

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R016 Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Konstrukční návrh kuželočelní převodovky pro pohon zakladače

Autor: **Martin BEBER**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jaroslav KRÁTKÝ, Ph.D.**

Akademický rok 2017/2018

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Beber	Jméno Martin	
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Jméno Jaroslav	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh kuželočelní převodovky pro pohon zakladače		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	41	TEXTOVÁ ČÁST	41	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce obsahuje řešení v oblasti řízení jaderných reaktorů a ozubených převodů a konstrukční návrh převodovky do pohonu zakladače regulačních tyčí jaderného reaktoru. Byly porovnány varianty kuželových ozubených kol, vybrána vhodná varianta a převodovka poté zpracována ve 3D. Dále byl vytvořen výkres sestavy převodovky.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">převodovka, zakladač, regulační tyče, návrh, kuželočelní, ozubené soukolí, CAD</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Beber	Name Martin	
FIELD OF STUDY	2301R016 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Name Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of bevel gear box for loader drive		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	41	TEXT PART	41	GRAPHICAL PART	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This thesis dissert on controlling of nuclear reactor, gears and design of bevel gear box for loader drive of control bars in nuclear reactor. It includes comparison of bevel gear variants, selection of convinient variant and gear box design in 3D with drawing.
KEY WORDS	gear box, loader, control bars, design, bevel gear, gear, CAD

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce Doc. Ing. Jaroslavu Krátkému, Ph.D. za čas, trpělivost, odborné vedení mé práce a cenné rady, které mi poskytl.

Děkuji Ing. Martinu Kratochvílovi za konzultace a rady k výpočtům a návrhu.

Na závěr děkuji své rodině za podporu a zázemí poskytnuté při studiu.

Obsah

1. Úvod	2
1.1. Jaderná elektrárna s reaktorem typu VVER 440	2
1.1.1. Primární okruh.....	2
1.2. Sekundární okruh.....	3
2. Reaktor VVER 440.....	3
3. Řízení reaktoru	5
3.1. Popis konstrukce pohonu regulačních orgánů	5
4. Ozubené převody	5
4.1. Převodové mechanismy obecně.....	6
4.2. Druhy ozubených soukolí	6
4.2.1. Čelní soukolí s přímými zuby	6
4.2.2. Čelní soukolí se šikmými zuby	6
4.2.3. Kuželová soukolí.....	7
4.2.4. Šneková soukolí	7
4.3. Základní vlastnosti převodových mechanismů.....	7
4.3.1. Převodový poměr	7
4.3.2. Názvosloví ozubených soukolí.....	7
4.3.3. Sdružené profily	8
4.4. Kuželová soukolí	9
4.5. Stavební struktura	10
4.5.1. Rozdělení kuželových kol podle typu věnce.....	10
4.5.2. Rozdělení podle řídicí křivky zubu	11
5. Konstrukční návrh	13
5.1. Použitý software	13
5.2. Parametry motoru	13
5.3. Parametry převodů.....	14
5.4. Výběr materiálu ozubených kol.....	15
5.5. Návrh válcových 1 a 2	16
5.6. Návrh kuželových kol 3 a 4.....	16
5.7. Návrh hřebenového převodu	17
5.8. Návrh hřídelů a uložení	17
5.8.1. Hřídel 1.....	17
5.8.2. Hřídel 2.....	19
5.8.3. Hřídel 3.....	21
5.8.4. Hřídel 4.....	23
6. Závěr.....	25
Zdroje	27

1. Úvod

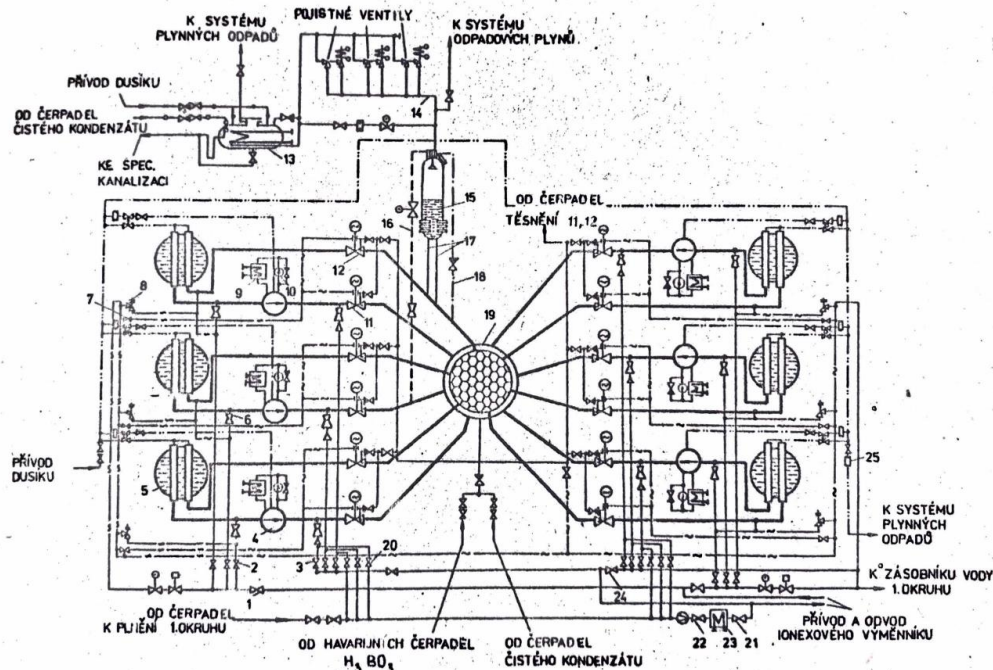
Jaderné elektrárny jsou významným energetickým zdrojem již od počátku 50. let minulého století a od té doby prošly rychlým vývojem. V roce 2017 bylo již v provozu cca. 450 jaderných reaktorů ve třiceti zemích světa s celkovou kapacitou přes 390000 MW, k tomu bylo ve výstavbě dalších 50 reaktorů. V těchto průmyslových zařízeních se pomocí řízeného jaderného štěpení vytváří tepelná energie, která je postupně transformována až na požadovanou elektrickou energii. Jako palivo se v naprosté většině využívá obohacený uran U235, který se vkládá v palivových tyčích do jaderných reaktorů. V České republice se využívají reaktory typu VVER, v současné době jsou to 2 reaktory typu VVER-1000 v jaderné elektrárně Temelín a čtyři reaktory typu VVER-440 v jaderné elektrárně Dukovany. Problematikou pohonu zakladače palivových tyčí do reaktoru typu VVER-440 se bude zabývat tato práce.

1.1. Jaderná elektrárna s reaktorem typu VVER 440

VVER 440 jsou tlakovodní energetické reaktory v provedení s heterogenním uspořádáním aktivní zóny. Palivo ve formě oxidu uraničitého UO₂ a moderátor, zde voda, jsou vzájemně odděleny. Jaderná elektrárna s tímto typem reaktoru je dvouokruhová, primární a sekundární okruh dělí parogenerátor.

1.1.1. Primární okruh

Hlavní část se skládá z reaktoru, potrubí, parogenerátoru, kompenzátoru objemu, hlavních uzavíracích armatur a cirkulačních čerpadel. Při štěpení jader se uvolňuje velké množství tepelné energie. Toto teplo odvádí voda, která je pod tlakem 12,5 MPa. Tlak zajišťuje kompenzátor objemu pro zachování kapalného skupenství. Voda je radioaktivní a je hnána cirkulačními čerpadly do parogenerátoru neboli tepelného výměníku. Na reaktor VVER 440 je takto připojeno 6 smyček potrubí, přičemž každé má své cirkulační čerpadlo a parogenerátor.



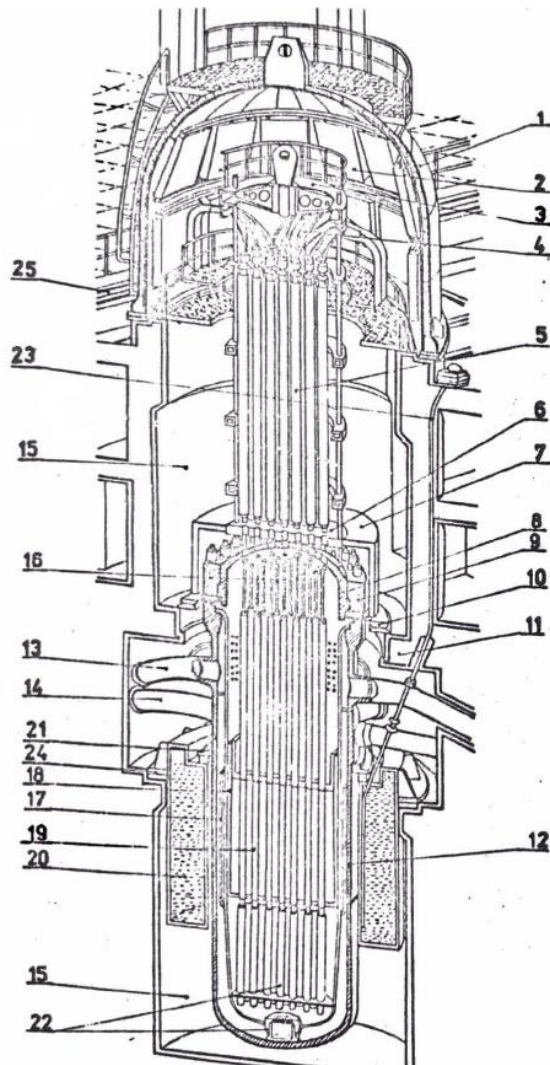
Obrázek 1: Primární okruh reaktoru VVER 440 [1]

1.2. Sekundární okruh

Voda v sekundárním okruhu není aktivní. Okruh tvoří turboalternátory, parní část parogenerátoru, kondenzátor a další části strojovny. U reaktoru VVER 440 jsou to dva turboalternátory na sytou páru o tlaku 4,3 MPa, každý o výkonu 220 MW. V tepelném výměníku předává voda z primárního okruhu teplo do vody v sekundárním okruhu, čímž vzniká pára. Ta je poté sekundárním okruhem vedena na turbínu. Turbína pohání generátor, který přeměňuje mechanickou energii hřídele turbíny na elektřinu. Za parní turbínou se nachází kondenzátor, ve kterém se pomocí vody z terciálního okruhu chladí pára ze sekundárního okruhu. Zkondenzovaná voda sekundárního okruhu se vrací pomocí čerpadel zpátky do parogenerátoru. Součástí sekundárního okruhu tohoto typu elektrárny je i terciální okruh. Voda terciálního okruhu, která odebrala teplo páře, proudí do chladicí věže, kde se chladí vzduchem. Část této vody se vypařuje do ovzduší a zbytek se vrací zpátky do okruhu. Pro každý blok s reaktorem VVER 440 jsou potřeba 2 chladicí věže.

2. Reaktor VVER 440

Reaktor se skládá z tlakové nádoby, horního bloku, šachty, dna šachty, koše aktivní zóny a bloku ochranných trub. Kazety palivových tyčí, kterých je celkem 312 prostých a 37 spojených s absorpčními tyčemi, jsou vloženy do vyjímatelného koše aktivní zóny. Spodní část kazet je vsunuta do děr v desce koše, do kterých je vtačují pružiny v horním víku reaktoru. Kazety jsou také v horním víku centrovány pomocí nástavců bloku ochranných trub. Koš s aktivní zónou je vsazen do šachty a ta je pověšena v tělese tlakové nádoby reaktoru. Chladivo proudí do reaktoru šesti vstupními hrdly. Pokračuje směrem dolů prostorem mezi šachtou a tlakovou nádobou, u dna reaktoru se obrací a vniká do prostoru šachty skrze perforované eliptické dno. Chladivo procházející palivovými kazetami aktivní zóny odebírá z povrchu palivových tyčí teplo vzniklé při štěpné reakci a pokračuje dále do bloku ochranných trub, otvory v horní části šachty do mezikruží šachty a tlakové nádoby a odtud šesti výstupními hrdly a potrubím primárního oběhu k parogenerátoru.



- 1 - ochranné víko
- 2 - chlazení ochranného víka
- 3 - transportní traverza
- 4 - blok elektrických rozvodů
- 5 - pouzdra přívodu regulačních tyčí
- 6 - tepelná izolace
- 7 - snímatelná tepelná izolace
- 8 - horní víko reaktoru
- 9 - přítlačný prstavec
- 10 - těsnění mezi vrchní a spodní částí betonové šachty reaktoru
- 11 - betonová konzole
- 12 - těleso reaktoru
- 13 - výstupní potrubí chladicí vody
- 14 - vstupní potrubí chladicí vody
- 15 - betonová šachta reaktoru
- 16 - závěsné tyče
- 17 - ochranný štít
- 18 - vyjímatelný koš
- 19 - kazety palivových článků
- 20 - vodní biologická ochrana
- 21 - opěrný prstavec tělesa reaktoru
- 22 - ochranné trubky kazet měření a regulace
- 23 - kanály pro ionizační komory
- 24 - opěrný prstavec vodní nádrže
- 25 - dráha zavážecího stroje

Obrázek 2: Popis reaktoru VVER 440 [1]

Okolní prostor reaktoru je opatřen vodní biologickou ochranou a betonovou šachtou. Jako biologická ochrana slouží jednometrová vrstva vody ve válcové prstencové nádobě, která je uložena kolem tlakové nádoby reaktoru. Neutrony unikající z reaktoru jsou biologickou ochranou zpomalovány a pohlcovány a okolí reaktoru je tak chráněno před gamma zářením. Ve vodě biologické ochrany jsou také umístěny samonapájecí detektory a ionizační komory, které měří hustotu neutronového toku tepelných neutronů a tím kontrolují stav aktivní zóny reaktoru.

