

HNACÍ JEDNOTKA S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POJISTNOU SPOJKOU

Martin Režný

Bakalářská práce
Martin Režný



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Martin Režný**
Osobní číslo: **T130202**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **kombinovaná**

Téma práce: **Návrh planetové převodovky**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte studii k danému tématu
2. Návrh převodovky proveďte $i=100$ výkon $p=5\text{kw}$ otáčky $n=70\text{ ot/min}$
3. Nakreslete sestavu převodovky
4. Zhotovte výrobní dokumentaci.

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

Dle doporučení vedoucího bakalářské práce Ing. Volek František CSc.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. František Volek, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

8. ledna 2016

Termín odevzdání bakalářské práce:

20. května 2016

Ve Zlíně dne 1. února 2016



doc. Ing. František Buňka, Ph.D.
děkan



prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.
ředitel ústavu

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby 1);
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 2); • beru na vědomí, že podle § 60 3) odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 3) odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 10.5.2016

1) zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevdělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby. 2) zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo). 3) zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpírá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

ABSTRAKT

Tato práce analyzuje návrh planetové převody, výhody a nevýhody planetových převodů a planetových převodovek. Součástí práce je také výpočet a konstrukce planetové převodovky pro dané hodnoty. Práce se dělí na dvě části. V první části jsou vysvětleny funkce převodovek, ozubených kol, převodových skříní a hřídelových spojkách. Druhá část se zabývá výpočty volbou materiálu a výkresovou dokumentací planetové převodovky.

Klíčová slova: planetová převodovka, konstrukce planetová převodovka

ABSTRACT

This paper analyzes the proposal planetary gears, advantages and disadvantages of planetary gears and planetary gears. The work also includes calculation and design of the planetary gear -ky for the value. The work is divided into two parts. The first part explains the function of re - watercolors, gears, gearboxes and shaft couplings. The second part deals with the calculations choice of material and drawings planetary gear.

Main words: planetary gear, planetary gear design

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. František Volek, CSc. za jeho rady, užitečné připomínky a příjemnou spolupráci na této bakalářské práci .

Prohlašuji, že jsem na bakalářské/diplomové práci pracoval (a) samostatně a použitou literaturu jsem citoval(a).V případě publikace výsledku, je-li to uvedeno na základě licenční smlouvy, bude uveden (a) jako spoluautor (ka).

Ve Zlíně

Podpis diplomanta

OBSAH

ÚVOD	10
I TEORETICKÁ ČÁST	11
1 MECHANICKÉ PŘEVODY	12
1.1 OZUBENÉ PŘEVODY	13
1.1.1 Rozdělení ozubených soukolí	13
1.1.2 Čelní soukolí	15
1.1.3 Kuželové soukolí.....	18
1.1.4 Šroubové soukolí.....	20
1.1.5 Šneková soukolí	21
1.1.6 Ztráty v mechanických převodech	22
1.1.7 Převodové skříně	24
1.1.8 Mazání ozubení a ložisek	24
1.1.8.1 Mazání ozubení.....	24
1.1.8.2 Mazání ložisek	24
2 HŘÍDELOVÉ SPOJKY	25
2.1 KOTOUČOVÁ TŘECÍ SPOJKA	25
2.2 KUŽELOVÁ TŘECÍ SPOJKA	26
2.3 LAMELOVÁ TŘECÍ SPOJKA	27
2.4 PRUŽNÁ OBRUČOVÁ SPOJKA	27
3 PLANETOVÁ PŘEVODOVKA	29
3.1 TYP K-U.....	30
3.2 TYP K-K.....	31
3.3 TYP U-S	32
3.4 SLOŽENÉ	32
3.5 KONSTRUKCE PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	33
3.5.1 Doplnující geometrické podmínky.....	33
3.5.1.1 Podmínka stejných osových vzdáleností ozubených kol.....	33
3.5.1.2 Podmínka smontovatelnosti.....	34
3.5.1.3 Podmínka vůle mezi sousedními satelity.....	35
II PRAKTICKÁ ČÁST	36
4 VÝPOČET A NÁVRH HNACÍ JEDNOTKA S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POSJISTNOU SPOJKOU	37
4.1 ZADANÉ HODNOTY	37
4.1.1 Schéma převodovky	37
4.2 VÝPOČET PŘEVODOVKY	37
4.2.1 Volba vhodného elektromotoru	37
4.2.2 Výpočet počtu zubů a účinnosti	38
4.2.3 Výpočet kroutícího momentu na hnaném a hnacím hřídeli při účinnosti $\eta=1$	38
4.2.4 Výpočet modulu a hlavních rozměrů části A	39
4.2.5 Kontrola části A na ohyb a otláčení dle ČSN 01 4686.....	40
4.2.6 Výpočet modulu a hlavních rozměrů části B	41
4.2.7 Kontrola části B na ohyb a na otočení dle ČSN 01 4686.....	42

4.2.8	Silové poměry	44
4.2.9	Výpočet hřidelů	44
4.3	DOPLŇUJÍCÍ GEOMETRICKÉ PODMÍNKY	48
4.3.1	Podmínka stejných osových vzdáleností	48
4.3.2	Podmínka smontovatelnosti	48
4.3.3	Podmínka vůle mezi sousedními satelity	48
4.4	VÝPOČET POJISTNÉ SPOJKY SE STŘIŽNÝMI KOLIKY	49
ZÁVĚR		50
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY		51
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....		52
SEZNAM OBRÁZKŮ		54
SEZNAM TABULEK		55
SEZNAM PŘÍLOH.....		56

ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá ozubenými převody, hřídelovými spojkami a planetovou převodovkou. První ozubená kola byla vyřezána z tvrdého dřeva a používána za dob antiky na zvedání těžkých břemen. Postupem času se začali kola odlévat a vyrábět obráběním. Ozubené převody mají zastání skoro ve všech odvětví průmyslu. Asi největší popularitu získaly ozubené převody v době 18. až 19. století. V této době se začala manuální práce nahrazovat stroji. Soustava ozubených kol tvoří hlavní součást převodovky a mění kroutící moment na otáčivý. V dnešní době se klade důraz na spolehlivost, energickou náročnost, manipulaci a výrobní náklady. V dnešní době si život bez převodovek nedokážeme ani představit, každý člověk se s nimi setkává denně a někteří si to ani neuvědomují. Ozubené převody nalezneme v dopravních prostředcích, hodinkách, kuchyňském mixeru, a spoustě dalších běžně používaných věcech.

I. TEORETICKÁ ČÁST

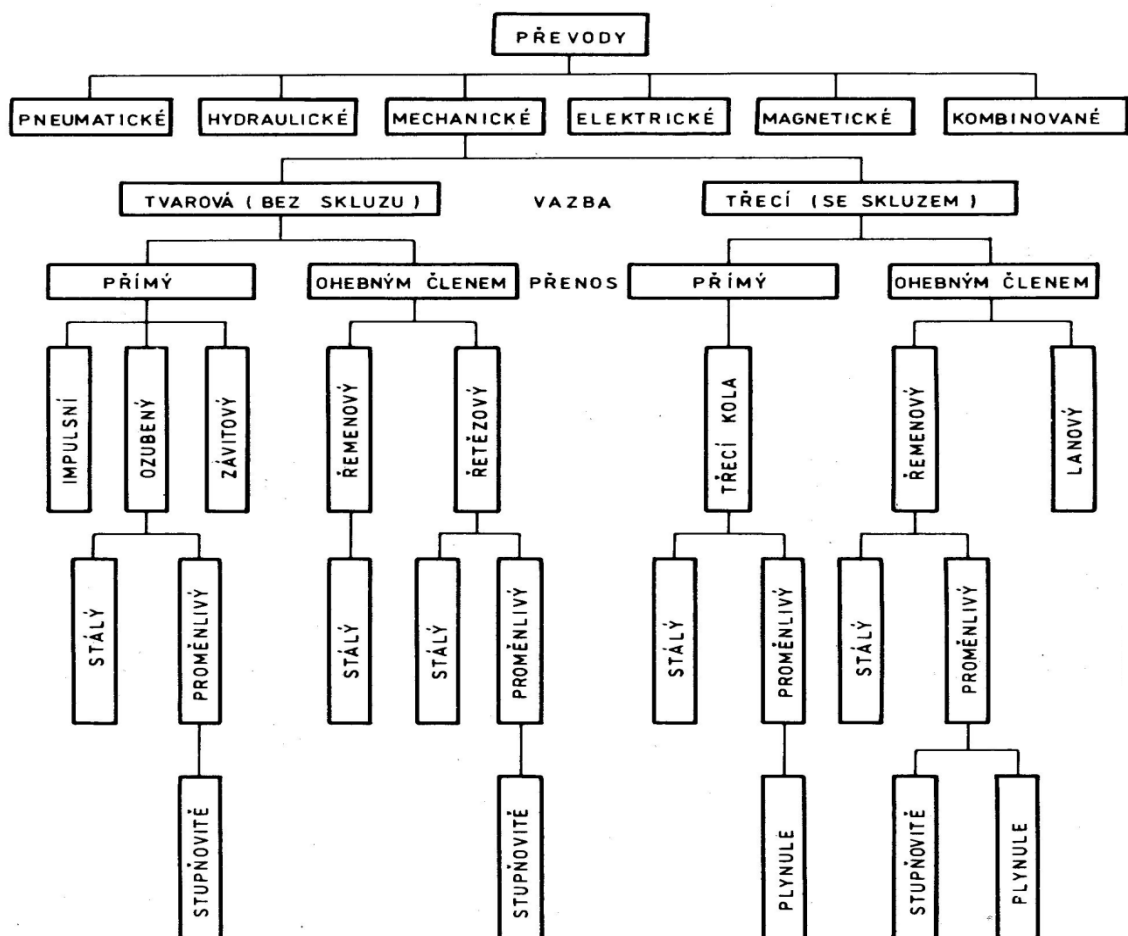
1 MECHANICKÉ PŘEVODY

Mechanické převody umožňují transformovat a přenášet výkon mezi motorem a pracovním ústrojím. Transformací se rozumí změna parametrů výkonu, kterými jsou obecně síla F a rychlost v při pohybu přímočarém a moment M a úhlová rychlost ω při pohybu rotačním.

[1]

Při přenosu výkonu převodovými mechanismy se zde uplatňuje princip tření a opření. Převodové mechanismy mohou být konstruovány s přímým kontaktem rotujících členů nebo s vloženým dalším členem. Může se potom uvažovat o přímé vazbě a vazbě nepřímé. Převodové mechanismy jsou většinou navrhovány pro snížení otáček mezi vstupním a výstupním hřídelem. V těchto případech se jedná o převod do pomala a tedy převodový poměr i větší než 1. Převodové mechanismy, které naopak zvyšují počet otáček mají převodový poměr i menší než 1.

[2]



Obr. 1 Rozdělení převodů

[8]

1.1 Ozubené převody

Ozubené převody představují nejvýznamější a nejrozšířenější druh převodových mechanismů, pracují na principu záběru s bezprostředním dotykem spolu zabíhajících členů. Jejich nejjednodušší formou a základní stavební jednotkou pro složitější mechanismy je dvojice ozubených kol. Úkolem této dvojice je vytvoření kinematické a silové vazby mezi relativně blízkými hřídeli při požadované transformaci úhlové rychlosti a točivého momentu a při co nejvyšší mechanické účinnosti. [3]

Osy hřídelů mohou být rovnoběžné, různoběžné nebo mimoběžné. Z tohoto hlediska se provádí základní rozdělení ozubených převodů. Pomocí těchto typů ozubených převodů nebo jejich vzájemnou kombinací lze přenést ve stroji výkon z hnacího hřídele na libovolně umístěný hnaný hřídel. Ozubené převody mají v důsledku definované tvarové vazby konstantní převodový poměr i určený vztahem.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

n_1 [ot/min] – otáčky pastorku

n_2 [ot/min] – otáčky kola

ω_1 [rad·s⁻¹] - úhlová rychlost pastorku

ω_2 [rad·s⁻¹] - úhlová rychlost kola

1.1.1 Rozdělení ozubených soukolí

A. Podle uložení os

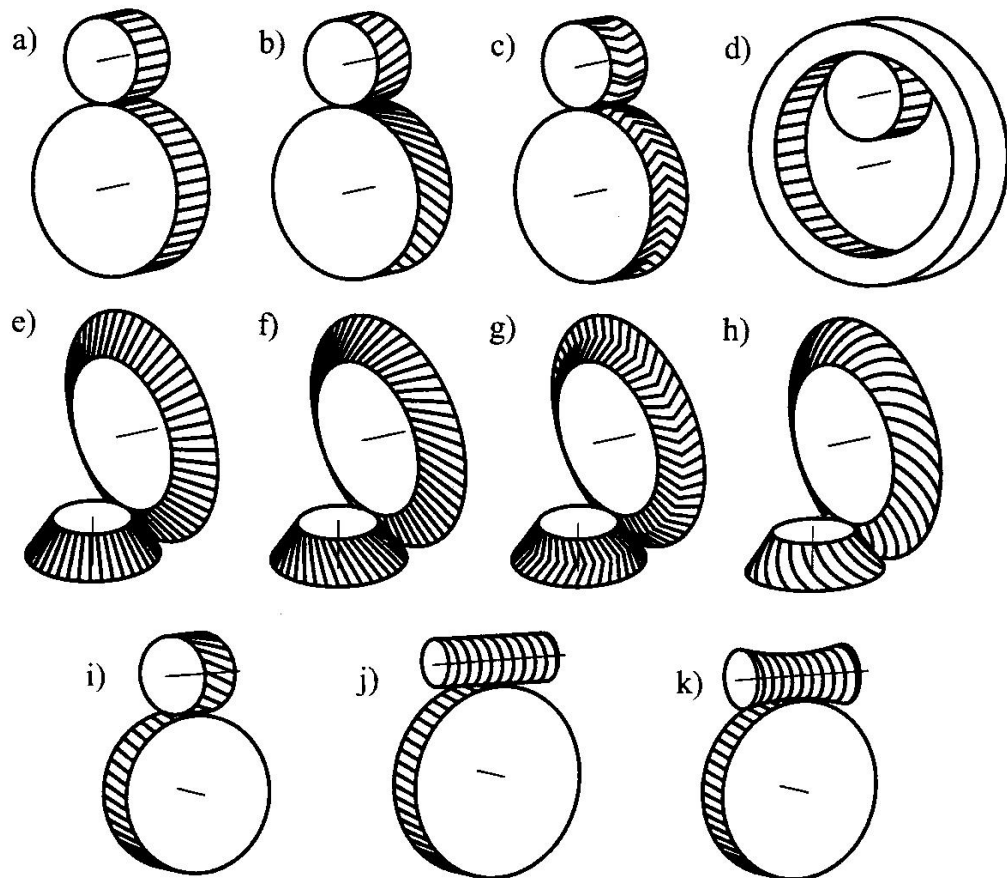
1. Rovnoběžné osy

- Přímé (Obr.2 a)
- Šikmé (Obr.2 b)
- Šípové (Obr.2 c)

2. Různoběžné osy

- Přímé (Obr. 2 e)
- Šikmé (Obr. 2 f)
- Šípové (Obr.2 g)
- Zakřivené (Obr. 2 h)

3. Mimoběžne osy
 - Šroubové (Obr.2 i)
 - Šnekové (Obr.2 j,k)
 - Šroubové kuželové (Obr.2 k)
 - Spiroidní
- B. Poloha spoluzabírajících kol
 4. Vnější soukolí (Obr.2 a)
 5. Vnitřní soukolí (Obr.2 d)
- C. Velikost převodového poměru
 6. Převod do pomala
 7. Převod do rychla
- D. Obvodové rychlosti
 8. Pomaloběžná $v \leq 3$ m/s
 9. O střední rychlosti $3 \leq v \leq 15$ m/s
 10. Rychloběžná $v \geq 15$ m/s

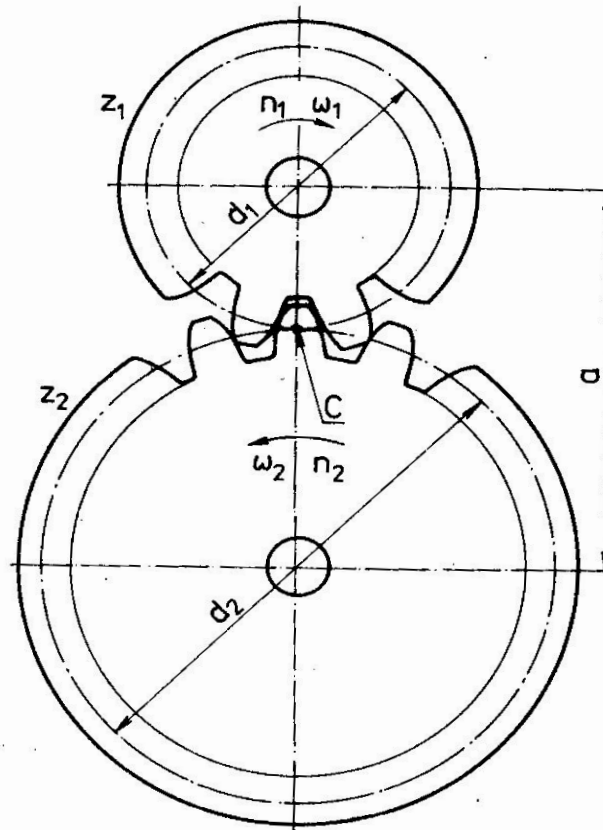


Obr. 2 Rozdělení ozubených soukolí

[1]

1.1.2 Čelní soukolí

Pohyb dvou spoluzabíhajících čelních kol s přímým ozubením je v podstatě stejný, jako kdyby se po sobě odvalovaly dva válce, nebo v rovině kolmé k ose kol dvě kružnice (Obr. 3). Tyto kružnice se nazývají roztečné. Menší kolo se nazývá pastorek a všechny jeho veličiny mají index 1, větší kolo se nazývá kolo a jeho veličiny se označují indexem 2. Kde n = otáčky hřídelů, ω = úhlová rychlost, z = počet zubu, d = roztečná kružnice, a = osová vzdálenost



Obr. 3 Čelní ozubené soukolí

[4]

U čelních kol s přímými zuby mají zubní boky tvar zakřivené plochy, které protínají čelní rovinu v profilových křivkách (Obr. 4). Roztečné kružnice dělí zub na hlavu a patu. Rozteč p je vzdálenost dvou sousedních zubů měřená na roztečné kružnici. Rozteč spoluzabíhajících kol musí být stejná

$$p_1 = p_2 = p.$$

Obvod roztečné kružnice je

$$\pi d = zp.$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2).$$

Průměr patní kružnice

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2,5m = m(z - 2,5).$$

Modul je základní charakteristikou zubu

$$m = p/\pi$$

Roztečné kružnice

$$d = mz .$$

Tloušťka zubu s je délka oblouku roztečné kružnice mezi dvěma body na jednom zubu. Šířka zubní e mezery je délka roztečné kružnice mezi dvěma body sousedících zubů

$$s = e = p/2$$

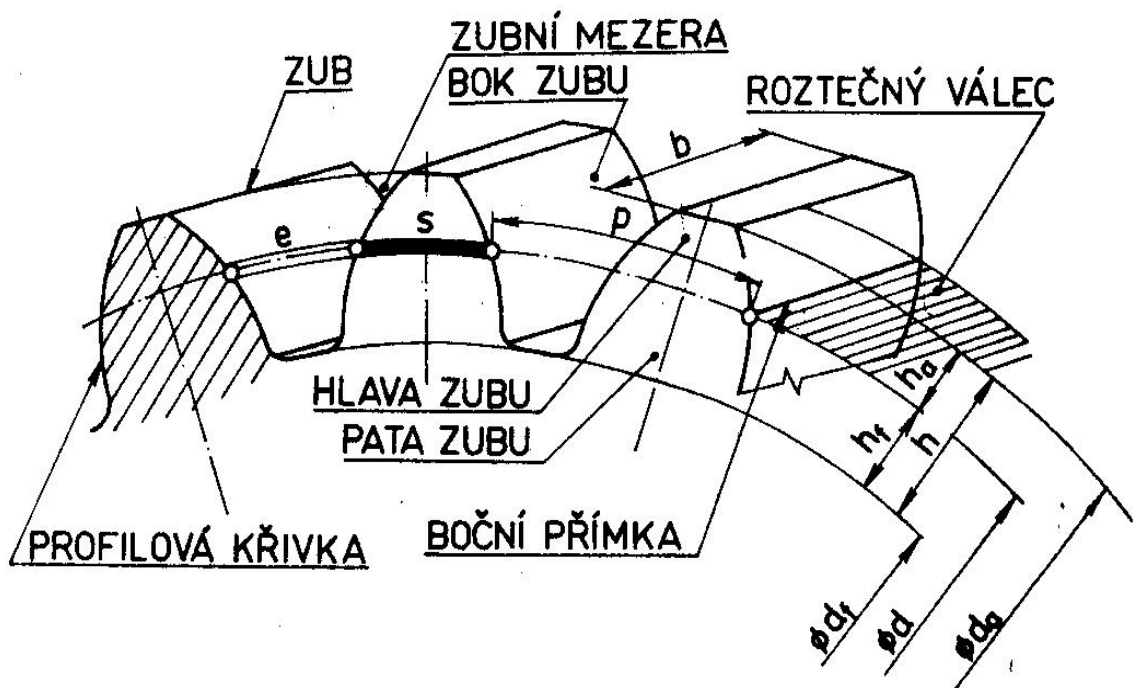
Výška hlavy zubu

$$h_a = m.$$

Výška paty zubu

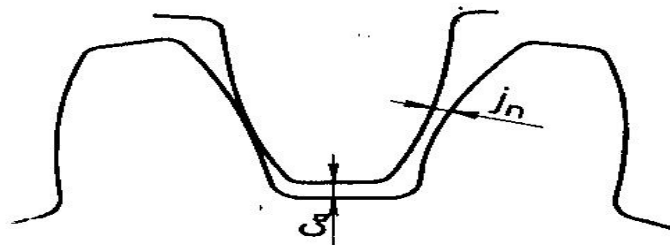
$$h_f = h_a + c$$

, kde c je hlavová vůle. Obvyklá hodnota $c = 0,25m$ (Obr. 5). Boční vůle j_n je kvůli výrobní nedokonalosti.



