

Pohonná jednotka s planetovou převodovkou a poj. spojkou

Svatopluk Daněk

Bakalářská práce
2013



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Svatopluk DANĚK**
Osobní číslo: **T09069**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **kombinovaná**

Téma práce: **Pohonná jednotka s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracování lit. studie k danému tématu.
2. Návrh převodovky pro převodový poměr 1:200 s výstupem $P=5\text{kW}$ a $n=10\text{ ot./min.}$
3. Zhotovení sestavy převodovky.
4. Zhotovení výrobní dokumentace.

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

Dle doporučení vedoucího BP.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. František Volek, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

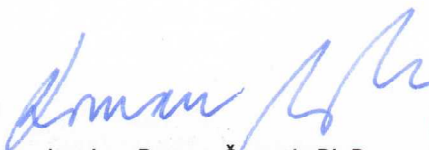
Datum zadání bakalářské práce:

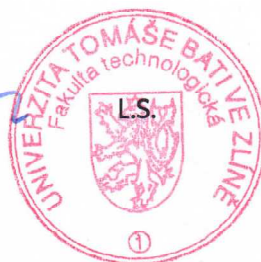
8. února 2013

Termín odevzdání bakalářské práce:

17. května 2013

Ve Zlíně dne 11. února 2013


doc. Ing. Roman Čermák, 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 14.5.2013



.....

³⁾ 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 vzdělávacího 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). Odpirá-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 přihlídně k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.*

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pohonné jednotky s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou. Teoretická část je zaměřena na objasnění základních principů týkajících se této problematiky jako jsou převody ozubenými koly, zvláště pak planetové převodovky. Praktická část je věnována samotnému návrhu zmíněné sestavy včetně výpočtů a výkresů sestavy i jednotlivých dílů.

Klíčová slova: převody ozubenými koly, pojistné spojky

ABSTRACT

This work deals with design of motor unit with planetary gear and safety clutch. The theoretical part is focused on enlighten of a basic principles of this problematics like gears, especially planetary gearbox. The practical part is focused on design of the mentioned assembly including calculation, assembly drawing and parts drawings.

Keywords: gears, safety clutch

Děkuji vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Františku Volkovi CSc. za podporu, rady a doporučení, která mi v průběhu práce poskytnul.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

ÚVOD	10
I TEORETICKÁ ČÁST	11
1 PŘEVODY	12
1.1 ZÁKLADNÍ CHARAKTERISTIKA	12
1.2 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ PŘEVODŮ.....	13
1.2.1 Třecí převody	13
1.2.2 Řemenové převody.....	14
1.2.3 Řetězové převody.....	15
1.2.4 Převody ozubenými koly.....	15
1.2.5 Převodovky	16
2 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY	17
2.1 CHARAKTERISTIKA A ROZDĚLENÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ	17
2.2 ZÁKLADNÍ ZÁKON OZUBENÍ	20
2.3 MATERIÁLY VÝROBU OZUBENÝCH KOL.....	21
2.4 PODŘEZÁNÍ PATY ZUBU	22
2.5 POSUNUTÍ PROFILU	22
3 PLANETOVÉ PŘEVODY	23
3.1 DRUHY PLANETOVÝCH PŘEVODOVEK.....	23
3.2 VÝHODY A NEVÝHODY PLANETOVÝCH PŘEVODŮ	25
3.3 POUŽITÍ PLANETOVÝCH PŘEVODŮ	25
4 POJISTNÉ SPOJKY	26
4.1 POJISTNÉ SPOJKY S ROZRUŠITELNÝMI PRVKY	26
4.2 POJISTNÉ SPOJKY VYSMEKOVACÍ.....	27
4.3 POJISTNÉ TŘECÍ PROKLUZOVACÍ SPOJKY	27
II PRAKTICKÁ ČÁST	29
5 NÁVRH A VÝPOČET POHONNÉ JEDNOTKY S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POJISTNOU SPOJKOU	30
5.1 ZADÁNÍ	30
5.2 SCHÉMA	30
5.3 VOLBA MOTORU	31
5.4 VÝPOČET PLANETOVÉ PŘEVODOVKY.....	31
5.4.1 Výpočet počtu zubů.....	31
5.4.2 Výpočet účinnosti.....	31
5.4.3 Výpočet točivého momentu na hnacím a hnaném hřídeli.....	32
5.4.4 Výpočet soukolí výstupní části A	32
5.4.5 Výpočet modulu části A.....	33
5.4.6 Základní rozměry části A	33
5.4.7 Kontrola části A na ohyb dle ČSN 01 4686.....	34
5.4.8 Kontrola části A na otláčení dle ČSN 01 4686	35
5.4.9 Výpočet modulu části B	35
5.4.10 Základní rozměry části B	36
5.4.11 Kontrola části B na ohyb a otláčení dle ČSN 01 4686.....	36

