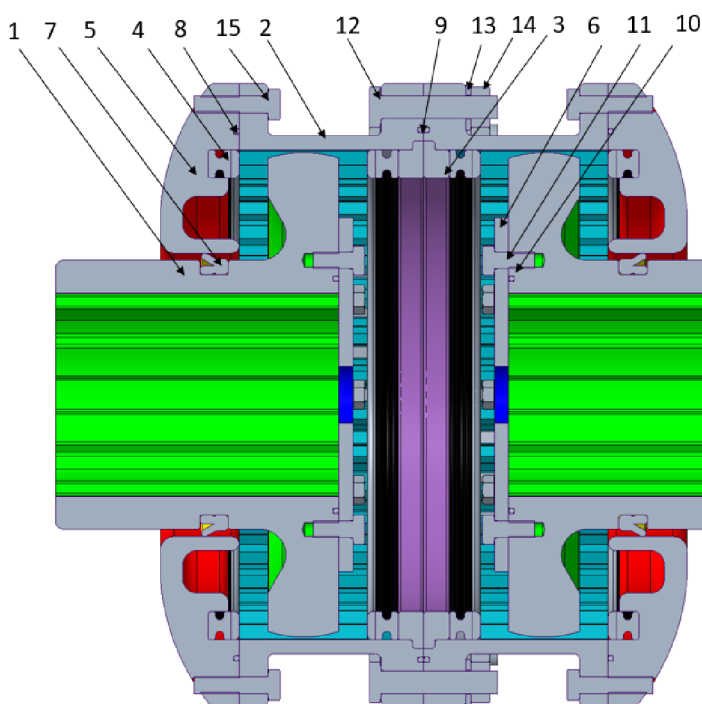
Tab. 1 Rozměry základních kružnic ozubení

5 MODEL Y ZUBOVÉ SPOJKY

Při vyvážení modelu zubové spojky vznikly dvě možné varianty zubové spojky. Při dalším postupu se zabýváme oběma modely zároveň. Obě spojky se skládají z podobných dvou částí, ovšem rozdíl je v jištění axiálního pohybu spojky. První model je model s axiálními dorazy. Druhý model je s vlnovcem. Zmíněný rozdíl bude rozebrán v dalším popisu spojek. Všechny vytvořené modely byly vytvářené v programu PTC Creo.

5.1 MODEL S DORAZY

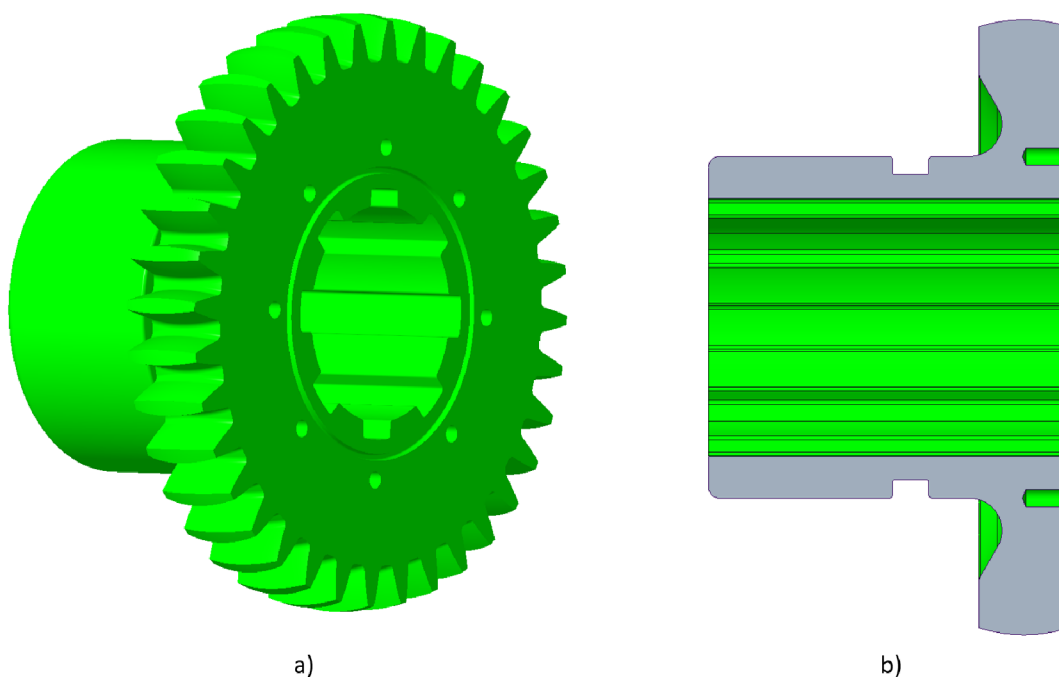
Model se vyznačuje axiálními dorazy, které jistí maximální pohyb v axiálním směru. Také chrání ozubení, aby nedošlo ke kontaktu s kovovou částí a tím by došlo k poškození spojky. Tento model byl inspirován modelem podle firmy SKF.



Obr. 19 Model zubové spojky s axiálními dorazy v řezu 1) náboj spojky, 2) pouzdro spojky, 3) středící kroužek, 4) pryžové dorazy, 5) kryt spojky, 6) přitahující plech, 7) těsnění spojky, 8) těsnící o-kroužek 186x2 NBR 90, 9) těsnící o-kroužek 186x2 NBR 90 10) těsnící o-kroužek 81x2 NBR 90, 11) šrouby M6x 12) šroub M8x40, 13) podložka pod šroub, 14) matka M8, 15) šroub M6x20

5.1.1 NÁBOJ SPOJKY

Náboj spojky je součást, na kterou se připojuje hnací nebo výstupní hřídel. Právě pro napojení na hřídel je určeno drážkování. Drážkový spoj byl volen podle tabulek ČSN ISO 14 střední řada.[27] Drážkování bylo zvoleno 8x72x62, je vyrobeno o délce 100 mm a hrany jsou zaoblené v poloměru 1 mm. Na drážkování je použita tolerance kuželovitosti pro zajištění zaručeného smontování. Celá drážka je obrobena na drsnost povrchu 3,2. Samotný drážkový spoj bude posléze kontrolován podle napětových analýz.



Obr. 20 Náboj zubové spojky a) v obecném pohledu b) v řezu

Na náboji spojky se nachází 36 vnějších zubů barelového typu. Jedná se o jednoduchý typ barelového ozubení. Geometrie ozubení vznikla jako jedna plynulá plocha. Boční zakřivení samotného zubu bylo o poloměru 50 mm a šířka ozubení je zvolená 25 mm.

Náboj je opatřen dvěma drážkami. První drážka se nachází v čele náboje a je určena pro těsnicí o-kroužek 81x2 NBR 90. Kroužek utěsňuje vnitřní prostory, aby mazivo neunikalo přes hřídel. Druhá drážka se nachází na zadní straně hřídele nad drážkováním. Do náboje spojky jsou udělané závitové díry M6x15 na poloměru 95 mm a jsou určeny k přichycení přitahovacího plechu. Pro spojení použijeme vnější šestihranné šrouby M6-15. Zbývá geometrie je vytvořena pro snazší vyrobiteľnosť.

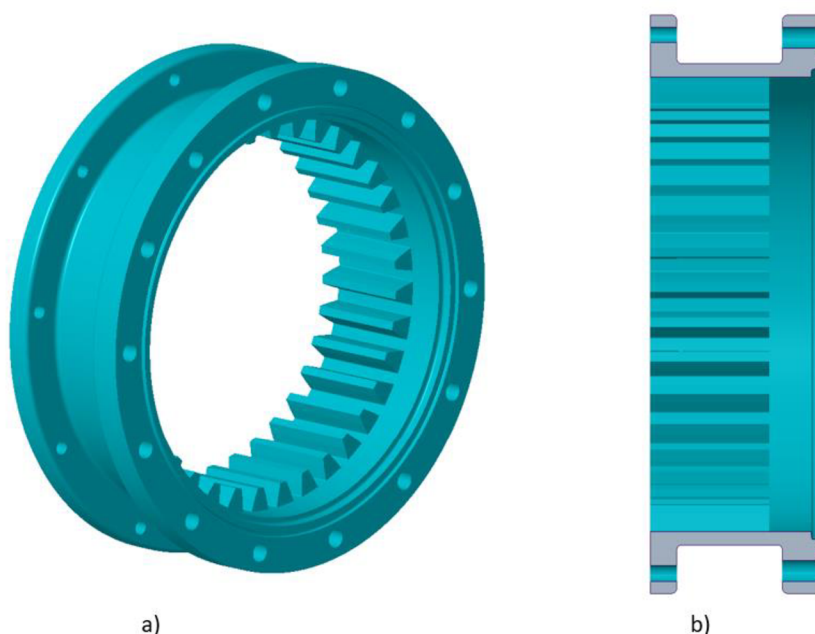
Náboj spojky je vyroben pro zajištění vyšší pevnosti materiálu pomocí zápustkového kování. Výroba metodou zápustkového kování dostane vyšší mechanické a fyzikální vlastnosti materiálu, než je u odlévaného materiálu. Materiál byl zvolen ČSN EN ISO 683-5 nitridovaná ocel. Po operaci zápustkového kování je dílec následně podle potřeby obroben. Součást se poté kalí a následně popouští na určené teploty. Součást je následně nitridovaná pro zvýšení povrchové tvrdosti. Pro nižší výrobní nároky se nenitriduje celá součást ale pouze ozubení. Na zbytku součástky nepotřebujeme vyšší tvrdost.

Vyrobená součást je na konci celého výrobního procesu měřena pomocí 3D měření, aby byla zajištěna správnost všech funkčních rozměrů. Pokud je součást správně vyrobená, putuje dále na další měření. Součástka podstupuje defektoskopii (NDT) pomocí magnetické metody. Měření je prováděno pro zjištění vnějších trhlin na celé součástce a ty jsou při této metodě okamžitě vidět pomocí UV lampy. Pokud by se v součásti nacházely trhliny již z výroby, mohlo by dojít k předčasnému poškození spojky. Při zatížení by mohlo dojít k rozšíření trhliny a k předčasnému únavovému lomu.

5.1.2 POUZDRO SPOJKY

Pouzdra spojky jsou ve spojce použita dvě. Pouzdra jsou k sobě spojena čtrnácti šrouby s vnějším šestihranem o velikosti M8x40 a s šestihrannými maticemi o velikosti M8. Na pouzdru nalezneme díry pro tyto šrouby na průměru 203 mm. Pro přimontování víka spojky je zde použito deset šroubů s vnějším šestihranem o velikosti M6x25. Díry pro šrouby můžeme nalézt na průměru stejném jako u šroubu M8 tedy 203 mm. Pod dírami pro šrouby M8 se nachází drážka pro těsnící o-kroužek.

V pouzdru se nachází vnitřní přímé ozubení s celkovým počtem zubů 36. Ozubení je o délce 45 mm, je tedy delší než ozubení u náboje právě proto, aby byl zajištěn axiální pohyb po pracovní délce spojky a dokázala i nadále přenášet točivý moment.

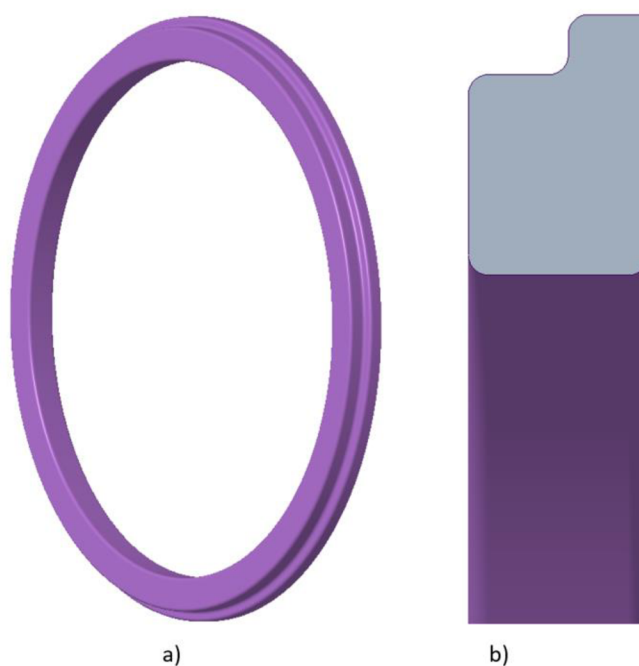


Obr. 21 Pouzdro spojky vyobrazené a) v obecném pohledu b) v řezu

Pouzdro spojky je vyrobeno pomocí procesu zápustkového kování. Použitý materiál je ČSN EN ISO 683-5 nitrídaná ocel. Následně jsou všechny funkční části náležitě obrobené. Dále je součástka také podrobená kalení a popouštění na dané teploty. Po kalení přijde operace nitrídaní. Zde opět nitrídujeme pouze ozubení, pro nižší náklady daného výrobku.

5.1.3 STŘEDÍCÍ KROUŽEK

Kroužek je zde určen pro zajištění pryžového dorazu. Při axiálním pohybu se ozubení nábojů pohybuje po ozubení pouzdra. Pro zajištění maximálního axiálního pohybu se zde nachází pryžové dorazy. Na jedné straně spojky doraz jistí kryt spojky a na druhé straně se nachází středící kroužek, který zajišťuje pryžový doraz. Kroužek je vytvořen podle jednoduché geometrie a má na sobě výčnělek pro jeho zachycení v pouzdru spojky. Na druhé spojce se také nachází druhý kroužek stejně uchycen k pouzdru. Takhle uložený kroužek zajišťuje, aby se sám axiálně posunul.



Obr. 22 Středící kroužek spojky a) v obecném pohledu b) v řezu

Kroužek je vyráběn metodou odlévání. Následně je obroben, při tom je kladen důraz hlavně na rovinnost dosedacích ploch. Kroužek není příliš namáhám, proto je volen materiál nízkouhlíková ocel S355J2. Kroužek se nachází i v mazivu, proto nehrozí korodování. Nemusíme tedy materiál chránit proti korozi.

5.1.4 PRYŽOVÉ DORAZY

Doraz je složen ze dvou částí. Jedna část (na obr. 18 je znázorněna černou barvou) je vytvořena z pryže a druhá část je (na obr. 18 znázorněna šedou barvou) z tvrzeného plastu. Dorazy jsou vytvořené pomocí vulkanizace. Samotná pryž je aplikována na tvrzený plast.

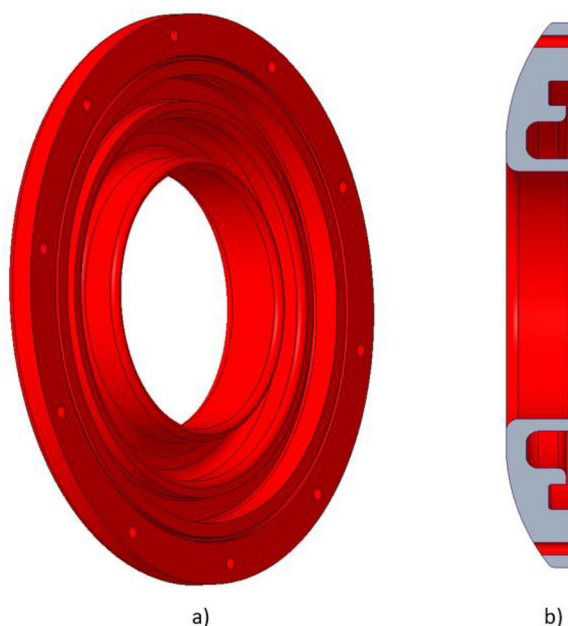


Obr. 23 Pryžový doraz a) v obecném pohledu b) v řezu

Dorazy jsou umístěny plastovou částí přímo k boku ozubení pouzdra. Doraz je, jak již bylo zmíněno, přidržen na místě pomocí krytu, nebo dorazového kroužku. Při axiálním pohybu nebo uhlovém vychýlení se ozubení náboje pohybuje a je riziko, že by ozubení narazilo do nepohyblivých částí spojky, nebo by mohlo vyklouznout z ozubení. To by mělo nežádoucí vliv na možné poškození ozubení, nebo na funkčnost spojky. Právě pro tyto účely se zde nachází dorazy. Ozubení narazí na plastovou část. Pryžová část nám zaručuje plynulou deformaci, a tak nám tlumí náraz. Mazivo nacházející se ve spojce nám také tlumí nárazy, ale především nám zvyšuje životnost plastové části.