Obr. 4 Geometrie čelního soukolí

[4]

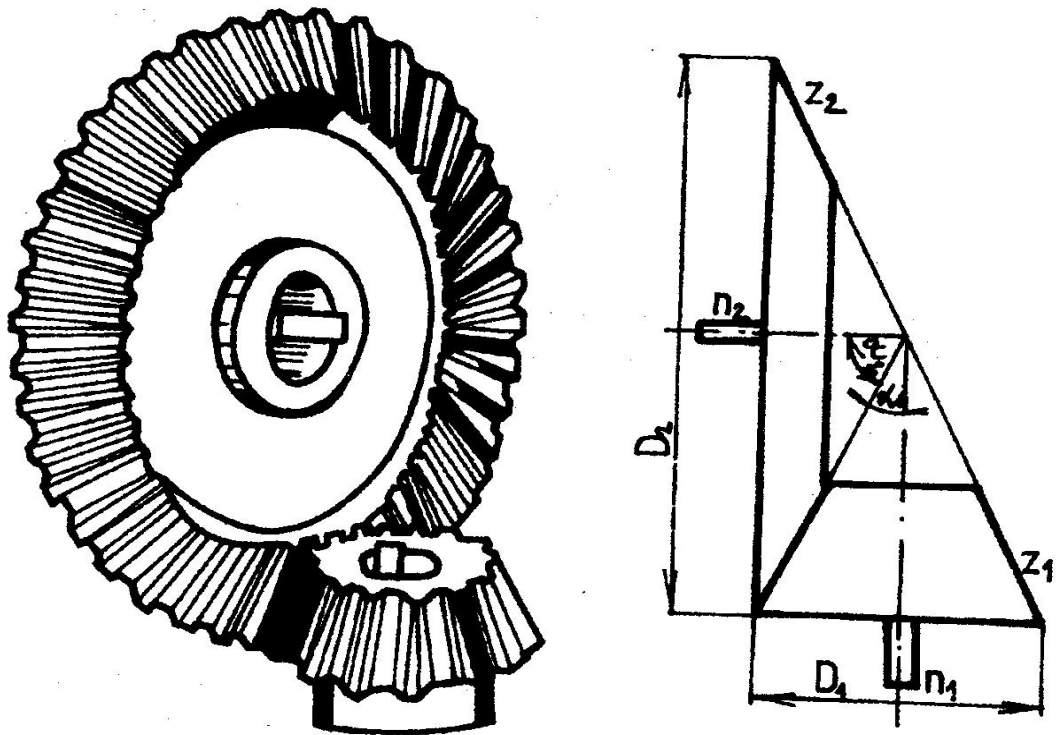


Obr. 5 Hlavová a boční vůle

[4]

1.1.3 Kuželové soukolí

Kuželová soukolí se používají k přenosu otáčivého pohybu mezi dvěma různoběžnými hřídeli. Základem kuželového soukolí jsou dva odvalovací kužely, které se dotýkají v povrchové přímce a které mají společný vrchol v průsečíku os obou hřídelů (Obr. 6).



Obr. 6 Kuželové soukolí

[3]

Podle tvaru bočních křivek ozubení rozdělujeme kuželová kola se zuby:

- Rovnými
- Šikmými
- Kruhovými
- Evolventními
- Spirálovitými
- Epicykloidní

Zobrazení skutečného profilu těchto kol je v porovnání s koly s čelním ozubením složitější. Valící plochy nejsou válce, ale kužely a profil, který vytváří bod na stykové přímce, se jeví ve skutečné velikosti a tvaru na čelní ploše, která už není rovina, ale koule. Profily zubů vytváříme tak, jako by poloměry myšlených roztečných kružnic byly R_{n1} a R_{n2} , avšak rozteč a modul, jakož i výška zubů bereme podle skutečnému počtu zubů z_1 a z_2 a poloměrů R_1 a R_2 .

$$R_1 = \frac{D_1}{2}$$

$$R_2 = \frac{D_2}{2}$$

Velikost zubů na myšlených roztečných kružnicích k'_1 a k'_2 o poloměrech R_{n1} a R_{n2} se zvětší, tak jak odpovídá zvětšení poloměrů R_1 na R_{n1} a R_2 na R_{n2} .

$$R_{n1} = \frac{R_1}{\cos\delta_1} \qquad R_{n2} = \frac{R_2}{\cos\delta_2}$$

δ_1, δ_2 – poloviční vrcholové úhly kol

počet zubů na myšlených roztečných kružnicích:

$$Z_{n1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} \qquad Z_{n2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2}$$

Kolo se vyrábí z:

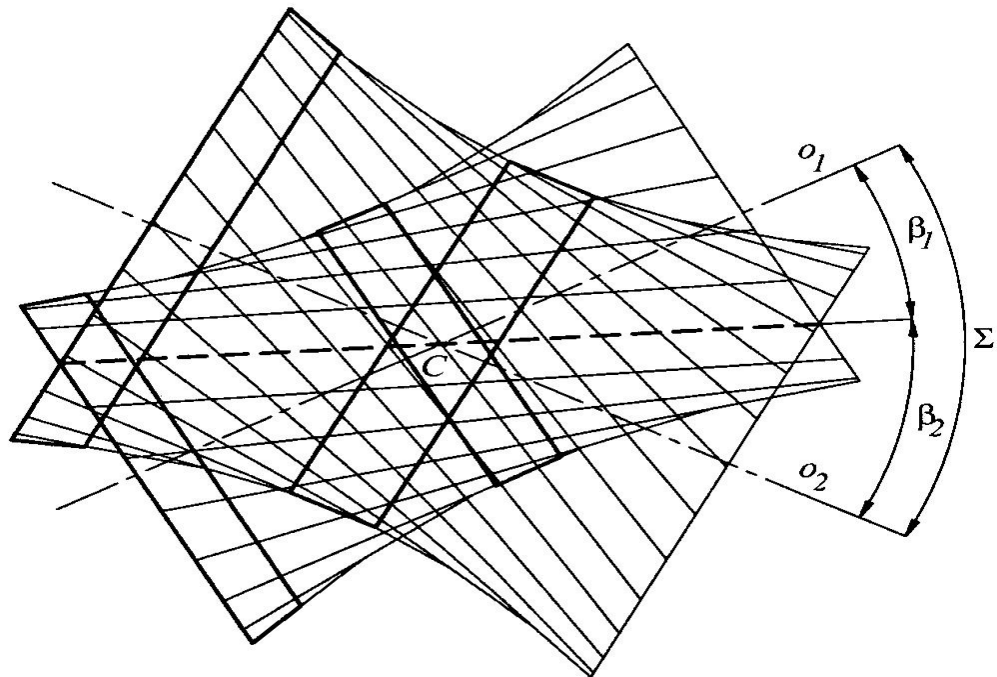
1. Šedá litina (Obvodová rychlost 7 m/s)
2. Ocel na odlitky (Obvodová rychlost 20 m/s)
3. Lisované pod tlakem, svařováním nebo obráběním (Větší průměry)

Pastorky menších průměrů se vyrábějí s hřídelí jako jeden kus. Pastorek se opotřebuje rychleji kolo bývá vyrobeno z kvalitnějších materiálů a zpravidla bývá tepelně zpracované. Ozubená kola z plastu se používají u nižších obvodových rychlostí, menších výkonů a tam kde se nedají kola mazat. Plastová kola tlumí rázy, vibrace a jsou odolné vůči korozi.

[5]

1.1.4 Šroubové soukolí

Šroubové soukolí má osy ozubených kol mimobežné a jejich roztečná tělesa jsou určena rotačními hyperboloidy, které jsou určeny rotací společné úsečky kolem příslušné osy od které je odkloněna o úhel β_1 a β_2 (Obr. 7).



Obr. 7 Šroubové soukolí

[1]

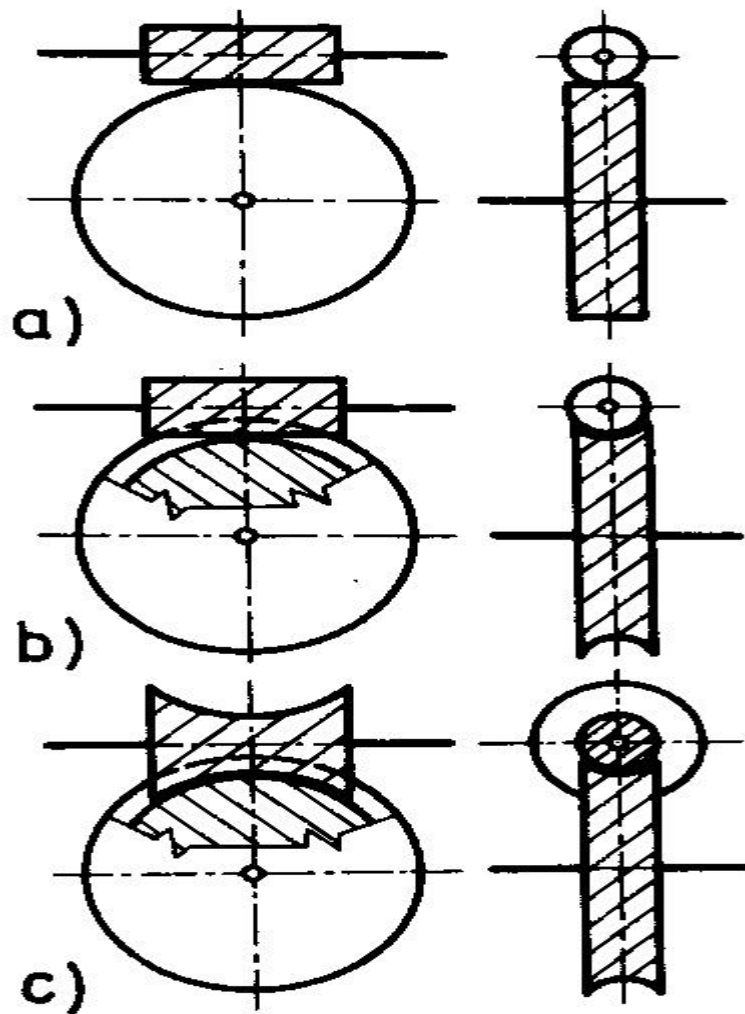
Obvykle jsou šroubová soukolí tvořeny dvěma čelními nekorigovanými ozubenými koly se šikmými zuby, která nemají společnou čelní plochu. Pro přenos větších výkonů je šroubové soukolí nevhodné. Při větších zátěžích vzniká výrazné dotykové napětí. Při záběru zubu vzniká tzv. kluzná rychlost. Má směr společné tečny bočních křivek zubu, která je zároveň osou otáčení relativního pohybu. Jedno kolo se tak vůči druhému otáčí a posouvá ve směru osy relativní rotace tzv. Šroubový pohyb.

[1]

1.1.5 Šneková soukolí

Šneková soukolí slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi dvěma mimoběžnými hřídeli v místě nejkratší přímky. V přiblížení je možno šnekové soukolí považovat za zvláštní případ šroubového soukolí, u něhož klesá počet zubů jednoho kola na minimum. Šířka tohoto kola překračuje roztečný průměr, takže ozubný člen připomíná jednochody nebo vícechodý šroub a bývá označován jako šnek. Spoluzabíhající člen se nazývá šnekové kolo. Šnekové soukolí se dělí na:

- Válcová soukolí (Obr.8a)
- Smíšené soukolí (Obr.8b)
- Globoidní soukolí (Obr.8c)



Obr.8 Druhy šnekového soukolí

[1]

Používají se jen v ojedinělých případech (krátký provoz, ruční pohon). šnek připomíná lichoběžníkový šroub a šnekové kolo odpovídá válcovému kolu se šikmými zuby. Podle tvaru šneku jsou šneková soukolí:

- Válcovaným šnekem
- Globoidním šnekem

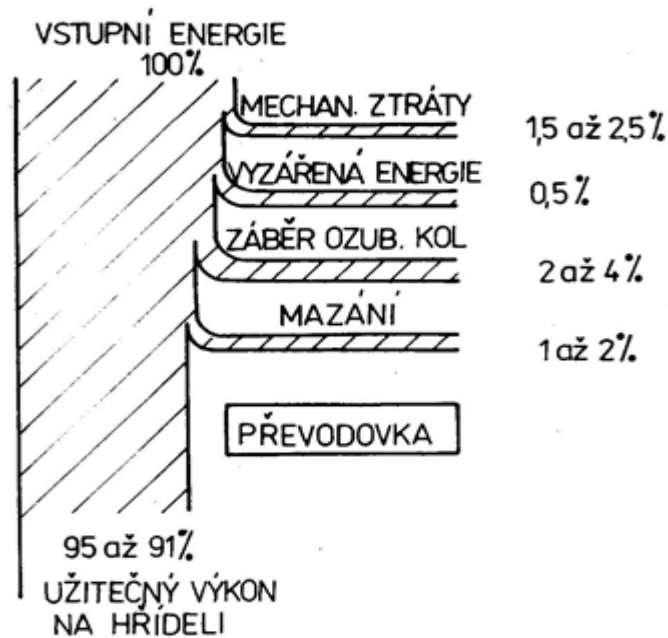
Šneková kola jsou v obou případech globoidní.

[3]

1.1.6 Ztráty v mechanických převodech

Ztráty vznikají při záběru ozubených kol, v uložení hřídeli v ložiskách, v těsnění vztupných a výstupních hřídelů, v brodění kol v oleji a v synchronizačním ústrojí. Tyto ztráty lze

vyjádřit ztrátovým momentům. Konstantní ztrátový moment M_{zt} závisí na zatížení proměnlivého momentu M_p , který je s dostatečnou přibližností proporcionální užitečnému momentu M_z . Energetická balance mechanické převodovky je znázorněna v diagram na Obr. 9.



Obr.9 Energetická balance

[6]

Účinnost převodovky pak bude:

$$\eta_p = \frac{M_z}{M_z + M_{zt} + M_p}$$

Po zavedení součinitele úměrnosti mezi jmenovitým momentům a jeho ztrátovými složkami bude rovnice po upravě:

$$\eta_p = \frac{1}{\frac{1}{\eta_n} z + \frac{a(1 - Kz)}{Kz}}$$

Kz - součinitel zatížení

kde η_n je účinnost převodovky při jmenovitém zatížení daná výrobcem a a je součinitel úměrnosti, který se získá z diagramu.

[6]

1.1.7 Převodové skříně

Převodové skříně jsou typizované strojní celky určené pro přenos a přeměnu výkonu, krouticích momentů otáček zpravidla pomocí ozubeného soukolí, které je uloženo v ložiskách v této skříně. Konstrukce a tvar závisí na požadovaném převodu, vzájemné poloze os hnacího a hnaného hřídele.

[5]

Převodové skříně se dělí na lité a svařované. Lité bývají nejčastěji z šedé litiny, méně časté jsou lehké slitiny. Svařované bývají nejčastěji z oceli 10 375, 11 343, 11 373. Minimální tloušťka stěn u litých skříní je 7-8 mm u svařovaných kolem 5 mm. Skříně bývají vystuženy žebry. Skříně jsou dělené zpravidla s jednou dělicí rovinou. Hlavní šrouby mají být umístěny co nejbliž k ložiskům. Poloha spodku a víka skříně se zajišťuje dvěma kolíky. Každá skřín by měla mít otvor na plnění a vypouštění oleje, olejovzdušník, odvětrání, upínací oka či nálitky a otvory pro rozpěrné šrouby.

[3]

1.1.8 Mazání ozubení a ložisek

1.1.8.1 Mazání ozubení

Ozubená kola se mažou olejem, který tvoří olejovou náplň skříně. Viskozita oleje se volí podle obvodové rychlosti kol. Mazání se nejčastěji řeší tak že velká kola se brodí v oleji a vynášejí ho na smáčeném obvodu věnce. Tato metoda se doporučuje do $v \leq 12 \text{ m/s}$. Za optimální se považuje ponoření kola o 2 až 4 moduly. U rychloběžných převodovek se používá mazací kolečko.

[3]

1.1.8.2 Mazání ložisek

Mazání ložisek se zajišťuje rozstříkem z olejové skříně. Když nejsou obvodové rychlosti brodicích kol dostatečně veliké nebo jsou ložiska zastíněna koly je toto mazání potřeba posílit mazacími drážkami, které jsou přivedeny k ložiskům. Pro účinnější mazání se používá mazání tukem. Ložisko musí být utěsněno aby neunikal olej ze skříně.

[3]

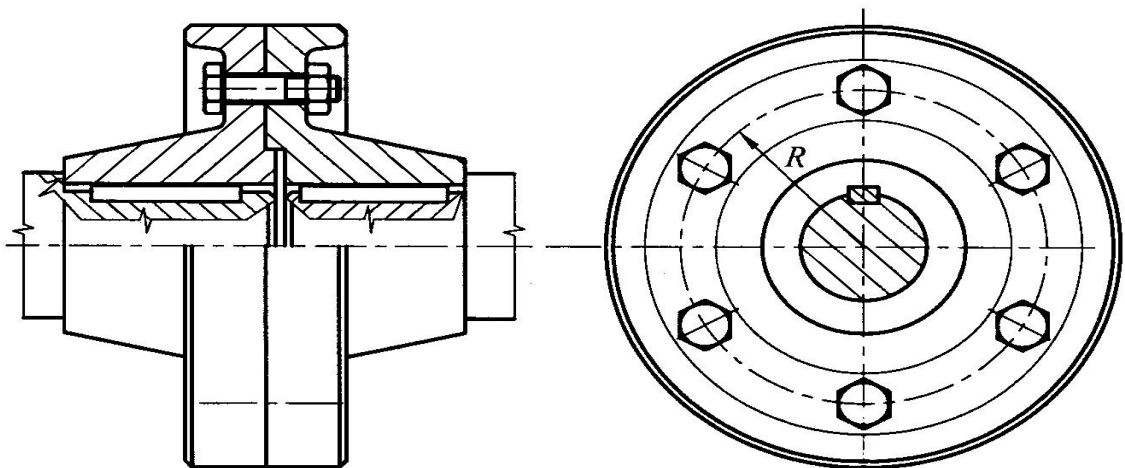
2 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Hřídelové spojky mají za úkol spojit hřídele pro přenos rotačního pohybu a kroutícího momentu. Spojky, které nám umožní abychom mohli hřídele spojit za chodu a v klidovém stavu rozpojit se nazývají vypínací. Jinak spojky tvoří úkol pojistného členu. Používají se za účelem snížení dynamického momentu a tlumení rázů. Spojky jsou jednotné a normalizované. Spojky mohou být :

- Třecí
- Tvarová
- Pružná
- Elektromagnetická
- Hydraulická
- Zubová
- Kloubová

2.1 Kotoučová třecí spojka

Kotoučová třecí spojka je velice rozšířená pro svou konstrukční a výrobní jednoduchost. Patří do skupiny pevných spojek s třecí vazbou, která je vytvořena mezi dvěma kotouči. Dá se použít v případě souososti hřídelí. Spojka je spojena po obvodu šrouby.