5.5	SILOVÉ POMĚRY	39
5.6	VÝPOČET HŘÍDELÍ	40
5.6.1	Výpočet hřídele I.....	40
5.6.2	Výpočet hřídele II	41
5.6.3	Výpočet hřídele III	42
5.7	DOPLŇUJÍCÍ GEOMETRICKÉ PODMÍNKY	43
5.7.1	Podmínka stejných osových vzdáleností.....	43
5.7.2	Podmínka smontovatelnosti	44
5.7.3	Podmínka vůle mezi satelity	44
5.8	VÝPOČET POJISTNÉ SPOJKY SE STŘIŽNÝMI KOLÍKY	44
5.8.1	Výpočet průměru střižného kolíku.....	44
5.8.2	Výpočet skutečné hodnoty R	45
	ZÁVĚR	46
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	47
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	48
	SEZNAM OBRÁZKŮ	50
	SEZNAM PŘÍLOH.....	51

ÚVOD

První písemné zmínky o převodech ozubenými koly se vyskytují již v starověku, kdy se významní řečtí filozofové zabývali touto problematikou. Ze všech stojí za zmínku alespoň Archimédes, který popsal šnekové soukolí.

V průběhu středověku jsou tyto ozubené převody využívány zejména pro hodiny, orloje či základní stavební jeřáby a obléhací stroje.

V období starověku a středověku jsou ozubená kola vyráběna především ze dřeva, kdy se zuby zpravidla z tvrdšího dřeva vsazovala do dřevěného kola. Pro zlepšení odolnosti proti opotřebení a vylamování zubů se kola zpevňovala železnými pláty.

Rozkvět ozubených kol ovšem nastal až v 18. století, kdy byly jeho principy doloženy základy teorie ozubení. Díky rozvoji parního stroje našly tyto převody uplatnění v širším měřítku. Došlo také ke zlepšení technologie výroby. Kola odlitá dle dřevěného modelu se strojně opracovávala pomocí strojního obrábění (především u zubových mezer).

Ve 20. století již jsou ozubené převody hojně využívány v oblasti strojírenství. Naprosto běžná jsou u většiny dopravních prostředků a nejrůznějších strojů.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 PŘEVODY

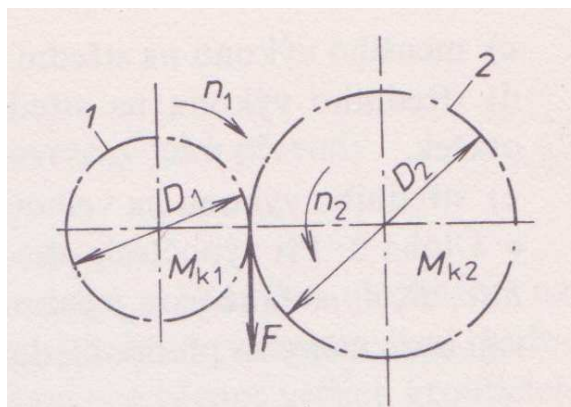
V konstrukci strojů a zařízení se často používají mechanismy s tuhými členy čili převody. Převody složí k přenosu točivého pohybu hnacího hřídele na hnaný hřídel při stále výkonu. Pro přesnost točivého pohybu mezi hřídeli se používá kol. Tyto kola jsou vzájemně spojena buď přímo kontaktním stykem, nebo nepřímo opásáním. Toto spojení může být v obou případech silové nebo tvarové. Převody s tvarovým stykem jsou přesné a otáčky u nich nemohou kolísat. U převodů se silovým stykem se mohou otáčky hnaného hřídele měnit kvůli prokluzu mírně měnit, i když otáčky hnacího hřídele se nemění.[4]

1.1 Základní charakteristika

Jedním ze základních údajů převodů je **převodový poměr** otáček, poměru a kroutících momentů. Tento poměr získáme pomocí vzorce $i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$, kde n_1 jsou otáčky hnacího hřídele, n_2 jsou otáčky hnaného hřídele, D_1 je průměr hnacího kola a D_2 je průměr hnaného kola. Index 1 (lichý) se používá pro hnací hřídele a index 2 (sudý) se používá pro hnané hřídele.

U převodů přenášejících obvodovou sílu tvarovým stykem můžeme také použít vzorec $i_{1,2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1}$. Zde vyjadřujeme převodový poměr počtem zubů hnacího a hnaného kola.