5.1.5 KRYT SPOJKY

Kryt spojky je přichycen k pouzdru spojky pomocí šroubu M6. Pro zmíněné šrouby se nachází na průměru 203 mm závitové díry. Díry jsou přes celou součástku a závit se nachází do hloubky 12 mm. Nachází se zde i drážka pro pryžový doraz, aby se při maximálním pohybu zuby dále nepohybovaly. Nad drážkou, která je zde pro pryžový doraz, se nachází ještě drážka pro těsnící o-kroužek. Tento o kroužek je zde z důvodu těsnosti vnitřních částí spojky. Aby nám mazivo neunikalo ze spojky.



Obr. 24 Kryt zubové spojky a) v obecném pohledu b) v řezu

Na krycím víku se nachází výstupek, na který dosedá posuvné těsnění. Těsnění je uloženo pevně na náboji spojky. Právě výstupek musí být dobře obroben, aby zde drsnost povrchu byla co nejmenší, při vysoké drsnosti povrchu by totiž mohlo dojít, pokud se nám spojka pohne v axiálním anebo uhlovém vychýlení, k úniku maziva ze spojky a k předčasnému poškození těsnění. Proto na tomto výstupku by měla být drsnost povrchu, jak udává výrobce těsnění, Ra 0,05-0,3.[28]

Kryt spojky je vyroben metodou přesného lití. Následně všechny funkční plochy jsou obrobené podle předepsaných rozměrů. Součástka není značně namáhaná, proto je zde volený materiál nízkolegovaná ocel S355J2.

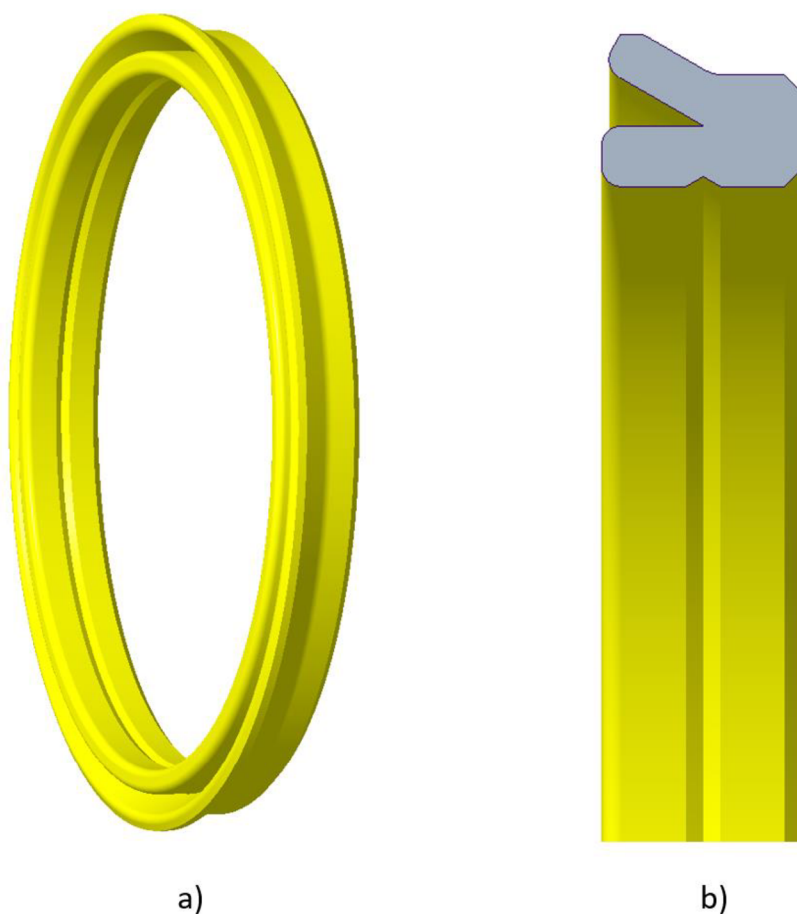
5.1.6 GUMOVÉ TĚSNĚNÍ

Pro utěsnění vnitřních prostor proti úniku maziva a vstupu nečistot jsou ve spojce použita dva druhy těsnění. Prvním druhem těsnění jsou gumové o-kroužky. Kroužky nám musí zaručit dlouhou životnost. Měly by mít delší životnost než celá spojka. Jejich životnost je ovšem závislá na použitém materiálu, typu maziva a na provozní teplotě. Jeden z nejčastějších důvodů porušení spojky vzniká právě pro špatné těsnění, proto je velmi důležitý výběr těsnění. Mazivo, kvůli špatnému těsnění, začne unikat ze spojky a ozubení není dostatečně nadále mazáno. Kvůli nedostatku maziva poté na spojce vzniká poškození.

Kroužky byly zvoleny DIN 3771 a materiál kroužku byl vybrán “nitril butadien rubber“ NBR 90. Jedná se o nejčastější materiál používaný pro těsnící o-kroužky. Je odolný proti minerálním, rostlinným a živočišným tukům a olejům. Také je odolný proti hydraulickým olejům H, HL a HLP. Není však odolný proti silným kyselinám, polárním rozpouštědlům, brzdové kapalině na bázi glykonu a nevyhovujícím počasí. Materiál má provozní teplotu od -30 až 100°C. Tři těsnící o-kroužky se nachází v jedné polovině spojky. První kroužek 81x2 NBR 90 utěsňuje prostor mezi nábojem spojky a dosedacím plechem. Jistí nám, aby mazivo neunikalo přes napojovací hřídel. Druhý o-kroužek 186x2 NBR 90 je umístěn na pouzdru spojky. Tento

kroužek spojujeme dvě poloviny spojky a je nutné spoj utěsnit. Poslední o-kroužek 186x2 NBR 90 se vkládá do krytu spojky a utěsňuje připevnění krytu spojky.

Druhé těsnění je inspirované značkou SKF. Přesné označení typu těsnění je S01-P. Jedná se o druh těsnění, které umožňuje axiální, radiální a uhlové vychýlení. Je to tedy kroužek, který je na svém konci rozevřený o určitý úhel. Těsnění zvládá teplotu od -30 až 110°C . Na těsnění můžeme vyvinout tlak až 400 MPa . Materiál těsnění je ECOPUR, který je termoplastický polyuretanový elastomer, označený pod zkratkou TPU. Díky svým vlastnostem je odolný vůči opotřebení, odolnost vůči teplotě a vysokou pevnostní odolnost. Zmíněné vlastnosti se výborně hodí pro pohyblivou spojku. Vnitřní průměr těsnění je 85 mm , vnější průměr je 100 mm a samotná šířka 5 mm . [28]

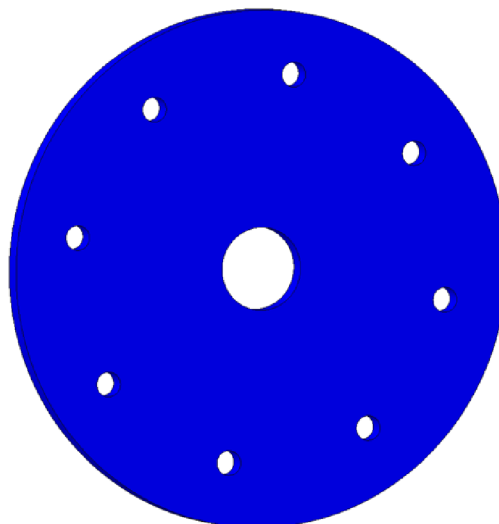


Obr. 25 Těsnění a) v obecném pohledu b) v řezu

Těsnění je na pevno umístěné v náboji spojky. Pro tento účel se na náboji nachází drážka, která má předepsané drsnosti povrchu na stranách drážky $Ra\ 3,2$ a na dně drážky $Ra\ 1,6$. Do této drážky je těsnění nalisované. Tento způsob montáže zajišťuje plynulé namontování a rovnoměrný tlak při montování. Na protější straně se nachází kryt spojky, na kterém je výběžek, tento výběžek je určen jako dosedací plocha těsnění.

5.1.7 PŘITAHUJÍCÍ PLECH

Přitahující plech se umísťuje na náboj spojky. Tloušťka plechu je 5 mm. Na náboji je umístěn pomocí šroubů s vnějším šestihranem o velikosti M6x15. Pro šrouby je na plechu vytvořeno osm děr o průměru 6 mm, které se nachází na průměru plechu 95 mm. Plech přitahuje těsnění, aby mazivo neunikalo. Ve středu plechu se nachází otvor o průměru 20 mm, který je určen pro šroub M20x55. Šroub zajišťuje přidržení napojovacího hřídele na spojku. Při různém druhu vychýlení by mohlo hrozit vyklouznutí hřídele ze spojky.



Obr 26 Přitahující plech zobrazen v obecném pohledu

Plech je vytvořen metodou výpalku z plechu. Nynější způsob vypalování je dostatečně přesná, i levná varianta. Pro vytvořený model se zpracuje, jako soubor DXF. Ovšem je zde podmínka, že model musí být 1:1. Poté se odešle do výroby, kde je podle modelu vypálen. Pro tuto součást výroby byl zvolen materiál S235J2 nelegovaná konstrukční ocel. Vypalování se řídí podle směrnice ISO9013-332.

5.1.8 SPOJOVACÍ KOMPONENTY

Po návrhu jednotlivých dílců, bylo nutné vyřešit způsob spojení jednotlivých dílců. Spojka musí být rozebratelná pro případnou nutnost opravy závady nebo běžného servisu. Proto pevné spojení komponentů nepřipadá v úvahu. Všechny spoje byly zvoleny, jako šroubové spojení.

SPOJENÍ POUZDER SPOJKY

Spoj je řešen pomocí šroubu s vnějším šestihranem velikosti M8. Přesné označení šroubu je DIN 931 M8x40. Velikost stoupání je standardně 1,25 mm. Délka šroubu je 40 mm a délka závitu 22 mm Celkové množství užitých šroubů je čtrnáct. Pevnostní třída byla volena 10,9. Šrouby vedou přes obě pouzdra a na druhé straně jsou uchyceny matkou.

Spojovací matice má přesné označení DIN 982. Jedná se o pojistnou šestihrannou matici M8. Třída tvrdosti matky je volena stejná jako u šroubu a to 10,9. Pod maticí se nachází běžně používaná podložka pod označením DIN 125-B. Označení B znamená zkosené hrany na

podložce. Povrchová úprava všech spojovacích komponentů se volila DACROMET 500 ve 3 vrstvách (8-11 μm). Úprava označuje proti nerezovou ochranu po dobu 900 hodin v solném roztoku.[29] Šrouby se potřou lepidlem Loctite 620. Lepidlo je samo vytvrzující produkt, který zajišťuje vyšší bezpečnost proti povolení šroubového spoje. Lepidlo plní svůj účel do teploty až do 200°C.[30] Utahovací moment byl zvolen 36Nm.

SPOJENÍ POUZDRA S KRYTEM

Spojení je řešeno pomocí šroubů s vnějším šestihranem velikostí M6. Šrouby lze nalézt pod označením DIN 933 M6x20. Stoupaní činí 1 mm. Je zde použito deset šroubů. Pevnostní třída je volena 8,8. Šroub má po celé délce závit a vede přes pouzdro do krytu spojky. V krytu se nachází závit o délce 12 mm. Pro zajištění bezpečnosti je na šrouby aplikován Loctive 243. Jedná o lepidlo šroubových spojů. Jedná se o samo vytvrzovací lepidlo, které napomáhá k zajištění šroubového spoje. Lepidlo zajišťuje pevnost spoje i při vyšších teplotách a vzniku vibrací.[31] Na šrouby je použita povrchová úprava DACROMET 500. Na dotažení je třeba utahovací moment 9,7 Nm.

SPOJENÍ PŘITAHUJÍCÍHO PLECH S NÁBOJEM

Na spojení je použito osm šestihranných šroubů. Jedná se o šrouby DIN 933 M6x15. Stoupaní u šroubů je 1 mm. Pevnostní třída je stejná jako u předchozího, tedy 8,8. Šrouby vedou přes přitahující plech to náboje. V náboji se nachází závit, do kterého se šroub montuje. Pro bezpečnost se na šroub nanese loctive 243. Šroub se nachází uvnitř spojky, kde se nachází mazivo. Z toho důvodu se na šroub neaplikuje povrchová úprava. Utahovací moment byl zvolen 9,7 Nm.

SPOJENÍ S POHONNOU HŘÍDELÍ

Šroub byl vybrán o velikosti M20x55 se stoupaním 2,5 mm. Pevnostní třída byla zvolená 10,9. Pod hlavu šroubu volíme měděnou podložku, ta zajišťuje těsnost, aby mazivo nevytékalo přes šroubový spoj ze spojky. Podložka byla zvolená DIN 7603 A. Vnější průměr podložky je 26 mm a tloušťka podložky je 1,5 mm. Šroub je následně třeba dotáhnout utahovacím momentem 600 Nm.