Obr. 10 Kotoučová třecí spojka

[1]

Předpokládáme, že šrouby v počtu i rozmístěny po kružnici R budou utaženy stejným momentem M_u a bude na ně působit stejná síla F_q . Tak vznikne potencionální síla F_t , jejichž

třecí moment M_t zachytí krouticí moment M_k a bezpečnostní přenos k_w . Součinitel tření je f .

$$M_t = k_w M_k \rightarrow i F_t R \rightarrow i F_q f R$$

2.2 Kuželová třecí spojka

Kuželová třecí spojka se skládá ze dvou kotoučů, z nichž jednomu je povolen axiální pohyb, takže se dá spojení přerušovat. Přítlak spojky vytváří pružina. Úhel volíme většinou 20° . Přítlačnou sílu zjistíme ze vztahu:

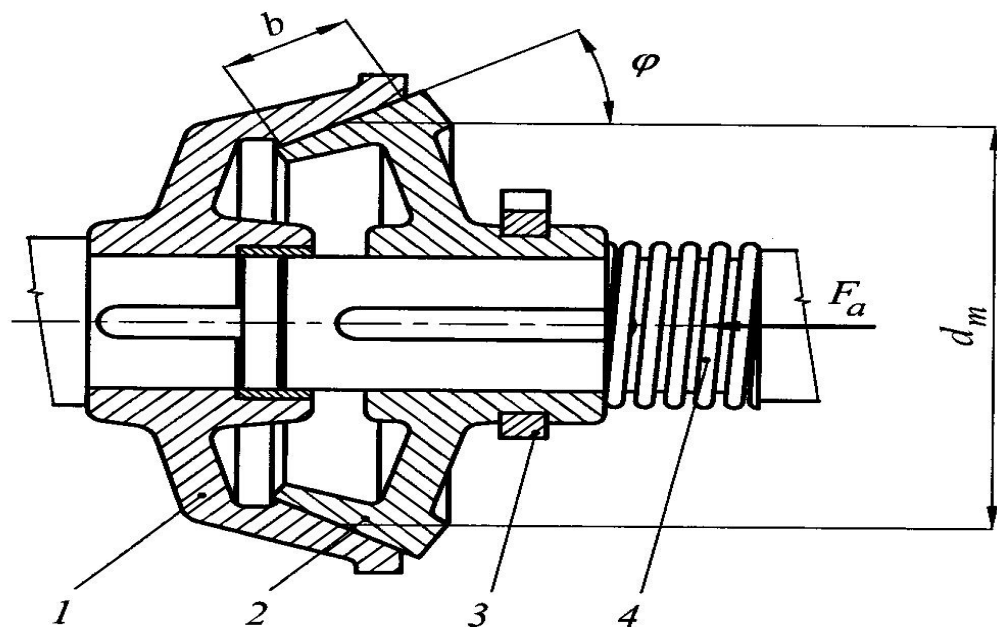
$$F_a = \frac{k_w M_k}{r_m f} \sin \varphi$$

Kde r_m je střední poloměr a $\sin \varphi$ je úhel kotoučů.

Výpočet potřebného tlaku p :

$$p = \frac{k_w M_k}{2\pi r_m^2 f} \sin \varphi$$

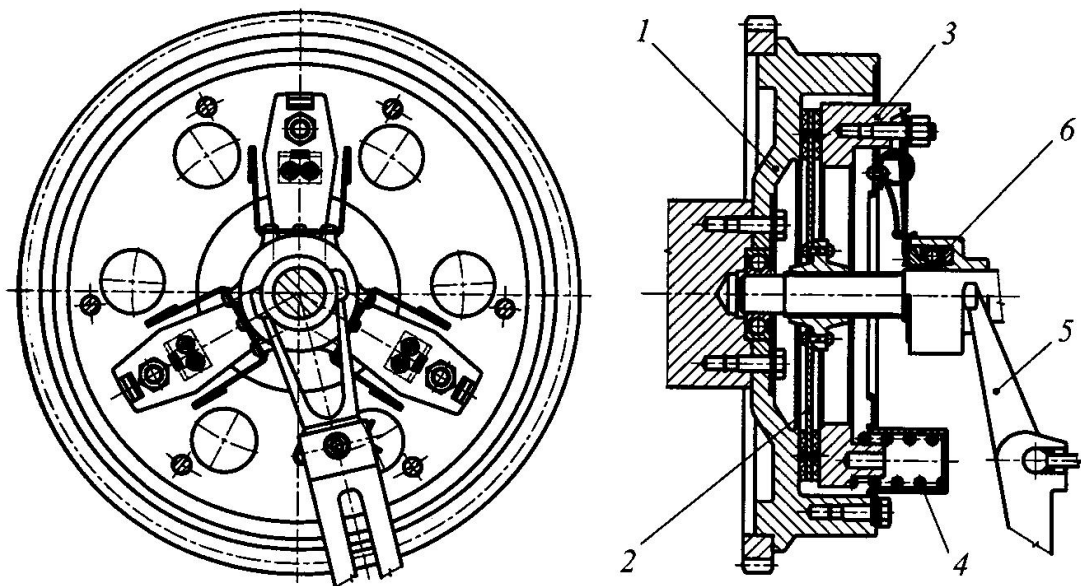
Kde b je délka povrchu kuželového kola.



Kuželová třecí spojka: 1 - hnací kotouč, 2 - hnáný kotouč, 3 - vypínací vidlice, 4 - pružina

2.3 Lamelová třecí spojka

Třecí lamelová spojka je jednou z nejpoužívanějších uplatňuje se především u motorových vozidel. Úkolem je spojit a rozpojit klikový hřídel se setrvačником a výstupní hřídelí. Konstrukce je jež delší dobu stála i přes vývoj automobilového průmyslu. Skládá se z lamely opatřené z obou stran třecím obložím a je vedena drážkovým hřídelem. Jedna strana lamely doléhá na setrvačnik a druhá se opírá o přítlačný kotouč na který působí přítlak z pružin. Provoz je za sucha.



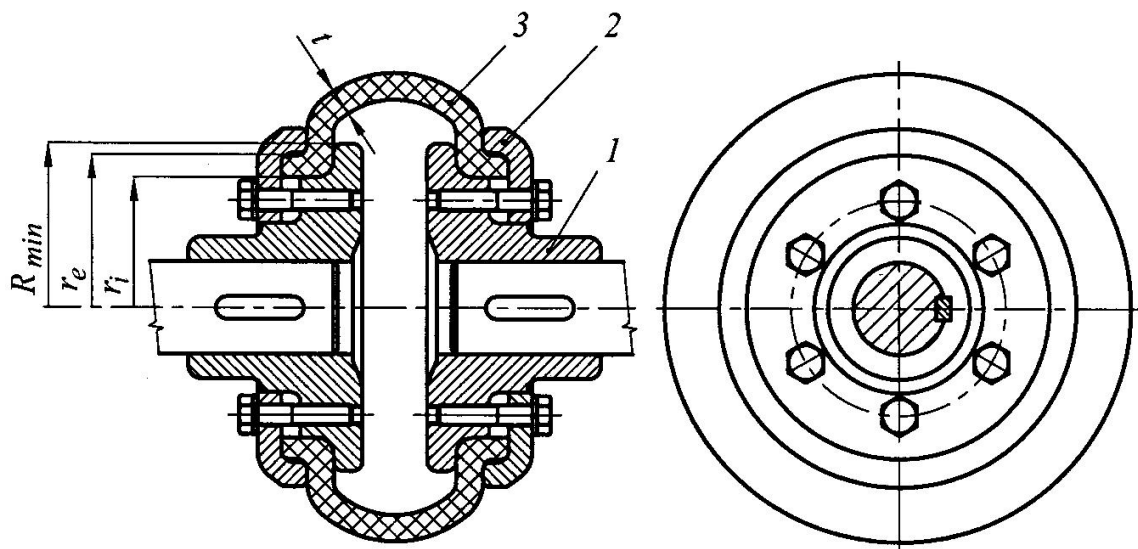
Lamelová třecí spojka s válcovými šroubovitě vinutými tlačnými pružinami: 1 - setrvačnik, 2 - lamela, 3 - třecí kotouč, 4 - pružina, 5 - vypínací páka, 6 - ložisko

Obr. 12 Lamelová spojka

[1]

2.4 Pružná obručová spojka

Pružná spojka obručová je více známa jako periflexka. Pružný prvek má obvykle tvar obruče vyztužené postranními prstenci. Obruč je vyrobena z armonové pryže. Spojka umožňuje osovou různoběžnost až 4° mimoběžnost 4 mm. Pryžový prvek je namáhán přenášením krouticího momentu.



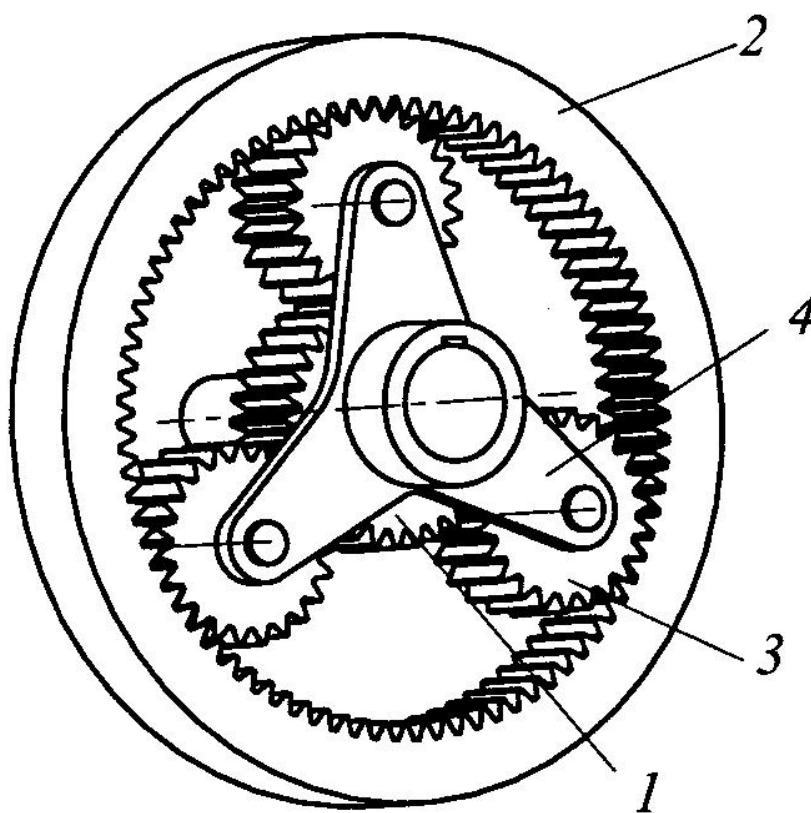
Obručová spojka: 1 - kotouč, 2 - příložka, 3 – obruč

Obr. 13 Obručová spojka

[1]

3 PLANETOVÁ PŘEVODOVKA

Planetové převodovky se vyznačují tím, že aspoň jedno z ozubených kol koná současně dvě rotace. Tyto ozubená kola se nazývají satelity a otáčejí se jednak kolem vlastní osy tak kolem osy rotace unašeče, na jehož čepu jsou uloženy. Ozubení mohou být čelní tak i kuželová. Výhody planetových soukolí jsou v dosažení vyšších převodových poměrů. Výkon se přenáší přes více satelitů a snižuje se namáhání ozubení a tím pádem se zmenšují rozměry skříně. Mají tichý chod a vyšší účinnost. Nevýhoda je náročnost výroby a montáže.



Planetový převod: 1 - centrální kolo, 2 - korunové kolo, 3 - satelit, 4 - unašeč

Planetové převody se skládají z:

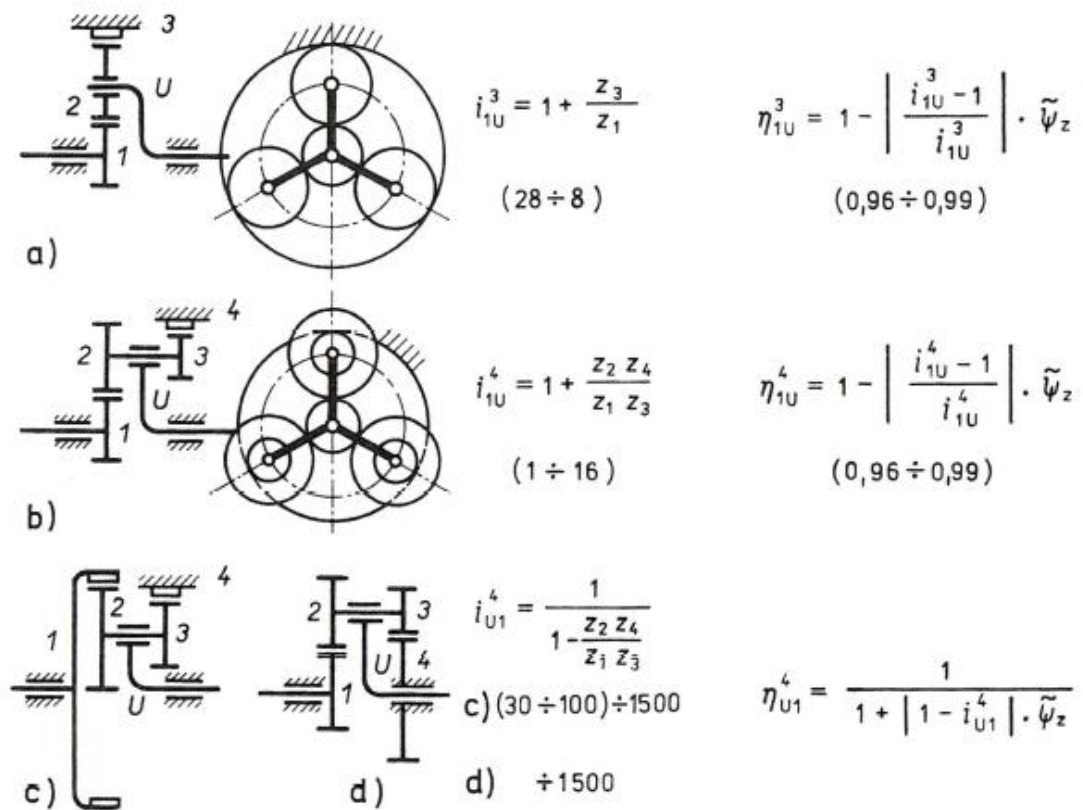
- Centrální kolo (K) – Jeho osa souhlasí s centrální osou převodu. Mohou být pohyblivá nebo nepohyblivá a s ozubením vnitřním anebo vnějším.
- Unašeč (U) – Otáčí se kolem centrální osy a jsou na něm připevněny satelity. Má ramena s vetknutými čepy. Počet satelitů a čepů je shodný. Nejčastěji bývají 3. Mohou být 2 až 6. Slouží k přenosu točivého momentu.
- Satelit (S) – Stejná kola s vnějším ozubením, uložena na čepech. Tvoří pólový záběr s korunkovým kolem. Mohou být jednoduché nebo dvojité.

Planetové převody s jednoduchými satelity se nazývají jednostupňové, s dvojitými satelity jsou dvojestupňové. Dvoustupňové převody mají více konstrukčních provedení. Členy uložené na vnější hřídeli jsou uváděny jako hlavní a podle jejich druhů se dělí na:

- Typ K-U
- Typ K-K
- Typ U-S
- Složené

3.1 Typ K-U

Vyznačují se tím že na jednom vnějším hřídeli je uložen unašeč. Druhy hřídel nese korunkové kolo. Tento typ je nejčastěji používán a prováděn s jednoduchými tak i s dvojitými satelity. Převody s vnitřním ozubením jsou vhodné jako silové převody. Mohou realizovat vysoké převodové poměry.

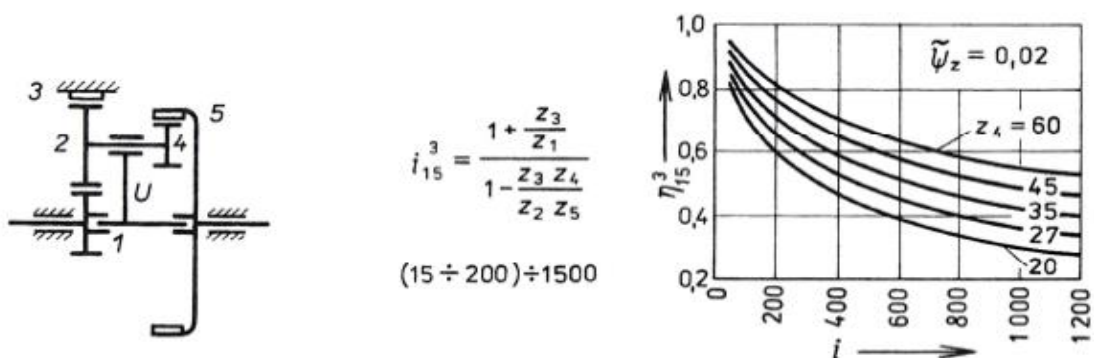


Obr. 15 Typ K-U

[3]

3.2 Typ K-K

Oba vnější hřídele jsou osazeny korunkovými koly. Unašec slouží jako opora satelitů a neúčastní se přenosu točivého momentu. Přenáší velké převodové poměry ale má malou účinnost.

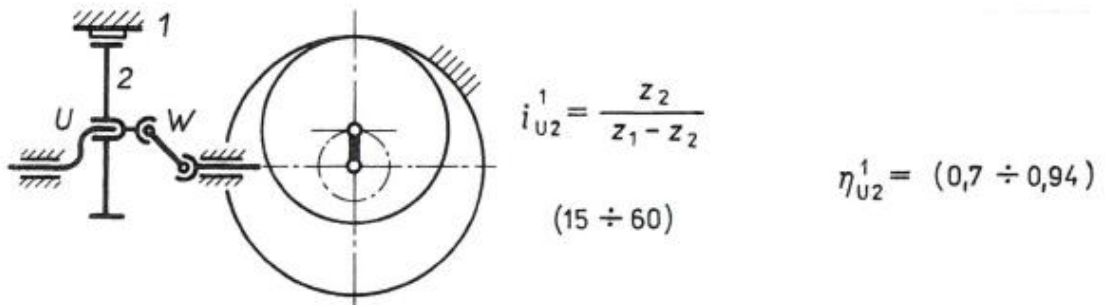


Obr.16 Typ K-K

[3]

3.3 Typ U-S

Jde o převody s vedeným pohybem satelitu na hnacím hřídeli je uložen unašeč a na hnaný hřídel je vložen přidavný mechanismus (W). Je to hřídel s dvěma klouby v homokinetickém uspořádání. Tímto typem lze dosáhnout velkých převodových poměru za dobré účinnosti.