Při přenášení výkonu z hnacího hřídele na hnaný hřídel musí být **obvodová síla** na obou kolech (hnacím a hnaném) stejná, jinak by muselo dojít poruše převodu. Obvodová síla je dána vzorcem $F = \frac{2M_{k1}}{D_1} = \frac{2M_{k2}}{D_2} = \frac{P}{v}$, kde M_{k1} je kroutící moment na hnací hřídeli, M_{k2} je kroutící moment na hnaném hřídeli, P je přenášený výkon a v je obvodová rychlost.[4]



Obr. 1 - Silové poměry v převodech (převod ozubenými koly)[4]

Skutečný převod pracuje se **ztrátami**. Tyto ztráty se ve výpočtech vyjadřují účinností převodu. Ztráty můžeme rozdělit na tři druhy:

- ztráty třením v ložiskách hnacího hřídele - účinnost μ_{11} ,
- ztráty třením v ložiskách hnaného hřídele - účinnost μ_{12} a
- ztráty ve vlastním převodu - účinnost μ_p .

Účinnost jednoduchého převodu je dána vztahem:

$$\mu_{1,2} = \mu_{11} \times \mu_p \times \mu_{12}.$$

Účinnost složitějšího převodu je dána vztahem:

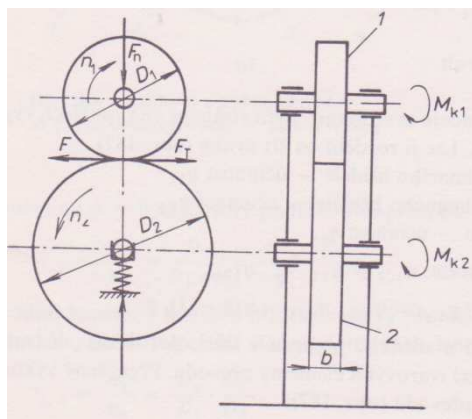
$$\mu_{1,n} = \mu_{1,2} \times \mu_{3,4} \dots \mu_{(n-1),n}.$$

Ztráty v převodu vznikají v důsledku skluzu u silového převodu. U tvarového přenosu vznikají ztráty v důsledku tření mezi tvarovými elementy převodu.[4]

1.2 Základní rozdělení převodů

1.2.1 Třecí převody

U třecích převodů se přenáší obvodová síla mezi vzájemně přitlačovanými koly. Třecími převody se přenáší otáčivý pohyb mezi hřídeli na malé vzdálenosti (zpravidla to bývají i menší výkony). Třecí převody se uplatňují zejména pro pohon třecích šroubových lisů a různých kontrolních a elektrických přístrojů.[4]



Obr. 2 - Třecí převod válcovými koly [4]

1 - hnací kolo

2 - hnané kolo

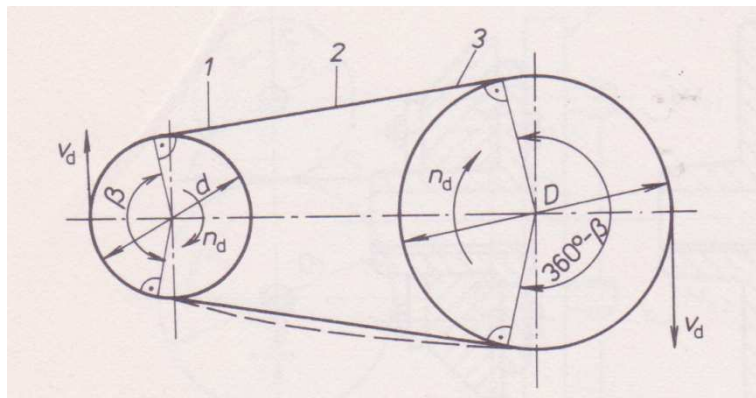
Výhodou třecích převodů je jejich klidný a téměř nehlučný chod. Další výhodou je prostorová úspornost vzhledem k malé vzdálenosti os hřídelů. Třecí převod také umožňuje měnit plynule otáčky hřídelů za chodu stroje a při plném zatížení, případné rázy v pohonu se vyrovnají prokluzem třecích kol, čímž převod současně plní funkci spojky.