5.1.9 MONTÁŽ SPOJKY

Před samotnou montáží spojky je nutné předem provést kontrolu vyrobených součástí. Obě součástky jsou vyráběné s určitou nepřesností. Každá vyrobená součástka má tudíž drobné rozdílné rozměry. Musí se provést tzv. spárování náboje a pouzdra spojky. Při spárování se kontroluje zubová vůle spojky. První měření je měření vůle mezi zuby při přímém záběru (bez úhlového vychýlení). Druhé měření je měření vůle prováděné při úhlovém vychýlení zubové spojky. Pokud naměřené vůle spojky splňují dané toleranční meze, je spojka správně vyrobena. Daný pár pouzdra a náboje je označen tak, aby bylo zřetelné, že je určen k sobě.[15]

Než tedy začneme s montáží je nutné všechny části předem důkladně očistit. Při výrobě jsou součástky opracovávány často v emulzi, která je mastná. Části očistíme pomocí nehořlavého rozpouštědla. Po očištění je do všech potřebných částí vložen o-kroužek. Těsnění, které těsní při vychýlení spojky je na náboj nalisováno. Těsnící prvky se mohou lehce natřít olejem proti zadření. Do krytu spojky se namontuje pryžový doraz a kryt je následně přimontován k pouzdru spojky. Šrouby musí být očištěné, aby bylo možno nanést Loctive 243. Do pouzdra spojky se namontuje náboj spojky. Mazivo do spojky se vkládá až při finálním montování, protože by se

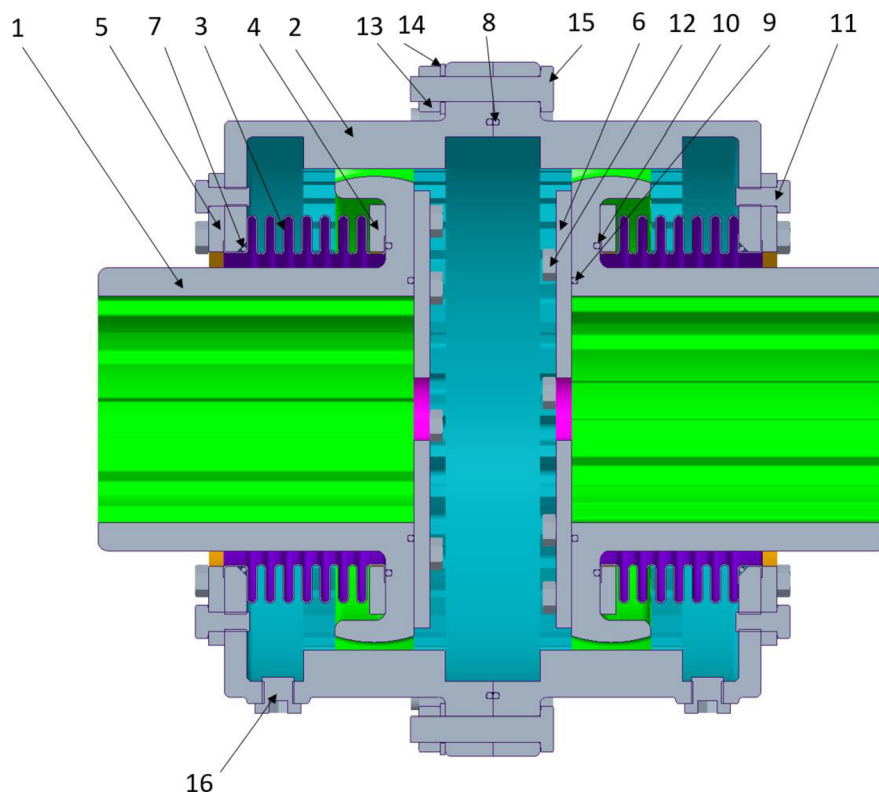
mohlo při dopravě mazivo znehodnotit. Stejně tak se nachystá i druhá strana spojky. Takto připravené části spojky se zabalí a doručí k zákazníkovi. [15]

Finální montáž se provádí přímo na stroji. Náboj spojky se navleče na drážkovanou hřídel. Drážky se namažou mazivem pro lehčí navlečení a proti korozi. Po navlečení se na náboj přimontuje přitahující plech pomocí šroubů. Pomocí šroubu M20 se přitáhne drážkovaná hřídel ke spojce. Pod šroubem je umístěná měděná podložka pro utěsnění.

Dalším krokem je přidání maziva do spojky. Tento model spojky je navržen pro tuhá maziva, která jsou důkladně vložena do spojky a řádně rozprostřena do všech částí, aby bylo zajištěno správné rozložení a množství maziva. Nyní jsou obě části spojky spojené pomocí šroubů a matic. Při servisu je mazivo měněno. Staré mazivo je nutné odstranit, spojku řádně vyčistit a doplnit nové mazivo. Celá spojka se musí demontovat, vyčistit a zkontrolovat. Posléze se smontuje podle předchozího postupu. Servis u zmíněného modelu spojky je složitý a časově náročný, proto je prováděn při odstávce celého stroje.

5.2 MODEL S VLNVCEM

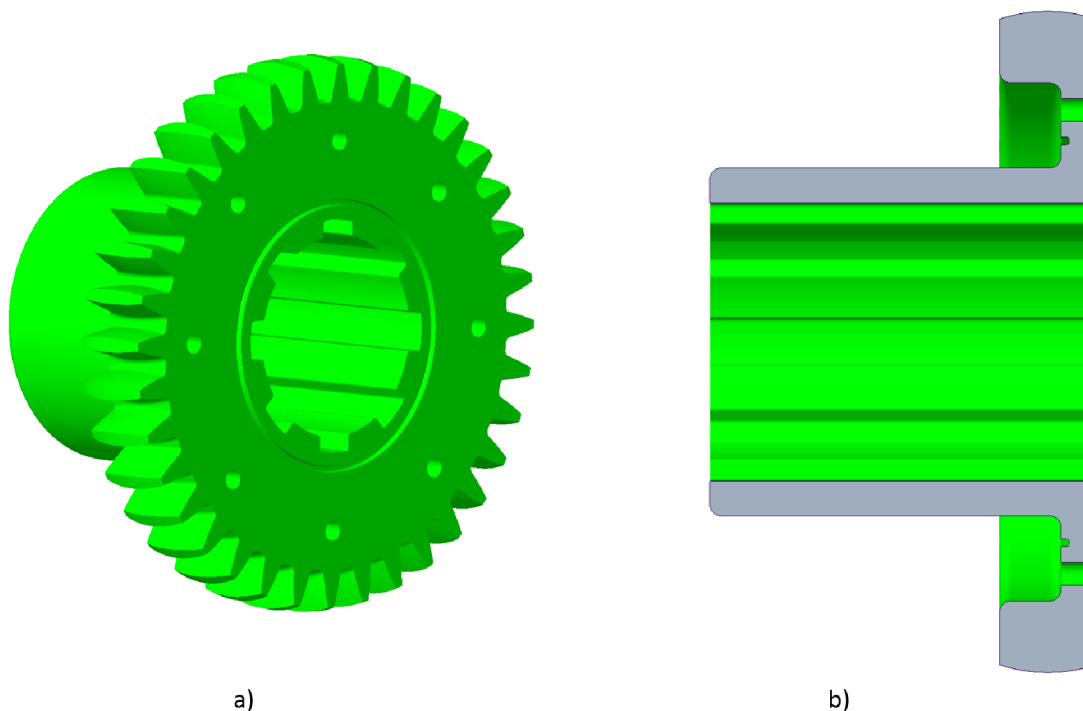
Druhý návrh spojky je velmi podobný předchozímu návrhu. Použité součásti jsou si podobné. Rozdíl je v axiálním jištění náboje. U předchozího modelu bylo jištění pomocí dorazových kroužků, ale tento návrh je jištěn pomocí plechového vlnovce. Model byl inspirován firmou KWD.



Obr. 27 Model zubové spojky s vlnovcem v řezu 1) náboj spojky, 2) pouzdro spojky, 3) vlnovec, 4) utahovací kroužek, 5) utahovací kroužek, 6) přitahující plech, 7) těsnící o-kroužek 101x2 NBR 90, 8) těsnící o-kroužek 181x2 NBR 90, 9) těsnící o-kroužek 81x2 NBR 90, 10) těsnící o-kroužek 104x2 NBR 90 11) šrouby M6x10 12) šroub M6x15, 13) matka M8, 14) podložka pod šroub, 15) šroub M8x40, 16) zátka M10x8

5.2.1 NÁBOJ SPOJKY

Náboj spojky je podobný jako u předchozího. Napojení na hřídel je zde opět řešeno pomocí drážkování. Drážkování má stejné rozměry jako předchozí náboj 8x72x62. Bylo opět voleno podle normy ČSN ISO 14 střední řada.[27] Další hodnoty byly volené stejně. Na průměru 120 mm nalezneme 8 děr o průměru 6 mm. Díry jsou určeny pro uchycení vlnovce, proto musí být obě plochy obrobené, a musí být dbáno na rovinnost ploch. Ze strany, kde na náboj dosedá vlnovec, se nachází drážka pro těsnění. Na náboji spojky se opět nachází 36 vnějších zubů jednoduchého barelového typu. Zakřivení zubu je totožné s předchozím modelem.

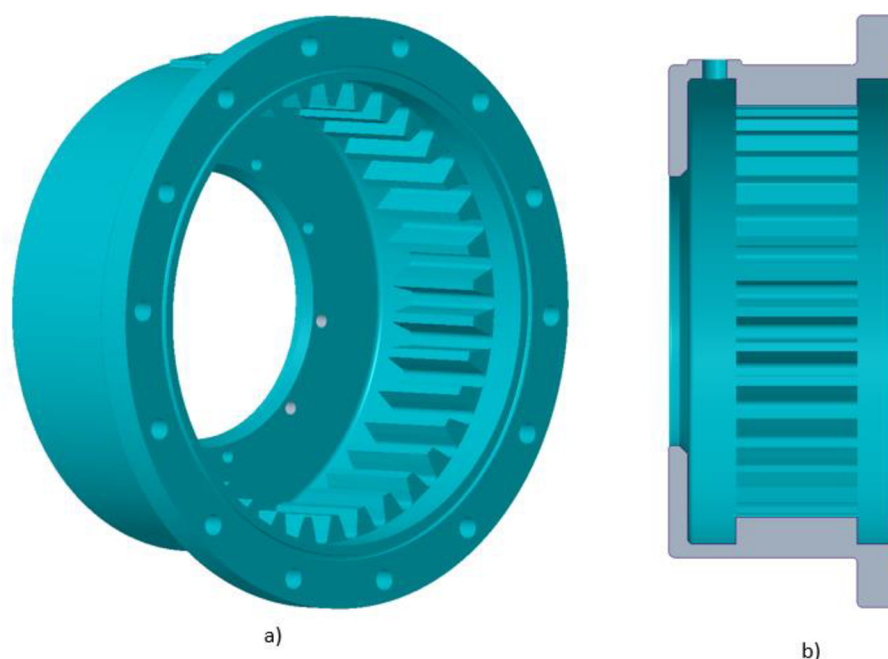


Obr 28 Náboj spojky a) v obecném pohledu b) v řezu

Náboj spojky je vyroben zápusťkovým kovááním. Materiál byl zvolen ČSN EN ISO 683-5 nitridovaná ocel. Po zápusťkovém kováání se dílec obrobí. Součást se poté kalí a následně popouští na určené teploty. Součástka je následně nitridovaná pro zvýšení povrchové tvrdosti. Pro nižší výrobní nároky se nenitriduje celá součástka ale pouze její ozubení.

5.2.2 POUZDRO SPOJKY

Způsob uchycení dvou pouzder spojek je identické jako u předchozího řešení. Pouzdra jsou k sobě spojena čtrnácti šrouby s vnějším šestihranem o velikosti M8x40 a s šestihrannými maticemi o velikosti M8. Na pouzdru nalezneme díry pro tyto šrouby na průměru 203 mm. Na zadním krytu spojky nalezneme deset závitových děr určené pro šrouby s metrickým závitem M6. Jsou ve vzdálenosti 135 mm. Tyto díry jsou určeny pro zajištění vlnovce na pouzdru spojky. Dolní hrana je zkosená pro umístění těsnícího o-kroužku. Druhý těsnící o-kroužek se nachází pod otvory pro šrouby M8.



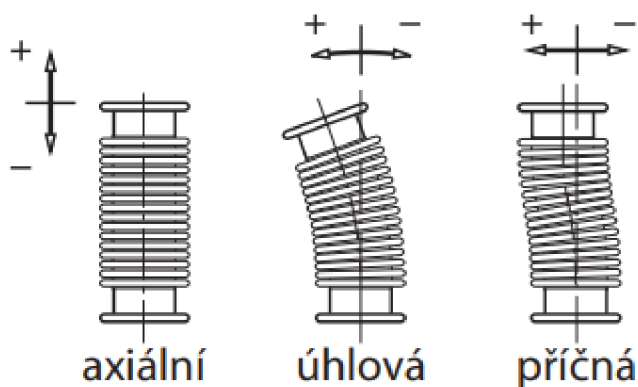
Obr 29 Pouzdro spojky a) v obecném pohledu, b) v řezu

V pouzdru se nachází vnitřní přímé ozubení s celkovým počtem zubů 36. Ozubení je o délce 45 mm. Je delší než ozubení u náboje, aby byl zajištěn axiální pohyb po pracovní délce spojky a dokázala i nadále přenášet točivý moment. V pouzdru se nachází plnicí kanálek, který je určen pro doplnění a k výměně maziva. Navržené mazivo pro tento druh spojky je minerální olej. Pro ucpání tohoto otvoru použijeme zaslepovací šroub M10x8. Šroub je k naleznutí pod označením DIN 3852. Vyrábí se s těsnící gumičkou, která utěsňuje vnitřní prostory.

Pouzdro spojky se vyrábí procesem zápustkového kování. Jako materiál je použita ČSN EN ISO 683-5 nitrídaná ocel. Všechny funkční části jsou poté obrobené podle výkresové dokumentace. Následuje úprava vlastností materiálu. Nejprve je provedeno kalení a poté popouštění na danou teplotu. Po kalení přijde operace nitridace. Zde opět nitridujeme pouze ozubení, pro nižší náklady daného výrobku.

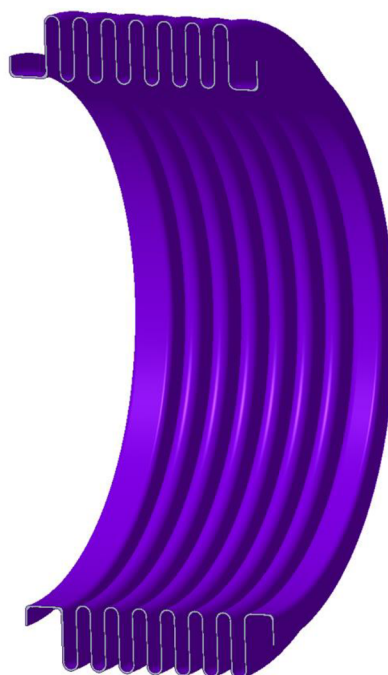
5.2.3 VLNOVEC

Při druhém návrhu zubové spojky využíváme jako jištění vlnovec. Díl je vytvořen, jako zvlněný plech. Vlnek je zde několik, aby se plech dokázal dostatečně natahovat i zkracovat. Tím nám zajišťuje dostatečný axiální posuv při pohybu spojky. Protože je vlnovec poddajný, dokáže zvládat i úhlové vychýlení.[32]



Obr. 30 Druhy vychýlení vlnovce [32]

Vlnovec je k pouzdru spojky uchycen pomocí utahovacího kroužku. Prvně je vlnovec právě uchycen na utahovací kroužek, a to je jako jeden společný dílec uchycen na náboj spojky. Tloušťka plechu vlnovce je 1 mm. Na druhé straně spojky je vlnovec připevněn na pouzdro. Druhý utahovací kroužek přitahuje a jistí vlnovec, aby se nestalo, že by byl vlnovec během provozu oddělán.