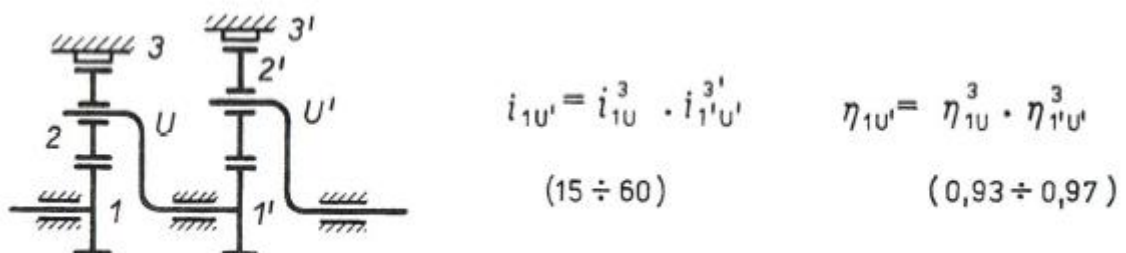


Obr.17 Typ U-S

[3]

3.4 Složené

Složené planetové převody vznikají tak že se jednotlivé planetové převody řadí za sebe. Celkový převodový poměr je dán součinem planetových převodů, totéž platí o účinnosti.



Obr.18 Složené

[3]

[3]

Složité mechanismy dělíme na dvouhřídelové, tříhřídelové převody ...,tříhřídelové diferenciály, čtyřhřídelové tříhřídelové diferenciály.... Podle toho kolika větvemi se energie přenáší, dělíme převody na :

- Jednotkové – Energie se přenáší od vstupu k výstupu pouze jednou cestou. Cesta mezi dvěma planetovými převody je spojena přímou cestou
- Vícetoké - Energie se přenáší od vstupu k výstupu několika toky. Mechanismus tvoří několik větví uspořádaných vedle sebe zatížení jednotlivých větví je staticky neurčitě, a proto aspoň jedno planetové soukolí pracuje jako mechanismus, proto se také nazývají diferenciály.
- Kombinované – jedná se o kombinaci předchozích dvou případů

[7]

3.5 Konstrukce planetové převodovky

3.5.1 Doplnující geometrické podmínky

Při volbě počtu zubů je nutno usilovat o to, aby kromě příslušného vztahu pro převodový poměr i byli splněny i speciální podmínky:

- Stejná osová vzdálenost
- Smontovatelnost
- Vůle mezi sousedními satelity

3.5.1.1 Podmínka stejných osových vzdáleností ozubených kol

Pro planetovou převodovku s dvojitými satelity musí platit:

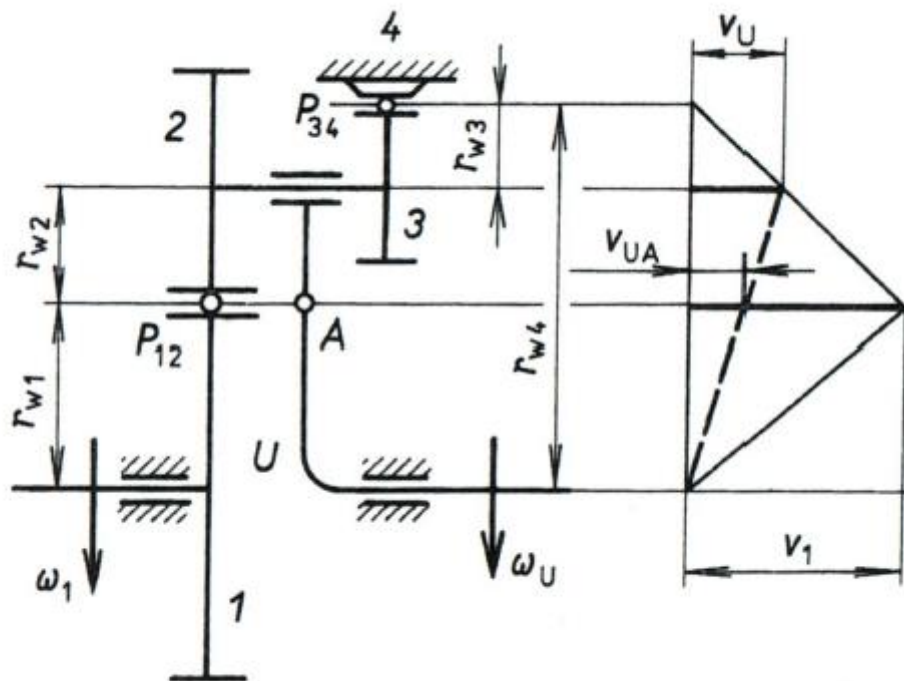
$$r w_1 + r w_2 = r w_3 + r w_4$$

u kol s přímými zuby je malá pravděpodobnost že počty zubů z_1, z_2, z_3, z_4 , vyhovují podmínce převodového poměru a splňují rovnici stejné osové vzdálenosti:

$$\frac{m_{12}}{2} (z_1 + z_2) = \frac{m_{34}}{2} (z_4 - z_3)$$

V případě že by byla obě kola N nebo VN ($m_{12} = m_{34}$) přejde se na požadavek:

$$z_1 + z_2 + z_3 = z_4$$



Obr. 19 Stejná osová vzdálenost ozubených kol v planetové převodovce [3]

3.5.1.2 Podmínka smontovatelnosti

Při skládání planetových převodovek může nastat situace, že ozubená kola i při dodržení všech zásad nepůjdou uvést do chodu. Tomuto lze předejít, že při volbě zubu se dodrží podmínka smontovatelnosti. Lze odvodit podmínky smontovatelnosti při jejich splnění je zaručeno ze převodovka se dá složit. U planetových převodovek s dvojitými satelity je to podmínka:

$$z_1 = k a_k, z_4 = q a_k$$

kde k a q jsou libovolná čísla.

U jednoduchých satelitu je požadavek jednodušší:

$$z_1 + z_3 = k a_k$$

Pokud jsou počty zubů z_1 a z_3 nebo (z_2 a z_4) celými násobky čísla a_k dají se satelity zasunout všechny na jednu a nemusí se pootáčet.

3.5.1.3 Podmínka vůle mezi sousedními satelity

Při větším počtu satelitů a_k je nutno prověřit, zda mezi sousedními satelity je aspoň minimální vůle $v_{min} = 1-2$ mm. U dvojitého satelitu je směrodatné kolo o větším průměru d_a . prověrku je nutno provést prostřednictvím úhlu ϑ , který svírají osy dvou sousedících ramen unašečů, musí platit:

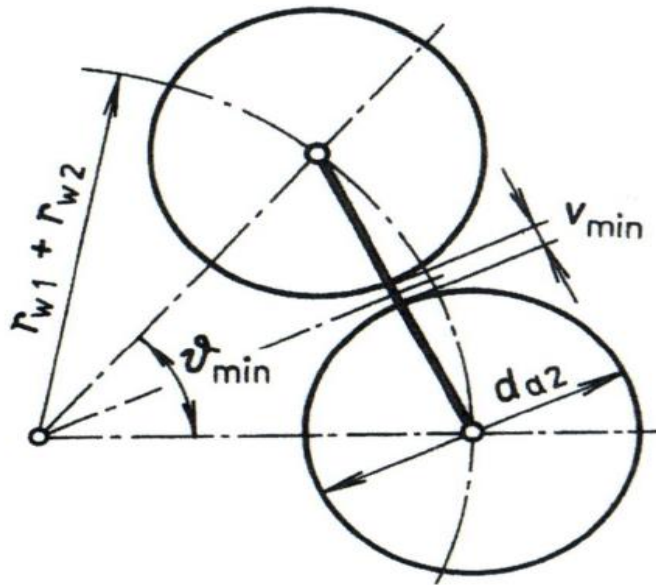
$$\vartheta = \frac{360^\circ}{a_k} \geq \vartheta_{min}$$

Úhel ϑ_{min} se určí z Obr. 21

$$\sin \frac{\vartheta_{min}}{2} = \frac{ra_2 + 0.5 v_{min}}{rw_1 + rw_2} = \frac{da_2 + v_{min}}{dw_1 + dw_2}$$

$$v = \frac{360^\circ}{a_k} \geq v_{min}$$

$$v_{min} = \arcsin \left(\frac{d_{a2} + v_{min}}{d_{w1} + d_{w2}} \right)$$



Obr. 20 Vůle mezi sousedními satelity

[3]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

4 VÝPOČET A NÁVRH HNACÍ JEDNOTKA S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POSJISTNOU SPOJKOU

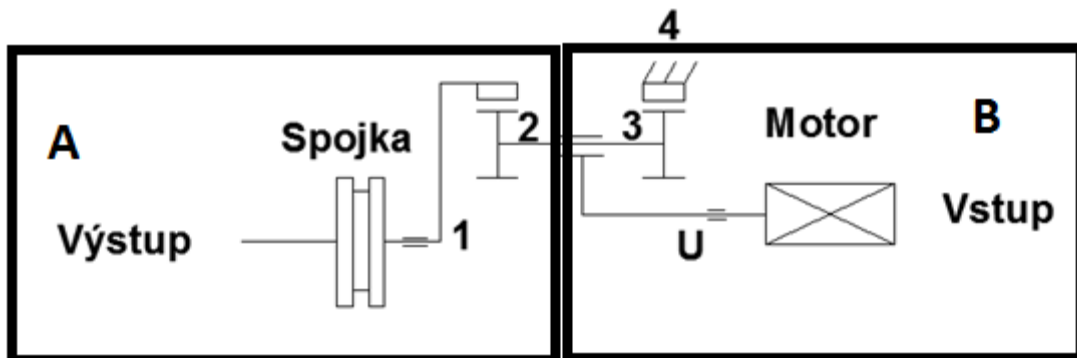
4.1 Zadané hodnoty

$$i=1:100$$

$$P=5\text{kW}$$

$$n=70 \text{ ot/min}$$

4.1.1 Schéma převodovky



Obr. 21 Schéma převodovky

1. Korunkové kolo volné

4. Pevné korunkové kolo

2.-3. Dvojitý satelit

U. Unašeč

4.2 Výpočet převodovky

4.2.1 Volba vhodného elektromotoru

Volím čtyřpólový motor s kotvou na krátko MEZ 7AA 132S04 s parametry:

Jmenovitý výkon P_j : 5,5kW

Účinnost η_m : 88,5%

Skutečné otáčky : n_m : 1288 ot/min

4.2.2 Výpočet počtu zubů a účinnosti

$$i_{ul}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}}$$

Volíme počet zubů : $z_1=99, z_2=24, z_3=25, z_4=$ zjistíme z výpočtu

$$i_{ul}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} \rightarrow z_4 = \frac{i_{ul}^4 \cdot z_1 \cdot z_3 - z_2 \cdot z_3}{i_{ul}^4 \cdot z_2} = \frac{100 \cdot 99 \cdot 25 - 99 \cdot 25}{100 \cdot 24} = \underline{102}$$

Výpočet účinnosti :

$\Psi_z = 0,02$ (podle Obr.)

$$\eta_{ul}^4 = \frac{1}{1 + |1 - i_{ul}| \cdot \Psi_z} = \frac{1}{1 + |1 - 100| \cdot 0,02} = \underline{0,3356}$$

4.2.3 Výpočet kroutícího momentu na hnaném a hnacím hřídeli při účinnosti $\eta=1$

$$M_{kU} = 159,2 \cdot \frac{P}{n_m} = 159,2 \cdot \frac{5000}{\frac{1288}{60}} = 37077,68 \text{ Nmm}$$

$$M_{kl} = M_{kU} \cdot i \cdot \eta = 37077,68 \cdot 100 \cdot 1 = 3707768 \text{ Nmm}$$

Výpočet soukolí výstupní části

Dle normy ČSN 01 4686

Materiál pastorku : ocel 12 050 zušlechtěno na $\sigma_{pt1}=700$ MPa a povrchově kaleno na HRC=48

Materiál kola : 42 2660.6 zušlechtěno na $\sigma_{pt2}=610$ MPa a povrchově kaleno na HRC=45

Součinitel přidavných zatížení

$$Y_{F1} = \frac{2 \cdot z_1}{z_1 + 20} = \frac{2 \cdot 99}{99 + 20} = 1,66 \quad k_{\alpha 1} = 2$$

$$Y_{F2} = 2,39 \quad k_{\alpha 2} = 1,69$$

Mez únavové pevnosti v ohybu

$$\sigma_{cn1} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1} = 0,6 \cdot 700 = \underline{420 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{cn2} = 0,6 \cdot \sigma_{pt2} = 0,6 \cdot 610 = \underline{366 \text{ MPa}}$$

Vrubový součinitel

$$\text{Pro kolo : } k_{\beta 1} = \eta_c * k_{\alpha 1} = 0,85 * 2 = \underline{1,7}$$

$$\text{Pro pastorek : } k_{\beta 2} = \eta_c * k_{\alpha 2} = 0,85 * 1,69 = \underline{1,43}$$

Dovolené namáhání v ohybu

Předběžně zvoleno (pro pastorek i kolo) $S_{Fmin} = 2$, $Y_R = 1,05$ a $Y_M = 1$

$$\text{Pro kolo : } \sigma_{FD1} = \frac{\sigma_{cn1} * Y_M * Y_R}{S_{Fmin} * k_{\beta 1}} = \frac{420 * 1 * 1,05}{2 * 1,7} = \underline{129,7 \text{ MPa}}$$

$$\text{Pro pastorek : } \sigma_{FD2} = \frac{\sigma_{cn2} * Y_M * Y_R}{S_{Fmin} * k_{\beta 2}} = \frac{366 * 1 * 1,05}{2 * 1,43} = \underline{134,37 \text{ MPa}}$$

Poměrné hodnoty

$$\text{Pro kolo : } \frac{\sigma_{FD1}}{Y_{F1}} = \frac{129,7}{1,66} = \underline{78,13} \quad \text{Pro pastorek : } \frac{\sigma_{FD2}}{Y_{F2}} = \frac{134,37}{2,39} = \underline{56,22}$$

Jelikož je poměrná hodnota pastorku menší, je třeba se zaměřit při výpočtu modulu na pastorek .

4.2.4 Výpočet modulu a hlavních rozměrů části A

Předběžně volíme součinitel zatížení $K_F = 1,5$ a poměrnou šířku věnce $\Psi_m = 20$

$$m_A \geq \sqrt[3]{\frac{2 * K_F * \frac{1}{3} * M K 1}{\sigma_{FD2} * \Psi_m * z_2}} = \sqrt[3]{\frac{2 * 1,5 * \frac{1}{3} * 3707768}{134,37 * 20 * 24}} = \underline{3,85} \rightarrow \text{Dle ČSN 01 4608 modul } m_A = 4$$

Ze zjištěného modulu plynou základní rozměry soukolí :

Rozteč :

$$t = \pi * m = \pi * 4 = \underline{12,56 \text{ mm}}$$

Výška hlavy zubu :

$$h_a = m = \underline{4}$$

Průměr roztečné kružnice :

$$D_1 = z_1 * m = 99 * 4 = \underline{396 \text{ mm}}$$

Průměr hlavové kružnice :

$$D_{a1} = D_1 - 2 * h_a = 396 - 2 * 4 = \underline{388 \text{ mm}}$$

$$D_2 = z_2 * m = 24 * 4 = \underline{96 \text{ mm}}$$

$$D_{a2} = D_2 - 2 * h_a = 96 - 2 * 4 = \underline{88 \text{ mm}}$$

Průměr patní kružnice :

$$D_{P1} = (z_1 + 2,5) * m = (99 + 2,5) * 4 = \underline{406 \text{ mm}}$$

$$D_{P2} = (z_2 + 2,5) * m = (24 + 2,5) * 4 = \underline{106 \text{ mm}}$$

Tloušťka zubu :

$$s_f = \frac{\pi * m}{2} = \frac{\pi * 4}{2} = \underline{6,28 \text{ mm}}$$

Vzdálenost os :

$$a_{1,2} = \frac{D_1 - D_2}{2} = \frac{396 - 96}{2} = \underline{150 \text{ mm}}$$

Výška paty zubu :

$$h_p = 1,25 * m = 1,25 * 4 = \underline{5 \text{ mm}}$$

Šířka zubu :

$$b_w = \Psi_m * m = 20 * 4 = \underline{80 \text{ mm}}$$

4.2.5 Kontrola části A na ohyb a otačení dle ČSN 01 4686

Kontrola na ohyb :

$$F_T = \frac{M_{k1} * 2}{D_1 * 3} = \frac{3707768 * 2}{396 * 3} = \frac{7415536}{1188} = \underline{6242,033 \text{ N}}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{K_F * F_T * Y_{F1}}{b_w * m} = \frac{1,5 * 6242,033 * 1,66}{80 * 4} = \frac{15542,662}{320} = \underline{48,57 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F * F_T * Y_{F2}}{b_w * m} = \frac{1,5 * 6242,033 * 2,39}{80 * 4} = \frac{22377,68}{320} = \underline{69,93 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{Fkrit1} = \frac{\sigma_{cn1} * Y_m * Y_R}{k_{\beta 1}} = \frac{420 * 1 * 1,05}{1,7} = \frac{441}{1,7} = \underline{259,41 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{Fkrit2} = \frac{\sigma_{cn2} * Y_m * Y_R}{k_{\beta 2}} = \frac{366 * 1 * 1,05}{1,43} = \frac{384,3}{1,43} = \underline{268,741 \text{ MPa}}$$

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Fkrit1}}{\sigma_{F1}} = \frac{259,41}{48,57} = \underline{5,34} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Fkrit2}}{\sigma_{F2}} = \frac{268,741}{69,93} = \underline{3,84} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na otočení:

Dle [1] je součinitel materiálu $Z_M = 268,5$ a součinitel tvaru zubů $Z_H = 1,59$

$$K_H = K_A * K_V * K_{H\beta} * K_{H\alpha} = 1,6$$

K_A – součinitel vnějších dynamických sil (pro elektromotor $K_A = 1$)

K_V – součinitel vnějších dynamických sil

$K_{H\beta}$ – součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

$K_{H\alpha}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení

Pro zjednodušení lze použít hodnotu $K_V * K_{H\alpha} = 1,2$.

Velikost tlaku v ozubení:

$$p_H = Z_M * Z_H * \sqrt{\frac{K_H * F_T * (i+1)}{b_W * D_2 * i}} = 268,5 * 1,59 * \sqrt{\frac{1,6 * 6242,033 * (4,125+1)}{80 * 96 * 4,125}} = \underline{542,6 \text{ MPa}}$$

Mez únavy v otočení:

$$p_c = 17 * \text{HRC} + 200 = 17 * 45 + 200 = \underline{965 \text{ MPa}}$$

Kritická hodnota napětí v otočení:

$$p_{Hkrit} = p_c * Z_R * Z_L * Z_V = 965 * 0,95 * 1 * 1 = \underline{916,75 \text{ MPa}}$$

Bezpečnost v otočení:

$$S_H = \frac{p_{Hkrit}}{p_H} = \frac{916,75}{542,6} = \underline{1,68} - \text{VYHOVUJE}$$

4.2.6 Výpočet modulu a hlavních rozměrů části B

Materiály kol volíme stejné jako pro část A.

$$m_B \geq \sqrt[3]{\frac{2 * K_F * \frac{1}{3} * M K_3}{O F D_2 * \Psi m * z_3}} = \sqrt[3]{\frac{2 * 1,5 * \frac{1}{3} * 3707768}{134,37 * 20 * 25}} = \underline{3,8} \rightarrow \text{Dle ČSN 01 4608 modul } m_B = 4$$

Ze zjištěného modulu plynou základní rozměry soukolí:

$$D_3 = z_3 * m = 25 * 4 = \underline{100 \text{ mm}}$$

$$D_4 = z_4 * m = 102 * 4 = \underline{408 \text{ mm}}$$

Pro splnění podmínky stejných osových vzdáleností je nutné provést korekci rozměrů pas-torku- $V_x=1$.