Teplota vody v primárním okruhu reaktoru se při provozu neustále mění. To také způsobuje nezanedbatelné změny hustoty a tlaku. Systém kompenzace objemu udržuje při spouštění i při stacionárním a nestacionárním provozu tlak na potřebné a bezpečné hodnotě. Tento systém tvoří kompenzátor objemu, pojistné ventily, barbotážní nádrže, potrubí a uzavírací armatury. Kompenzátor objemu se využívá k doplnění vody do oběhu při poklesu, respektive k jejímu odebrání při nárůstu teploty. V kompenzačním systému reaktoru VVER 440 se o pružnost okruhu stará parní polštář.

V reaktoru VVER 440 je 6 smyček hlavního potrubí a každá smyčka primárního okruhu se dělí na dvě větve, „studenou“ a „horkou“. V každé této větvi je zabudována uzavírací armatura, která umožňuje odpojení smyčky od reaktoru. Hlavní potrubí se vyrábí z nerezové oceli a musí být konstruováno tak, aby se zabránilo vibracím a teplotním dilatacím. Svařování trub se provádí v ochranné atmosféře argonu.

3. Řízení reaktoru

Řídící orgány reaktoru musí s dostatečnou rezervou kompenzovat zásobu reaktivity nového reaktoru a musí být schopny udržet reaktor podle potřeby v podkritickém stavu.

3.1. Popis konstrukce pohonu regulačních orgánů

Regulace výkonu reaktoru se provádí mechanickým přemísťováním regulačních orgánů neboli absorbátorů v podobě regulačních tyčí. Tato provozní regulace zahrnuje najíždění a kompenzaci rychlých změn reaktivity vyvolané hlavně teplotními a tlakovými jevy.

Pohyb těchto tyčí zajišťuje pohon regulačního orgánu. Je to elektromagnetické zařízení hřebenového typu, které musí zajistit tyto funkce:

- Pohyb regulačního orgánu zadanou rychlostí
- Dosažení přesné polohy
- Stání regulačního orgánu
- Kontrolu polohy regulačního orgánu
- Pád regulačního orgánu v havarijním režimu

Pouzdra pohonů jsou součástí horního bloku reaktoru a pohon je s regulačním orgánem spojen vloženou tyčí. V jednom horním bloku reaktoru VVER 440 je těchto pohonů nainstalováno celkem 37 a jsou rozděleny do 6 skupin. Pohon je při provozu pod stálým napětím. V případě havárie je elektrický obvod přerušen, tím je regulační tyč uvolněna a vlivem gravitace dochází k zasouvání regulační tyče do aktivní zóny.

Pohon regulačního orgánu je válcové těleso které se skládá z následujících součástí:

- Elektromotor
- Čidlo ukazatele polohy
- Reduktor
- Vřetenové zařízení
- Hřebenový uzel
- Chladič
- Labyrintový plášť
- Hydraulická zarážka

Cílem práce je navrhnout převodovku, která umožní transformaci mechanické energie z motoru regulačního orgánu na hřeben pohybující regulační tyčí. Stavebními prvky této převodovky jsou:

- Válcové ozubené soukolí s přímými zuby
- Kuželové ozubené soukolí
- Ozubený hřebenový převod
- Dále hřídele, ložiska a jejich uložení

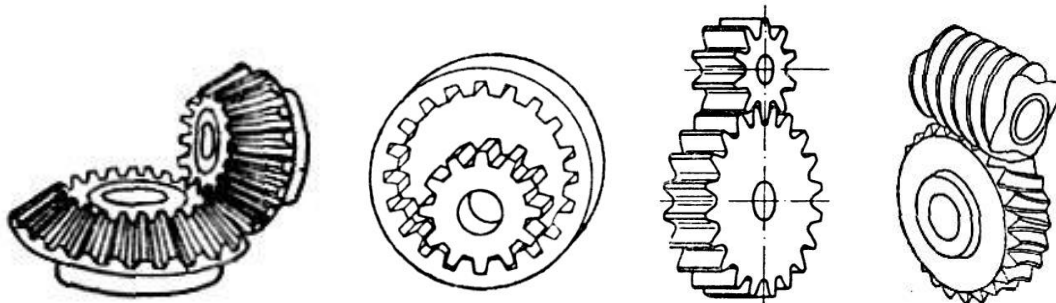
4. Ozubené převody

Tato kapitola je zaměřena na teoretickou část návrhu a konstrukce ozubených převodů. Úvodem je popsáno jejich základní rozdělení, funkce a využití, dále pak popis, rozbor a potřebné vztahy k návrhu konkrétních typů soukolí použitých v převodovce pohonu zakladače.

4.1. Převodové mechanismy obecně

Převodový mechanismus neboli převod, je zařízení, které zajišťuje transformaci pohybu a přenos sil mezi vstupním a výstupním členem. Dělí se na mechanismy s přímou a nepřímou vazbou. Převody s přímou vazbou jsou nejjednodušší tříčlenné převodové mechanismy s přímou vazbou, tedy dotykem, vstupního na výstupní člen. U nepřímých převodů je vazba zajištěna mezičlenem, jakým může být řemen, řetěz nebo třeba táhlo.

Ozubené převody patří mezi převody s přímou vazbou. Zatížení a pohyb se zde přenáší prostřednictvím tvarových elementů, zubů. Základní převod se skládá ze dvou ozubených kol, jedno kolo může být také nahrazeno šnekem nebo hřebenem. Ozubené převody se dělí podle vzájemné polohy os otáčení na převody s rovnoběžnými, různoběžnými a mimoběžnými osami. Převody s rovnoběžnými a různoběžnými osami se nazývají valivé, převody s mimoběžnými pak šroubové nebo šnekové.



Obrázek 3: Rozdělení podle vzájemné polohy os [3]

4.2. Druhy ozubených soukolí

4.2.1. Čelní soukolí s přímými zuby

Je to nejjednodušší varianta ozubeného převodu s rovnoběžnými osami rotace. Po obvodu válcového tělesa jsou vytvořeny zuby, které ve dvojici přenášejí pohyb přímým dotykem. Zub hnacího členu se odvaluje po zubu hnaného členu s mírným prokluzem. Zuby mohou být tvořeny buď na obou kolech po vnějším obvodu, tedy vnější soukolí, nebo na jednom soukolí po vnitřním obvodu kdy se jedná o vnitřní soukolí. Podélné boční křivky přímých zubů jsou rovnoběžné s osou rotace ozubeného kola.

4.2.2. Čelní soukolí se šikmými zuby

Šikmé zuby mají na rozdíl od přímých zubů mírně skloněné boční křivky. Správně se nazývají šroubové zuby podle úseku závitu neboli šroubovice, kterou zuby na ploše kola vytváří. Převody se šikmými zuby se používají ve stejných případech jako s přímými zuby s výhodou, která tkví v pozvolnějším a plynulejším vstupu a výstupu zubu ze záběru, což zajišťuje tišší, klidnější a plynulejší provoz. Nevýhodou těchto soukolí je vznik axiální síly a ohybového momentu, což vede k namáhání jak samotného kola, tak hřídele a ložisek. Tyto vlivy se dají vyřešit dvojité šikmými zuby, kdy je ozubení tvořeno dvěma zrcadlově symetrickými ozubeními se stejným úhlem sklonu zubu. Šikmá soukolí se někdy využívají i pro přenos pohybu mimoběžných hřídelů, v tom případě se nazývají šroubová válcová soukolí.

4.2.3. Kuželová soukolí

Zuby kuželových soukolí se po sobě odvalují stejně jako u čelních soukolí. Na rozdíl od nich ale umožňují přenos pohybu mezi hřídeli s různoběžnou osou rotace. Nejčastěji se používají pro úhel os 90° , stejně se ale dají použít pro jiný sklon os. Zuby jsou vytvořeny na kuželových plochách. Zuby u kuželových soukolí mohou být již zmíněné přímé a šikmé, používají se ale také zuby zakřivené, jejichž boční křivka je od osy ozubení odkloněna. Zakřivených zubů je několik druhů, o kterých bude pojednáno dále.

4.2.4. Šneková soukolí

Šneková soukolí jsou mimoběžná šroubová soukolí s úhlem os 90° . Soukolí se skládá ze šnekového kola a šneku, který připomíná jednoduchý nebo vícechodý šroub. Používají se zejména pro uskutečnění vysokých převodových poměrů. Plocha šneku i šnekového kola může mít buď tvar válce, nebo globoidu. Nejčastěji využívané je soukolí válcového šneku a globoidního šnekového kola, kterému se říká šnekový převod, zřídka pak globoidního šneku i kola, tedy globoidní převod.

4.3. Základní vlastnosti převodových mechanismů

4.3.1. Převodový poměr

Nejzákladnějším parametrem převodového mechanismu je převodový poměr i , který je dán poměrem rychlostí na hnacím a hnaném členu nebo také poměrem počtu zubů na hnaném a hnacím členu. Index 1 má vždy hnací člen a index 2 člen hnaný.

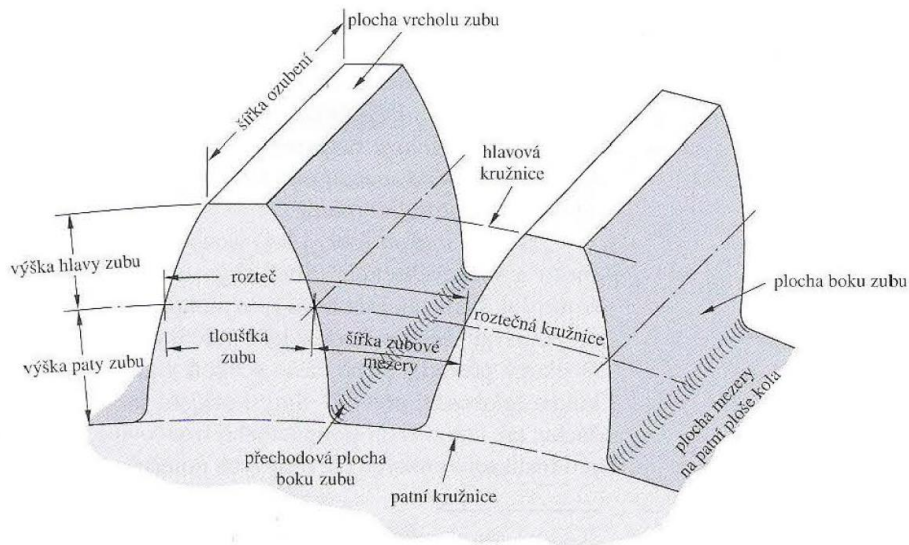
$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

Tento vztah platí, pokud oba členy konají rotační pohyb. Pro člen konající posuvný pohyb se úhlová rychlost nahradí posuvovou rychlostí členu. Převod s převodovým poměrem větším než 1 zpomaluje, rychlost na hnaném členu je pak menší než na hnacím a na hnaný člen tedy působí větší moment. V případě $i < 1$ je to naopak.

4.3.2. Názvosloví ozubených soukolí

Ozubené kolo se skládá z tělesa ozubeného kola a z ozubení, které je tvořeno zuby rovnoměrně rozloženými po obvodě ozubeného kola. Zuby jsou geometricky určeny plochami boků zubů a hlavovou a patní plochou. Hlavová i patní plocha jsou souosé s roztečnou plochou ozubeného kola, která je základnou pro určování prvků zubů a jejich rozměrů. Část zubu ohraničená roztečnou a hlavovou plochou se nazývá hlava, část ohraničená roztečnou a patní plochou se nazývá pata zubu. Přechodová plocha boku zubu spojuje část plochy boku zubu zúčastňující se záběru s patní plochou. Prostor mezi sousedními zuby se nazývá zubová mezera. Dvě spoluzabírající ozubená kola tvoří ozubené soukolí. Ozubené kolo s menším počtem zubů je pastorek, kolo s větším počtem zubů se obvykle nazývá kolo. Ozubené kolo, které přenáší pohyb na spoluzabírající ozubené kolo, se nazývá hnací kolo, spoluzabírající ozubené kolo je hnané kolo. Mají-li obě ozubená kola stejný počet zubů, pak pastorkem nazýváno hnací kolo. Geometrie, kinematické a záběrové vlastnosti ozubení se vyšetřují v normálním řezu ozubeným kolem, který je kolmý k boční

křivce zubu. U čelních ozubených kol s přímými zuby je hlavová, roztečná i patní plocha tvořena souosými válci, které se zobrazují jako kružnice.



Obrázek 4: Geometrie ozubení [4]

Všechny délkové rozměry ozubeného kola se vyjadřují jako určitý násobek modulu m . Modul je dán jako poměr rozteče, vyjádřené v milimetrech, k číslu n nebo jako podíl průměru roztečné kružnice, vyjádřené v milimetrech k počtu zubů.