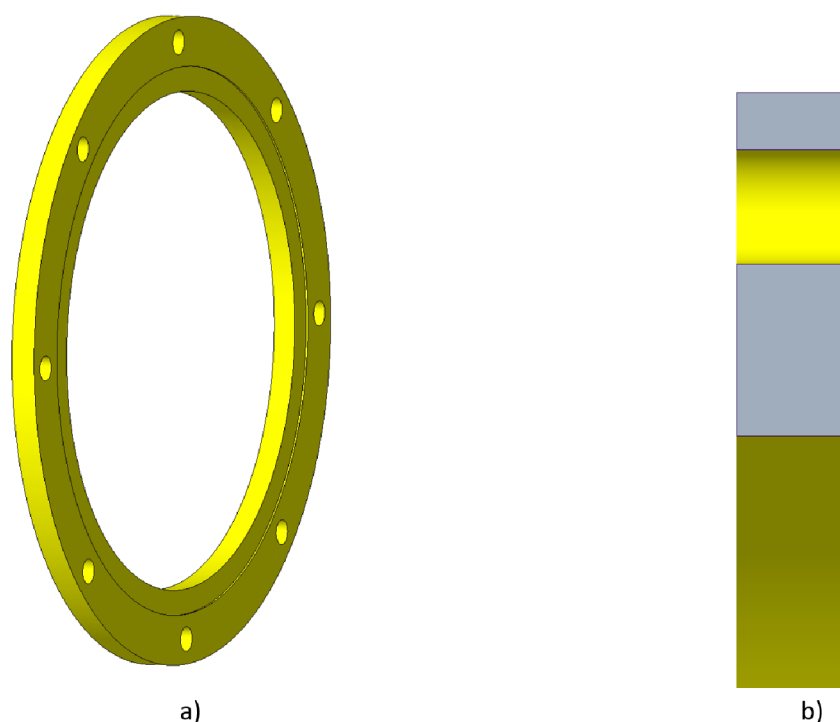
Obr. 31 Vlnovec vyobrazen v obecném pohledu i řezu

Vlnovec je vytvořen metodou válcování. Součástka je válcovaná jak z vnitřní, tak i z vnější strany. Zmíněná výroba je levná, a lze tak vyrábět všechny velikosti. Pokud by spojka měla velkou sériovou produkci, přešlo by se na výrobu pomocí hydraulického tvářecího procesu. Způsob výroby je nákladnější než metoda válcování, kvůli ceně nástrojů. Je ovšem šetrnější na

vyrobený materiál, proto se vyplatí u vysoko sériové produkci.[32] Materiál pro vlnovec byl zvolen ČSN EN 10028-7 nerezová ocel.

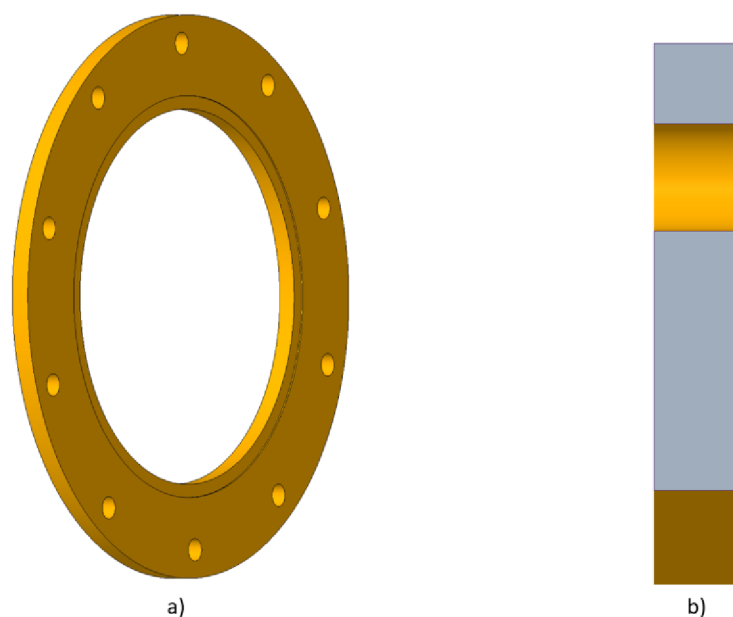
5.2.4 UTAHOVACÍ KROUŽKY

Utahovací kroužky nalezneme na spojce dva. Zmíněné dva kroužky jsou určeny pro přichycení vlnovce. Menší kroužek je určený k přichycení vlnovce k náboji spojky. V kroužku nalezneme na průměru 120 mm osm závitových děr a každý závit je o délce tloušťky kroužku. V kroužku je vytvořená dosedací plocha pro konec vlnovce. Kroužek přitahuje vlnovec k náboji spojky. Kroužek nám také přitlačuje vlnovec k těsnění, aby bylo zajištěno, že mazivo nám nebude unikat ze spojky.



Obr. 32 Utahující kroužky přitahující vlnovec k náboji a) v obecném pohledu b) v řezu

Druhý utahovací kroužek přitahuje vlnovec k pouzdru spojky. Vlnovec je přichycen stejným způsobem k pouzdru spojky. V kroužku se nachází na průměru 135 mm deset průchozích děr o průměru 6 mm. Kroužek má dosedací plochu pro vlnovec, kterou dotahujeme a jistí vlnovec k pouzdru spojky. Mezi vlnovcem a pouzdem nacházíme také těsnění pro utěsnění vnitřních prostor.



Obr 33 Utahující kroužky přitahující vlnovec k pouzdru a) v obecném pohledu b) v řezu

Utahovací kroužky jsou vyrobené metodikou výpalku z plechu. Po vypálení obou částí se následně obrobí. Do prvního kroužku se vyrobí závitové díry. Díry jsou ovšem předem vytvořené vypálením a až následně jsou pomocí závitníku vytvořeny závity. U druhého kroužku je obrobena dosedací plocha pro vlnovec. Materiál pro oba kroužky je volen S235J2 nelegovaná konstrukční ocel.

5.2.5 GUMOVÉ TĚSNĚNÍ

Jak bylo dříve popsáno, pro utěsnění vnitřních prostor musí být zajištěná těsnost vnitřního prostoru, aby mazivo neunikalo. Bylo užito stejného druhu těsnění jako u předchozí varianty. Proto jsou zde použity těsnící o-kroužky DIN 3771. Materiál pro gumové o-kroužky byl zvolen NBR 90.

Ve spojce jsou použity čtyři gumové o-kroužky. První o-kroužek je velikosti 81x2 NBR 90. O-kroužek je vložen do drážky v náboji spojky. Pomocí přitahujícího plechu je připevněn k náboji. Kroužek utěsňuje mazivo, aby neunikalo přes hřídel ven ze spojky. Druhý o-kroužek o velikosti 101x2 NBR 90 nalezneme mezi pouzdem spojky a vlnovcem. U konce pouzdra nalezneme menší skosení hrany, na kterou dosedá těsnění. Aby těsnění doléhalo je přitažené vlnovcem. Kroužek utěsňuje vnitřní prostory, aby mazivo neunikalo kolem vlnovce. Třetí těsnící o-kroužek o velikosti 104x2 NBR 90 je umístěn na zadní straně náboje spojky. Pro umístění o-kroužku se v náboji nachází drážka. Stejně jako předchozí kroužek, nám utěsňuje vnitřní prostory, aby mazivo neunikalo okolo vlnovce. Poslední těsnění 181x2 NBR 90 nalezneme na pouzdru spojky. Pro o-kroužek se zde nachází drážka, do které se o-kroužek vkládá. Těsnění se nachází na obou pouzdrech, pro zajištění dostatečné těsnících vlastností.

5.2.6 PŘITAHUJÍCÍ PLECH

Přitahující plech je velmi podobný přitahujícímu plechu v předchozím modelu. Nachází se zde osm děr o průměru 6 mm na poloměru 120 mm. Díry jsou určeny pro šrouby k zachycení krytu. Ve středu plechu se nachází otvor pro šroub M20x55. Tento šroub je určen k jištění přenášečí

hřídele. Plech má tloušťku 5 mm. Metoda výroby plechu byla zvolena vypalování. Materiál pro výpalek byl zvolen S235J2 nelegovaná konstrukční ocel.

5.2.7 SPOJOVACÍ KOMPONENTY

Pro druhý model spojky byl kladen stejný nárok na servisování spojky. Proto je zde žádoucí možnost rozmontování a následného opětovného smontování spojky. Pro tento nárok jsou jako u předchozího modelu všude použity šroubové spoje pro zajištění spojky.

SPOJENÍ POUZDREM SPOJKY

Spoj je řešen podobně jako u předchozího modelu. Je zde opět voleno čtrnáct šroubů s vnějším šestihranem DIN 931 M8x40. Délka celého šroubu je 40 mm a délka závitu je 22 mm s velikostí stoupání 1,25 mm. Pevnostní třída byla volena 10,9. Šrouby vedou přes obě pouzdra a na druhé straně jsou uchyceny matkou. Matice byla zvolena DIN 982 M8. Pevnostní třída matky je volena stejná jako u šroubu a to 10,9. Pod maticí je zvolena podložka DIN 125-B. Povrchová úprava všech spojovacích komponentů je vybrána DACROMET 500. Pro zajištění proti povolení zde volíme Loctite 620. Utahovací moment byl zvolen 36 Nm.

SPOJENÍ POUZDRA S VLNOVCEM

Pro spoj byl zvolen šroub s vnějším šestihranem o velikosti M6. Šrouby jsou k nalezení pod označením DIN 933 M6x10. Šroub má po celé své délce závit. Stoupání bylo zvoleno 1 mm. Šroubů je zde použito deset. Pevnostní třída je volena 8,8. Šroub vede přes utahovací kroužek do pouzdra spojky. V krytu spojky se nachází závitový otvor o délce 8 mm. Na šroub je aplikováno pro zajištění bezpečnosti Loctive 243. Na šrouby je použita povrchová úprava DACROMET 500. Na dotažení je třeba utahovací moment 9,7 Nm.

SPOJENÍ NÁBOJE S VLNOVCEM

Pro přitážení vlnovce k náboji spojky je použito deset šroubů s vnějším šestihranem. Šrouby byly zvoleny pod označením DIN 933 M6x15 se standardním stoupáním závitu 1 mm. Pevnostní třída byla zvolena 8,8. Šrouby vedou přes přitahující plech a náboj spojky do utahovacího kroužku, který přitahuje vlnovec k náboji spojky. V utahovacím kroužku se pro tyto šrouby nachází závit. Pro zajištění proti povolení šroubu použijeme Loctite 243. Šroub je provozován uvnitř spojky, kde se nachází mazivo. Z toho důvodu se na šroub neaplikuje povrchová úprava. Utahovací moment je stejný jako u předchozího typu šroubů.

K zajištění hřídele je zde využito vnějšího šestihranného šroubu M20. Uchycení hřídele a popis šroubu je stejný jako u předchozího modelu. Vše je popsáno v kapitole 5.1.8.

5.2.8 MONTÁŽ SPOJKY

Montáž druhého modelu spojky je velmi podobná prvnímu modelu. U spojky se musí zkontrolovat stejná zubové vřetěva, jak bylo popsáno u prvního modelu. Spojka se také očistí od mastnoty pomocí nehořlavého rozpouštědla. Po odmaštění se do náboje a pouzdra spojky vkládají těsnící o-kroužky. Kroužky se lehce potřou olejem pro lehčí montáž. Vlnovec se smontuje s utahovacím kroužkem a posléze se pomocí šroubu přimontuje k náboji spojky. Náboj se nasune do pouzdra spojky a vlnovec se přetáhne k pouzdru spojky. Pomocí druhého utahovacího kroužku se zajistí vlnovec na místě, aby byl jištěn. Stejně se nachystá i druhá část spojky a odešle zákazníkovi.

U zákazníka se spojka nasadí na přenašeči hřídel a šroubovým spojem se zajistí. Následně se obě části spojky spojí a sešroubují. Ještě se do spojky nesmí zapomenout doplnit mazivo. Mazivo je voleno minerální olej. Olej je dodáván přes nápustní kanál do spojky. Kanálek se utěsní pomocí utěšňujícího šroubu.

5.3 MAZIVO

Při návrhu spojky je nutné uvažovat o druhu použitého maziva. Jako mazivo můžeme používat jak tuky, tak i olej. Zákazník má možnost volby použitého maziva u své spojky. Při návrhu spojek bylo uvažováno při první spojce o užití tuku jako maziva a u druhé spojky byl použit jako mazivo minerální olej. Ovšem pokud by zákazník žádal jiný druh maziva, po lehce úpravě spojky lze druh maziva změnit.

5.3.1 TUHÉ MAZIVO

LMCG 1

Mazivo je vyráběné od firmy SKF. Jedná se o tuhé mazivo na bázi minerálního oleje zahuštěné polyetylenem a lithiovým komplexem. Mazivo je vyrobeno tak, aby odolávalo vysokým odstředivým silám a zvládalo vysoký točivý moment. Proto je vhodné pro naši zubovou spojku. Při vysokých rychlostech si mazivo zachovává svoji konzistenci a neuniká z namazaných prostor. Mazivo také odolává vlhkému prostředí, korozi, separaci oleje a širokému rozsahu teplot. Mazivo má vydržet pět let.[33]

MOBILGREASE XTC

Mazivo je vyráběno firmou Mobil. Mazivo se skládá ze dvou polotekutých plastických maziv s lithiovou pastou. Složení je velmi účinné proti vznikající korozi, a pro lepší stabilitu i za vysokých teplot. Je odolné proti vymývání vodou. Mazivo také nemá skoro žádné separátní účinky, což znamená, že mazivo se i při vysoké zátěži neodděluje. Díky svému složení zvládá vysoké zatížení, tlumení rázů a zvládá i tlumení vibrací. Mazivo vyniká menším únikem maziva z mazaných prostor a delší životností.[34]

	LMCG 1	Mobilgrease XTC
Kinematická viskozita při 40 °C [mm ² /s]	761	680
Kinematická viskozita při 100 °C [mm ² /s]	44	40
Provozní teploty [°C]	0–120	-30–120

Tab. 2 Vlastnosti vybraných tuhých maziv

5.3.2 MINERÁLNÍ OLEJE

MOBIL DELVAC 1 (80W-140)

Jedná se o syntetický převodový olej s chemickými aditivami určený pro vysoko náročné hnané stroje. Olej je vyráběn firmou Mobil pod označením 80W-140. Jedná se o olej s vysokou viskozitou s vynikající nosností. Olej je použit v komponentech, kde se očekávají extrémní tlaky a rázová zatížení. Tudíž zvládá vysoké zatížení, které očekáváme na ozubení. Také zlepšuje stabilitu ve smyku. Díky svým dobrým vlastnostem zvládá mazivo nízké i vysoké

teploty. Dobře chrání komponenty proti korodování a má prodlouženou životnost jako normální oleje. [35]

HD SYNTHETIC GEAR OIL

Druhý využitý olej je vyráběn firmou Valvoline pod označením 80W-140. Mazivo je opět vyrobeno jako syntetický převodový olej s chemickými aditivy. Olej má velmi podobné vlastnosti, jako předchozí typ oleje. Tudiž zvládá vysoké zatížení, rázové zatížení a smykovou stabilitu. Olej také zvládá vyšší teploty, a je dobrý jako protikorozní ochrana. Mazivo má prodlouženou životnost.[36]

	MOBIL DELVACE 1	HD Synthetic gear oil
Kinematická viskozita při 40 °C [mm ² /s]	244	284
Kinematická viskozita při 100 °C [mm ² /s]	27.9	30.6
Provozní teploty [°C]	-47–210	-33–190

Tab. 3 Vlastnosti vybraných minerálních olejů

6 VÝPOČTOVÉ ANALÝZY

Při návrhu komponentů je vždy nutné ověřit, je-li navržená součást schopna plnit svoji funkci. Pokud by součást nesplňovala zadané požadavky, mohlo by dojít k poškození součástky, které by mohlo dále přejít k poškození samotného stroje. V nejhorsím možném případě by mohlo dojít k ohrožení zúčastněných osob, což je nepřístupné. Pro kontrolu správné funkčnosti by bylo na důležitých komponentech nutné provést numerické, případně analytické vyhodnocení chování navržených součástí. Vytvořené výpočty byly prováděné pouze u hlavních funkčních částí. Numerické výpočty byly prováděny v programu Ansys Workbench. Analytické výpočty byly vytvořeny v programu Mathcad. Všechny příslušné vzorce pro výpočty byly čerpány z knihy Konstruování strojních součástí a Maschinenbau.[37],[38]

6.1 DRÁŽKOVÝ SPOJ

Při návrhu upevnění spojky na hřídel bylo použito drážkového spoje. Drážkový spoj byl zvolen jako normalizovaný rozměr podle normy ČSN ISO 14 střední řada.[27] Rozměr byl zvolen podle počátečního návrhu. Bylo třeba ověřit, je-li zvolený rozměr správný. Pro ověření spoje a zajištění správného přenosu kroutícího momentu byl použit analytický i numerický výpočet. Obě varianty zubové spojky mají stejné uchycení na poháněnou hřídel. Proto pro obě spojky budeme vytvářet jeden výpočet.