Průměr valivé kružnice:

$$D_{V3} = z_3 * m + 2 * x * m = 25 * 4 + 2 * 1 * 4 = \underline{108 \text{ mm}}$$

$$D_{V4} = D_4 = \underline{408 \text{ mm}}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_{a3} = m * (1+x) = 4 * (1+1) = \underline{8}$$

$$h_{a4} = m = \underline{4}$$

Výška paty zubu:

$$h_{p4} = h_{a4} + v_n = 4 + 0,25 * 4 = \underline{5 \text{ mm}}$$

$$h_{p4} = m * (1,25-x) = 4 * (1,25-1) = \underline{1 \text{ mm}}$$

Průměr hlavové kružnice :

$$D_{a3} = D_3 + 2 \cdot h_{a3} = 100 + 2 \cdot 8 = \underline{116 \text{ mm}}$$

$$D_{a4} = D_4 + 2 \cdot h_{a4} = 408 + 2 \cdot 4 = \underline{416 \text{ mm}}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{p3} = (z_3 - 2,5 + 2 \cdot x) \cdot m = (25 - 2,5 + 2 \cdot 1) \cdot 4 = \underline{98 \text{ mm}}$$

$$D_{p4} = (z_4 + 2,5) \cdot m = (102 + 2,5) \cdot 4 = \underline{418 \text{ mm}}$$

Rozteč :

$$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 4 = \underline{12,56 \text{ mm}}$$

Tloušťka zubu:

$$S_f = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \underline{8,37 \text{ mm}}$$

Vzdálenost os:

Šířka zubu:

$$a_{3,4} = \frac{D_4 - D_{v3}}{2} = \frac{408 - 108}{2} = \underline{150 \text{ mm}} \quad b_w = \Psi_m \cdot m = 20 \cdot 4 = \underline{80 \text{ mm}}$$

4.2.7 Kontrola části B na ohyb a na otočení dle ČSN 01 4686

Součinitel přidavných zatížení:

$$Y_{F3} = 1,5$$

$$k_{\alpha 3} = 1,7$$

$$Y_{F4} = \frac{2 \cdot Z_4}{Z_4 + 20} = \frac{2 \cdot 102}{102 + 20} = 1,67$$

$$k_{\alpha 4} = 2$$

Vrubový součinitel:

$$\text{Pro kolo : } k_{\beta 3} = \eta_c \cdot k_{\alpha 3} = 0,85 \cdot 1,7 = \underline{1,45}$$

$$\text{Pro pastorek : } k_{\beta 4} = \eta_c \cdot k_{\alpha 4} = 0,85 \cdot 2 = \underline{1,7}$$

Kontrola na ohyb :

$$F_T = \frac{M_{K1} \cdot 2}{D_4 \cdot 3} = \frac{3707768 \cdot 2}{408 \cdot 3} = \frac{7415536}{1224} = \underline{6058,44 \text{ N}}$$

$$\sigma_{F3} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F3}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 6058,44 \cdot 1,5}{80 \cdot 4} = \frac{13631,49}{320} = \underline{42,59 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{F4} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F4}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 6058,44 \cdot 1,67}{80 \cdot 4} = \frac{15176,39}{320} = \underline{47,4 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{Fkrit3} = \frac{\sigma_{cn2} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta3}} = \frac{366 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,45} = \frac{384,3}{1,45} = \underline{265 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{Fkrit4} = \frac{\sigma_{cn1} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta2}} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,7} = \frac{441}{1,7} = \underline{259,4 \text{ MPa}}$$

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Fkrit3}}{\sigma_{F3}} = \frac{265}{42,59} = \underline{6,22} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$S_{F4} = \frac{\sigma_{Fkrit4}}{\sigma_{F4}} = \frac{259,4}{47,4} = \underline{5,47} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na otočení:

Dle [1] je součinitel materiálu $Z_M = 268,5$ a součinitel tvaru zubů $Z_H = 1,59$

$$K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,6 \text{ – viz. část A}$$

Velikost tlaku v ozubení:

$$p_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_T \cdot (i+1)}{b_w \cdot D_{v3} \cdot i}} = 268,5 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,6 \cdot 6058,44 \cdot (4,125+1)}{80 \cdot 108 \cdot 4,125}} = \underline{504 \text{ MPa}}$$

Mez únavy v otočení:

$$p_c = 17 \cdot \text{HRC} + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = \underline{965 \text{ MPa}}$$

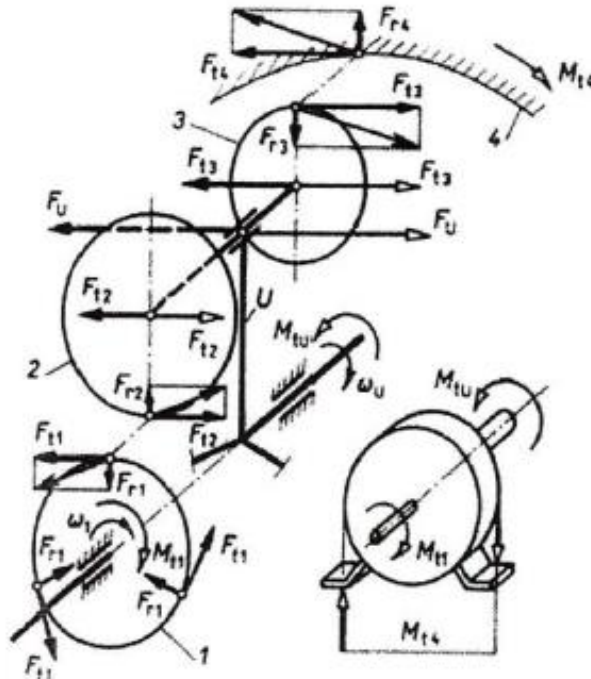
Kritická hodnota napětí v otočení:

$$p_{Hkrit} = p_c \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_V = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = \underline{916,75 \text{ MPa}}$$

Bezpečnost v otočení:

$$S_H = \frac{p_{Hkrit}}{p_H} = \frac{916,75}{504} = \underline{1,81} \text{ – VYHOVUJE}$$

4.2.8 Silové poměry



Obr. 22 Silové poměry [2]

$$M_{t1} = M_{k1}$$

$$F_{t1} = \frac{M_{t1}}{a_{k1} \cdot \frac{D_1}{2}} = \frac{3707768}{3 \cdot \frac{396}{2}} = \underline{6242,03 \text{ N}} \quad F_{t1} = F_{t2}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 6242,03 \cdot \operatorname{tg} 20 = \underline{2271,9 \text{ N}} \quad F_{r1} = F_{r2}$$

$$F_{t2} = \frac{D_2}{2} = F_{t3} \cdot \frac{Dv_3}{2} \Rightarrow F_{t3} = \frac{F_{t2} \cdot \frac{D_2}{2}}{\frac{Dv_3}{2}} = \frac{F_{t2} \cdot D_2}{Dv_3} = \frac{6242,03 \cdot 96}{108} = \underline{5548,47 \text{ N}}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 5548,47 \cdot \operatorname{tg} 20 = \underline{2019,47 \text{ N}}$$

$$F_{N3} = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha} = \frac{5548,47}{\cos 20} = \underline{5904,55 \text{ N}}$$

4.2.9 Výpočet hřídelů

Volíme materiál hřídelů 11 600: $\tau_{DK} = 80 \text{ MPa}$, $\sigma_{DO} = 150 \text{ MPa}$

Hřídel 1

$$\tau_K = \frac{Mk_1}{Wk_1} \leq \tau_{DK} \Rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_1}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3707768}{\pi \cdot 80}} = 61,8 \text{ mm}$$

Volíme průměr hřídele $d_1 = 75 \text{ mm}$

Volba ložiska pro $L_H = 25\,000 \text{ hod.}$:

$$F_e = V \cdot X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{ax1} = 1 \cdot 1 \cdot 2271,9 + 0 = \underline{\underline{2271,9 \text{ N}}}$$

$$n_1 = n_m = 1288 \text{ min}^{-1}$$

$$L_h = \left[\frac{C}{F_e} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_1}{10^6}} \cdot F_e = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25000 \cdot 1288}{10^6}} \cdot 2271,9 = \underline{\underline{28295,9 \text{ N}}}$$

Volím: Ložisko NU 215 ČSN 02 4670

Volba drážkového hřídele:

$$p_{dov} = 60 \text{ MPa}$$

$$F_l = \frac{4 \cdot Mk_1}{D+d} = \frac{4 \cdot 3707768}{78+72} = \underline{\underline{98873,8 \text{ N}}}$$

$$p = \frac{4 \cdot Mk_1}{0,75 \cdot l \cdot \frac{D-d}{2} \cdot i} \leq p_{dov} \Rightarrow l = \frac{F_l}{0,75 \cdot p_{dov} \cdot l \cdot \frac{D-d}{2} \cdot i} = \frac{98873,8}{0,75 \cdot 60 \cdot \frac{78-72}{2} \cdot 10} = \underline{\underline{73,2 \text{ mm}}}$$

Volím: Rovnoboké drážkování 10x72g7 x 78a11 x12f7, minimální délka drážkového konce bude 74 mm.

Volba pera:

$$\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} = 60 \text{ MPa}$$

Střih:

$$F_l = \frac{2 \cdot Mk_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 3707768}{75} = \underline{\underline{98873,8 \text{ N}}}$$

$$\tau_s = \frac{F_l}{S_{ls}} \leq \tau_{DS} \Rightarrow S_{ls} = \frac{F_l}{\tau_{DS}} = \frac{98873,8}{80} = \underline{\underline{1235,9 \text{ mm}^2}}$$

$$S_{ls} = b \cdot l_1 \Rightarrow l_1 = \frac{S_{ls}}{b} = \frac{1235,9}{22} = \underline{\underline{56,1 \text{ mm}}}$$

Otlačení:

$$p = \frac{Fl}{S_{lo}} \leq p_{dov} \Rightarrow S_{lo} = \frac{Fl}{p_{dov}} = \frac{98873,8}{60} = \underline{1647,8 \text{ mm}^2}$$

$$S_{lo} = \frac{h}{2} * l_2 \Rightarrow l_2 = \frac{2 * S_{lo}}{h} = \frac{2 * 1647,8}{14} = \underline{235,4 \text{ mm}}$$

Volím: 3x pero 22e7 x 14 x 100 ČSN 02 2562

Hřídel 2

$$M_o = F_{t2} * l = 6242,03 * 74 = \underline{461910 \text{ N} * \text{mm}}$$

$$M_{k2} = F_{t2} * \frac{D_2}{2} = 6242,03 * 48 = \underline{299617,4 \text{ N} * \text{mm}}$$

$$M_{ored} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 * (\alpha_\beta * M_{k2})^2} = \sqrt{461910^2 + 0,75 * (0,7 * 299617,4)^2} = \underline{496338,1 \text{ N} * \text{mm}}$$

α_β – Bachův opravný součinitel (pro střídavý ohyb a míjivý krut $\alpha_\beta = 0,7$)

$$\sigma_o = \frac{M_{ored}}{\frac{\pi * d_2^3}{32}} \leq \sigma_{Do} \Rightarrow d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 * M_{ored}}{\pi * \sigma_{do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 496338,1}{\pi * 150}} = \underline{32,3 \text{ mm}}$$

Volím průměr $d_2 = 40 \text{ mm}$

Volba ložiska pro $L_H = 25\ 000$ hod.:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow -F_{t2} + R_A - F_{t3} = 0$$

$$R_A = F_{t2} + F_{t3} = 6242 + 6242 = \underline{12484 \text{ N}}$$

$$F_e = V * X * R_a + Y * F_{ax2} = 1 * 1 * 12484 + 0 = \underline{12484 \text{ N}}$$

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{1288}{4,125} = \underline{312,2 \text{ min}^{-1}}$$

$$L_h = \left[\frac{C}{Fe} \right]^3 * \frac{10^6}{60 * n_2} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 * L_h * n_2}{10^6}} * Fe = \sqrt[3]{\frac{60 * 25000 * 312,24}{10^6}} * 12484 = \underline{96950 \text{ N}}$$

Volím: Ložisko 2x 22210 ČSN 02 4705

Volba pera:

$$\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} = 60 \text{ MPa}$$

Střih:

$$F_{II} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 299617,4}{40} = \underline{14980,8 \text{ N}}$$

$$\tau_s = \frac{F_{II}}{S_{II}} \leq \tau_{DS} \Rightarrow S_{II} = \frac{F_{II}}{\tau_{DS}} = \frac{14980,8}{80} = \underline{187,2 \text{ mm}^2}$$

$$S_{II} = b \cdot l_1 \Rightarrow l_1 = \frac{S_{II}}{b} = \frac{187,2}{12} = \underline{15,6 \text{ mm}}$$

Otlačení:

$$p = \frac{F_{II}}{S_{IIo}} \leq p_{dov} \Rightarrow S_{IIo} = \frac{F_{II}}{p_{dov}} = \frac{14980,8}{60} = \underline{249,7 \text{ mm}^2}$$

$$S_{IIo} = \frac{h}{2} \cdot l_2 \Rightarrow l_2 = \frac{2 \cdot S_{IIo}}{h} = \frac{2 \cdot 249,7}{8} = \underline{62,4 \text{ mm}}$$

Volím: Pero 12e7 x 8 x 70 ČSN 02 2562

Hřídel 3

$$\tau_K = \frac{M_{ku}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \leq \tau_{DK} \Rightarrow d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{ku}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 37077,6}{\pi \cdot 80}} = \underline{13,3 \text{ mm}}$$

Volíme průměr hřídele $d_3 = 40 \text{ mm}$

Volba ložiska pro $L_H = 25\ 000 \text{ hod.}$:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_A + R_B = 0$$

$$R_B = -R_A = \underline{-12484 \text{ N}}$$

$$F_e = V \cdot X \cdot R_B + Y \cdot F_{ax3} = 1 \cdot 1 \cdot 12484 + 0 = \underline{12484 \text{ N}}$$

$$L_h = \left[\frac{C}{F_e} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_u} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_u}{10^6}} \cdot F_e = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25000 \cdot 100}{10^6}} \cdot 12484 = \underline{66331 \text{ N}}$$

Volím: Ložisko 2x NU 208 ČSN 02 4670

Volba pera:

$$\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} = 60 \text{ MPa}$$

Střih:

$$F_{III} = \frac{2 \cdot M_{ku}}{d_3} = \frac{2 \cdot 37077,6}{40} = \underline{1853,8 \text{ N}}$$

$$\tau_s = \frac{F_{lll}}{S_{lls}} \leq \tau_{DS} \Rightarrow S_{lls} = \frac{F_{lll}}{\tau_{DS}} = \frac{1853,8}{80} = \underline{\underline{23,1 \text{ mm}^2}}$$

$$S_{lls} = b \cdot l_1 \Rightarrow l_1 = \frac{S_{lls}}{b} = \frac{23,1}{12} = \underline{\underline{1,9 \text{ mm}}}$$

Otlačení:

$$p = \frac{F_{lll}}{S_{llo}} \leq p_{dov} \Rightarrow S_{llo} = \frac{F_{lll}}{p_{dov}} = \frac{1853,8}{60} = \underline{\underline{30,9 \text{ mm}^2}}$$

$$S_{llo} = \frac{h}{2} \cdot l_2 \Rightarrow l_2 = \frac{2 \cdot S_{llo}}{h} = \frac{2 \cdot 249,7}{8} = \underline{\underline{7,7 \text{ mm}}}$$

Volím: Pero 12e7 x 8 x 35 ČSN 02 2562

4.3 Doplnující geometrické podmínky

4.3.1 Podmínka stejných osových vzdáleností

$$a_{1,2} = a_{3,4}$$

$$150 \text{ mm} = 150 \text{ mm} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

4.3.2 Podmínka smontovatelnosti

$$Z_1 = k \cdot a_k \Rightarrow k = \frac{Z_1}{a_k} = \frac{99}{3} = 33$$

$$Z_4 = q \cdot a_k \Rightarrow q = \frac{Z_4}{a_k} = \frac{102}{3} = 34$$

VYHOVUJE $\Rightarrow Z_1$ a Z_4 jsou celistvými násobky počtu satelitů

4.3.3 Podmínka vůle mezi sousedními satelity

$$v = \frac{360^\circ}{ak} \geq v_{\min} \quad d_{a2} = D_{a2}$$

$$r_{w1} + r_{w2} = a_{1,2}$$

$$\sin \frac{v_{\min}}{2} = \frac{\frac{D_{a2} + v_{\min}}{2}}{a_{1,2}} = \frac{D_{a2} + v_{\min}}{2 \cdot a_{1,2}} \Rightarrow v_{\min} = \arcsin \frac{D_{a2} + v_{\min}}{a_{1,2}} = \frac{83 + 1,5}{150} = 34^\circ 17'$$

$$v = \frac{360^\circ}{ak} \geq v_{\min}$$

$$v = \frac{360^\circ}{3} = 120^\circ \geq 34^\circ 17' \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

4.4 Výpočet pojistné spojky se střížnými kolíky

Volím 6 čepů, materiál ocel 12 061, $\tau_{DS} = 120 \text{ MPa}$

Pojistný kroutící moment volím o 20% větší než maximální kroutící moment.

Výpočet průměru střížného kolíku:

$$R = d * x = 75 * 1,5 = 112,5 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{M_k * 1,2}{6 * R} = \frac{3707768 * 1,2}{6 * 112,5} = \underline{6591,6 \text{ N}}$$

$$\tau = \frac{F_t}{S} \leq \tau_{DS}; S = \frac{\pi * d_k^2}{4}$$

$$\tau = \frac{F_t}{\frac{\pi * d_k^2}{4}} \leq \tau_{DS} \Rightarrow d_k = \sqrt{\frac{4 * F_t}{\pi * \tau_{DS}}} = \sqrt{\frac{4 * 6591,6}{\pi * 120}} = \underline{9,2 \text{ mm}} \Rightarrow \text{volím kolík průměr } 9,5 \text{ mm}$$

Výpočet skutečné hodnoty R:

$$M_v = 1,2 M_k = 1,2 * 3707768 = \underline{4449321,6 \text{ N.mm}}$$

$$\tau_{DS} = \frac{F_t}{S * 6}$$

$$F_{ts} = \frac{\pi * 6 * d_k^2}{4} * \tau_{DS} = 1,5 * \pi * 9,5^2 * 120 = \underline{51053 \text{ N}}$$

$$R_s = \frac{M_v}{F_{ts}} = \frac{4449321,6}{51053} = \underline{87,2 \text{ mm}}$$

Volím $R_s = 87,2 \text{ mm}$

ZÁVĚR

Ve své práci jsem se zabýval konstrukcí planetové převodovky s pojistnou spojkou a s tím související výpočty. Převodovku sem navrhoval na výkon 5 kW, otáčky 70 min^{-1} a převodový poměr 1:100.

K pohonu mechanismu jsem využil 4-pólový elektromotor MEZ 7AA 132S04. Planetové převody jsem s ohledem na převodový poměr volil typu k-s, kde je kroutící moment ze vstupního hřídele přenášen na unašeč nesoucí dvojité satelity. Jeden ze satelitů zabíhá do pevně uchyceného věnce a kroutící moment je přenášen na druhý satelit a odtud na pohyblivé kolo s vnitřním ozubením. Pojistnou spojkou jsem volil s rozrušitelnými prvky z důvodu přenášení velkých kroutících momentů. Při překročení kroutícího momentu o 20% dojde k porušení střížného kolíku za účelem ochrany převodovky.