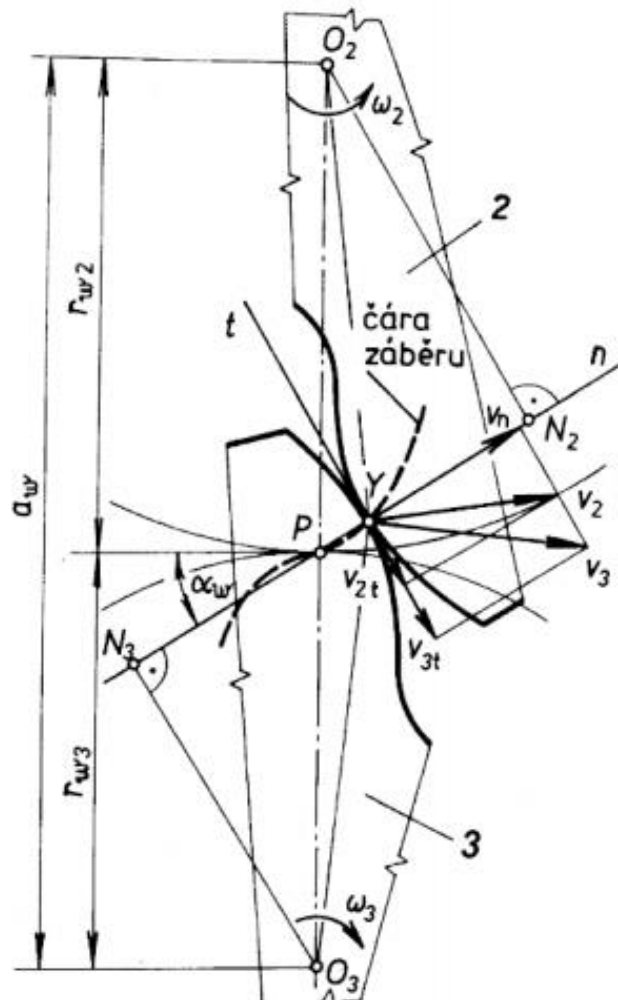
Výška hlavy zubu h_a se u normálního ozubení rovná modulu, výška paty zubu h_f se rovná modulu zvětšenému o hlavovou vůli c . Hlavová vůle je vzdálenost mezi hlavovou kružnicí jednoho z ozubených kol a patní kružnicí druhého ozubeného kola. Tato vůle je nutná pro průchod hlavy zubu spoluzabírajícího kola. Boční vůle j je nejmenší vzdálenost mezi plochami boků zubů ozubených kol, která umožňuje volné pootočení jednoho z ozubených kol, přičemž druhé ozubené kolo je nehybné. Boční vůle je nutná pro vytvoření souvislého mazacího filmu a z důvodů nepřesnosti výroby, deformací ozubených kol a hřídelí a tepelných dilatací soukolí a skříně v níž jsou ozubená kola uložena.

4.3.3. Sdružené profily

Pokud jsou tvary profilů navrženy tak, že poměr jejich úhlových rychlostí (převodový poměr) je konstantní, pak se tyto profily nazývají sdružené. Ke každému profilu je možné vždy nalézt profil sdružený, existuje tedy nekonečně mnoho sdružených profilů. U ozubení se používá profil kruhového oblouku, cykloidní profil, nejčastěji používaný je ale profil evolventní.

Aby byl převodový poměr konstantní a profily zubů sdružené, musí normála n v každém bodě dotyku zubů procházet pólem relativního pohybu P , který leží na spojnici obrazů os pohybu ozubených kol O_1 a O_2 . Tato kinematická podmínka se nazývá Základní zákon ozubení.

Při záběru dvojice ozubených kol nastává záběr zubů na krátkém oblouku a dříve než se jeden pár spoluzabírajících zubů dostane ze záběru, druhý pár zubů se musí do záběru dostat. U evolventních profilů je společná normála současně geometrickým místem bodů dotyku a označuje se jako čára záběru.



Obrázek 5: Sdružené profily [4]

4.4. Kuželová soukolí

Kuželová soukolí, jak již bylo řečeno výše, vytvářejí kinematickou a silovou vazbu mezi různoběžnými hřídeli. Nejčastěji se využívají pro úhel os 90° , méně často i pro jiné sklony. Stejně jako u čelních soukolí je vazba realizována záběrem s přímým dotykiem obou spoluzabírajících zubů, které se po sobě odvalují s částečným prokluzem. Převody s kuželovými koly mají vysokou účinnost, a to kolem 96 %.

Oproti soukolí s čelním válcovým ozubením je u těchto soukolí dražší výroba, zejména u zakřivených zubových profilů. Vyrábějí se odléváním, frézováním, obrážením nebo protahováním. Dostatečně přesného ozubení je však možno dosáhnout pouze frézováním odvalovacím způsobem.

Složitější je také konstrukční uspořádání, protože při jejich uložení se musí více dbát na axiální síly a dodržovat další zásady, jako třeba úhlové úchytky. Geometrie kuželových kol je

stanovena normou ISO 23509:2006. Názvy, definice a označení základních geometrických a kinematických pojmů jsou uvedeny v ČSN 01 4602.

Geometrický základ soukolí tvoří dvojice patního a hlavového komolého kužele. Spoluzabírající ozubení jsou vytvořeny na kuželových tělesech s různoběžnými osami a jejich funkcí je konstantní transformace rychlosti, polohy a velikosti momentů.

4.5. Stavební struktura

Površky dvojice roztečných kuželů se protínají v jednom bodě, vrcholu O. Je-li úhel os $\Sigma = 90^\circ$, pak pro úhel roztečného kužele pastorku a kola platí:

$$\tan \delta_1 = \frac{z_2}{z_3}$$

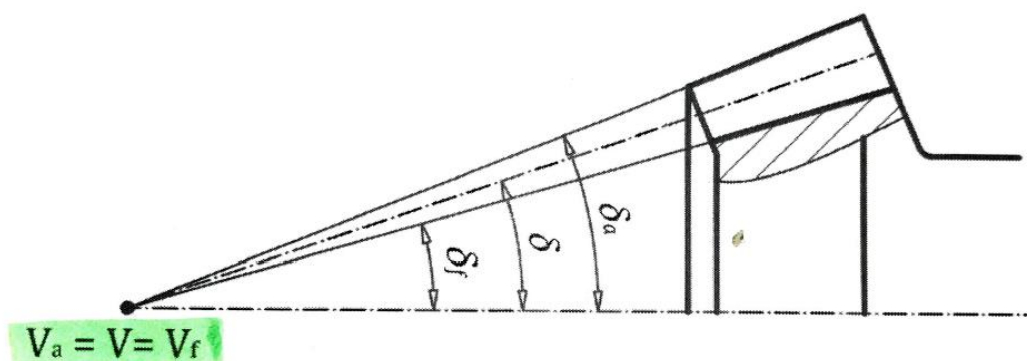
$$\tan \delta_2 = \frac{z_3}{z_2}$$

Ozubený věnec je ohraničen hlavovým a patním kuželem, které jsou určeny polovičními vrcholovými úhly δ_{a1} a δ_{f1} u pastorku a δ_{a2} a δ_{f2} u kola.

4.5.1. Rozdělení kuželových kol podle typu věnce

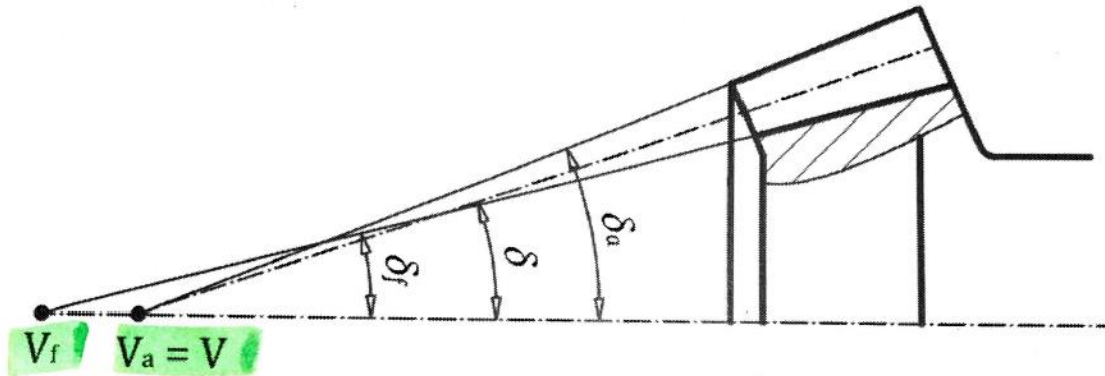
Kuželová kola se rozdělují podle výškového profilu zubu. Jsou definovány 3 základní tvary kužele podle vzájemné polohy hlavového a patního kužele vzhledem k roztečnému kuželi.

U prvního typu je vrchol patního i hlavového kužele totožný s vrcholem roztečného kužele a zubové profily se proto směrem k vrcholu lineárně zužují. Tento tvar se používá pro soukolí s přímými a šikmými profily zubů.



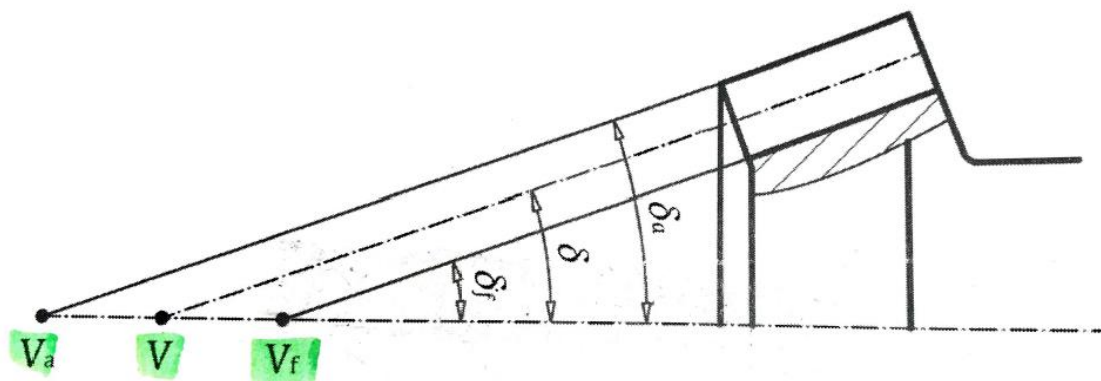
Obrázek 6: Kuželový věnec typu 1 [2]

U druhého typu je vrchol hlavového kužele totožný s vrcholem roztečného kužele, vrchol patního kužele je ale posunutý, aby šířka dna zubové mezery byla konstantní po celé šířce věnce. Šířka zubu na roztečném kuželu pak narůstá lineárně se vzdáleností od vrcholu. Druhý typ výškového profilu se používá pro soukolí s kruhově zakřivenými zuby.



Obrázek 7: Kuželový věnec typu 2 [2]

Třetí typ výškového profilu má konstantní velikost zubového profilu. Povrchy všech tří kuželů jsou proto rovnoběžné. Tento typ se používá u kol s ostatními zakřivenými zuby.



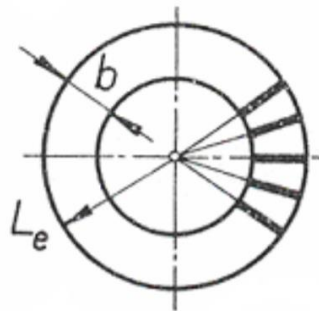
Obrázek 8: Kuželový věnec typu 3 [2]

4.5.2. Rozdělení podle řídicí křivky zubu

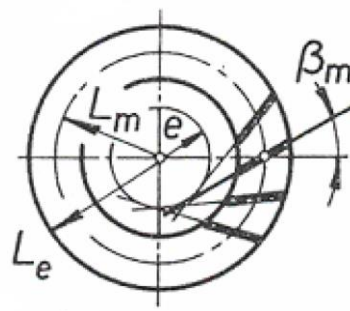
- Přímé ozubení: Řídicí křivka je přímka, která prochází vrcholem kuželů.
- Šikmé ozubení: Přímka řídicí křivky se dotýká pomocné kružnice. Šikmé zuby se používají pouze u rovinných kol, u kuželových kol jsou zuby šroubové. U přímých a šikmých kol se používá první typ kužele. U šikmých zubů se dosahuje lepších vlastností než u zubů přímých.
- Kruhové zuby – Gleason: Řídicí křivkou zubů je kružnice, která leží na kružnici. Úhel sklonu zubu na středním průměru se volí mezi 30 a 45 stupni, nejčastěji 35 stupňů, úhel profilu pak 14,5, 17,5 nebo 20 stupňů. Technologicky nejvýhodnější typ kuželového kola je typ 2. Zuby typu Gleason spojují výhody zakřivených zubů s malými osovými silami,

kteřé jsou výhodou přímých zubů. Tyto zubové profily se vyrábějí na speciálních obráběcích strojích firmy Gleason.