Nevýhodou u třecích převodů je velký tlak na hřídele a ložiska vyvolaný přitlačnou silou. Mezi další nevýhody můžeme zařadit nestálost převodového poměru vlivem kolísání otáček hnaného hřídele.[4]

1.2.2 Řemenové převody

„U řemenových převodů se kroutící moment přenáší z hnacího hřídele na hnaný řemen, tento řemen je opásán kolem řemenic naklínovaných na hřídelích. Při otáčení hnacího hřídele vzniká na ploše styku věnce hnací řemenice a řemene tření v důsledku silového styku a pohyb se přenáší řemenem na hnanou řemenici.“[4]

Řemenové převody se používají pro méně přesné převody na velkou nebo střední vzdálenost hřídelů. Použití řemenových převodů je rozsáhlé nejen ve strojírenství, ale také například v přesné mechanice, elektrotechnice nebo lékařské technice a jinde.[4]



Obr. 3 - Řemenový převod [4]

1 - hnací kotouč 2 - hnaný kotouč 3 - tažný člen

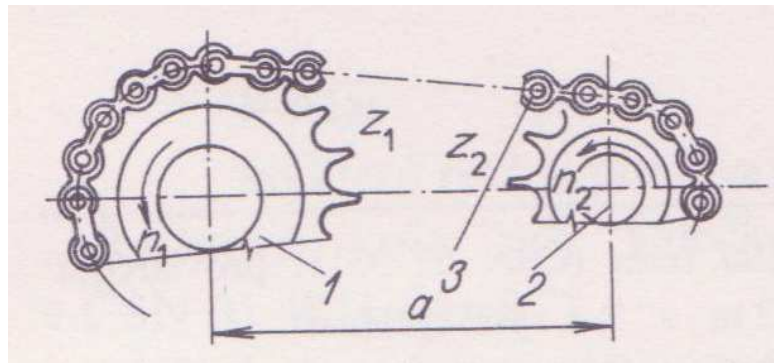
Výhodou řemenových převodů je jejich poměrně jednoduchá a levná výroba. Další velmi významnou výhodou je možnost pohánět několik hřídelů současně. Řemenové převody mají tichý chod a schopnost řemenů tlumit rázy v pohonu.

Nevýhodou je naopak větší tlak na ložiska v důsledku nutného předpětí řemenu. Mezi další nevýhody patří nutný skluz řemenu, nutnost dodatečného napínání a špatná odolnost proti vysokým teplotám.[4]

1.2.3 Řetězové převody

„U řetězových převodů se přenáší obvodová síla z hnacího hřídele tvarovým stykem na tažný člen, tj. z ozubeného kola hnacího hřídele na řetěz a z něj na hnané řetězové kolo.“[4]

Řetězové převody se používají pro různé účely téměř ve všech odvětvích strojírenství. Může to být např. u textilních, zemědělských a stavebních strojů. Při speciálním provedení řetězu slouží jako unášecí elementy. Toto se týká např. u linek v hromadné výrobě a u pohyblivých schodišť.[4]



Obr. 4 - Jednoduchý řetězový převod [4]

1 - hnací kolo

2 - hnané kolo

3 - řetěz

Výhodou je použitelnost při značných vzdálenostech hřídelů (může to být až 5 metrů) a při velké účinnosti (účinnost může být až 95%). Další výhodou je menší namáhání hřídelů a ložisek.

Nevýhodou je velká hlučnost převodu. Další nevýhodou je, že chod převodu během jedné otáčky není zcela rovnoměrný. Toto se stává zejména při malém počtu zubů malého řetězového kola. Mezi velké nevýhody patří citlivost převodu na přesnou montáž a velmi vysoká pořizovací cena.[4]

1.2.4 Převody ozubenými koly

Převody ozubenými koly se používají především pro převody se stálým převodovým poměrem a s malou osovou vzdáleností hřídelů. Ozubené převody se vyznačují velkou účinností, spolehlivou funkcí, velkou životností, dále potom kompaktním uspořádáním a jednoduchou obsluhou. Oproti tomu výroba ozubených kol vyžaduje speciální nástroje a obráběcí stroje.[4]

1.2.5 Převodovky

„Převodovky jsou zařízení, která přenášejí kroutící moment a současně snižují (zvyšují) otáčky hnacího stroje (většinou elektromotoru) na požadované otáčky hnaného zařízení (stroje).