U ozubených kol, pastorků a dalších členů pohonu jsem provedl výpočet a následné ověření výsledků. Model převodovky a výkresová dokumentace jsou znázorněny v příloze této práce.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] PEŠÍK. L: Části strojů, 2. Díl, Technická univerzita v Liberci, 2010
- [2] JANČÍK L. a ZÝMA J.: Části a mechanismy strojů, Praha, ČVUT, 2004
- [3] BOLEK A. a KOCHMAN J.: Části strojů 2. Svazek, Praha, SNTL, 1990
- [4] BOHÁČEK F. a KOLEKTIV: Základy strojnictví, Praha, SNTL, 1989
- [5] LUKOVICS I., SÝKOROVÁ L. A VOLEK F.: Části a mechanismy strojů, Brno, vysoké učení technické v Brně, Fakulta technologická ve Zlíně, 2000
- [6] KOPÁČEK J.: Pohony a převodovky, Ostrava, VŠB v Ostravě, 1992
- [7] SVOBODA J.: Planetové převody, Praha, ČVUT, 2005
- [8] BOHÁČEK F.a KOLEKTIV: Části a mechanismy strojů 3, Brno, VUT, 1987

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Jednotka	Název
a	mm	osová vzdálenost hřídelů
a_k	1	počet satelitů
α	°	úhel záběru
α_b	1	Bachův opravný součinitel
b_w	mm	šířka zubu
c	MPa	snížené dovolené namáhání
d_k	mm	průměr střížného kolíku
D	mm	průměr roztečné kružnice
D_a	mm	kružnice hlavové průměr
D_p	mm	kružnice patní průměr
D_v	mm	kružnice valivý průměr
e	mm	šířka mezery mezi dvěma zuby
ε	1	součinitel trvání záběhu
F	N	síla
F_N	N	normálová složka síly
F_T	N	tečná složka síly
h_a	mm	výška hlavy zubu
h_o	mm	hloubka ponoření v oleji
h_p	mm	výška paty zubu
i	1	převodový poměr
K_a	1	součinitel vnějších dynamických sil
k_β	1	vrubový součinitel
$K_{H\alpha}$	1	součinitel nerovnoměrnosti zatížení
$K_{H\beta}$	1	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubu
K_v	1	součinitel vnitřních dynamických sil
L_H	hod.	zivotnost ložiska
m	1	modul
M_K	N*mm	kroučící moment
n	s ⁻¹	otáčky
η	1	účinnost
η_n	1	účinnost elektromotoru
ω	s ⁻¹	úhlová rychlost

p	mm	rozteč
P	W	výkon
p_H	MPa	velikost tlaku v ozubení
p_{dov}	MPa	dovolené namáhání v tlaku
p_h	1	bezpečnost v otláčení
Ψ_m	1	poměrná šířka zubu
R_s	mm	poměr vzdálenosti střižného kolíku od osy
σ_c	MPa	mez únavy v dotyku
σ_{cn}	MPa	mez dlouhodobé únavové pevnosti
σ_{do}	MPa	dovolené namáhání na ohyb
σ_{fd}	MPa	dovolené namáhání v ohybu
σ_{pt}	MPa	dovolené namáhání v tlaku
S_f	mm	tloušťka zubu na roztečné kružnici
t	mm	rozteč
τ_{dk}	MPa	dovolené namáhání ve smyku
U	1	unašeč
v	$m \cdot s^{-1}$	obvodová rychlost
ν	°	úhel mezi satelity
ν_{min}	°	minimální úhel mezi satelity
X	1	součinitel posunutí
Y_F	1	součinitel tvaru zubu
Z_{min}	1	mezní poměr zubu
Z_H	1	součinitel tvaru zubu
Z_M	1	součinitel materiálu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Rozdělení převodů	[8]	12
Obr. 2 Rozdělení ozubených soukolí	[1].....	15
Obr. 3 Čelní ozubené soukolí	[4]	16
Obr. 4 Geometrie čelního soukolí	[4]	18
Obr. 5 Hlavová a boční vůle	[4].....	18
Obr. 6 Kuželové soukolí	[3].....	19
Obr. 7 Šroubové soukolí	[1].....	21
Obr.8 Druhy šnekového soukolí	[1].....	22
Obr.9 Energická bilance	[6]	23
Obr. 10 Kotoučová třecí spojka	[1]	25
Obr. 11. Kuželová třecí spojka	[1]	26
Obr. 12 Lamelová spojka	[1]	27
Obr. 13 Obručová spojka	[1].....	28
Obr. 14 Planetový převod	[1].....	29
Obr. 15 Typ K-U	[3].....	31
Obr.16 Typ K-K	[3].....	31
Obr.17 Typ U-S	[3]	32
Obr.18 Složené	[3]	32
Obr. 19 Stejná osová vzdálenost ozubených kol v planetové převodovce [3]		34
Obr. 20 Vůle mezi sousedními satelity	[3].....	35
Obr. 21 Schéma převodovky.....		37
Obr. 22 Silové poměry	[2]	44

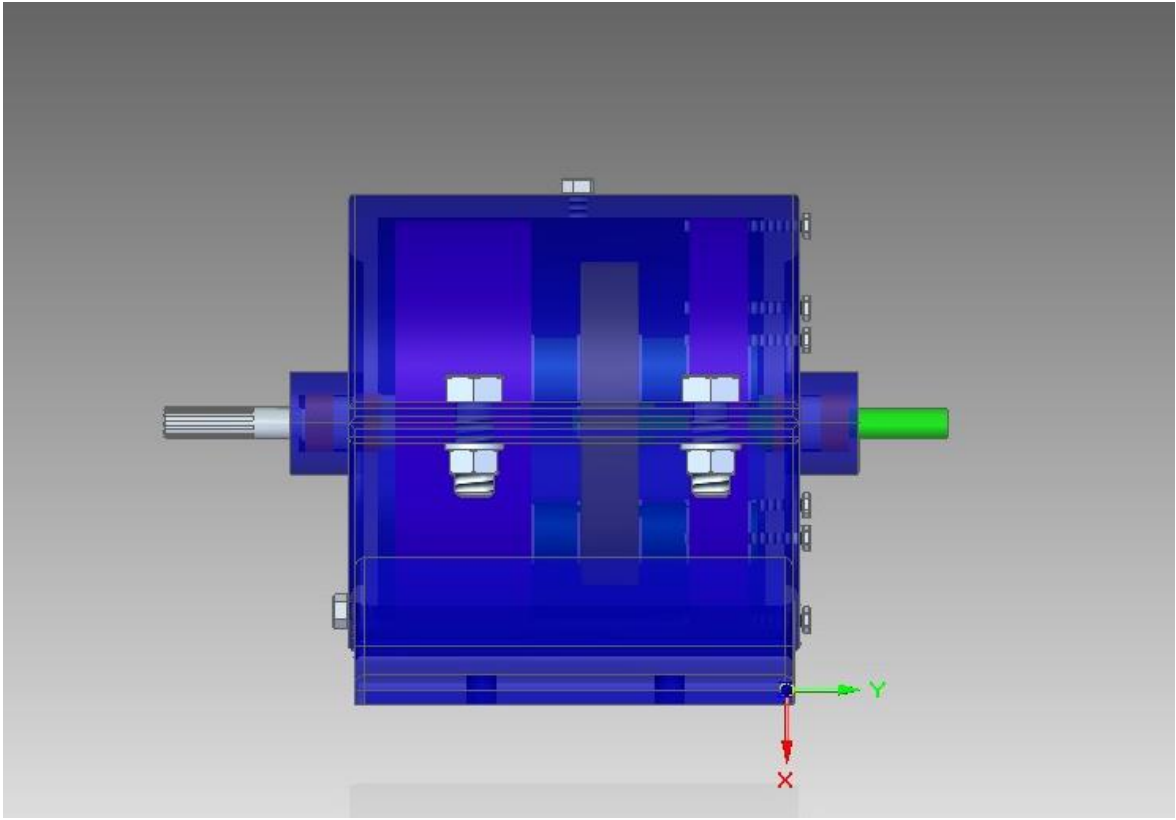
SEZNAM TABULEK

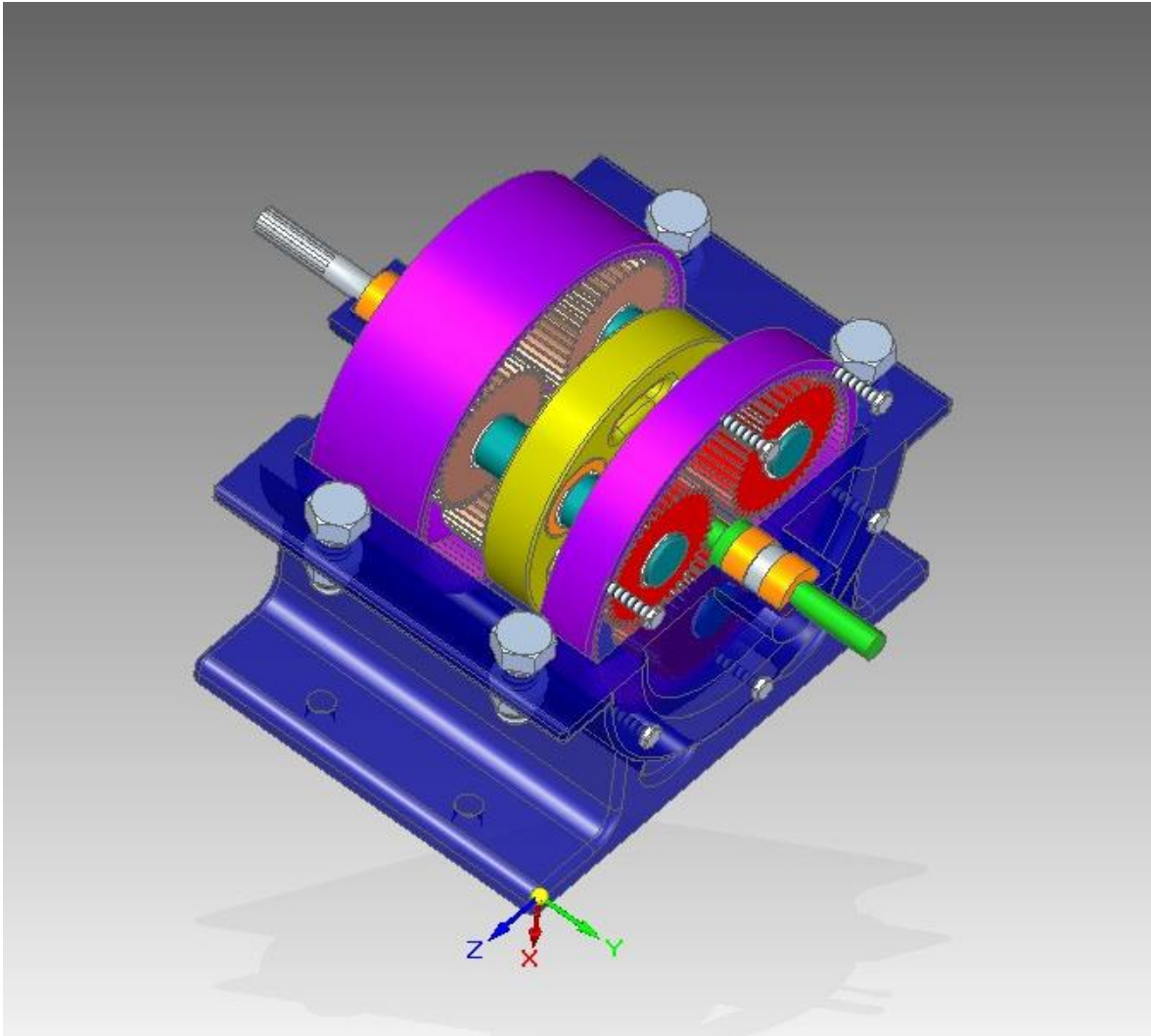
SEZNAM PŘÍLOH

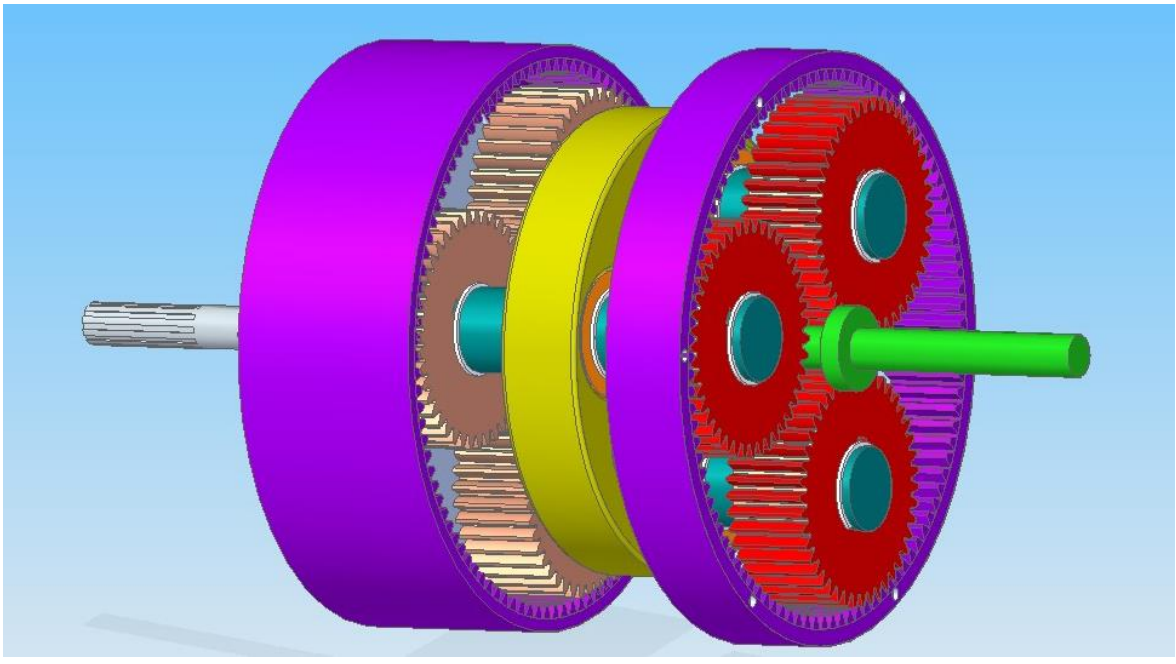
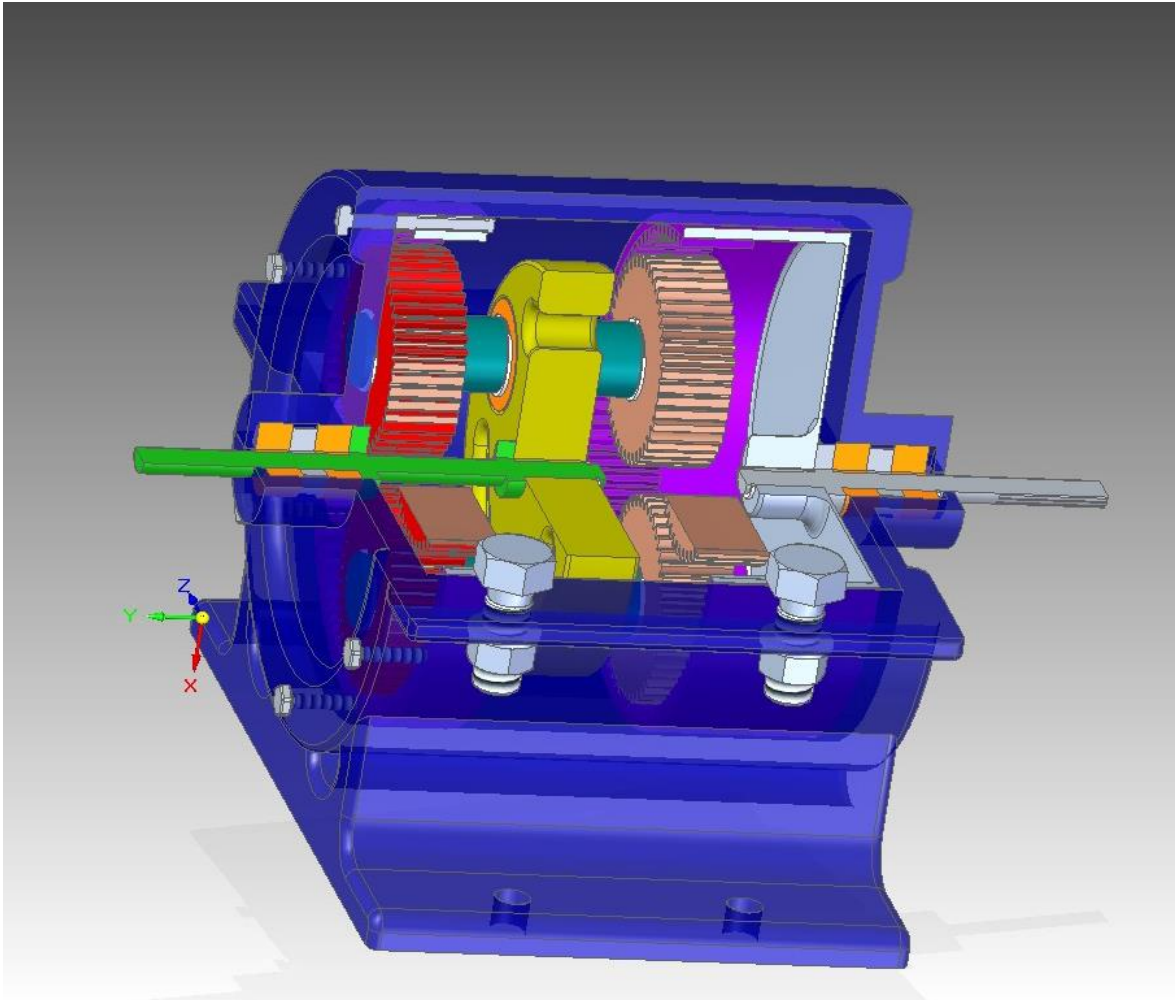
Náhled 3D modelu

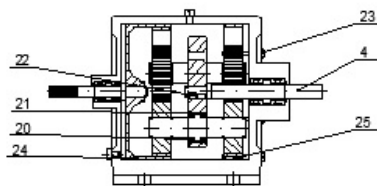
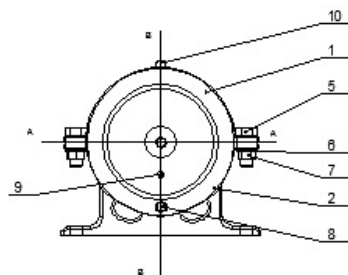
Výkresová dokumentace:

PL-BC-1	SESTAVA
PL-BC-1-001	PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ HORNÍ
PL-BC-1-002	PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ SPODNÍ
PL-BC-1-003	HŘÍDEL I
PL-BC-1-004	HŘÍDEL III
PL-BC-1-013	OZUBENÉ KOLO III
PL-BC-1-014	HŘÍDEL II
PL-BC-1-015	UNAŠEČ
PL-BC-1-016	OZUBENÉ KOLO II
PL-BC-1-019	VYMEZOVACÍ KROUŽEK I
PL-BC-1-024	OZUBENÉ KOLO IV
PL-BC-1-025	OZUBENÉ KOLO I
PL-BC-1-026	VYMEZOVACÍ KROUŽEK II
PL-BC-1-029	VYMEZOVACÍ KROUŽEK III

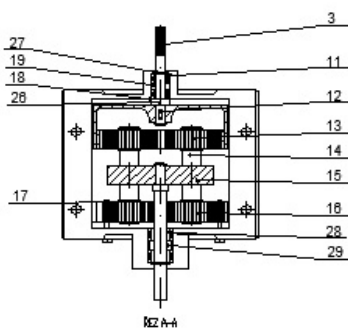








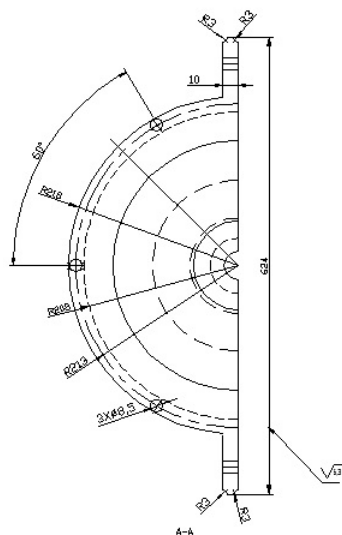
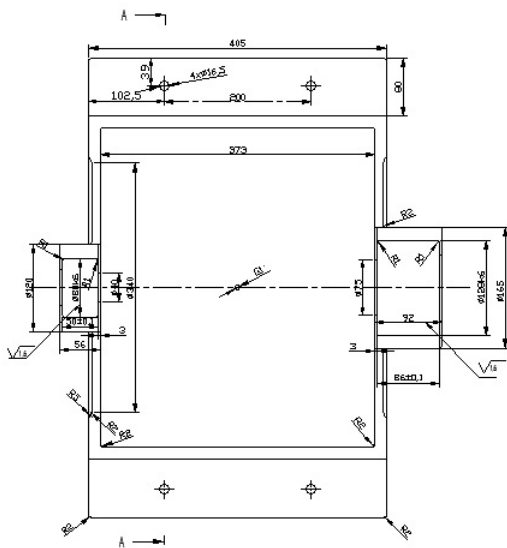
Řež B-B