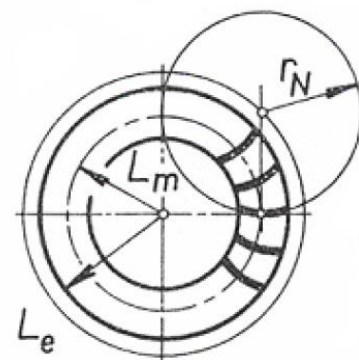
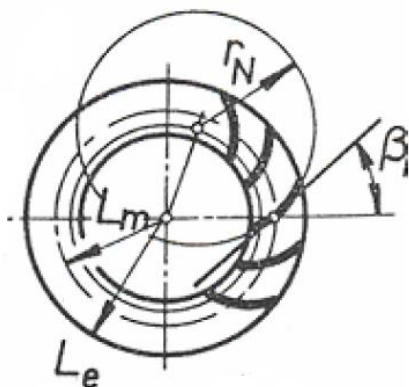
- Kruhové zuby Gleason – Zerol: U tohoto typu zubů je stejně jako u typu Gleason řídicí křivkou kružnice, která má střed na pomocné kružnici. Pomocná kružnice musí mít poloměr větší než je vnější kuželová vzdálenost kuželového kola. U zubů typu Zerol je charakteristický úhel sklonu zubů na středním průměru kola, který je roven nule. Ostatní nominální hodnoty ozubení jsou stejné jako u zubů Gleason.
- Paloidní zuby Klingelberg: Řídicí křivkou zubů Klingelberg je prodloužená evolventa, neboli paloida. Úhel profilu je 17,5 nebo 20 stupňů, úhel sklonu na středním průměru se volí v rozmezí mezi 30 a 45 stupni. Typickým je věnec třetího typu s konstantní výškou zubu. Toto ozubení se vyrábí na speciálních strojích firmy Klingelberg pomocí kuželové odvalovací frézy.
- Eloidní zuby Oerlikon: Řídicí křivkou zubů Oerlikon je část prodloužené epicykloidy. Boky zubů jsou tvořeny složitou zborcenou přímkovou plochou vznikající vzájemným pohybem nástroje a obrobku. Úhel sklonu zubu na středním průměru je opět 30 až 45 stupňů a úhel profilu na středním průměru 17,5 stupňů. Používají se věnce třetího typu. Ozubení se vyrábí pomocí kotoučové frézovací hlavy se vsazenými noži v několika skupinách, které obsahují nože s vnitřním i vnějším ostřím, popřípadě hrubovací nůž.



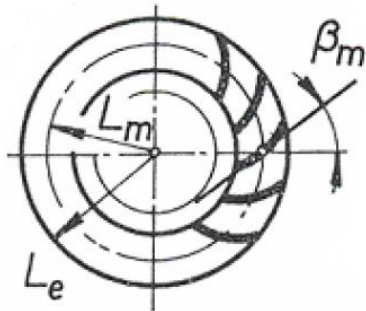
Obrázek 9: Přímé ozubení [5]



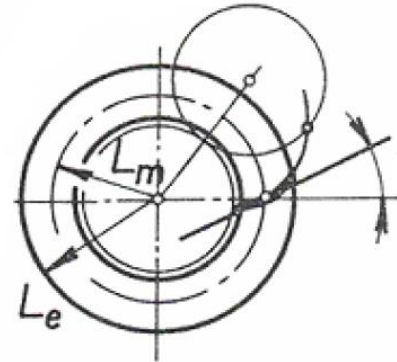
Obrázek 10: Šikmé ozubení [5]



Obrázek 11: Kruhové zuby – Gleason [5]



Obrázek 12: Kruhové zuby - Gleason – Zerol



Obrázek 13: Paloidní zuby – Klingelberg



Obrázek 14: Eloidní zuby – Oerlikon



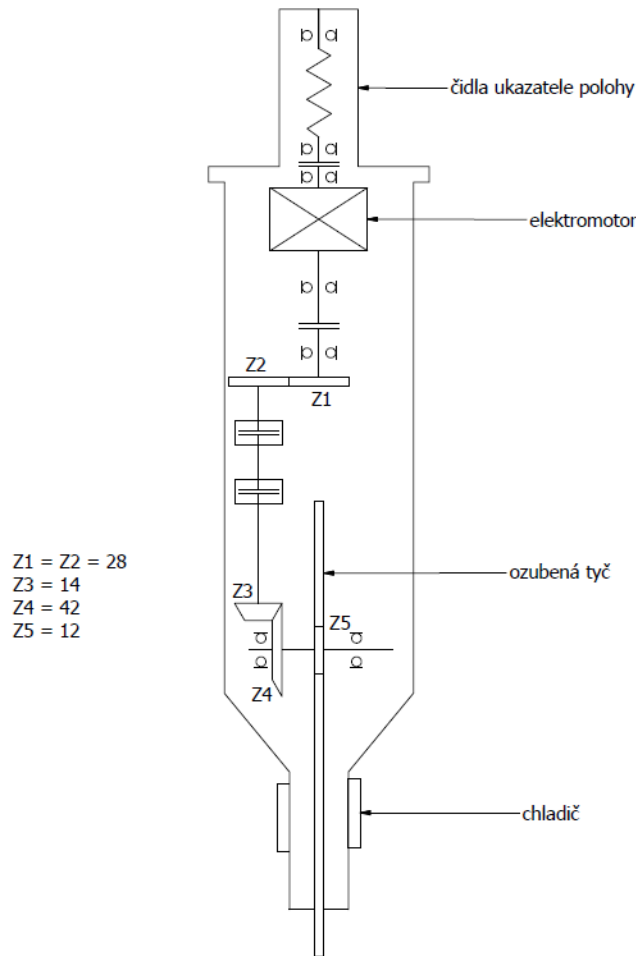
5. Konstrukční návrh

5.1. Použitý software

Pro výpočty ozubených kol, ložisek a hřídelů byl použit software KISSsoft 03/2016 A. Podrobné výsledky výpočtů jsou přiloženy v přílohách této práce. Trojrozměrný model a výkresy byly vypracovány v programu Autodesk Inventor 2018.

5.2. Parametry motoru

Maximální krátkodobý moment: 54 Nm
Krutící moment: 40 Nm
Brzdňý moment: 29 Nm
Nominální krutící moment: 33 Nm
Otáčky motoru v regulačním režimu: 32 ot/min



Obrázek 15: Schéma převodovky

Ve vřetenovém zařízení se nachází čelní ozubený převod pastorek – kolo:

V reduktoru pohonu regulačního orgánu se nacházejí 2 převody:

- Kuželový ozubený převod pastorek - kolo: 3 : 1
- Hřebenový převod pastorek – hřeben:
- zdvih hřebenu na 1 otáčku hřebenového pastorku: 113,1 mm
- zdvih hřebenu na 1 otáčku rotoru elektromotoru: 37,7 mm

Činnost pohonu spočívá v převodu rotačního pohybu rotoru elektromotoru na posuvný pohyb hřebenového uzlu. Pro případ pádu tyče je v pohonu nainstalován tlumič pro zmírnění dynamických účinků.

5.3. Parametry převodů

Převod reduktoru je určen ve směru výkonu, tedy směrem od elektromotoru.

Modul ozubených kol byl zadán:

$$m = 3$$

Kola 1 a 2 mají stejný počet zubů, převodový poměr je tedy $i = 1$, proto úhlová rychlost obou kol bude stejná:

$$\omega_1 = \omega_2$$

Převodový poměr mezi ozubenými koly 2 a 3:

$$i_{3,4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{42}{14} = 3$$

Rychlost posuvu ozubené tyče pak určíme jako:

$$v = \frac{\pi \cdot d_R \cdot n}{60 \cdot i_{3,4}} = \frac{\pi \cdot 36 \cdot 32}{60 \cdot 3} = 20 \text{ mm/s}$$

kde

$n = 32$ ot/min. – Otáčky motoru v regulačním režimu

$d_R = m \cdot z_5 = 3 \cdot 12 = 36 \text{ mm}$ – průměr roztečné kružnice ozubeného pastorku

Dále byly zadány momenty na hřídeli elektromotoru:

- Při práci v suchém pouzdru:
 - Při zdvihání: $M_{z1} = 36 \text{ Nm}$
 - Při spouštění: $M_{s1} = 24 \text{ Nm}$
- Při práci ve vodě primárního okruhu:
 - Při zdvihání: $M_{z2} = 33 \text{ Nm}$
 - Při spouštění: $M_{s2} = 22 \text{ Nm}$

5.4. Výběr materiálu ozubených kol

Soukolí byla porovnána v softwaru KISSsoft ve 3 variantách z hlediska materiálu:

- Chrom-niklová ocel ČSN 41 6220
- Korozivzdorná ocel ČSN 41 7145PH
- Korozivzdorná ocel 20CHI7N2B-Š (GOST)

Protože ocel 20CHI7N2B-Š nemá ekvivalent v jiných normách a není v materiálové databázi softwaru KISSsoft, z dostupných informací o této oceli byly do softwaru vloženy parametry potřebné pro výpočty.

Při použití ocele ČSN 41 6220 byly všechny hodnoty faktorů bezpečnosti dostatečné, ocel ale není korozivzdorná, proto není vhodná pro převodovku zakladače.

U korozivzdorné oceli ČSN 41 7145PH nastal problém u hodnot faktoru bezpečnosti proti pittingu.

Korozivzdorná ocel 20CHI7N2B-Š (GOST) již minimální hodnoty bezpečnostních faktorů splňovala, proto byla použita pro další návrh a výpočty.

5.5. Návrh válcových kol 1 a 2

Při prvotním návrhu soukolí byla použita šířka obou ozubených kol 30 mm. Kola ale nespĺňovala minimální požadovanou hodnotu faktoru bezpečnosti proti pittingu. Při jejich rozšíření na 50 mm byla již hodnota bezpečnosti splněna.

Kolo	1	2
Počet zubů	28	
Modul	3 mm	
Úhel sklonu zubů	0°	
Šířka kola	50 mm	
Převodový poměr	1	
Otáčky	32 ot/min	
Točivý moment	36 Nm	

Tabulka 1: Ozubená kola 1 a 2

5.6. Návrh kuželových kol 3 a 4

V této kapitole jsou porovnány jednotlivé varianty ozubení kuželových kol z hlediska faktoru bezpečnosti pro lom zubu S_f a z hlediska faktoru bezpečnosti proti pittingu S_h . V následující tabulce jsou porovnány hodnoty vypočtené pomocí softwaru KISSsoft pro daný modul, počet zubů, kroutící moment a otáčky za minutu. Pro porovnání byla zvolena ocel ČSN EN 10084.

	Přímé		Šikmé		Oerlikon		Gleason		Klingelberg	
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
S_f	3,48	3,71	4,20	4,35	3,48	3,71	3,75	4,12	4,20	4,35
S_h	1,55	1,68	2,08	2,26	1,55	1,68	1,86	2,02	2,08	2,26

Tabulka 2: Porovnání kuželových kol

Z hlediska těchto faktorů vychází nejlepší hodnoty u zubů Klingelberg, další výpočty jsou tedy provedeny s těmito zuby.

Šířka kuželových kol byla zvolena 20 mm.

Kolo	1	2
Počet zubů	14	41
Střední normální modul	3 mm	
Úhel sklonu zubů (střední)	30°	
Šířka kola	20 mm	
Převodový poměr	3	
Otáčky	32 ot/min	10,67 ot/min
Točivý moment	32 Nm	108 Nm

Tabulka 3: Ozubená kola 3 a 4

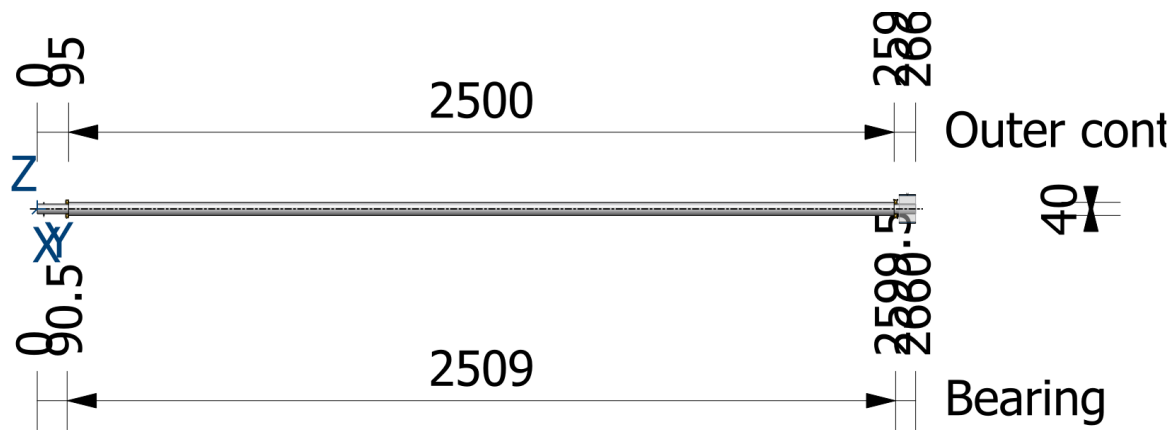
5.7. Návrh hřebenového převodu

Pro daný počet zubů kola 5 bylo nutné provést korekci kvůli interferenci. U tohoto kola byl opět problémem faktor bezpečnosti proti pittingu, jehož hodnota byla zvýšena rozšířením ozubeného kola na šířku 50 mm. Jelikož v softwaru KISSsoft není možné počítat přímo ozubený hřeben, podle návodu bylo druhé kolo nastaveno na 300 zubů, což se projevilo výsledky velmi blízkými ozubenému hřebenu.