6.1.1 ANALYTICKÝ VÝPOČET

Jak již bylo dříve řečeno pro drážkování byla zvolena střední řada 8x72x62. Osmička určuje počet drážek, sedmdesát dva je vnější průměr drážky a šedesát dva je vnitřní průměr drážky. Šířka jednoho zubu je podle normy 12 mm. Drážky jsou obráběné, proto je poloměr zaoblení na drážce 1 mm a délka drážky 100 mm.

Drážkový spoj byl kontrolován na kontaktní tlak vznikající během přenosu kroutícího momentu mezi nábojem spojky a přenosovou hřídelí. Nejprve je nutné spočítat účinnou plochu drážky na 1 mm.

$$D_s = \frac{D + d_s}{2} = \frac{72 + 62}{2} = 67 \text{ mm} \quad (7)$$

kde: D_s [mm] Střední průměr drážkování

D [mm] Vnější průměr drážkování

d_s [mm] Vnitřní průměr drážkování

$$A_f = 0,75 \cdot z_5 \cdot \left(\frac{D - d_s}{2} - 2 \cdot r_{dr} \right) = 0,75 \cdot 8 \cdot \left(\frac{72 - 62}{2} - 2 \cdot 1 \right) = 18 \text{ mm} \quad (8)$$

kde: A_f [mm] Účinná plocha drážek na 1 mm

z_5 [-] Počet zubů drážky

r_{dr} [mm] Poloměr zkosení na drážce

Následně je nutné vypočítat zatížení, které působí na drážkování a pro to se vypočítá síla působící na střední průměr drážkování. Poté je třeba vypočítat kontaktní tlak, který působí na bok jedné drážky. Zatížení bylo použito z maximálního kroutícího momentu, který ve spojení může nastat.

$$M_{max}=5700Nm$$

$$F_s = \frac{2 \cdot M_{max}}{D_s} = \frac{2 \cdot 5700}{0,067} = 170,149 \text{ kN} \quad (9)$$

kde: F_s [N] Síla působící na spoj

M_{max} [Nm] Maximální kroutící moment

$$p_s = \frac{F_s}{A_f \cdot L_s} = \frac{170149}{0,018 \cdot 0,1} = 94,527 \text{ MPa} \quad (10)$$

kde: p_s [MPa] Kontaktní tlak působící na jednu drážku

L_s [mm] Délka drážkového spoje

Při návrhu drážkového spoje byl určen pohyb hřídele jako jednosměrné otáčení s mírnými rázy. Z toho vyplynula volba materiálu hřídele, kalená ocel. Tato ocel dovoluje maximální kontaktní tlak až 140 MPa. Pomocí dovoleného maximálního dovoleného tlaku určíme bezpečnost.

$$k_s = \frac{p_{max}}{p_s} = \frac{140}{94,527} = 1,481 \quad (11)$$

kde: p_{max} [MPa] Dovolенý kontaktní tlak na jedné drážce

k_d [-] Bezpečnost pro kontakt zubu drážek.

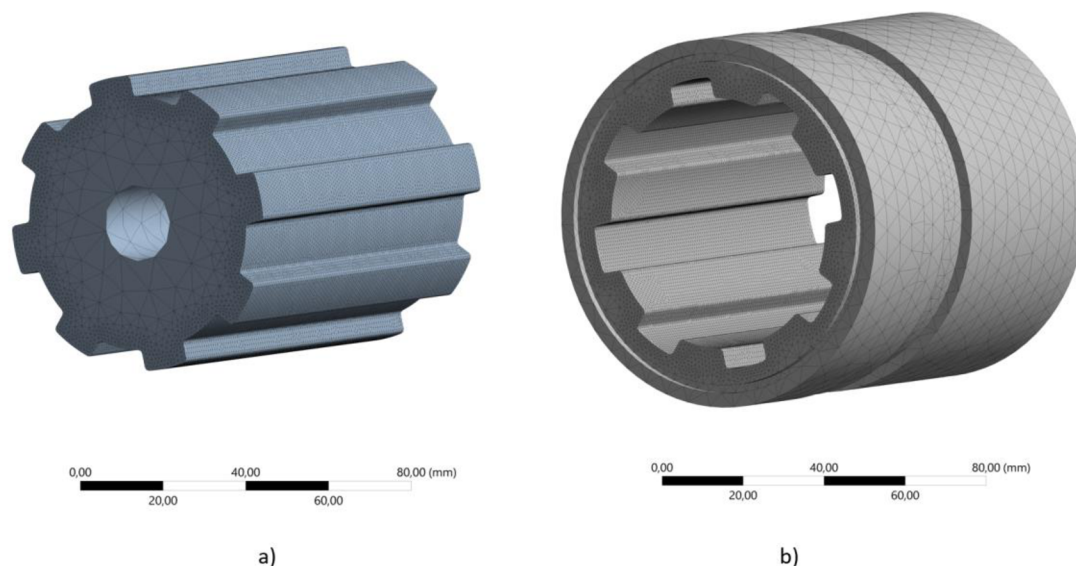
6.1.2 NUMERICKÝ VÝPOČET

Celý výpočet byl prováděn v programu Ansys Workbench. Geometrie drážkování byla popsána v předešlé kapitole. Pro výpočet nepotřebujeme všechny části zubové spojky, použijeme tedy pouze náboj spojky a poháněnou hřídel. Geometrie částí byla upravena, aby výpočet byl co nejjednodušší. Proto byly na náboji odstraněny některé části, které se nehodí pro výpočet. Celé ozubení a vše okolo šroubových spojů bylo odstraněno.

Jako první byl zvolen typ vazby mezi drážkami poháněné hřídele a nábojem spojky. Software Ansysu nabízí několik typů vazeb. Pro naši aplikaci byl zvolen typ vazby frictional. Koeficient tření byl zvolen 0,15, který odpovídá běžné hodnotě tření při běžných podmínkách.

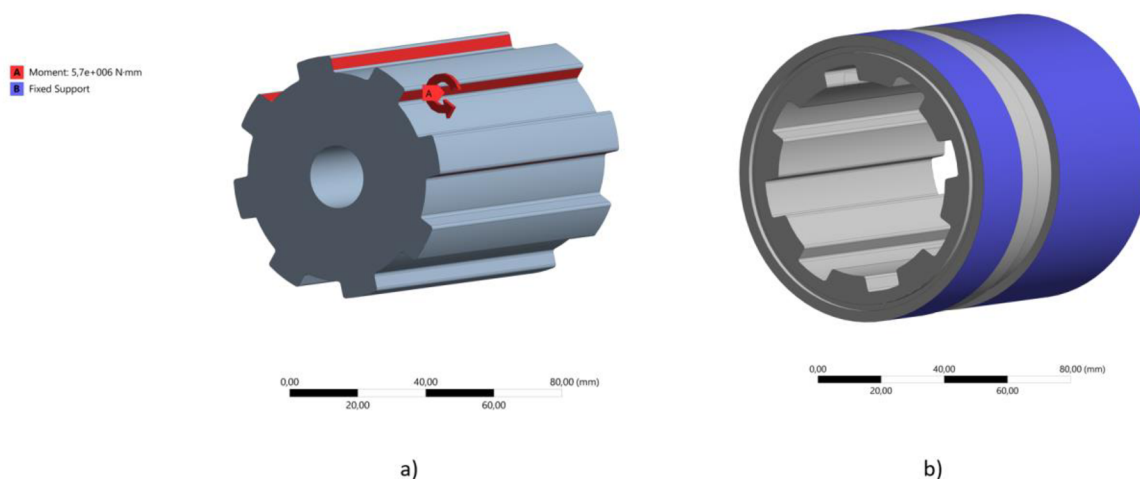
Následně byla vytvořena výpočetní síť. Síť byla vygenerována o velikosti 10 mm. Prvky byly zvoleny kvadratické. Síť byla na kontaktních plochách zjemněna pomocí face sizing na velikost 1 mm. Protože zde pro funkčnost nebylo možno odebrat zaoblení bylo zachováno. Síť měla

velikost 2224929 prvků a 1561790 elementů. Při zmenšování velikosti prvků již nebyl velký rozdíl mezi napětím, ale narostl znatelně výpočetní čas.



Obr. 34 Vygenerovaná síť na modelu pro výpočet drážkového spoje a) na hřídeli b) na náboji

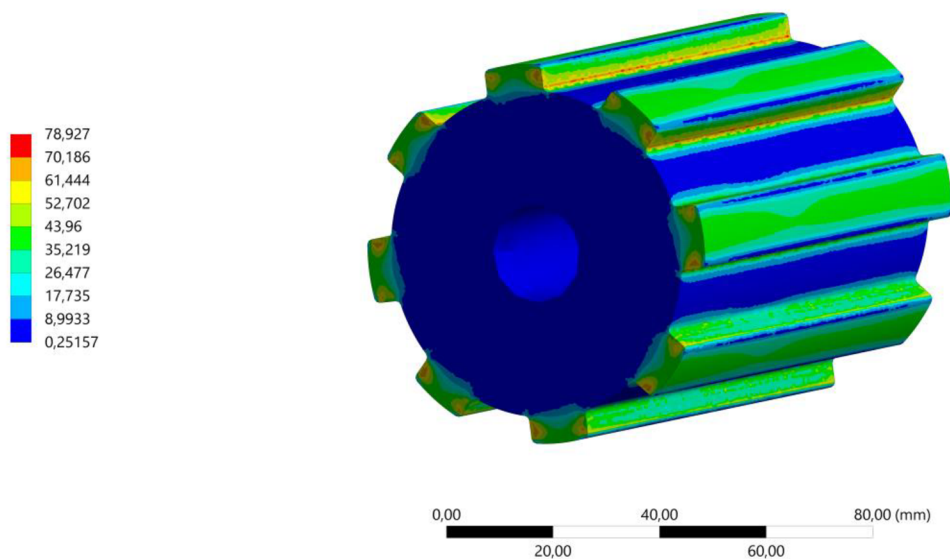
Posledním krokem bylo vytvoření okrajových podmínek nutných pro výpočet. Na vrchní části náboje spojky byla vložena vazba fix support. Vazba je zde použita pro zabránění pohybu náboje spojky. Dalším typem vazby je zde kroutící moment, který je aplikován na všechny boční strany drážky. Velikost momentu byla zvolena 5700Nm.



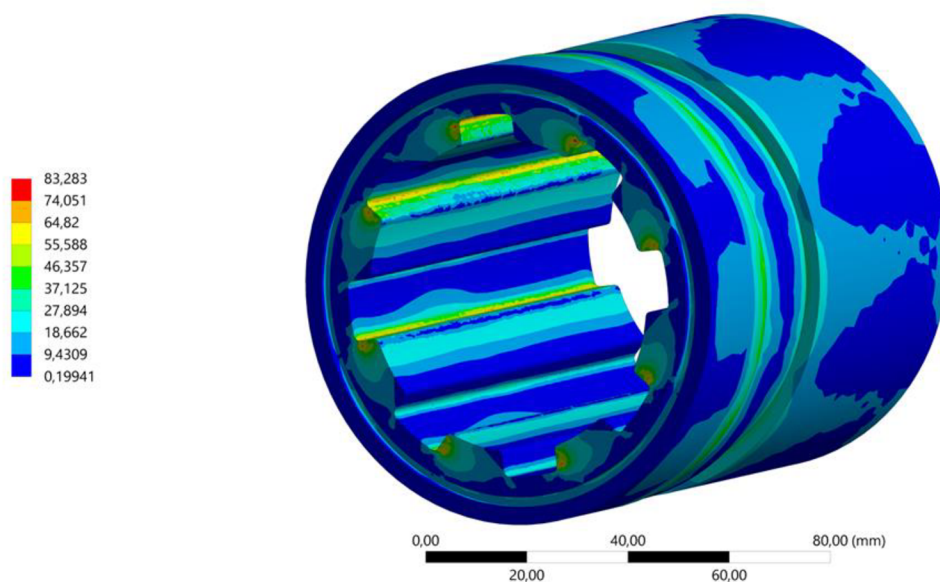
Obr. 35 Model drážkového spoje s okrajovými podmínkami a) na hřídeli b) na náboji spojky

Jako výstupy pro dané výpočty je vyobrazení napětí na hřídeli a na náboji spojky. Maximální napětí na náboji spojky je vypočteno 78,9 MPa a na hřídeli je 83,3 MPa. Posledním provedeným výpočtem bylo zjištění kontaktního tlaku a činil 105,3 MPa. Výsledný tlak vyšel o něco málo vyšší než u analytického výpočtu. Tento rozdíl vznikl z toho důvodu, že při analytickém

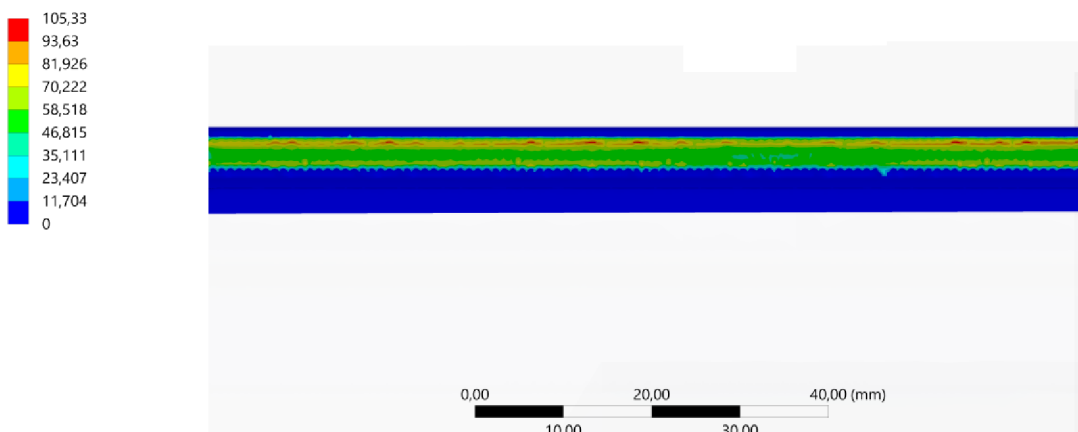
výpočtu nebereme v potaz koeficient tření, ale v numerickém řešení je se třením počítáno. I přes to hodnoty vychází velmi podobně, proto můžeme hodnotit naše řešení jako správné.



Obr. 36 Napětí na hřídeli dle HMH



Obr. 37 Napětí na náboji dle HMH



Obr. 38 Kontaktní tlak na jedné drážce

6.2 VÝPOČET ŠROUBOVÉHO SPOJE

Obě části spojky jsou k sobě spojeny pomocí šroubů a matic. Obě varianty spojek mají stejný způsob řešení spojení pouzder. Jsou zde užity šrouby o velikosti M8, které vedou přes obě pouzdra a jsou uchycené maticemi opět o velikosti M8. Těchto šroubů se zde nachází celkově čtrnáct rozmístěných po obvodu pouzdra spojky. Výpočty byly provedeny analyticky a následně pro ověření výpočtu bylo provedeno numerické řešení v software Ansys Workbench.