Pro dosažení co nejpokrokovějších konstrukcí a to jak po technické, tak i po ekonomické stránce, jsou u nás převodovky typizovány. Běžně se vyrábějí:

- *převodovky s jedním až třemi čelními soukolími,*
- *převodovky s jedním kuželovitým soukolím,*
- *převodovky s jedním kuželovitým soukolím a s jedním až třemi čelními soukolími,*
- *převodovky s jedním šnekovým soukolím,*
- *převodovky s jedním šnekovým soukolím a s jedním až dvěma čelními soukolími a*
- *převodovky planetové.“[4]*

2 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY

Převody ozubenými koly se používají především pro převody se stálým převodovým poměrem a s malou osovou vzdáleností hřídelů. Ozubené převody se vyznačují velkou účinností, spolehlivou funkcí, velkou životností, dále potom kompaktním uspořádáním a jednoduchou obsluhou. Oproti tomu výroba ozubených kol vyžaduje speciální nástroje a obráběcí stroje.[4]

2.1 Charakteristika a rozdělení ozubených převodů

Ozubené převody pracují na principu záběru (přenos sil tlakem) a bezprostředním dotykem spolu zabírajících členů a patří mezi nejvýznamnější a nejrozšířenější druh převodových mechanismů. Nejjednodušší forma a základní stavební jednotka pro složitější mechanismy je dvojice ozubených kol čili soukolí. Soukolí se skládá z hnacího a hnaného kola. Menší kolo označujeme jako pastorek, větší kolo jako kolo. Úkolem této dvojice je vytvoření kinematické a silové vazby mezi relativně blízkými hřídeli při požadované transformaci úlohové rychlosti a točivého momentu a při co nejvyšší mechanické účinnosti.[7]

„Změnu otáčivého pohybu mezi dvěma hřídeli charakterizuje převodový poměr i , který při číselném značení spolu zabírajících členů (např. hnacího kola 1 a hnaného kola 2) je kinematicky definován vztahem:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Velikost poměru i se zpravidla chápe jako absolutní hodnota; hodnoty $i > 1$ odpovídají převodům do pomala (redukci), hodnoty $i < 1$ charakterizují převody do rychla (multiplikaci). Pouze u složitějších mechanismů se úlohové rychlosti uvažují jako vektory a kromě velikostí se udávají i jejich smyly.“[3]

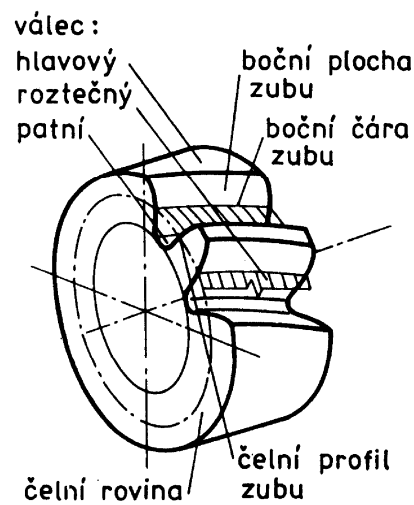
Ozubené kolo se skládá z těla a z ozubeného věnce. Tvar věnce je dán tzv. roztečnou plochou, která vychází z tvaru příslušného axoidu. Podle tvaru roztečné plochy jsou:

- kola válcová,
- kola kuželová a
- kola hyperboloidní.

Kola hyperboloidní se z výrobních důvodů nahrazují koly:

- válcovými,
- kuželovými nebo
- globoidními.[3]

Ozubený věnec je tvořen zuby, které jsou rovnoměrně rozloženy po obvodě kola a geometricky určené především tzv. bočními plochami (obr. 5). [3]



Obr. 5 - Ozubený věnec[3]

Ozubený věnec je vymezen plochou hlavovou a plochou patní, které jsou souosé a stejného typu s plochou roztečnou.

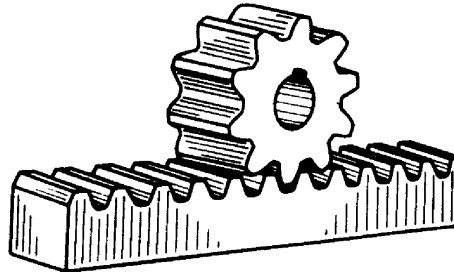
Podle vzájemné polohy hlavové a patní rozeznáváme:

- kola s vnějším ozubením a
- kola s vnitřním ozubením.

Podle tvaru boční čáry zubů jsou:

- kola s přímými zuby,
- kola s šikmými zuby,
- kola s dvojitě šikmými (šípovými) zuby,
- kola se zakřivenými zuby a
- kola se šroubovými zuby.[3]

Ozubený hřeben (obr. 6) je část ozubeného válcového kola o nekonečně velkém poloměru. Ve spojení s pastorkem umožňuje přeměnu otáčivého pohybu v posuvný, a naopak.[3]



Obr. 6 - Ozubený hřeben[3]

Ozubený převod je trojčlenný mechanismus, složený z rámu a dvou ozubených kol.