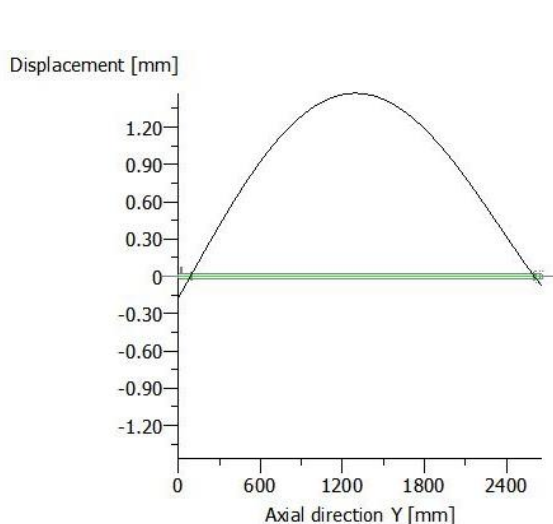
5.8. Návrh hřídelů a uložení

5.8.1. Hřídel 1

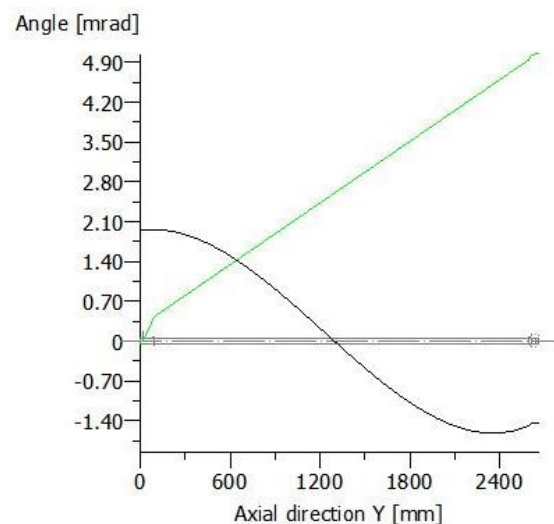
Hřídel 1 je připojena na elektromotor, který je uložen mimo nádobu reaktoru, je proto dlouhá 2 660 mm. Ložiska nezachycují velké axiální síly, proto byla použita jednořadá kuličková ložiska SKF 16006 která splňují požadavky na trvanlivost ložisek.



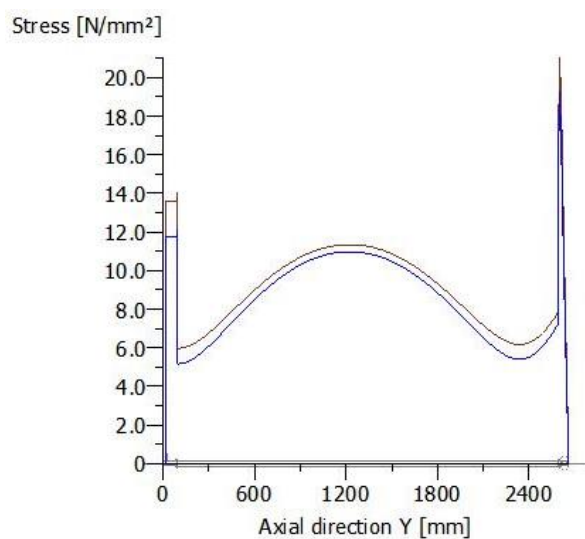
Obrázek 16: Hřídel 1



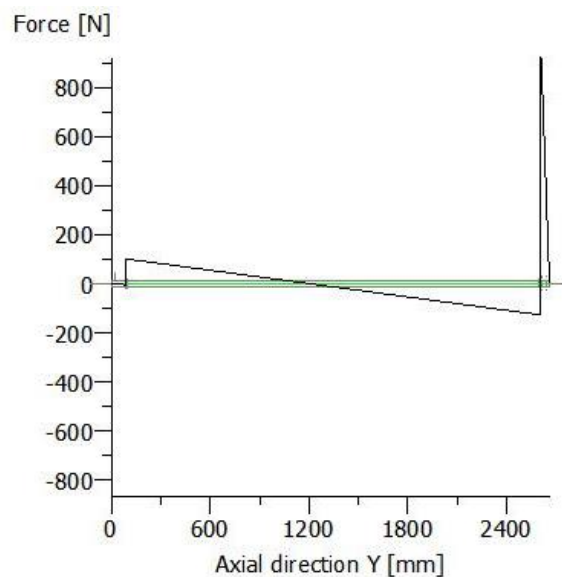
Obrázek 17: Deformace hřídele 1



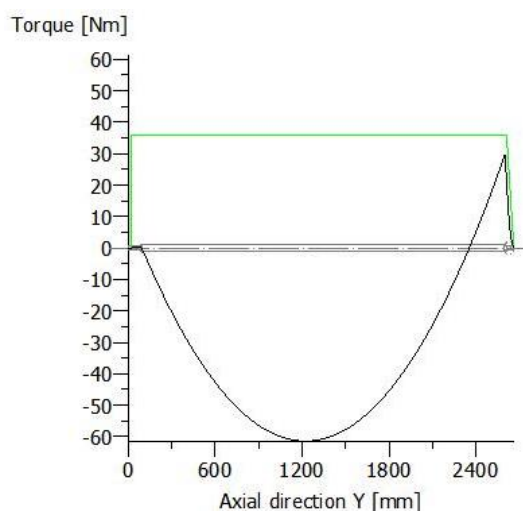
Obrázek 18: Natočení hřídele 1



Obrázek 19: Napětí na hřídeli 1



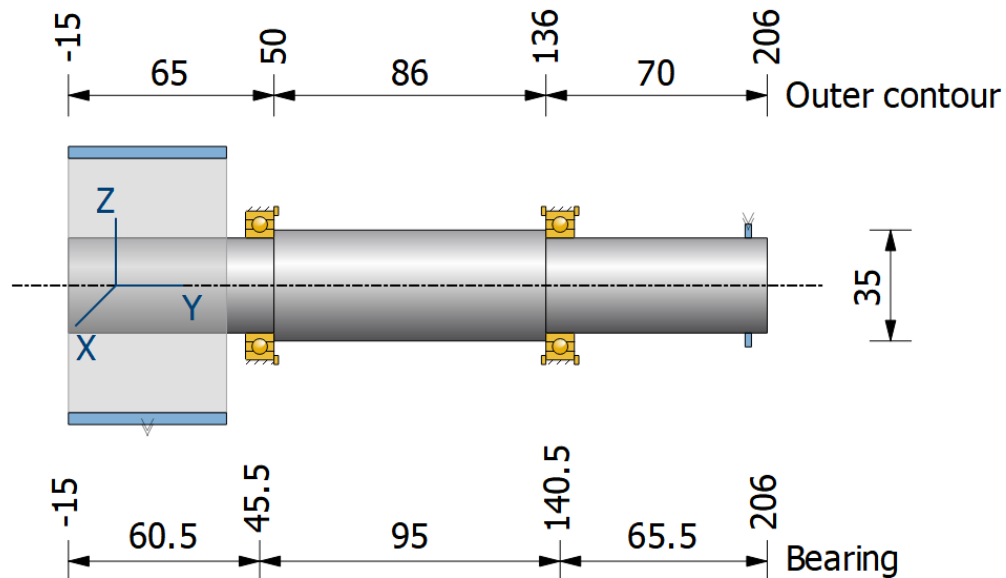
Obrázek 20: Reakce na hřídeli 1



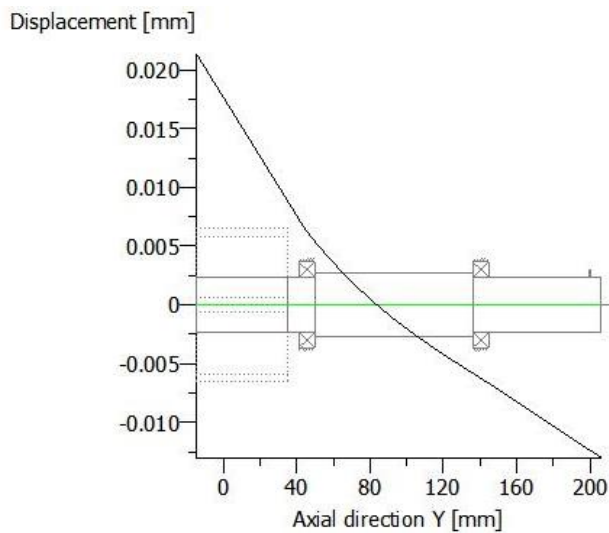
Obrázek 21: Kroučící moment na hřídeli 1

5.8.2. Hřídel 2

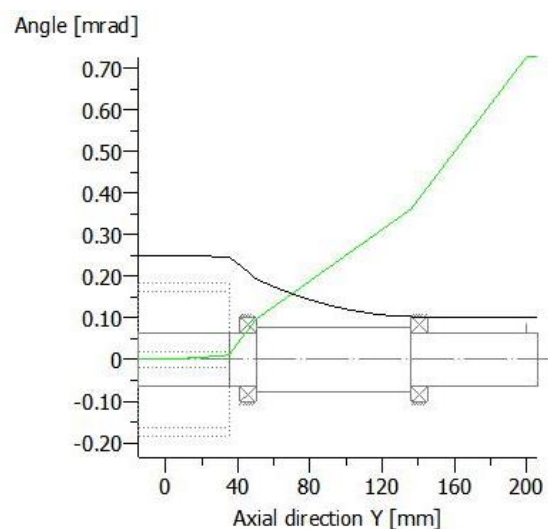
Hřídel 2 také nepřenáší velké axiální síly, je proto uložena v jednořadých kuličkových ložiskách SKF 61906. Hřídel 2 je s hřídelí 3 spojena spojkou, pro výpočet byla spojka v softwaru KISSsoft nahrazena adekvátním zatížením.