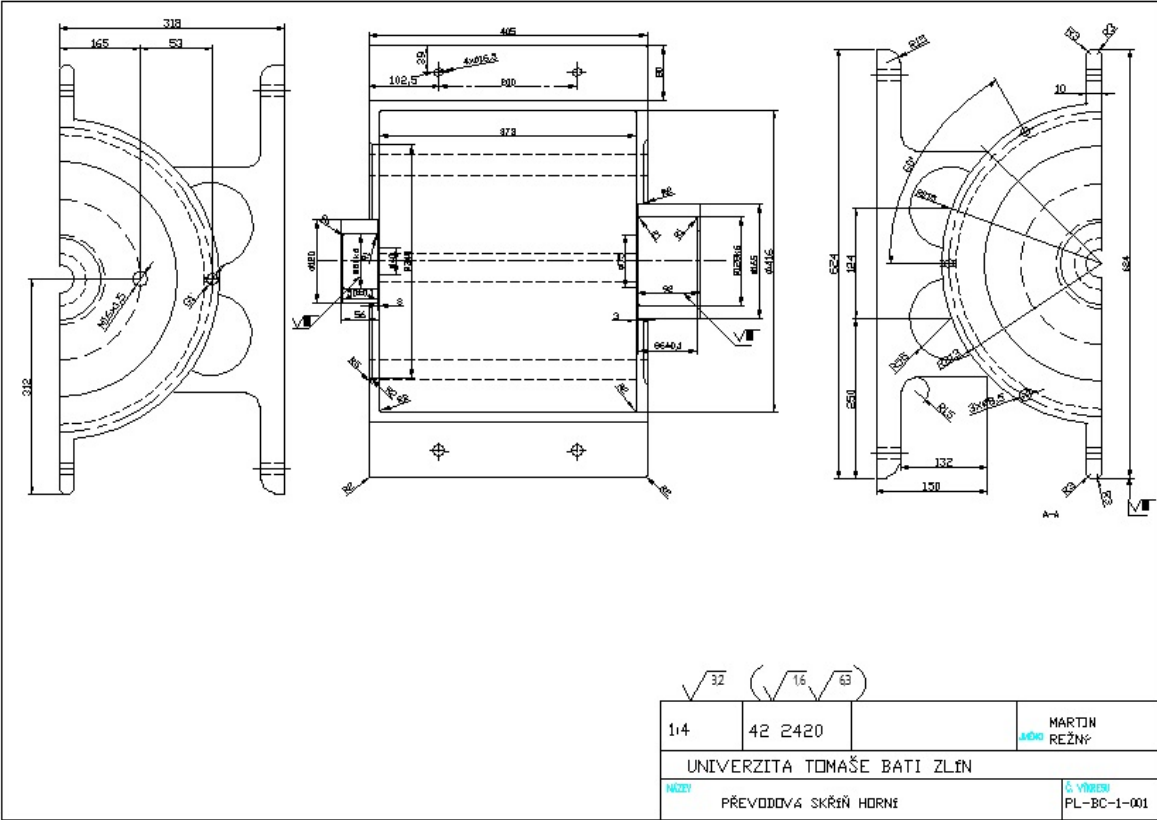
Řež A-A

Pos. č.	Název	Číslo výkresu	Materiál	Množství
1	Převodová skříň horní	PL-BC-1-001	42 2420	1
2	Převodová skříň spodní	PL-BC-1-002	42 2420	1
3	Hřídel I	PL-BC-1-003	11 500	1
4	Hřídel II	PL-BC-1-004	11 500	1
5	Šroub M16x20	ČSN 02 11 03		4
6	Podložka 16	ČSN 02 11 02		4
7	Matka M16	ČSN 02 14 01		4
8	Výpustný šroub G1"	ČSN 02 13 962		1
9	Olepnátko M16x1,5	ČSN 02 14 60		1
10	Nepádný šroub G1"	ČSN 02 13 962		1
11	Ložisko NU 215	ČSN 02 4 610		2
12	Perla 226 Tř. 4x10 0	ČSN 02 2 962		3
13	Čeburek kolo II	PL-BC-1-013	12 050	3
14	Hřídel II	PL-BC-1-014	11 500	3
15	Ložisko	PL-BC-1-015	11 500	1
16	Čeburek kolo I	PL-BC-1-016	12 050	3
17	Pojitý kroužek 40	ČSN 02 2 930		14
18	Pojitý kroužek 75	ČSN 02 2 931		1
19	Výmnožec kroužek I	PL-BC-1-019	11 500	1
20	Ložisko 22210	ČSN 02 47 05		6
21	Pojitý kroužek 90	ČSN 02 2 931		6
22	Perla 12 x 16 x 0,5	ČSN 02 2 962		7
23	Šroub M16x100	ČSN 02 11 03		6
24	Čeburek kolo IV	PL-BC-1-024	42 2420 G	1
25	Čeburek kolo I	PL-BC-1-025	42 2420 G	1
26	Výmnožec kroužek II	PL-BC-1-026	11 500	1
27	Pojitý kroužek 75	ČSN 02 2 930		2
28	Ložisko NU 208	ČSN 02 4 610		2
29	Výmnožec kroužek III	PL-BC-1-029	11 500	1

1:4
 UNIVERZITA TOMAŠE BATI ZLÍN
 MVE 662 74/16 L. VYKRESU
 M. MARTIN
 PL-BC-1-001

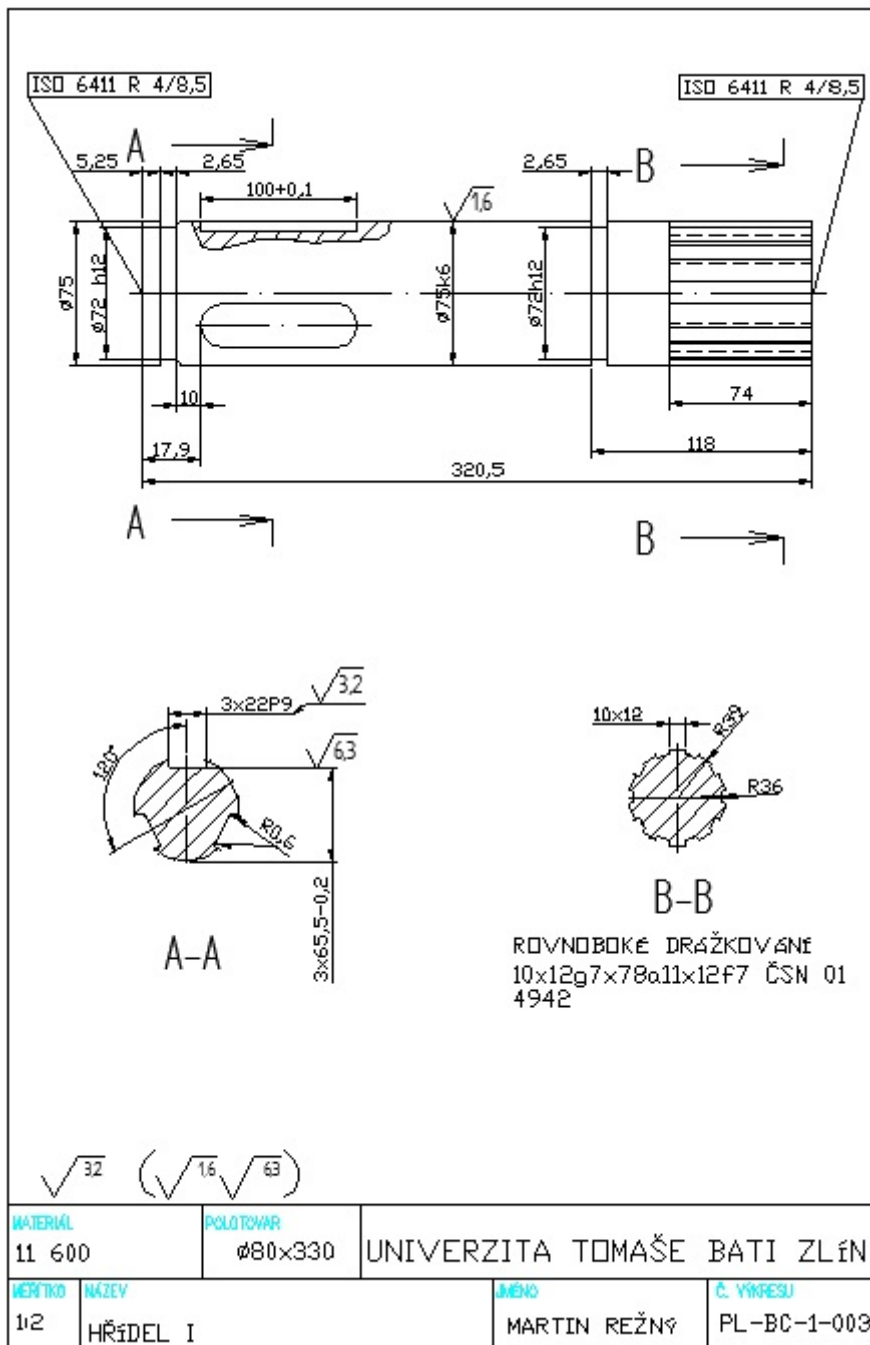


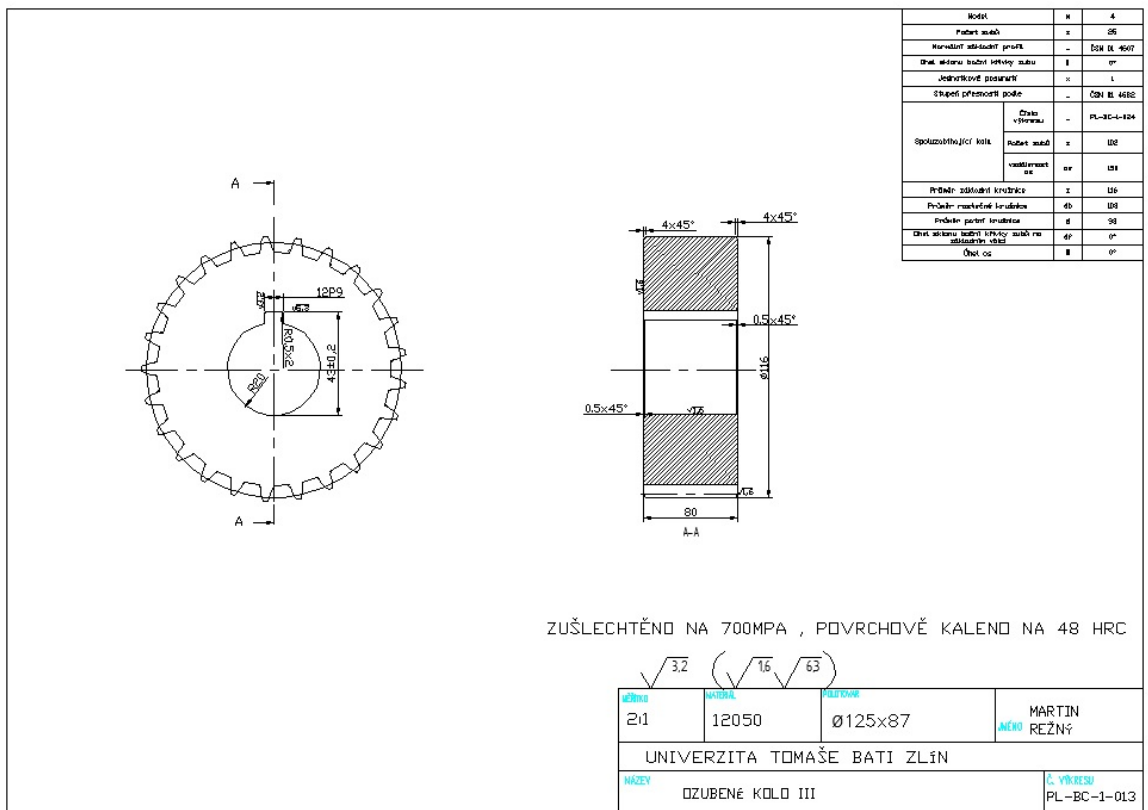
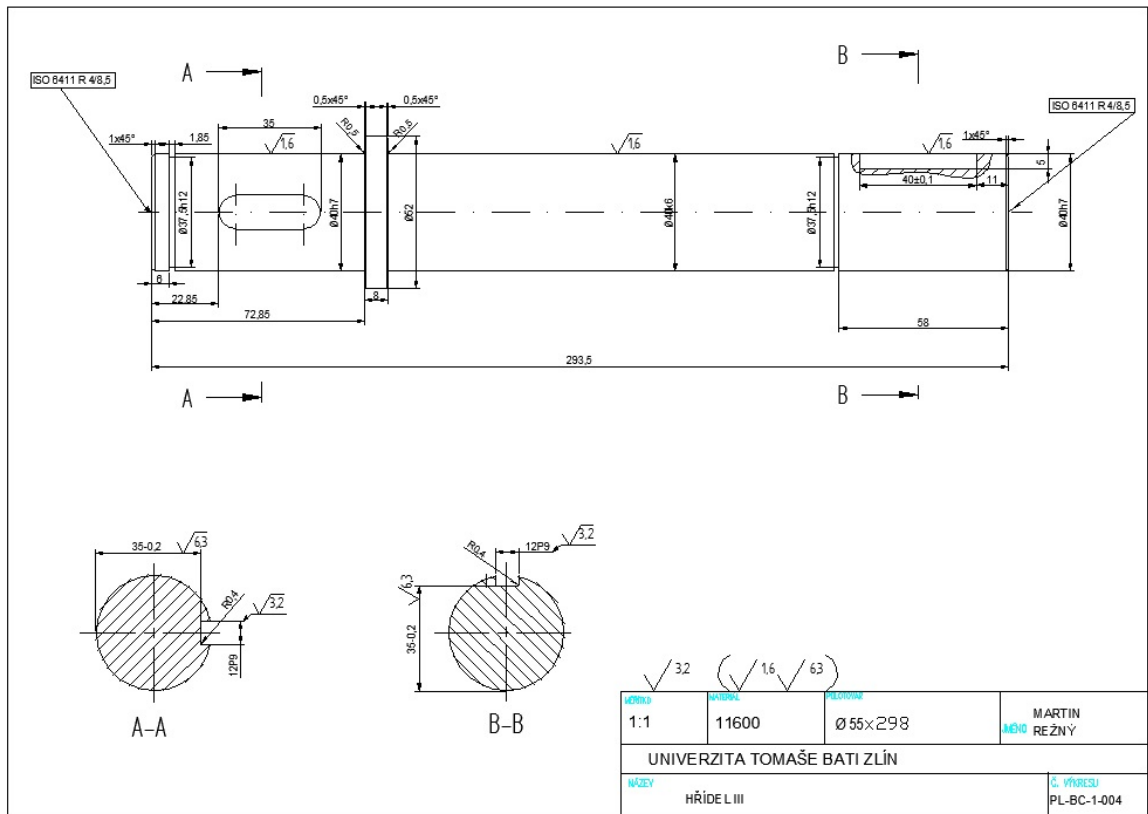
1:4	42 2420	MARTIN REŽNÝ
UNIVERZITA TOMAŠE BATI ZLÍN		
NÁZEV	PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ HORNÍ	L. VYKRESU PL-BC-1-001



$\sqrt{32}$ ($\sqrt{16} \sqrt{63}$)

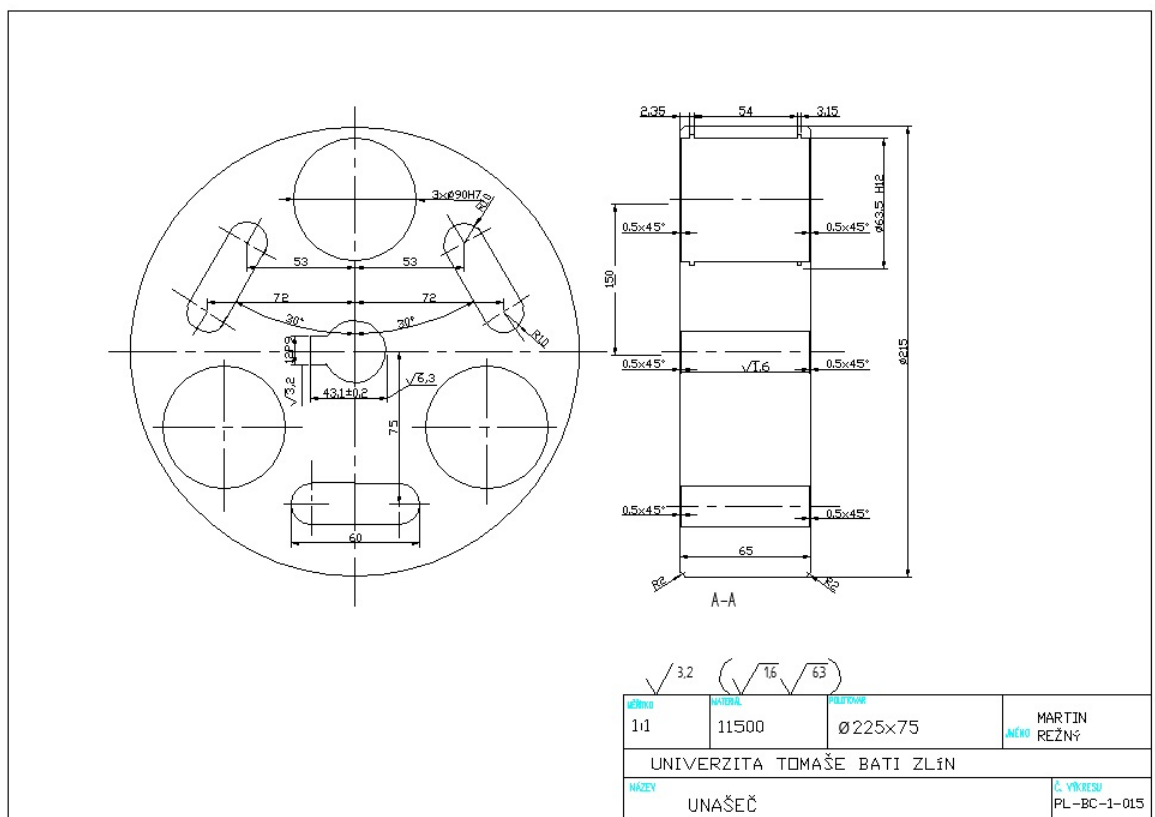
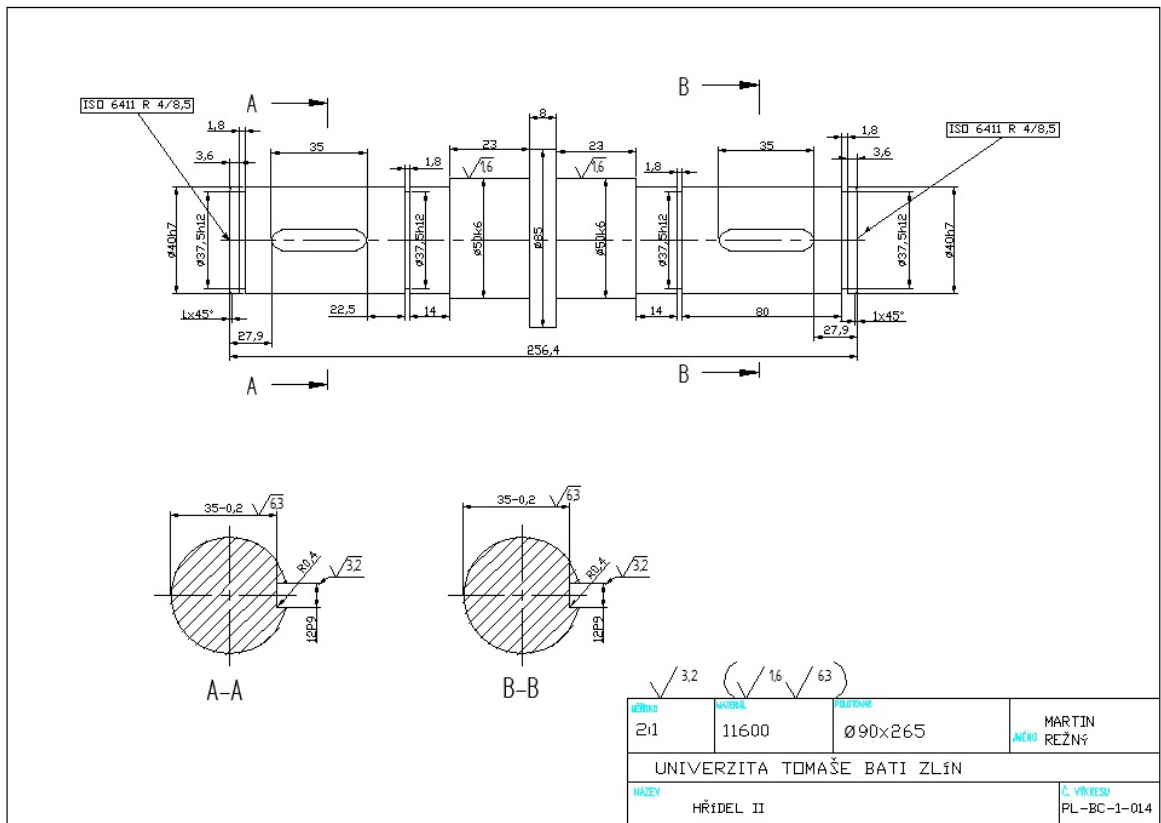
1:4	42 2420	MARTIN REŽNÝ
UNIVERZITA TOMAŠE BATI ZLÍN		
1:021	PŘEVODOVÁ SKŘEŇ HORNÍ	VÝVOJ PL-BC-1-001