Podle relativního pohybu základních těles (axoidů) se ozubené převody (soukolí) dělí na:

- soukolí valivá a
- soukolí šroubová.

Ozubené mechanismy vznikají sériovým nebo paralelním řazením jednoduchých převodů.

Rozdělujeme je podle několika hledisek:

1. Podle počtu převodových stupňů na:
 - jednostupňové,
 - dvoustupňové a vícestupňové.
2. Podle prostorového pohybu os na:
 - obyčejné (poloha os vůči rámu se nemění) a
 - planetové (některé osy konají krouživý pohyb).
3. Podle konstrukčního provedení na:
 - otevřené (nezakryté) a
 - uzavřené (ve skříni),
 - vestavěné (do motoru nebo do pracovního stroje) a
 - samostatné převodovky s konstantním nebo stupňovitě proměnlivým převodovým poměrem.
4. Podle použití na:
 - silové (přenos značných točivých momentů) a
 - kinematické (točivý moment je zanedbatelný).[3]

Některé z výhod ozubených mechanismů:

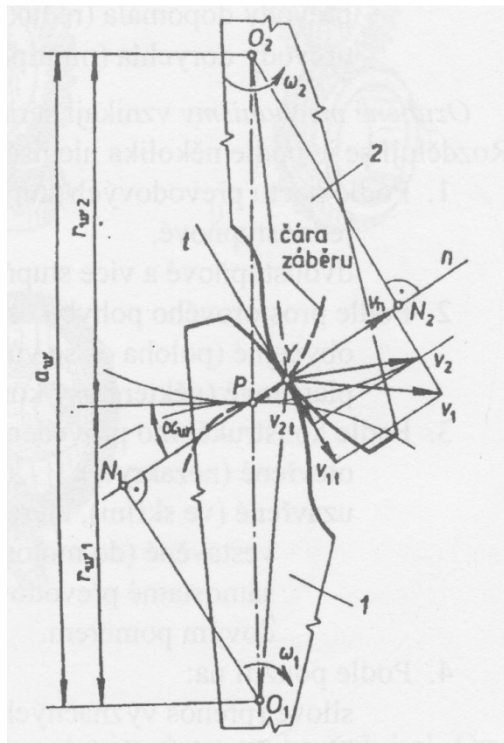
- dobrá spolehlivost a životnost,
- dobrá mechanická účinnost a
- poměrně malá náročnost na údržbu.

Některé z nevýhod ozubených mechanismů:

- složitější a dražší výroba (vysoké nároky na přesnost výroby),
- tuhá vazba členů neumožňující tlumení rázů a dynamického zatížení,
- nemožnost dosažení libovolného převodového poměru (tzn. že počet zubů musí být vždy celé číslo).[3]

2.2 Základní zákon ozubení

Kinematickou vazbu mezi dvěma rotačními osami O_1 a O_2 lze vytvořit záběrem dvou vhodně tvarovaných profilů tzv. palců. Vzájemně zabírající profily mají společný bod Y , kterým prochází společná tečna t a normála n . Pro bod Y náležící členu 1 je absolutní rychlost $v_1 = O_1Y \cdot \omega_1$; pro bod Y náležící členu 2 je absolutní rychlost $v_2 = O_2Y \cdot \omega_2$. [6]



Obr. 7 - Základní zákon ozubení [6]

Základní zákon ozubení vyžaduje trvalý záběr palců, tzn. aby elementární posunutí obou profilů ve směru společné normály bylo stejné. Tento vztah lze vyjádřit vzorcem

$v_{1n} = v_{2n} = v_n$, kde:

$$v_{1n} = v_1 \cdot \frac{O_1N_1}{O_1Y} = O_1N_1 \cdot \omega_1; v_{2n} = v_2 \cdot \frac{O_2N_2}{O_2Y} = O_2N_2 \cdot \omega_2$$

po dosažení a využití úměry na paprscích svazku:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2N_2}{O_1N_1} = \frac{O_2P}{O_1P},$$

kde bod P je pólem relativního pohybu palců.[6]

Základní zákon ozubení lze formulovat slovy:

„Pro plynulý záběr dvou profilů je nezbytné, aby společná normála v bodě jejich dotyku procházela v každém okamžiku pólem relativního pohybu P.“[6]