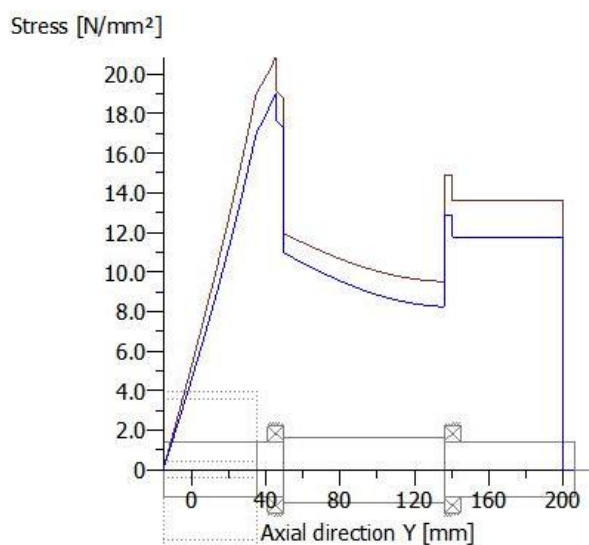
Obrázek 22: Hřídel 2



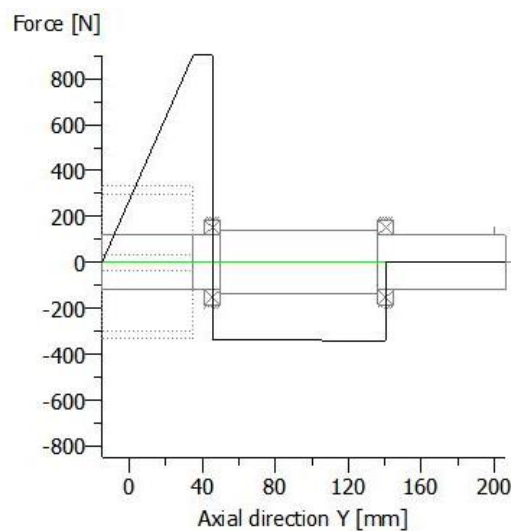
Obrázek 23: Deformace hřídele 2



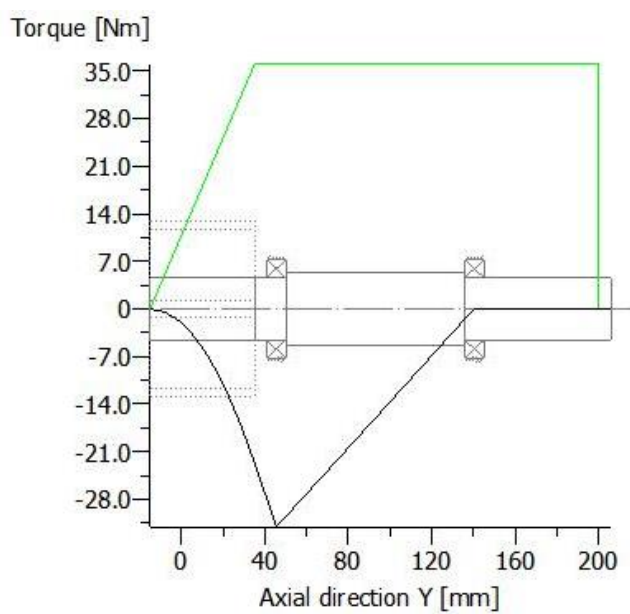
Obrázek 24: Natočení hřídele 2



Obrázek 25: Napětí na hřídeli 2



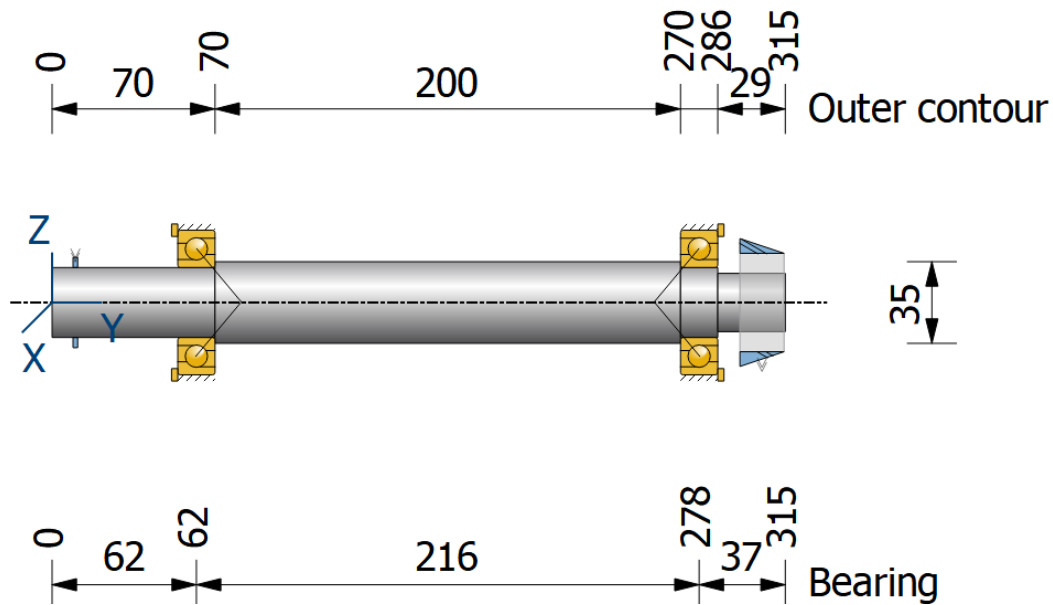
Obrázek 26: Reakce na hřídeli 2



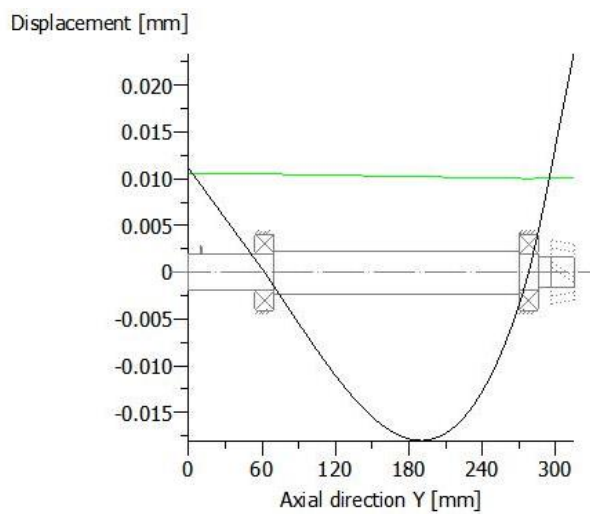
Obrázek 27: Kroutící moment na hřídeli 2

5.8.3. Hřídel 3

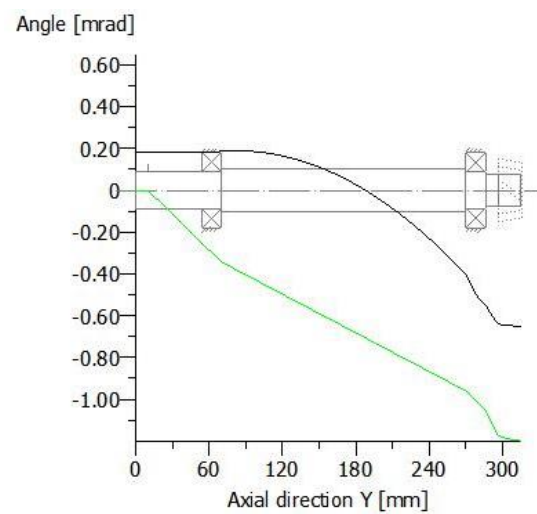
Na hřídeli 3 jsou axiální síly vyvozené kuželovým soukolím zachycené dvojicí jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem SKF 7206 BECBP.



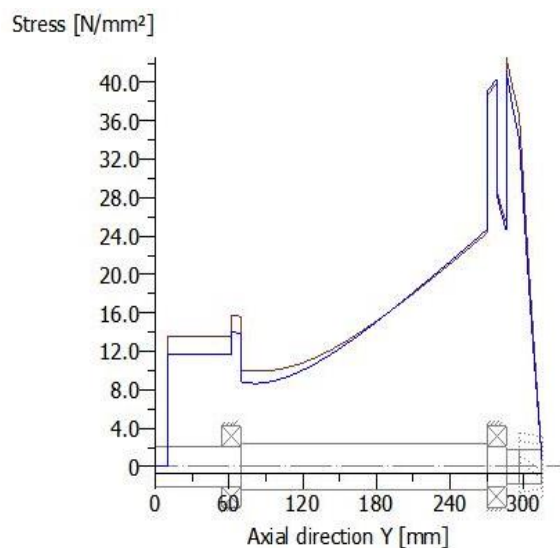
Obrázek 28: hřídel 3



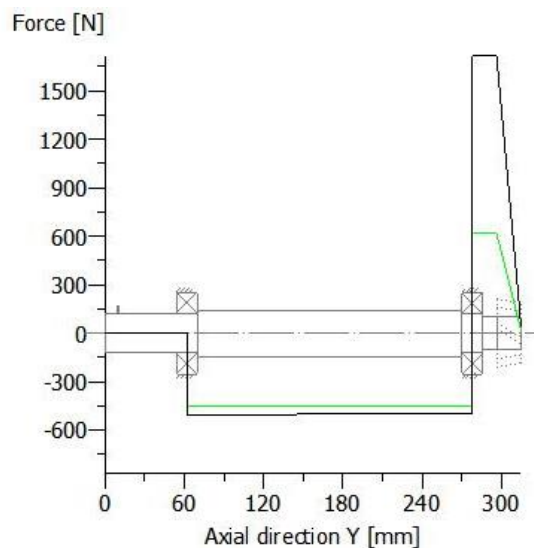
Obrázek 29: Deformace hřídele 3



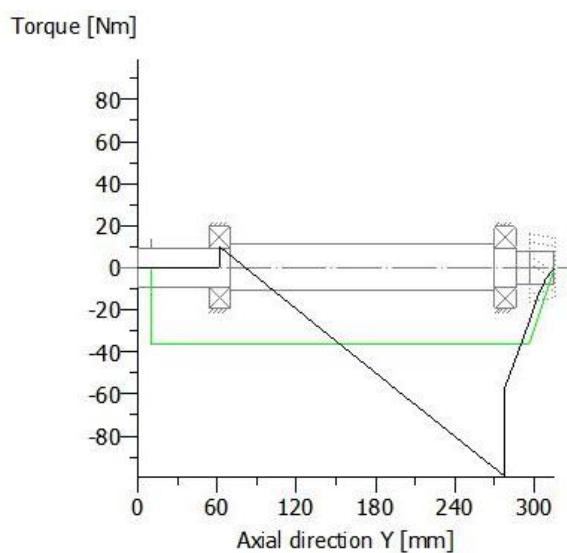
Obrázek 30: natočení hřídele 3



Obrázek 31: Napětí na hřídeli 3



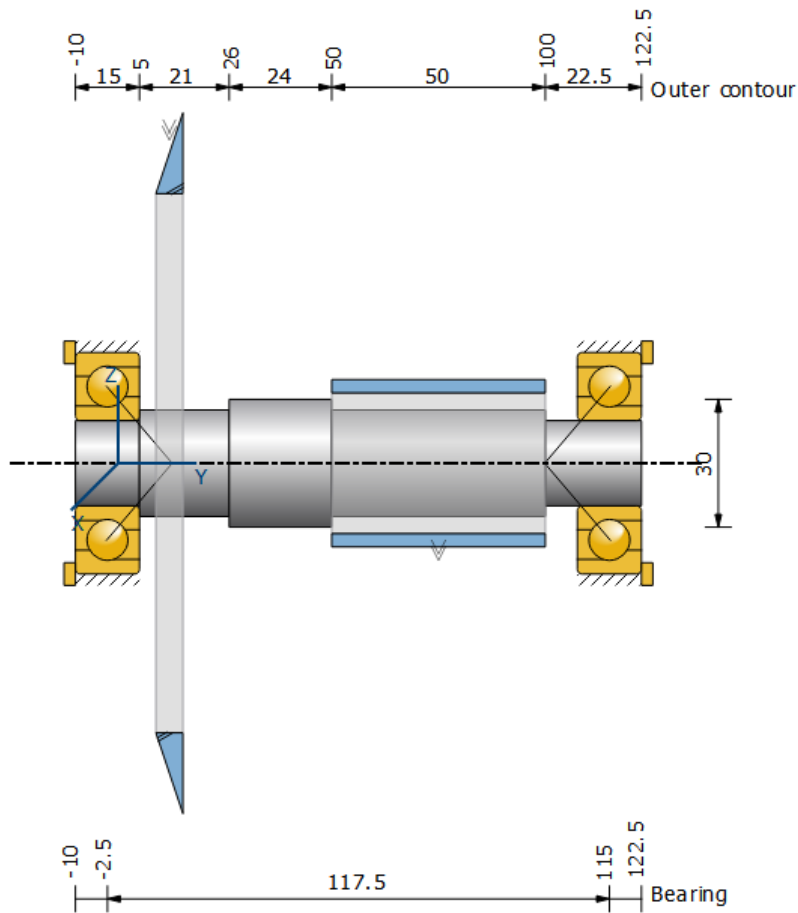
Obrázek 32: Reakce na hřídeli 3



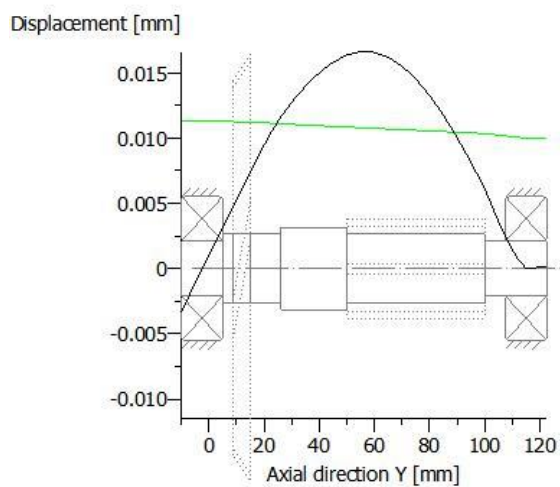
Obrázek 33: Kroučící moment na hřídeli 3

5.8.4. Hřídel 4

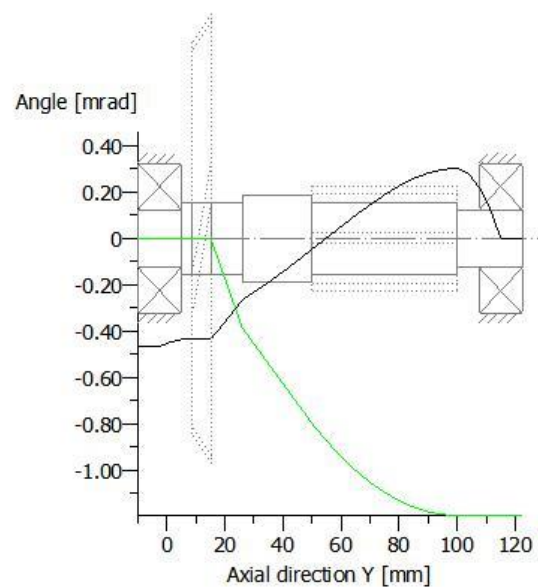
Axiální síly na hřídeli 4 jsou zachyceny dvojicí jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem SKF 7304 BECBY.