6.2.1 ANALYTICKÝ VÝPOČET

Kontrolujeme bezpečnost vůči stříhu šroubového spoje. Při našem výpočtu si musíme opět uvědomit, že se budeme lišit oproti numerickému řešení, u analytického řešení nebereme v potaz tření mezi šroubem a příslušnými komponenty. Proto se nám výsledky budou opět lišit.

Kontrolu bude prováděna na stříh. Stříh nastane, když je moment příliš vysoký a poškodí šroub ve stříhu. U výpočtu se opět zvažuje maximální možný moment, který ve spojce může nastat. Z momentu je určena radiální síla působící na šroub. Je nutné si uvědomit, že šroubů je více, a proto musíme zvažovat sílu působící na jeden šroub. Ze síly je poté spočítáno smykové napětí. Je nutné také zjistit mez pevnosti ve smyku. Meze pevnosti kluzu nalezneme v tabulkách podle zvolené pevnosti třídy šroubu.

$$F_m = \frac{2 \cdot M_{max}}{i \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 5700}{14 \cdot 0,205} = 3,872 \text{ kN} \quad (12)$$

kde: F_m [mm] Síla působící na jeden šroub

i [-] Počet šroubů v záběru

D_s [mm] Průměr roztečné kružnice šroubů

$D_w = 8 \text{ mm}$

$$\tau_s = \frac{F_m}{\frac{D_w^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{3872}{\frac{D_w^2 \cdot \pi}{4}} = 79,023 \text{ MPa}$$

(13)

kde: τ_s [MPa] Smykové napětí působící na jeden šroub

D_w [mm] Průměr dříku šroubu

$R_e=900 \text{ MPa}$

$$\tau_{ms} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 900 = 540 \text{ MPa} \quad (14)$$

kde: τ_{ms} [MPa] Maximální dovolené smykové napětí působící na jeden šroub

R_e [MPa] Mez kluzu šroubu

$$k_s = \frac{\tau_{ms}}{\tau_s} = \frac{540}{79,023} = 6,833 \quad (15)$$

kde: k_s [-] Bezpečnosti vůči stříhu šroubu

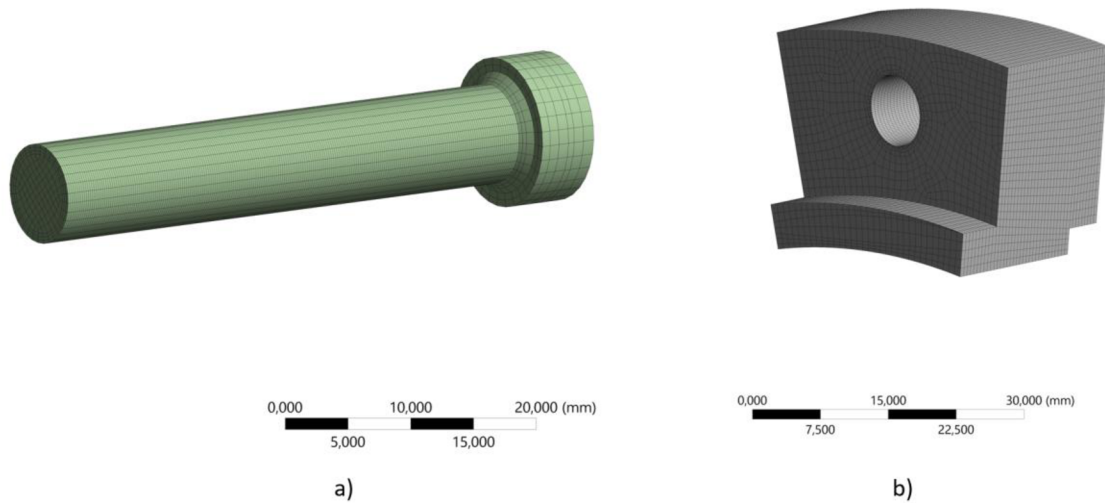
Bezpečnost vůči stříhu šroubu je dostatečně vysoká. Z toho plyne, že by ke stříhu šroubu za běžné situace nemělo dojít.

6.2.2 NUMERICKÝ VÝPOČET

Geometrie potřebná pro šroubový spoj byla opět velmi jednoduchá. Byl vytvořen výsečový výřez, ve kterém se nachází pouze jeden šroubový spoj. Pouzdro spojky bylo také upraveno. Všechny nepotřebné rádiusy byly odebrány pro zjednodušení vytvoření sítě. Největší úpravou geometrie ovšem prošel šroub a matka. Šestihran byl u obou komponentů oddělen a je zde pouze ve tvaru kruhu. Kruhy jsou ovšem ve velikosti kde šroub a matka dosedají na pouzdro, aby velikost odpovídala původní velikosti.

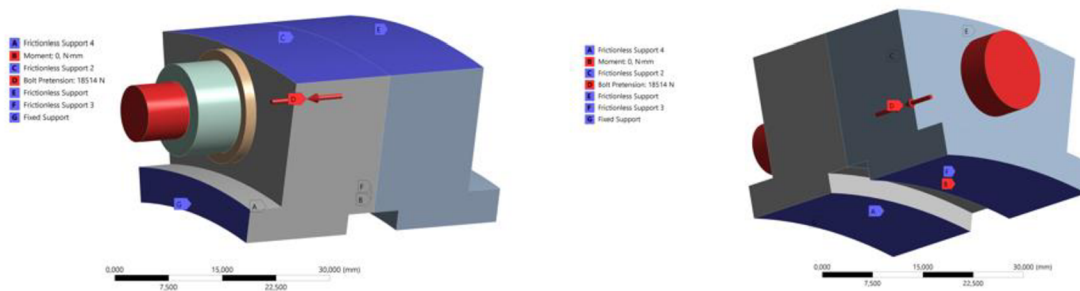
Jsou zde zvolené dva typy vazeb. Prvním typem je vazba, která se nazývá bounded. Obě části jsou k sobě připevněné napevno. Části nelze od sebe nijak oddálit. Tento typ vazby je umístěn mezi šroubem a maticí. Druhým typem vazby je vazba frictional. Koeficient tření byl zde zvolen 0,15.

Pomocí zjednodušené geometrie bylo možno jednodušeji vytvořit síť. Síť byla generovaná po částech samostatně metodikou sweep pro její lepší tvar. Právě pomocí zjednodušené geometrie šroubu a matice je metoda sweep aplikovatelná i na tyto tělesa. Velikost prvků byla zvolená 1 mm. Prvky byly zvoleny kvadratické. Celkem bylo použito 404 238 prvků a 104 716 elementů pro vytvoření sítě.



Obr. 39 Síť vygenerovaná pro výpočet šroubového spoje a) na šroubu b) na pouzdru

Výpočet byl nastaven na dva časové kroky. V prvním časovém kroku byla nastavená okrajová podmínka jako předepnutí šroubu. Druhým krokem bylo přidání do výpočtu maximálního kroučícího momentu. Moment je podělen počtem šroubů. Předepnutí šroubu bylo neustále přítomno. Další okrajová podmínka byla použití fix support na vrchní straně jedné příruby. Poslední okrajovou podmínkou je frictionless support. Podmínka zajišťuje, aby se těleso nepohybovalo v normálovém a tangenciálním směru. Podmínka je zde zvolena z důvodu správnosti pohybu pouzdra.



Obr. 40 Okrajové podmínky pro výpočet šroubového spoje

Pro určení předepnuté síly, ji bylo nutno prvně spočítat. Prvním krokem bylo zjištění tuhosti spojovacích a spojovaných součástí. Následně s tuhostí byla vypočítána úbytková síla způsobená plastickou deformací předepnutého šroubového spoje. Posledním krokem byl výpočet předepnuté síly šroubového spoje.

$$l_s = 18 \text{ mm}$$

$$l_{se} = l_s + 0,4 \cdot D_\xi = 18 + 0,4 \cdot 8 = 21,2 \text{ mm} \quad (16)$$

kde: l_s [mm] Svěrací délka dříku

l_{se} [mm] Účinná svěrací délka dříku

$$l_t = 22 \text{ mm}$$

$$d_3 = 6,466 \text{ mm}$$

$$l_{te} = l_t + 0,4 \cdot d_3 = 22 + 0,4 \cdot 6,466 = 24,586 \text{ mm} \quad (17)$$

kde: l_t [mm] Svěrací délka závitu

l_{te} [mm] Účinná svěrací délka závitu

d_3 [mm] Malí průměr závitu

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

$$K_b = \frac{\pi \cdot E \cdot d_3^2 \cdot D_\xi^2}{4 \cdot (l_{se} \cdot d_3^2 + l_{te} \cdot D_\xi^2)} = \frac{\pi \cdot 190 \cdot 10^9 \cdot 0,006466^2 \cdot 0,008^2}{4 \cdot (0,0212 \cdot 0,006466^2 + 0,024585 \cdot 0,008^2)} = 162\,323\,082 \text{ Nm}^{-1} \quad (18)$$

kde: K_b [Nm^{-1}] Tuhost spojovacích součástí

E [GPa] Účinná svěrací délka závitu

$$K_m = E \cdot D_\xi \cdot A \cdot \frac{\exp(B \cdot D_\xi)}{l_{st}} = 190 \cdot 10^9 \cdot 0,008 \cdot 0,78715 \frac{\exp(0,62873 \cdot 0,008)}{0,021} = 1\,520\,273\,227 \text{ Nm}^{-1} \quad (19)$$

kde: K_m [Nm^{-1}] Tuhost spojovaných součástí

l_{st} [mm] Délka spojovaných součástí

$$f_p = 11 \text{ } \mu\text{m}$$

$$F_z = \frac{f_p}{\frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_m}} = \frac{11 \cdot 10^{-6}}{\frac{1}{162\,323\,082} + \frac{1}{1\,520\,273\,227}} = 3048 \text{ N} \quad (20)$$

kde: F_z [N] Úbytková síla způsobená plastickou deformací předpětí šroubového spoje

f_p [μm] Plastická deformace v důsledku spojení šroubového spoje

$F_i = 34500 \text{ N}$

$\alpha_A = 1,6$

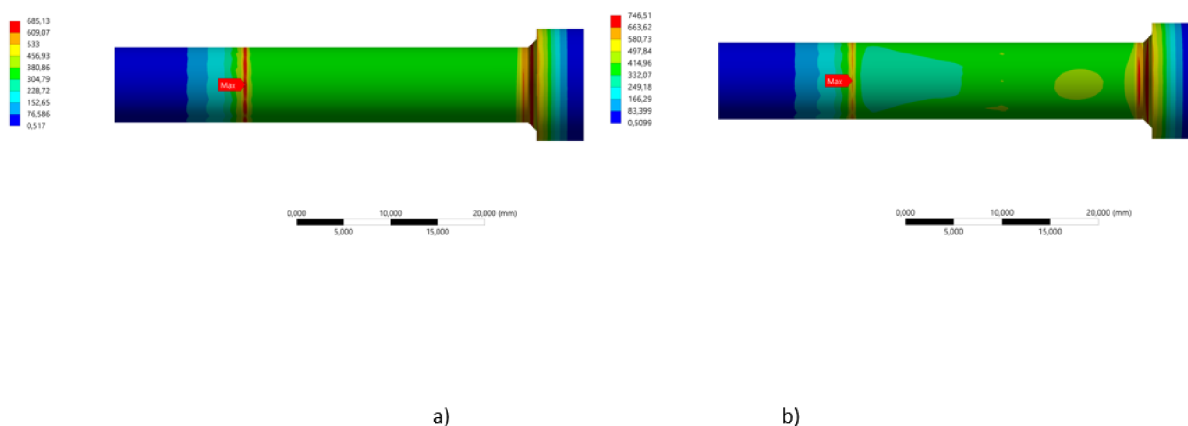
$$F_p = \frac{F_i}{\alpha_A} - F_z = \frac{34500}{1,6} - 3048 = 18\,514 \text{ N} \quad (21)$$

kde: F_i [N] Síla předpětí šroubů z tabulek

α_A [-] Bezpečnostní utahovací faktor

F_p [N] Výsledné předpětí šroubu

Výstupy z výpočtů jsou vyobrazené výsledky vyslaného napětí dle podmínky HMH pro šroub. Dalším výstupem byla celková deformace působená na šroub. Výsledky jsou vyobrazené pro oba časové kroky. U prvního časového kroku maximální napětí vyšlo 685,13 MPa a u druhého časového kroku je maximální napětí 746,51 MPa. Výsledné napětí je nižší než mez kluzu.



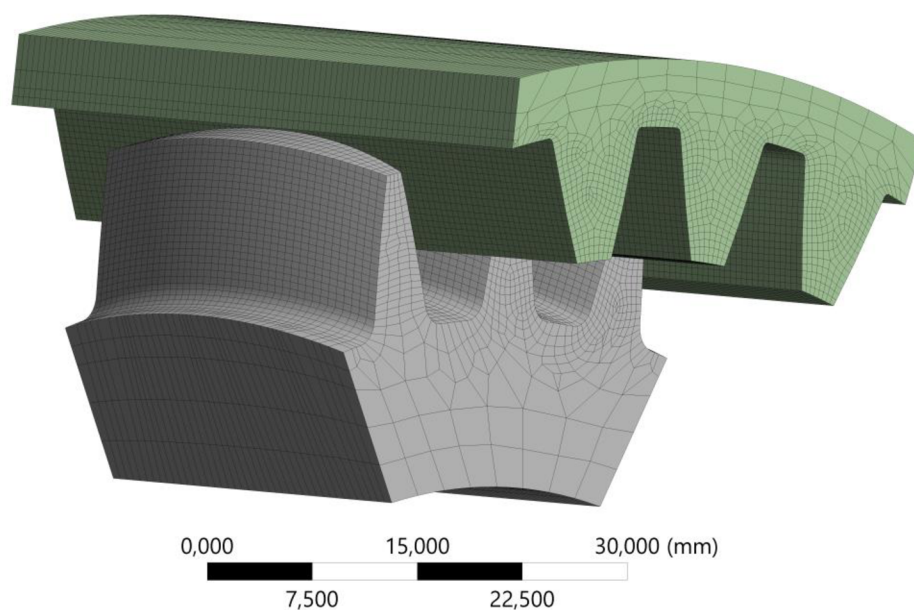
Obr. 41 Výsledky výpočtů napětí dle HMH a) první časový krok, b) druhý časový krok

6.3 VÝPOČET OZUBENÍ

Pro ověření správné funkčnosti ozubení byly vytvořeny dvě numerické kontaktní úlohy. První úloha byla pro zabírání přímo. Bylo ověřováno, zda při záběru ozubení nevzniká příliš vysoký kontaktní tlak. Druhý výpočet byl již pro vyklonění zubové spojky. Je zde kontrolována funkčnost spojky při vychýlení. Zmíněné výpočty jsou nejzákladnější pro správnou funkčnost zubové spojky.