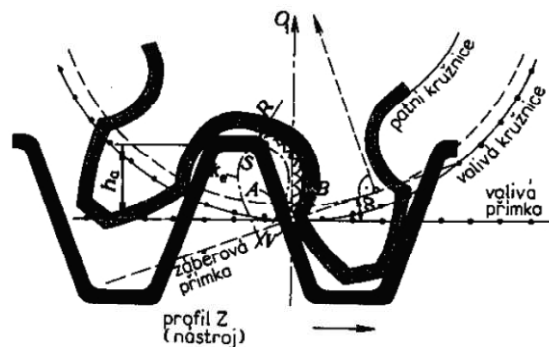
2.3 Materiály výroby ozubených kol

Nejčastěji používaným materiálem pro velká a složená ozubená kola je šedá litina a ocel na odlitky. Ozubená kola ze šedé litiny mají tvrdý povrch odolný opotřebení s dobrými kluznými vlastnostmi a jsou korozi vzdorné. Nevýhodou tohoto materiálu je nutnost ponechání tlustých stěn a velkých přídavků na obrábění. Ozubená kola z konstrukčních ocelí se zhotovují z výkovků, výlisků nebo se svařují. Pro dosažení vysoké meze únavy v ohybu při velké houževnatosti se zhotovují celá kola nebo u složených kol aspoň věnec z ocelí nejčastěji legovaných k zušlechťování. Jde například o ocele 14 220 a 14 221. Z ekonomických důvodů se do průměru 400 mm používají kola s cementovanými boky a kola větších průměrů se povrchově kalí nebo nitridují. Ozubená kola menších rozměrů se vyrábějí ze slinutých kovových prášků ocelových nebo bronzových. Při větších obvodových rychlostech kovová kola hlučí a přenášejí chvění z hnacího stroje na hnaný. Toto chvění lze výrazně utlumit, pokud je velké kolo vyrobeno z plastů a malé kolo z oceli. Výhodou je malý součinitel tření, malé opotřebení, dobrý útlum a jednoduchá výroba. Mezi nekovové materiály používané na ozubená kola patří tvrzené tkaniny, polyamidy, polykarbonáty, polyformaldehydy a plasty na bázi uhlovodíků.[4]

2.4 Podřezání paty zubu

Pokud výrobní hřeben zasahuje příliš hluboko do věnce vyráběného kola, uřízne hlava zubu výrobního hřebene při výstupu z mezery část evolventy, která byla dohotovena v předchozí fázi záběru. Tím vznikne zub s podřezanou patou, který je nežádoucí z následujících důvodů:

- zeslabuje zub v místně vetknutí a snižuje tím jeho ohybovou pevnost a
- odstraňuje část evolventy, která by se mohla zúčastnit záběru.[6]



Obr. 8 - Podřezání paty zubu

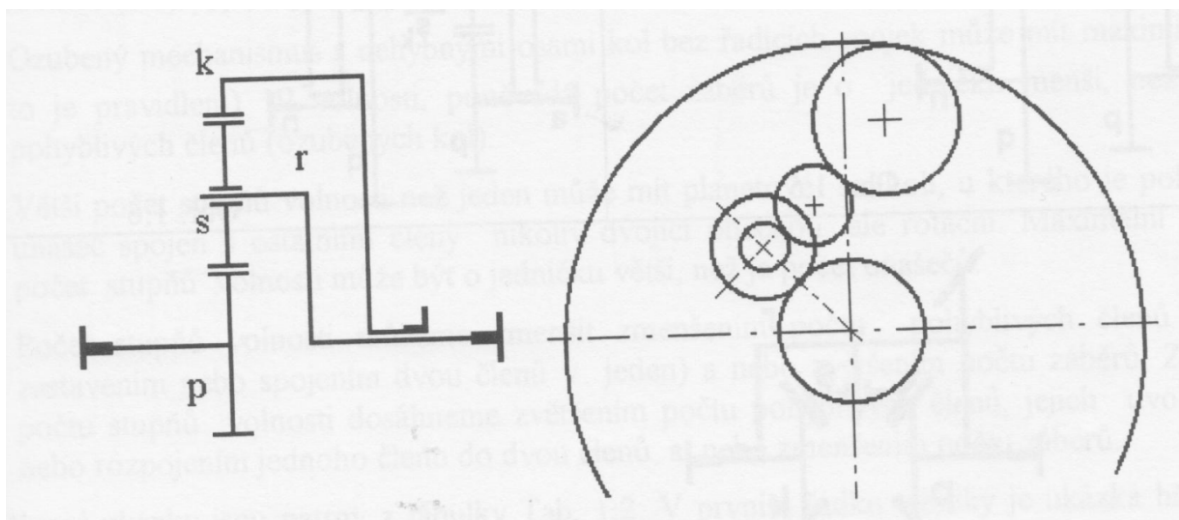
Zdroj: vlastní

2.5 Posunutí profilu

Nedostatky normálního ozubení lze eliminovat nebo redukovat pomocí vhodných korekcí profilu zubů. Jedná se především o zlepšení záběrových a pevnostních podmínek ozubení. Jde hlavně o změnu úhlu záběru, výšky zubu nebo posunutí základního profilu. Roztečná přímka základního profilu může být posunuta o určitou hodnotu. Hodnota posunutí se vyjadřuje součinem $x \cdot m$, kde x je jednotkové posunutí základního profilu a m je modul nástroje. Při posunutí základního profilu se mění profil a rozměry zubu kola, ale nemění se základní kružnice a evolventa.[4]