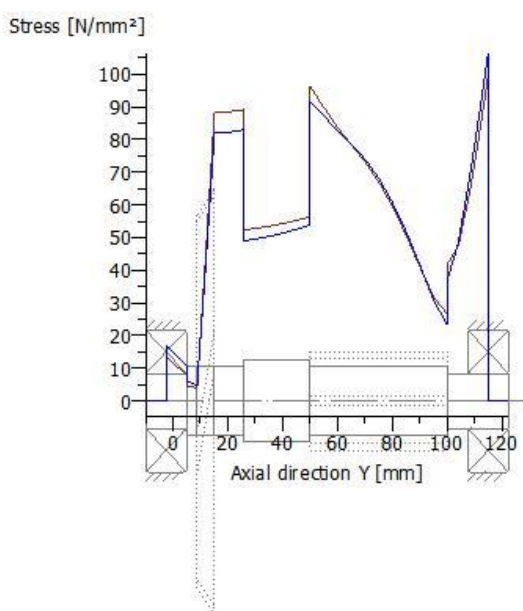
Obrázek 34: Hřídel 4



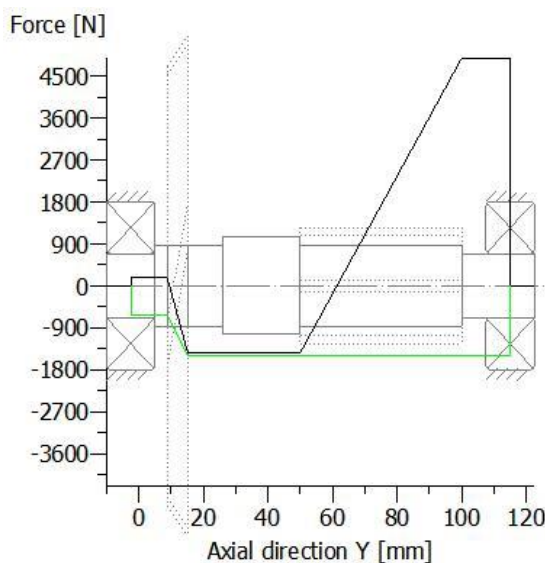
Obrázek 35: Deformace hřídele 4



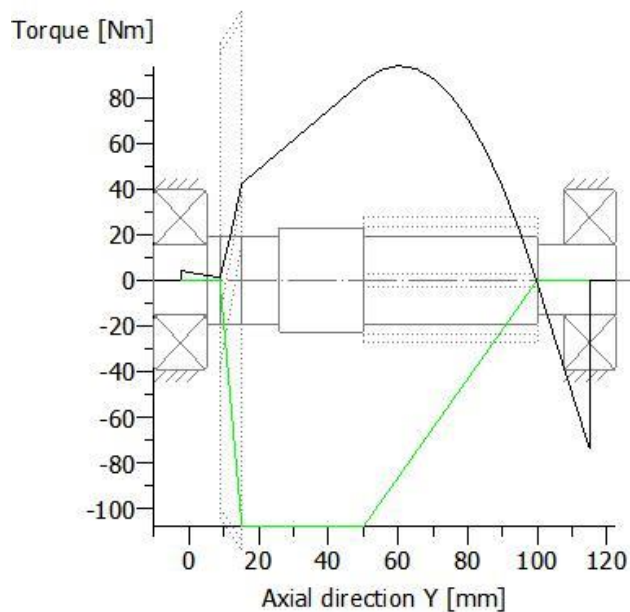
Obrázek 36: Natočení hřídele 4



Obrázek 37: Napětí na hřídeli 4



Obrázek 38: Reakce na hřídeli 4



Obrázek 39: Krouťící moment na hřídeli 4

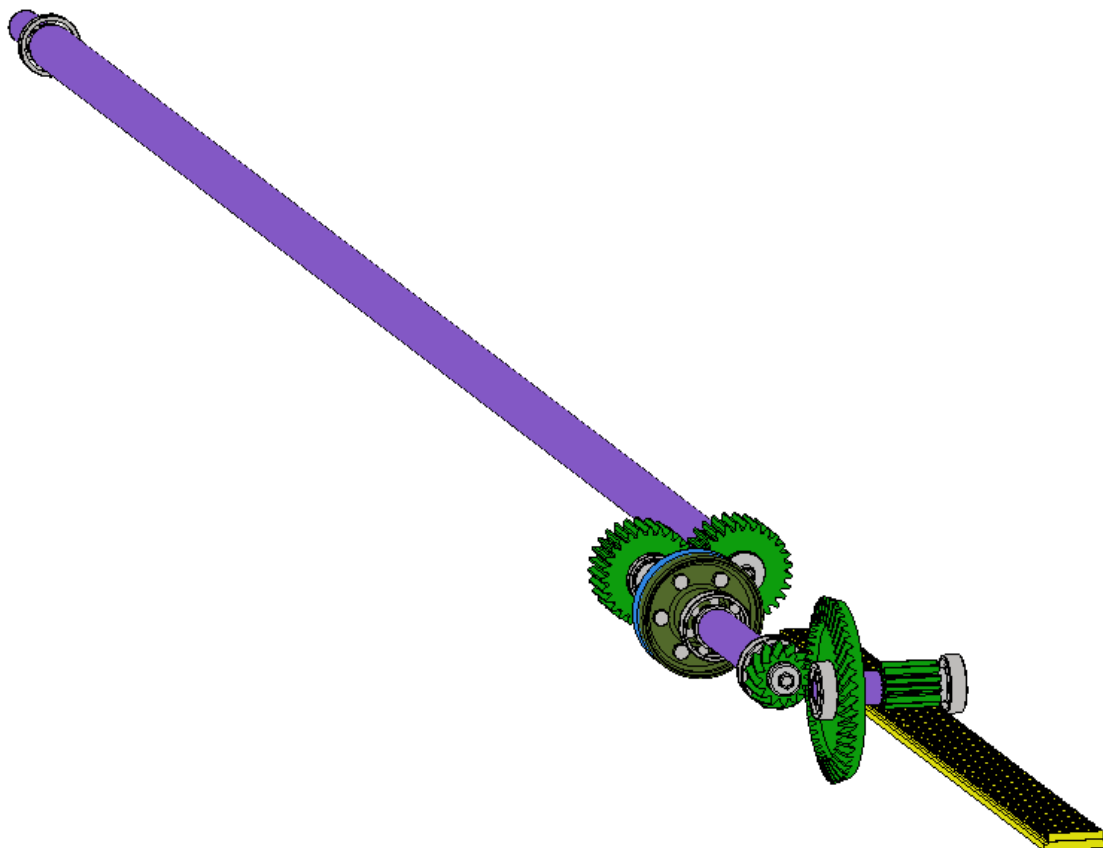
6. Závěr

Cílem práce bylo vypracování konstrukčního návrhu kuželočelní převodovky pohonu zakladače regulačních tyčí do jaderného reaktoru, který má za úkol zajištění pohybu regulačního orgánu zadanou rychlostí, dosažení přesné polohy a stání v dané poloze.

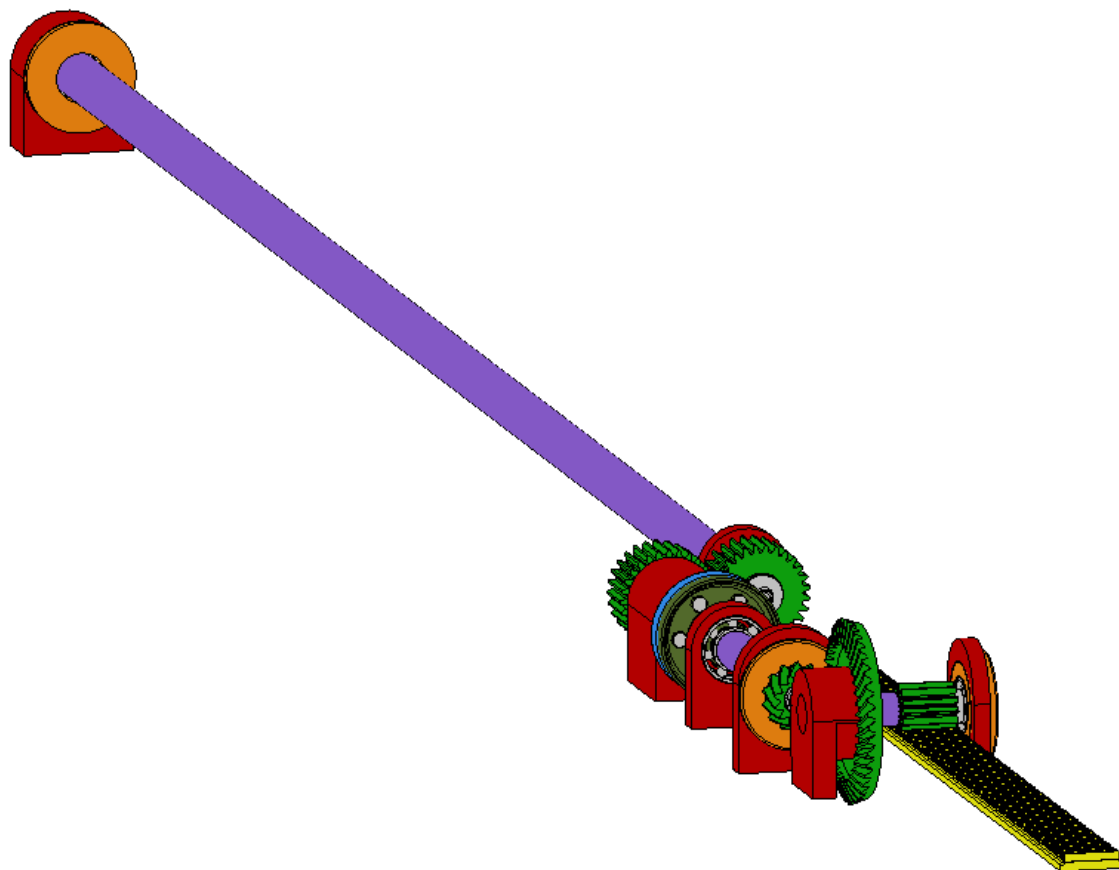
V úvodní části práce byla popsána činnost jaderné elektrárny s reaktorem typu VVER 440, dále pak okruhy jaderné elektrárny a samotný reaktor VVER 440. Dále práce pojednává o problematice řízení reaktoru pomocí regulačních tyčí, funkce pohonu zakladače a jeho částí.

Další část práce je zaměřena na teorii ozubených soukolí, popisuje jejich rozdělení a základní vlastnosti. Velká pozornost byla kladena na návrh kuželových kol a rozdíly mezi jednotlivými variantami. Byla popsána jejich funkce a stavební struktura.

V praktické části byl vypracován návrh částí převodovky na základě daných parametrů. Byl vybrán vhodný materiál, následně porovnány varianty ozubených kol a hřebene a vybrány nevhodnější varianty. Dále byly v praktické části navrženy hřídele, ložiska a jejich uložení. Výpočty ozubených kol, ložisek a hřídelí byly provedeny v softwaru KISSsoft 03/2016. Nakonec byl vytvořen trojrozměrný model převodovky a výkres sestavy v softwaru Autodesk Inventor 2018.



Obrázek 40: 3D model sestavy



Obrázek 41: 3D model sestavy s uložením

Zdroje

- [1] Dostupné z [Vid. 6.4.2018]: <https://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/jaderna-energetika/je-v-cr.html>
- [2] IBLER, Z. *Provoz jaderných elektráren*. Plzeň: Editační středisko VŠSE, 1987
- [3] KRÁTKÝ, J. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. Plzeň: Editační středisko ZČU, 2011
- [4] Dostupné z [Vid. 23.3.2018]: <https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/b/bf/Sprocket01a.jpg>
- [5] SHINGLEY, J. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vutium, 2011
- [6] PRÁŠIL, L. *Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby*. http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf, Liberec: TUL – FST, 2010

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet ozubených kol 1 a 2 (KISSsoft)

Team-SolidSQUAD

File

Name : valcove_prime_nova

Changed by: Martin Beber

on: 17.05.2018

at: 16:25:28

CALCULATION OF A CYLINDRICAL SPUR GEAR PAIR

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Power (W)	[P]		120.637
Speed (1/min)	[n]	32.0	32.0
Torque (Nm)	[T]	36.0	36.0
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]		20000.00
Center distance (mm)	[a]	84.000	
Normal module (mm)	[mn]	3.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Number of teeth	[z]	28	28
Facewidth (mm)	[b]	50.00	50.00
Hand of gear		Spur gear	
Face load factor - flank	[KHb]		2.144
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	54.39	54.39
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	614.96	614.96
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	11.31	11.31
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		507.41
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	605.36	605.36
Safety factor for contact stress at operating pitch circle			
	[SHw]	1.19	1.19
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.19	1.19
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]		46.048
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]		3.750
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00	
System service life (h)	[Hatt]	> 1000000	

End of Report

lines: 39

PŘÍLOHA č. 2

Výpočet ozubených kol 3 a 4 (KISSsoft)

Team-SolidSQUAD

File

Name : kuzely_klingelnberg_nova

Changed by: Martin Beber on: 17.05.2018 at: 16:25:00

BEVEL-GEAR-CALCULATION (BEVEL-GEAR-PAIR)

Calculation method Bevel gear ISO 10300:2001, Method B

Geometry calculation according ISO 23509:2006, method 3

Uniform depth, fig 3 (Klingelnberg)

Power (W)	[P]	120.637	
Speed (1/min)	[n]	32.0	10.7
Torque (Nm)	[T]	36.0	108.0
Application factor	[KA]		1.25
Required service life	[H]	25000.00	
Hypoid offset (mm)	[a]		0.000
Mean normal module (mm)	[mmn]		3.0000
Mean spiral angle (°)	[betm]		30.0000
Number of teeth	[z]	14	42
Facewidth (mm)	[b]	20.00	20.00
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	177.04	174.51
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP]	616.78	630.21
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFP/sigF]	3.48	3.61
Effective contact stress (N/mm ²)	[sigH]		664.95
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP]	592.75	644.10
Safety factor for contact stress	[SH=sigHP/sigH]	0.89	0.97
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]		27.547
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]		4.793
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00	
System service life (h)	[Hatt]	5469	

End of Report

lines: 36

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet ozubeného kola 5 a ozubeného hřebene (KISSsoft)