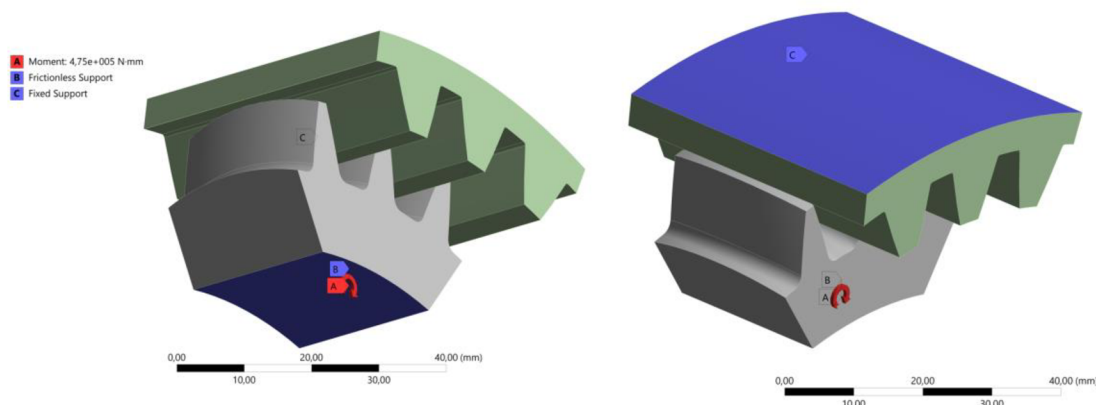
6.3.1 KONTROLA DOTEKŮ ZUBŮ

Při zmíněné kontrole se prověřuje, zda zubová spojka zvládá přenos kroutícího momentu. Je zde především kontrolován kontaktní tlak působící na zuby. Výpočet je proveden při nulovém vychýlení, proto jsou všechny zuby ve stejném záběru. Z toho důvodu nepočítáme celé ozubení, ale pouze jednu výseč. Výseč činí tři páry zubů pro nižší výpočetní náročnost. Kontakt mezi ozubením byl zvolen frictional s koeficientem tření 0,15. Následně byla vytvořena síť. Pouzdro spojky bylo síťováno pomocí metody sweep. Síť byla generována automaticky. Ještě na kontaktní plochy byl použit face sizing o velikosti 0,5 mm. Celkově bylo použito 424 229 prvků a 95 274 elementů.



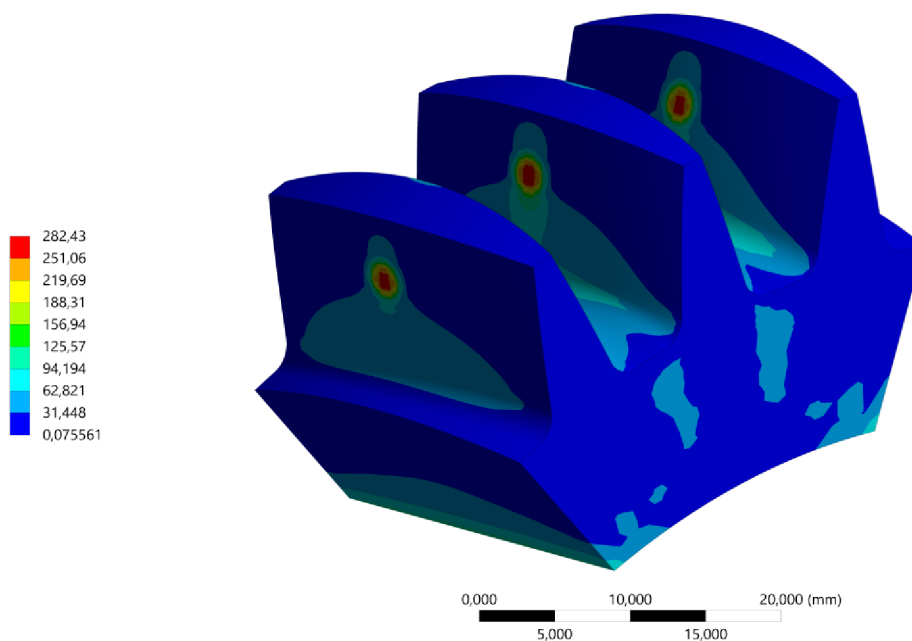
Obr. 42 Vygenerovaná síť na modelu pro výpočet zubového kontaktu

Okrajová podmínka byla zvolena fix support na vrchní část pouzdra spojky. Na spodní část nápoje spojky byl aplikována frictionless support a moment 4750 Nm. Moment byl zmenšen, protože není v záběru celá zubová spojka, ale jenom určitý pár ozubení. Proto byl maximální moment podělen právě párem ozubení v záběru.

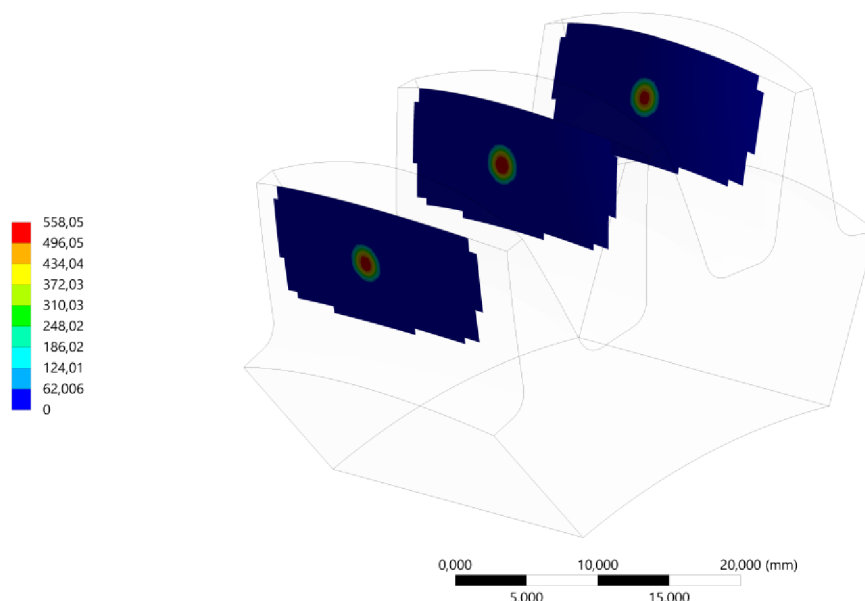


Obr. 43 Model ozubení s okrajovými podmínkami

Výsledkem výpočtu je vyobrazení maximálního tlaku působícího na ozubení. Nejvyšší napětí se nachází na středu ozubení a nabývá hodnot 282,4 MPa. Kontrolován byl také kontaktní tlak působící mezi ozubením, který ve výsledku vyšel 495 MPa. Při kontrole jsme ještě kontrolovali napětí na ozubení na pouzdru. Zde nám nejvyšší napětí vycházelo 279,3 MPa.



Obr. 44 Napětí na ozubení dle HMH



Obr. 45 Kontaktní tlak působící na ozubení

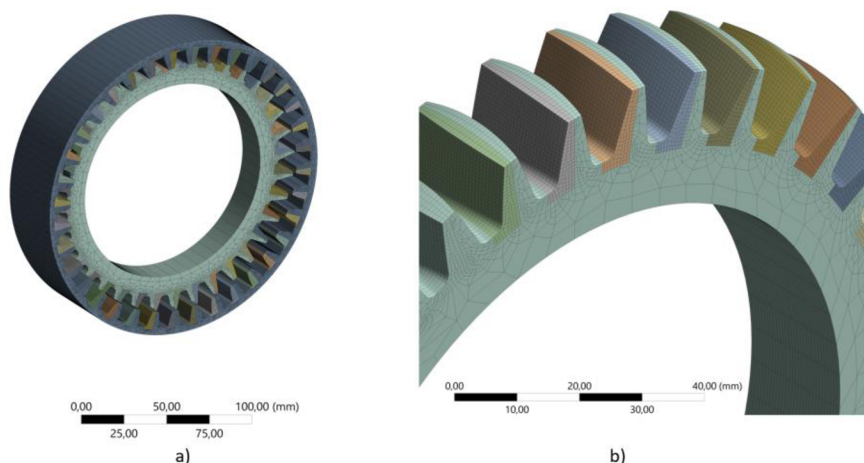
Výpočtově byla ověřena bezpečnost pro dané ozubení. Z výpočtu byly převzaty hodnoty a zkontrolována bezpečnost vůči otlacení ozubení.

$$k_s = \frac{p_o}{p_s} = \frac{650}{282,4} = 2,3 \quad (22)$$

kde: k_o [-] Bezpečnosti vůči otlacení ozubení
 p_o [MPa] Maximální dovolené zubové napětí
 p_s [MPa] Vypočítané zubové napětí

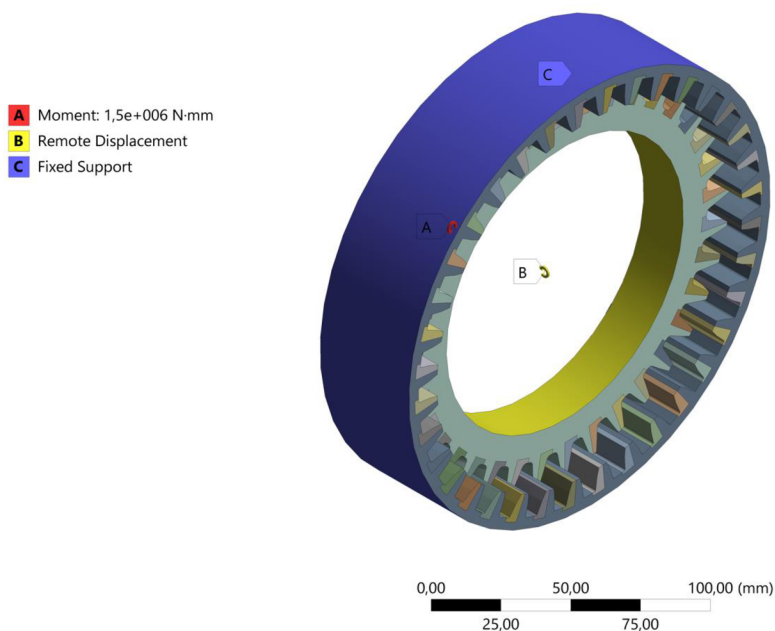
6.3.2 KONTROLA NATOČENÍ SPOJKY

Vypočet je podobný předchozímu ovšem zde je již počítáno s vychýlením spojky. Musí se zde tedy počítat již s celou spojkou a nepostačí nám pouze výřez. Ozubení na náboji i na pouzdru spojky je ještě rozřezané pro lepší tvorbu sítě. Všechny kontakty jsou opět tvořeny vazbami frictional o velikosti tření 0,15. Síť je vytvořena stejným způsobem jako u předchozího výpočtu, ale díky zmíněnému rozřezání, je na kontaktních plochách síť ve tvaru „čtverečků“, je tomu tak pro lepší vypočet. Volba velikosti sítě byla zvolena automaticky. Na kontaktních plochách bylo zvoleno face sizing o velikosti 0,8 mm pro zjemnění sítě. Síť má v celku 2 622 767 prvků a 594 485 elementů.



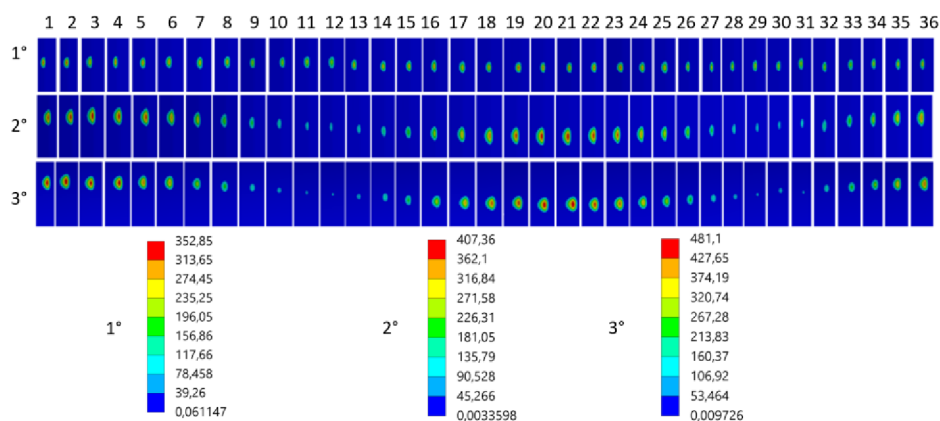
Obr 46 Vygenerovaná síť pro výpočet vychýlení zubové spojky a) na celé spojce b) při bližším pohledu na ozubení

Okrajové podmínky zde byly totožné, ovšem místo frictionless support na náboji byla zvolena podmínka remote displacement. Pomocí poslední okrajové podmínky se nastavuje náklon zubové spojky. Zbylé nepotřebné pohyby jsou zavážené, aby při výpočtu nevznikali chyby. Úhel natočení nastavujeme podle osy z. Pro výpočet vychýlení se počítá se dvěma různými provozními stavy. V první variantě spojka zvládá kroutící moment o velikosti 1500 Nm, ovšem maximální úhlové vychýlení je pouze 3°. Druhý provozní stav je, že spojka zvládá maximální úhlové vychýlení do 1,5°, ale maximální kroutící moment je 4900 Nm. Pro každý provozní stav byli výpočty prováděné pro tři různé úhly náklonu spojky.

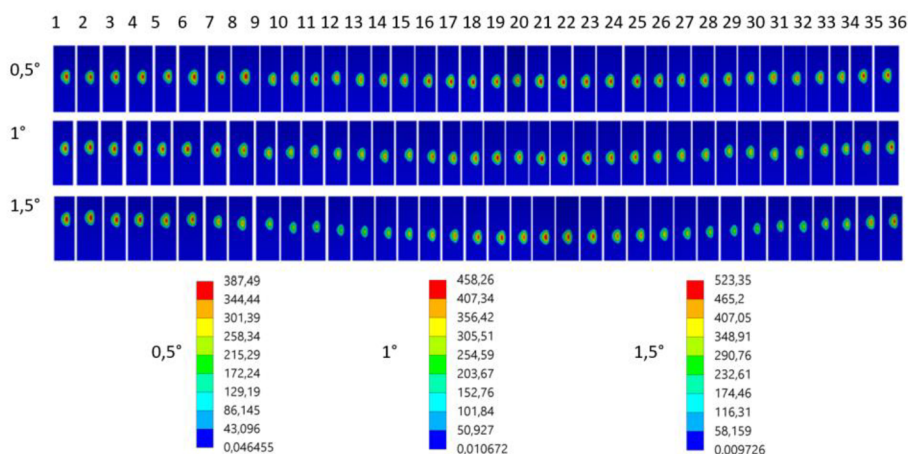


Obr. 47 Okrajové podmínky využité pro obě sady výpočtu

Při výpočtech byl kontrolován především kontaktní tlak, který působí na ozubení. Proto jsme jako výsledky zvolili vyobrazení kontaktního tlaku působícího na ozubení. Výsledky jsou vyobrazeny pro všechny zuby v různých stupních náklonů. Při první variantě výpočtu byly zvoleny 1°, 2° a 3° stupně, u druhé sady výpočtu byl větší kroutící moment, proto byly zvolené stupně pro výpočet 0,5°, 1° a 1,5°. Při větším uhlovém vychýlení si můžeme všimnout, že průběh tlaku připomíná sinusoidu. Tlak se ze středu ozubení přesouvá na okraj ozubení. U první varianty si můžeme všimnout že u vychýlení 2 a 3 stupně ztrácíme u některých zubů záběr. Při variantě natočení 3° strácíme u zubů 12 a 29 kontakt úplně. I když ztrácíme množství plně zabírajících zubů, tlak příliš nevzrůstá. Z výsledků si tedy můžeme všimnout, že se nám zvětšuje kontaktní plocha, proto se tlak tolik nezvětšuje. Je to zapříčiněné naším barelovým typem ozubení.



Obr. 48 Průběh tlaků na jednotlivých ozubeních při použití 1500 Nm



Obr. 49 Průběh tlaků na jednotlivých ozubeních při použití 4900 Nm

Následným krokem bylo ověření maximálního napětí na pouzdru a na náboji spojky. Bylo ještě ověřováno napětí působící na patě zubů. Jelikož bylo těchto hodnot více byli všechny zapsané do tabulek.