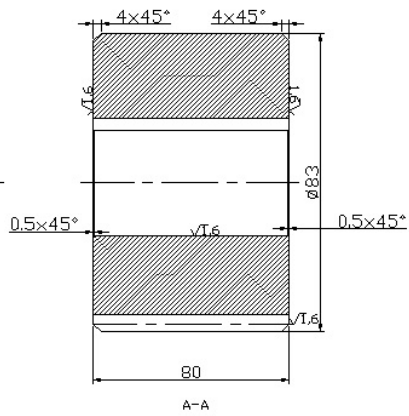
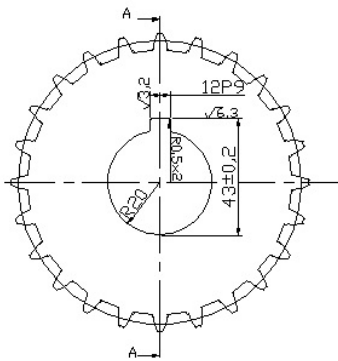




Model	M	4
Průřez měřítko	=	25
Normativní základní profil	-	ISO II 4507
Okružní měřicí metody měření	I	0°
Jednotkové posunutí	=	1
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN II 4682
Společnost/autor kresla	Číslo výkresu	PL-BC-1-104
	Průřez měřítko	= 100
	vykresil	ev 128
Průřez: základní kružnice	=	125
Průřez: matičkové kružnice	da	100
Průřez: parabol. kružnice	g	98
Okružní měřicí metody měření na základním kole	da	0°
Okružní os	I	0°

ZUŠLECHTĚNO NA 700MPA , POVRCHOVĚ KALENO NA 48 HRC



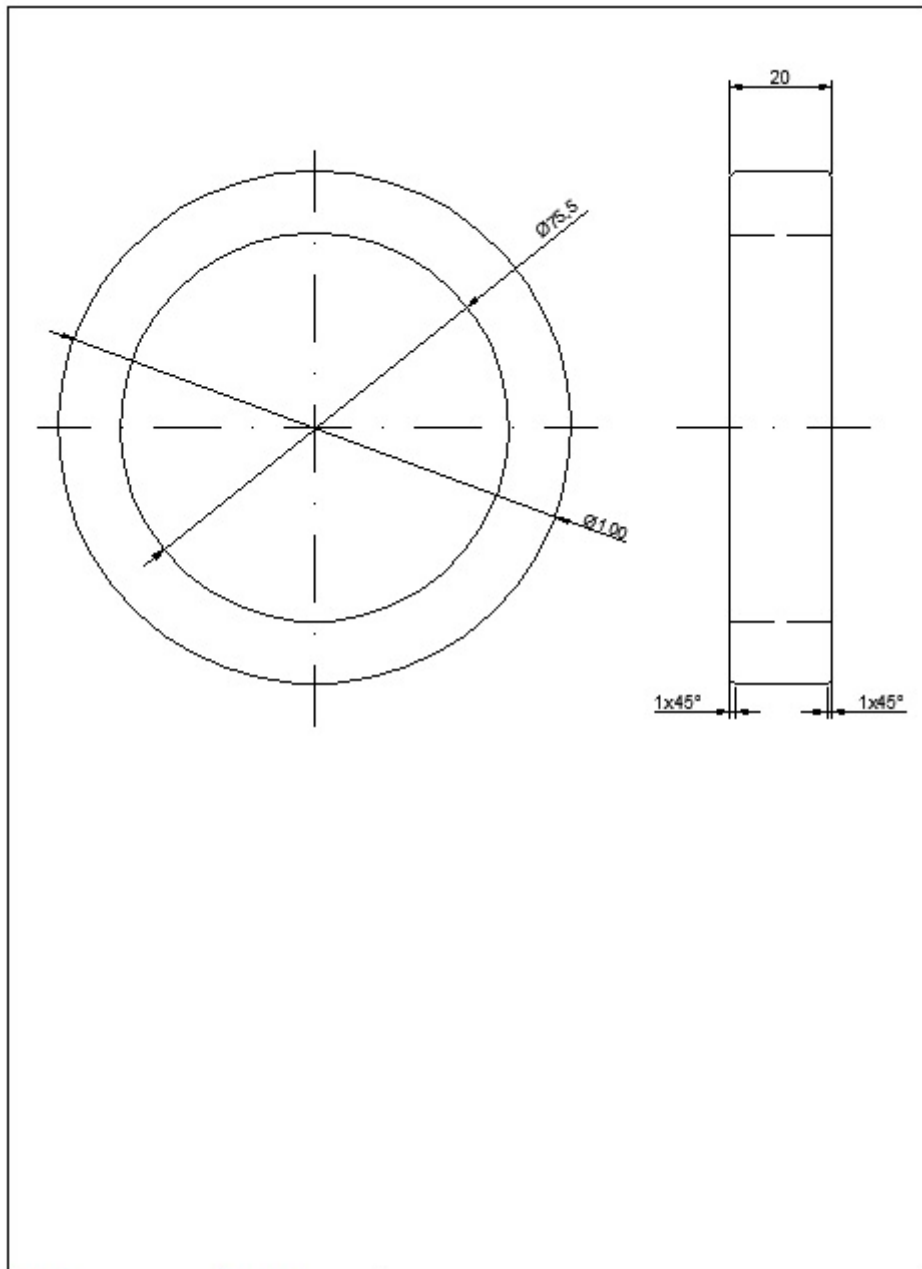


Typ			
☐ Číslo			
Technická zpráva	-		Číslo 047
100% kontrola	3		
100% kontrola	1		
100% kontrola	-		Číslo 042
Podpis (jméno)			
	Číslo		15-05-1-02
	Stupeň		II
	Stupeň		II
100% kontrola	1		
100% kontrola	1		
100% kontrola	1		
100% kontrola	1		
100% kontrola	1		
100% kontrola	1		
100% kontrola	1		
100% kontrola	1		
100% kontrola	1		

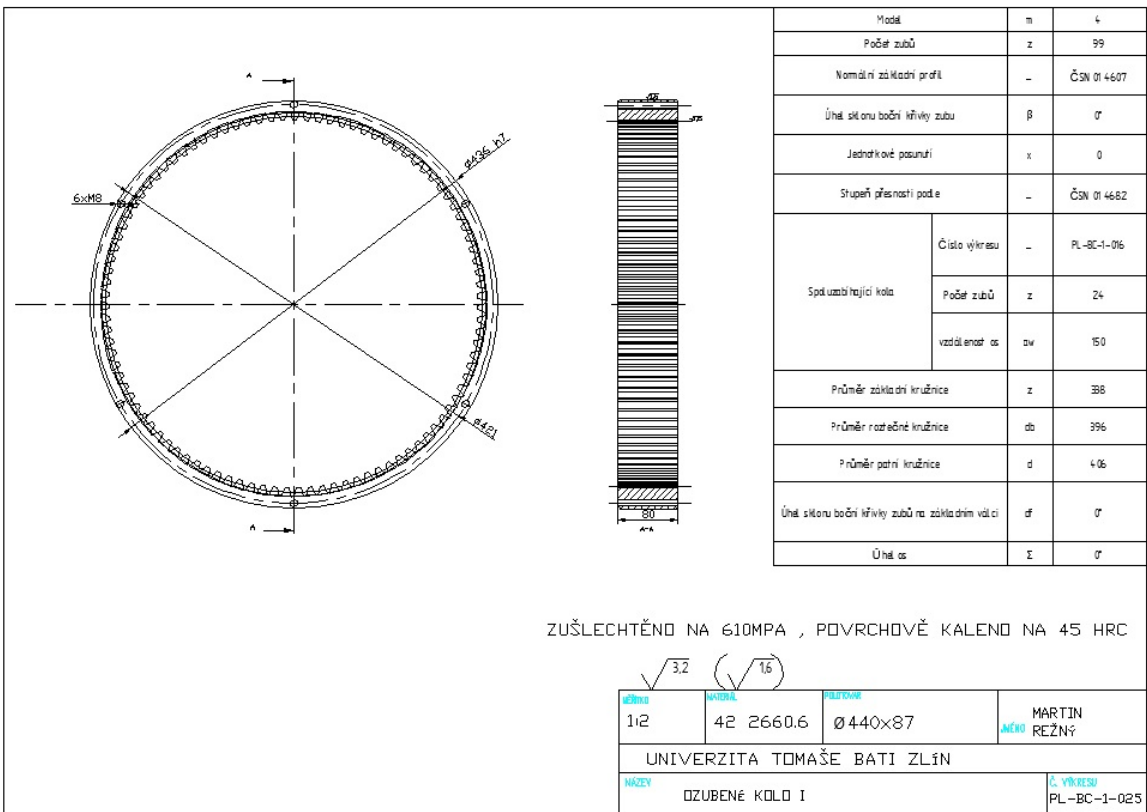
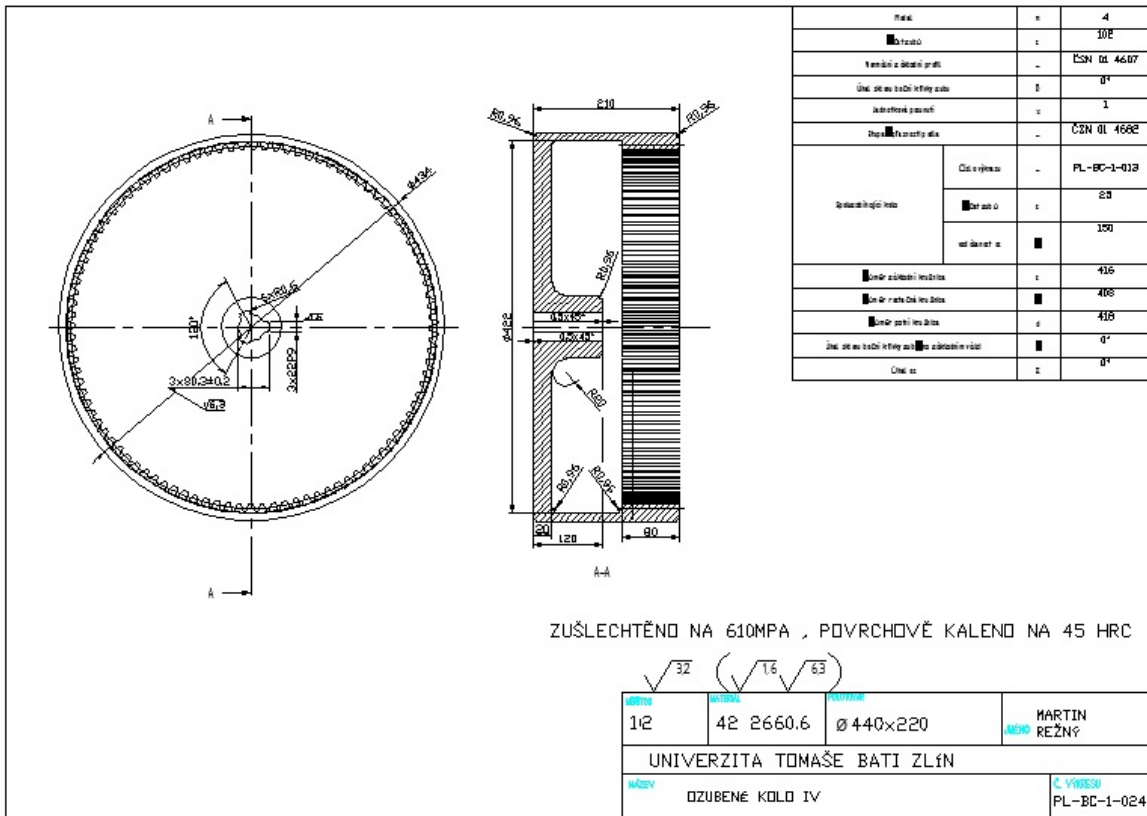
ZUŠLECHTĚNO NA 700MPA, POKRYTOVĚ KALENO NA 48 HRC

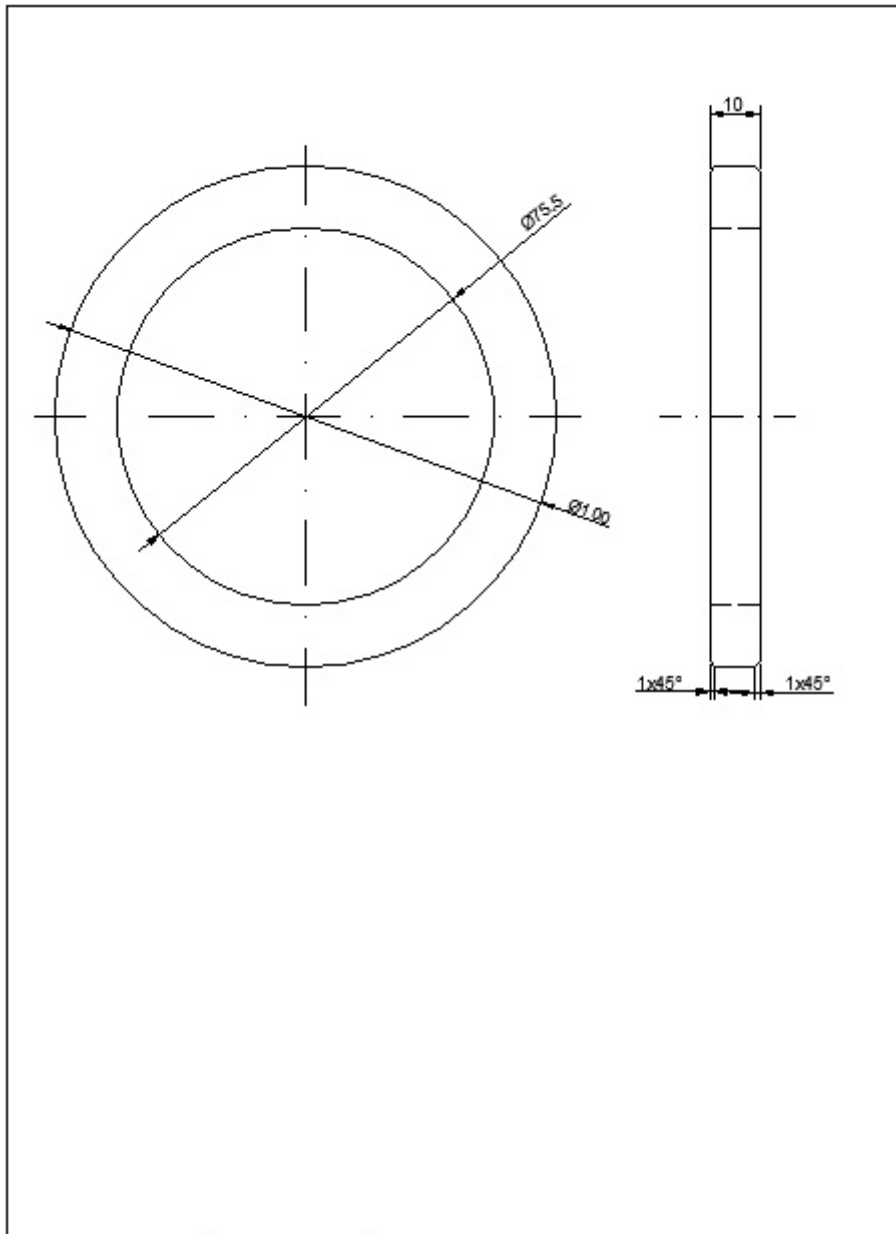
$\sqrt{3.2}$ ($\sqrt{1.6}$ $\sqrt{6.3}$)

Číslo	MATERIAL	ROZMĚRY	MARTIN REŽNÝ
21	12050	Ø90×87	
UNIVERZITA TOMAŠE BATI ZLÍN			
NAZEV			Č. VÝKRESU
OZUBENÉ KOLO II			PL-BC-1-016

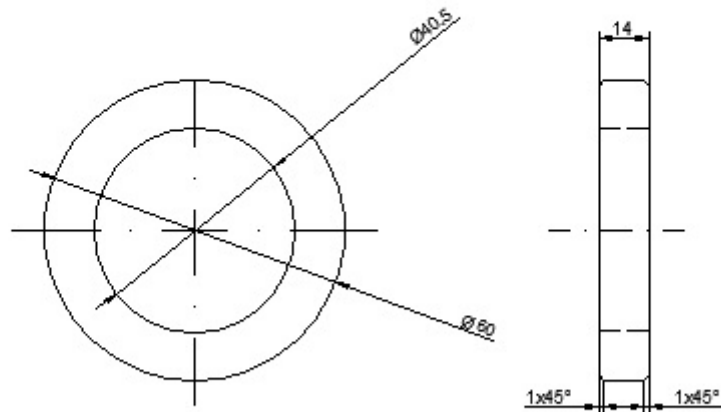


MATERIÁL 11 500		POLOŽKA Ø105x25	UNIVERZITA TOMAŠE BATI ZLÍN	
MĚŘÍTKO 1:1	NÁZEV VYMEZOVACÍ KROUŽEK	JMÉNO MARTIN REŽNÝ	Č. VÝKRESU PL-BC-1-019	





MATERIÁL 11 500		POLOTOVAR $\varnothing 105 \times 15$	UNIVERZITA TOMAŠE BATI ZLÍN	
MĚRITKO 1:1	NÁZEV VYMEZOVACÍ KROUŽEK II	JMÉNO MARTIN REŽNÝ	Č. VÝKRESU PL-BC-1-026	



MATERIÁL 11 500		POLOTOVAR $\varnothing 65 \times 20$	UNIVERZITA TOMAŠE BATI ZLÍN	
MĚRITKO 1:1	NÁZEV VYMEZOVACÍ KROUŽEK III	JMÉNO MARTIN REŽNÝ	Č. VÝKRESU PL-BC-1-029	