Team-SolidSQUAD

File

Name : valcove_hreben_nova
 Changed by: Martin Beber on: 17.05.2018 at: 16:27:13

CALCULATION OF A CYLINDRICAL SPUR GEAR PAIR

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Power (W)	[P]		120.638
Speed (1/min)	[n]	10.7	0.4
Torque (Nm)	[T]	108.0	2700.0
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]		20000.00
Center distance (mm)	[a]	470.000	
Normal module (mm)	[mn]	3.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Number of teeth	[z]	12	300
Facewidth (mm)	[b]	50.00	50.00
Hand of gear		Spur gear	
Face load factor - flank	[KHb]		1.212
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	170.35	200.46
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	632.20	883.80
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	3.71	4.41
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		1010.90
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	690.20	1078.76
Safety factor for contact stress at operating pitch circle			
	[SHw]	0.68	1.07
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	0.68	1.07
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]		29.583
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]		4.847
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00	
System service life (h)	[Hatt]	1211	

End of Report

lines: 39

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet hřídele 1 (KISSsoft)

Team-SolidSQUAD

File

Name : hridel_1_nerez
 Changed by: Martin Beber on: 17.05.2018 at: 16:24:01

Analysis of shafts, axle and beams

Label	Shaft 1	
Drawing		
Initial position (mm)	0.000	
Length (mm)	2660.000	
Speed (1/min)	32.00	
Sense of rotation: clockwise		
Material	C45 (1)	
Type of force element		Coupling
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	20.0000
Type of force element		Cylindrical gear
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	2635.0000

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing'

Equivalent load	[P]	0.11	kN
Equivalent load	[P ₀]	0.11	kN
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	65.08	

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing'

Equivalent load	[P]	1.05	kN
Equivalent load	[P ₀]	1.05	kN
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	759472.29	h
Static safety factor	[S ₀]	7.05	

End of Report

lines: 40

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet hřídele 2 (KISSsoft)

Team-SolidSQUAD

File

Name : hridel_2_nerez
 Changed by: Martin Beber on: 17.05.2018 at: 16:23:35

Analysis of shafts, axle and beams

Label Shaft 1
 Drawing
 Initial position (mm) -15.000
 Length (mm) 221.000
 Speed (1/min) 32.00
 Sense of rotation: clockwise
 Material C45 (1)
 Type of force element **Cylindrical gear**
 Position on shaft (mm) [Ylocal] 25.0000
 Type of force element **Coupling**
 Position on shaft (mm) [Ylocal] 215.0000
 Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'L_1s'

Equivalent load	[P]	1.24	kN
Equivalent load	[P ₀]	1.24	kN
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	106849.95	h
Static safety factor	[S ₀]	3.72	

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'P_1s'

Equivalent load	[P]	0.35	kN
Equivalent load	[P ₀]	0.35	kN
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	13.33	

End of Report

lines: 40

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet hřídele 3 (KISSsoft)

Team-SolidSQUAD

File

Name : hridel_3_nerez
 Changed by: Martin Beber on: 17.05.2018 at: 16:22:16

Analysis of shafts, axle and beams

Label	Shaft 1	
Drawing		
Initial position (mm)	0.000	
Length (mm)	315.000	
Speed (1/min)	32.00	
Sense of rotation: clockwise		
Material	C45 (1)	
Type of force element		Coupling
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	10.0000
Type of force element		Bevel gear
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	306.0000

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing'

Equivalent load	[P]	2.21	kN
Equivalent load	[P ₀]	2.21	kN
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	666752.75	h
Static safety factor	[S ₀]	7.06	

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing'

Equivalent load	[P]	0.51	kN
Equivalent load	[P ₀]	0.51	kN
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	30.32	

End of Report

lines: 40

PŘÍLOHA č. 4

Výpočet hřídele 4 (KISSsoft)

Team-SolidSQUAD

File

Name : hridel_4_nerez
 Changed by: Martin Beber on: 18.05.2018 at: 00:59:18

Analysis of shafts, axle and beams

Label Shaft 1
 Drawing
 Initial position (mm) -10.000
 Length (mm) 132.500
 Speed (1/min) 10.67
 Sense of rotation: clockwise
 Material C45 (1)
 Type of force element **Bevel gear**
 Position on shaft (mm) [Ylocal] 22.0000
 Type of force element **Cylindrical gear**
 Position on shaft (mm) [Ylocal] 85.0000
 Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing'

Equivalent load	[P]	0.73	kN
Equivalent load	[P ₀]	0.73	kN
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	14.25	

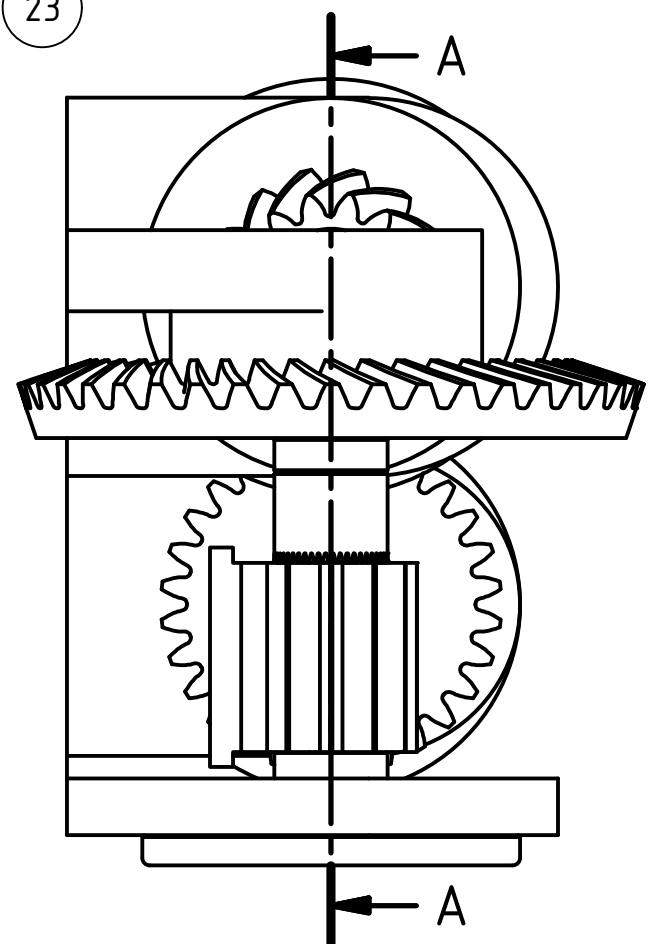
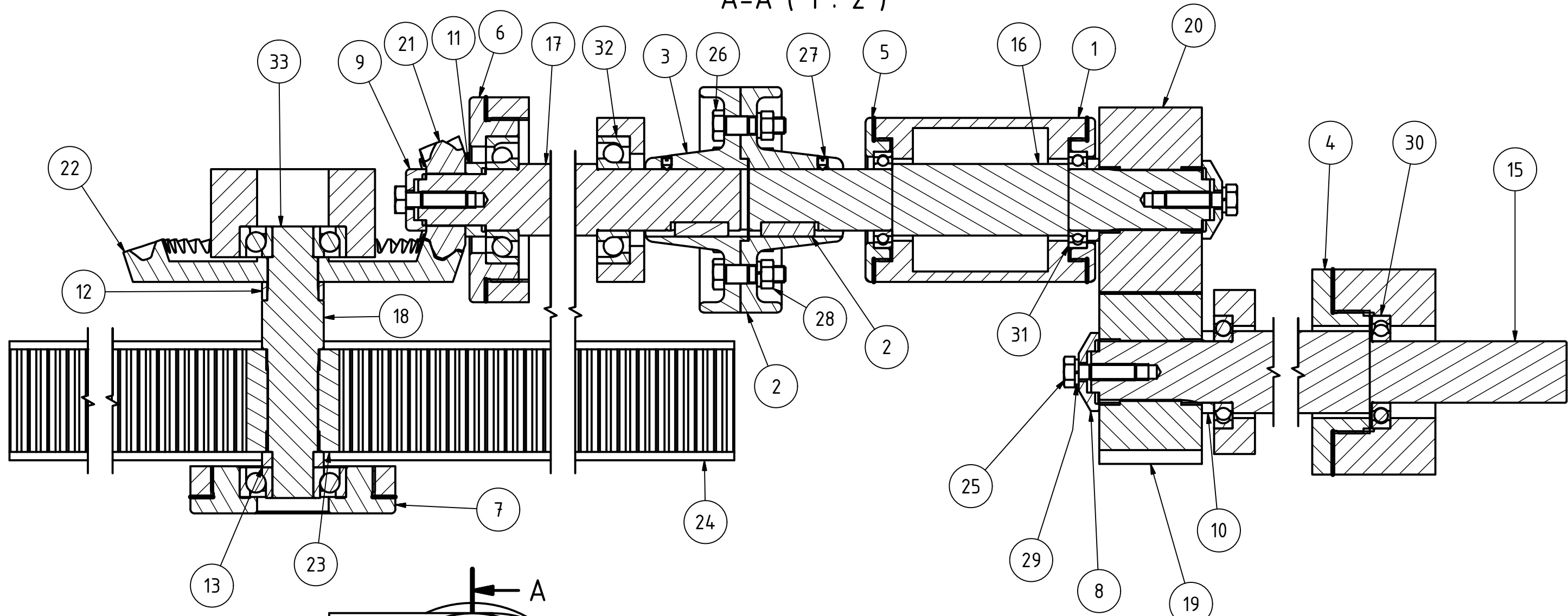
Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing'

Equivalent load	[P]	4.88	kN
Equivalent load	[P ₀]	4.88	kN
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	91961.80	h
Static safety factor	[S ₀]	2.13	

End of Report

lines: 40

A-A (1:2)




VÍKA ULOŽENÍ LEPENA LOCTITE 620

Měřítko 1:2	Hmotnost (kg) 58,992	Promítání 	Formát A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil MARTIN BEBER	Název PŘEVODOVKA	
	Datum 17.5.2018	Číslo dokumentu BP-KKS-2018	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Druh dokumentu KUSOVNÍK	
	Datum	List 1 Listů 2	

KUSOVNÍK

POZICE	NÁZEV	MATERIÁL	HMOTNOST	POČET POLOŽEK
1	RÁM	X14CrMoS17	13,390 kg	1
2	SPOJKA 1	X14CrMoS17	0,955 kg	1
3	SPOJKA 2	X14CrMoS17	0,962 kg	1
4	VÍKO ULOŽENÍ 1	X14CrMoS17	0,657 kg	1
5	VÍKO ULOŽENÍ 2	X14CrMoS17	0,177 kg	2
6	VÍKO ULOŽENÍ 3	X14CrMoS17	0,601 kg	1
7	VÍKO ULOŽENÍ 4	X14CrMoS17	0,764 kg	1
8	VÍKO 1	X14CrMoS17	0,043 kg	2
9	VÍKO 2	X14CrMoS17	0,035 kg	1
10	DISTANČNÍ KROUŽEK 1	X14CrMoS17	0,026 kg	2
11	DISTANČNÍ KROUŽEK 2	X14CrMoS17	0,037 kg	1
12	DISTANČNÍ KROUŽEK 3	X14CrMoS17	0,015 kg	1
13	DISTANČNÍ KROUŽEK 4	X14CrMoS17	0,023 kg	1
14	PERO	X14CrMoS17	0,011 kg	2
15	HŘÍDEL 1	X14CrMoS17	25,528 kg	1
16	HŘÍDEL 2	X14CrMoS17	1,371 kg	1
17	HŘÍDEL 3	X14CrMoS17	2,083 kg	1
18	HŘÍDEL 4	X14CrMoS17	0,485 kg	1
19	KOLO 1	20CH17N2B-Š	1,857 kg	1
20	KOLO 2	20CH17N2B-Š	1,857 kg	1
21	KOLO 3	20CH17N2B-Š	0,243 kg	1
22	KOLO 4	20CH17N2B-Š	1,856 kg	1
23	KOLO 5	20CH17N2B-Š	0,261 kg	1
24	HŘEBEN	20CH17N2B-Š	5,095 kg	1
25	ŠROUB M8 x 30	ISO 4015	0,016 kg	3
26	LÍCOVANÝ ŠROUB M8 x 30	CNS 4364	0,019 kg	6
27	STAVĚCÍ ŠROUB M5 x 6	CSN 02 1185	0,001 kg	2
28	MATKA	CSN 02 1402	0,004 kg	6
29	PRUŽINOVÁ PODLOŽKA	CSN 02 1740	0,001 kg	8
30	LOŽISKO 1	SKF 16006	0,078 kg	2
31	LOŽISKO 2	SKF 61906	0,047 kg	2
32	LOŽISKO 3	SKF 7206 BECBP	0,164 kg	2
33	LOŽISKO 4	SKF 7304 BECBY	0,123 kg	2

Měřítko 1:2	Hmotnost (kg) 58,992	Promítání 	Formát A3
-----------------------	--------------------------------	--	---------------------

 <p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p>	Kreslil MARTIN BEBER	Název PŘEVODOVKA
	Datum 17.5.2018	
	Schválil	Číslo dokumentu BP-KKS-2018
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Datum	
	Druh dokumentu KUSOVNÍK	