	Napětí na patě zubů dle HMM	Napětí na náboji dle HMM	Napětí na pouzdru dle HMM
1°	76	253	251
2°	116	286	291
3°	165	332	325

Tab. 4 Hodnoty napětí při prvním výpočtu

	Napětí na patě zubů dle HMM	Napětí na náboji dle HMM	Napětí na pouzdru dle HMM
0,5°	89	298	302
1°	147	348	342
1,5°	183	387	380

Tab. 5 Hodnoty napětí při druhém výpočtu

Z výsledků nám vychází, že nejnižší bezpečnost u prvního výpočtu je 1,35 a u druhého výpočtu je 1,24. Obě vypočítané bezpečnosti jsou bezpečnosti proti otláčení ozubení. U obou výpočtů chybí výpočet při nulovém vychýlení, protože byl již uveden dříve. Jelikož všechny bezpečnosti jsou větší jak jedna, spojka by měla splňovat všechny funkční podmínky a dala by se vyrobit.

ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývala konstrukčním návrhem zubové spojky. Návrh byl prováděn pro obecného odběratele. Snahou bylo využít spojky pro více druhů účelů. Závěrečná práce byla rozdělena do tří základních kapitol. Nejprve bylo seznámení s rešeršní částí. Zde bylo možno se dovědět vše o problematice zubové spojky. Jsou zde i popsány různé druhy provedení zubové spojky. Z těchto druhů se následně vycházelo pro návrh naší zubové spojky.

Druhá část závěrečné práce se již zabývala praktickou částí. Jelikož zde nebyla určena skupina, na kterou se cílilo, byly vytvořeny dvě varianty zubové spojky. Obě varianty byly vytvořeny úmyslně, aby si budoucí zákazník mohl zvolit z jedné z variant. Obě spojky byly navrženy se všemi komponenty, které se podílí na správné funkčnosti zubové spojky. Hlavními komponenty pro řešení bylo napojení na hřídel, ozubení, těsnění a komponenty pro axiální pohyby zubové spojky. Byly zde i navrhované spojovací komponenty. Byla snaha vytvořit spojku z nejčastěji vyráběných materiálů, které se v nynější době hojně používají. Je to z důvodu snahy zajistit co nejnižší cenu vyráběné spojky. Návrh obsahoval i navržené způsoby mazání pro oba typy spojek. Pro všechny vyráběné součástky byla vytvořena i výkresová dokumentace. Pro spojovací komponenty a těsnící komponenty nebyla vytvořena výkresová dokumentace, protože se jedná o nakupované součástky.

Poslední část práce se zabývala kontrolou navržených komponentů. Na všech důležitých komponentech byly vytvořeny pevnostní výpočty. Snahou bylo výpočty provádět ve dvojnásobném provedení. Vždy byla snaha provedení analytického výpočtu a poté bylo prováděno numerické ověření. Všechny numerické výpočty byly prováděny v programu Ansys Workbench. Kontrola byla prováděna na důležitých komponentech, jako drážkové spoje, ozubení a hlavní šroubové spoje. Protože hlavní komponenty obou spojek jsou identické, bylo možné provádět výpočty pouze jednou. Nejvíce kontrolovanou součástí bylo ozubení. Zde se kontroloval dotek ozubení bez vychýlení. Následně byla prováděna kontrola při vychýleném stavu. Jako vstupní parametry byly zadány hodnoty, které byly již předem stanoveny. Při jakékoli změně parametrů by bylo nutné provádět všechny výpočty znovu, aby byla zajištěna správná funkce spojky.

Konečné provedení spojky je proveditelné. Ovšem před uvedením těchto spojek na trh je ještě nutné vyrobit prototyp a provést zkoušku na zkušebně. Zkušebna by mohla objevit případné vady, které by se mohly odstranit ještě před uvedením na trh. V případě nutnosti lze následně i spojky dále upravovat, podle potřeb zákazníka. Cílem je co největší prodej spojek a tím snižování výrobních nákladů, které umožní snižování finální ceny výrobků.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ALFARES, M.A., A.H. FALAH a A.H. ELKHOLY. Clearance distribution of misaligned gear coupling teeth considering crowning and geometry variations. *Mechanism and Machine Theory* [online]. 2006, 41(10), 1258-1272 [cit. 2022-05-10]. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2005.11.004. ISSN 0094114X. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X05002077>
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů: 1. svazek*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-03-00046-7.
- [3] A Complete Guide To Couplings – Applications And Different Types. *Engineerfix* [online]. [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://engineerfix.com/a-complete-guide-to-couplings/> <https://engineerfix.com/a-complete-guide-to-couplings/>
- [4] ŽIVČÁK, Tomáš. Součásti k přenosu otáčivého pohybu: Hřídelové spojky. *Stavba a provoz strojů I* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/208/06.html#2-4>
- [5] Membránová spojka. *Sogears výroba* [online]. 2020 [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://cs.sogears.com/shaft-couplings/124-diaphragm-coupling>
- [6] GUAN, Yabin, Zongde FANG, Xiaohui YANG a Guoding CHEN. Tooth contact analysis of crown gear coupling with misalignment. *Mechanism and Machine Theory* [online]. 2018, (126), 295-311 [cit. 2022-05-10]. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2018.04.019. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X17314118>
- [7] Types of G couplings and How They're Used. In: Mardustrial: Mar-Dustrial Sales, Inc. [online]. 2012 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.mardustrial.com/blog/g-couplings-types-and-uses-01-30-2012/>
- [8] The Basic function of a Gear Coupling. *Stuffworking* [online]. 2019 [cit. 2022-05-10]. <https://www.stuffworking.com/basic-function-of-a-gear-coupling>
- [9] Shaft coupling. *KSB* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/shaft-coupling/191984/>
- [10] WILSON, Elliot. Why a Grid Coupling - Features & Benefits, Design Basics, and Element Options. *Couplinganswers* [online]. 2014 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <http://www.couplinganswers.com/2014/12/why-grid-coupling-features-benefits.html>
- [11] LEI, Xue Mei, Yu Zhu GE, Yue Chun ZHANG a Ping LIU. Design and Analysis for High-Speed Gear Coupling. *Applied Mechanics and Materials* [online]. 2011, 86, 658-661 [cit. 2022-05-10]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.86.658. ISSN 1662-7482. Dostupné z: <https://www.scientific.net/AMM.86.658.pdf>
- [12] Roller Chain Coupling. *Tsubaki* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.ustsubaki.com/roller-chain-couplings.html>

- [13] YOUNG, Fred. Reduce Gear Noise and Misalignment Problems with Crowning. *Desing World* [online]. 2011 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.designworldonline.com/reduce-gear-noise-and-misalignment-problems-with-crowning/>
- [14] CORPORATION, Noria. Coupling Lubrication and Maintenance Requirements. *Machinery Lubrication* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.machinerylubrication.com/Read/421/coupling-lubrication>
- [15] SKF [katalog]. SKF Couplings. Firemní katalog spojek. https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196806fd7be-SKF-Couplings---15822_2-EN_tcm_12-317965.pdf#cid-317965
- [16] Amerir [katalog]. Amerigear Gear Couplings. Firemní katalog spojek. <https://www.altraliterature.com/-/media/Files/Literature/Brand/ameridrives-couplings/catalogs/p-1819-ac.ashx>
- [17] GUO, Yi, Scott LAMBERT, Robb WALLEN, Robert ERRICHELLO a Jonathan KELLER. Theoretical and experimental study on gear-coupling contact and loads considering misalignment, torque, and friction influences. *Mechanism and Machine Theory* [online]. 2016, 98, 242-262 [cit. 2022-05-10]. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2015.11.015. ISSN 0094114X. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0094114X15002748#fo0115>
- [18] WILSON, Elliot. Coupling Grease – Four Things You Should Know. *Couplinganswers* [online]. 2014 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <http://www.couplinganswers.com/2014/09/the-top-four-things-you-should-know.html>
- [19] Gear Coupling Lubrication. *Reliabilityweb* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://reliabilityweb.com/tips/article/gear_coupling_lubrication
- [20] KALYAN. How gear couplings fail. In: *Turbomachinerymag: The global journal of energy equipment* [online]. 2018 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.turbomachinerymag.com/view/how-gear-couplings-fail>
- [21] LOCKE, Stephen R., Michael J. MICHAEL J., Joseph P. CORCORAN a Thomas D. HESS. COUPLING CREDIBLE FAILURE MODES AND OWNER OPTIONS TO INTERVENE. *Forty-Second Turbomachinery Symposium*. 2013, 30. <https://core.ac.uk/download/pdf/87264507.pdf>
- [22] ČERNÝ, M., FILÍPEK, J., MAZAL, P.: Pitting damage of gears. *Acta univ. agric. et silvic. Mendel. Brun*[online]., 2010, LVIII, No. 2, pp. 51–60 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://acta.mendelu.cz/pdfs/acu/2010/02/06.pdf>
- [23] COMPANY PORTRAIT. *KWD* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.kupplungswerk-dresden.de/en/company-portrait/company-portrait.html>
- [24] KWD [katalog]. Gear couplings with crowned toothing. Firemní katalog spojek. <https://www.kupplungswerk-dresden.de/en/products/industry/gear-couplings.html>

- [25] Historická časová osa. *SKF* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/organisation/about-skf/history-timeline>
- [26] RENK's History. *RENK* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.renk-group.com/en/company/company-profile/history/>
- [27] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [28] SKF [katalog]. Seal datasheet. Firemní katalog těsnění. https://www.skf.com/group/products/industrial-seals/machined-seals/fluid-power/rod-seals?fbclid=IwAR1SJ0uibNF8WUfGTr5UpDQWDZ1oZbhq_p0OX4-WS0AVurCmE5_7rKVSvr0
- [29] HOUŠTĚK, Jan. Povrchové úpravy šroubů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2006 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/povrchove-upravy-sroubu>
- [30] LOCTITE [technický list]. LOCTITE 620. Technický list lepidla https://www.lepidlatmely.cz/user/related_files/technicky-list-loctite-620-cs.pdf
- [31] LOCTITE [technický list]. LOCTITE 243. Technický list lepidla https://www.lepidlatmely.cz/user/related_files/technicky-list-loctite-243-cs.pdf
- [32] Skodock Gruppe [katalog]. Katalog 3000. Firemní katalog kruhové vlnovce. https://www.skodock-elasteflex.com/downloads/Broschueren/Katalog_balg_cz.pdf
- [33] LMCG 1. *SKF* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/lubrication-management/lubricants/grid-and-gear-coupling-grease>
- [34] Mobilgrease™ XTC. *Mobil* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.mobil.com/en/lubricants/for-businesses/industrial/lubricants/products/products/mobilgrease-xtc>
- [35] Mobil Delvac 1™ Gear Oil 80W-140. *Mobil* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.global.mobil.com/en/lubricants/products/products/mobil-delvac-1-gear-oil-80w-140>
- [36] HD SYNTHETIC GEAR OIL 80W-140. *Mobil* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.valvoline.com/en-au/hd%20synthetic%20gear%20oil%2080w-140/>
- [37] SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [38] SKOLAUT, Werner. *Maschinenbau: Ein Lehrbuch für das ganze Bachelor-Studium*. 2. Berlin: Springer Vieweg, 2018. I SBN 3662558815.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_f	[mm]	Účinná plocha drážek na 1 mm
b	[mm]	Efektivní šířka zubů
ČSN		Česká technická norma
d	[mm]	Průměr roztečné kružnice
D	[mm]	Vnější průměr drážkování
d_3	[mm]	Malý průměr závitu
d_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice
d_f	[mm]	Průměr patní kružnice
DIN		Deutsches Institut für Normung
D_{max}	[mm]	Maximální průměr spojky
D_s	[mm]	Střední průměr drážkování
d_s	[mm]	Vnitřní průměr drážkování
D_s	[mm]	Průměr roztečné kružnice šroubů
D_w	[mm]	Průměr dříku šroubu
e	[mm]	Excentricita hřídele
E	[GPa]	Účinná svěrací délka závitu
EN		European Standards
F_i	[N]	Síla předpětí šroubů z tabulek
F_m	[mm]	Síla působící na jeden šroub
f_p	[μm]	Plastická deformace v důsledku spojení šroubového spoje
F_p	[N]	Výsledné předpětí šroubu
F_s	[N]	Síla působící na spoj
F_z	[N]	Úbytková síla způsobená plastickou deformací předpětí šroubového spoje
h	[mm]	Pracovní výška zubu
h_a	[mm]	Výška hlavy zubu
HMH		Napětí dle Huber-Mises-Hencky
h_t	[mm]	Výška paty zubu
i	[-]	Počet šroubů v záběru
ISO		International Organization for Standardization
K_b	[Nm ⁻¹]	Tuhost spojovacích součástí
k_d	[-]	Bezpečnost pro kontakt zubu drážek.

K_m	[Nm ⁻¹]	Tuhost spojovaných součástí
k_o	[-]	Bezpečnosti vůči otlacení ozubení
k_s	[-]	Bezpečnosti vůči stříhu šroubu
L_s	[mm]	Délka drážkového spoje
l_s	[mm]	Svěrací délka dřívku
l_{se}	[mm]	Účinná svěrací délka dřívku
l_{st}	[mm]	Délka spojovaných součástí
l_t	[mm]	Svěrací délka závitu
l_{te}	[mm]	Účinná svěrací délka závitu
m	[-]	Modul ozubení
m_h	[kg]	Hmotnost náboje
M_{max}	[Nm]	Maximální kroutící moment
P	[MPa]	Dovolený pracovní tlak zubu
p_{max}	[MPa]	Dovolený kontaktní tlak na jedné drážce
p_o	[MPa]	Maximální dovolené zubové napětí
p_s	[MPa]	Kontaktní tlak působící na jednu drážku
p_s	[MPa]	Vypočítané zubové napětí
r_{dr}	[mm]	Poloměr zkosení na drážce
R_e	[MPa]	Mez kluzu šroubu
T	[mm]	Tloušťka
$tzv.$		Tak zvaně
Z	[-]	Počet zubů
z_s	[-]	Počet zubů drážky
α_A	[-]	Bezpečnostní utahovací faktor
τ_{ms}	[MPa]	Maximální dovolené smykové napětí působící na jeden šroub
τ_s	[MPa]	Smykové napětí působící na jeden šroub
Ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost

SEZNAM PŘÍLOH

Název	Druh dokumentace	Číslo výkresu
I. Náboj	Výkres součásti	1-DP-01
II. Pouzdro	Výkres součásti	1-DP-02
III. Středící kroužek	Výkres součásti	1-DP-03
IV. Pryžoví doraz	Výkres součásti	1-DP-04
V. Kryt spojky	Výkres součásti	1-DP-05
VI. Přitahující plech	Výkres součásti	1-DP-06
VII. Polovina spojky	Výkres sestavy	1-DP-07
VIII. Zubová spojka	Výkres sestavy	1-DP-08
IX. Náboj	Výkres součásti	2-DP-01
X. Pouzdro	Výkres součásti	2-DP-02
XI. Utahovací kroužek	Výkres součásti	2-DP-03
XII. Utahovací kroužek	Výkres součásti	2-DP-04
XIII. Přitahující plech	Výkres součásti	2-DP-05
XIV. Polovina spojky	Výkres sestavy	2-DP-06
XV. Polovina spojky	Výkres sestavy	2-DP-07