3 PLANETOVÉ PŘEVODY

V planetových převodech konají osy některých kol krouživý pohyb okolo centrální osy převodu. Tato kola se nazývají satelity. Satelity, které jsou otočně uloženy na těchto osách konají vůči rámu pohyb planetový. Za centrální osu planetového převodu považujeme přímkou proloženou osami vstupního a výstupního hřídele. Tyto hřídele jsou vždy koaxiální. V planetových převodech se nejčastěji používají válcová kola valivá, v některých zvláštních případech lze použít i kuželová nebo šroubová kola. Planetové převody mohou skládat několik pohybů do jednoho nebo naopak pohyb rozkládat. Často se používají v kombinaci s jinými druhy převodů.[1] [3]



Obr. 9 - Planetové soukolí [5]

3.1 Druhy planetových převodovek

Členy uložené na vnějších hřídelích, popř. ty, jejichž otáčivý pohyb je vyveden na vnější hřídel, se označují jako hlavní. Podle druhu hlavních členů se planetové převodovky dělí na:

a) Typ K - U

Typ K-U se vyznačuje tím, že na jednom z vnějších hřídelů (hnacím nebo hnaném) je uložen unášec; druhý hřídel nese korunové kolo. Tyto převody jsou nejčastější a vhodné jako převody silové. Mají vysokou mechanickou účinnost bez ohledu na to jsou-li použity jako reduktory nebo multiplikátory.

b) Typ K - K

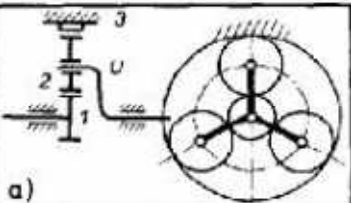
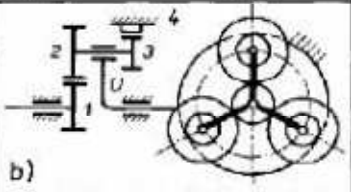
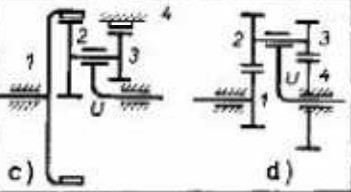
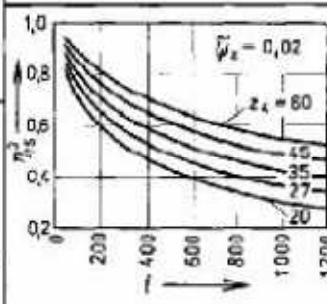
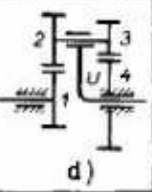
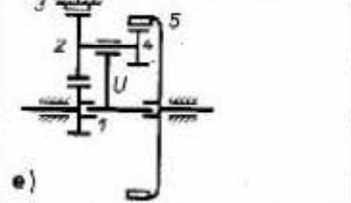
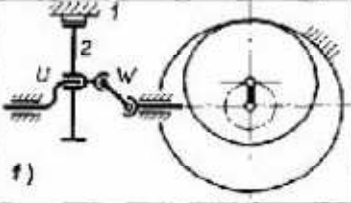
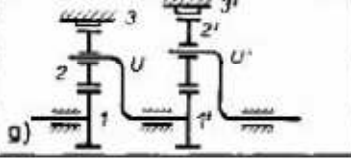
Oba vnější hřídele jsou osazeny korunovými koly. Unášec slouží pouze jako opora satelitů a neúčastní se přenosu točivého momentu.

c) Typ U - S

Jde o převody s vyvedeným pohybem satelitu. Na hřídeli hnacím je uložen unášec; spojení mezi hřídelem hnaným a satelitem se realizuje přidavným mechanismem.

d) Složené planetové převody

Vznikají řazením jednotlivých planetových převodů za sebou. Celkový převodový poměr a účinnost je součinem dílčích planetových převodů.[3]

K - U	 <p>a)</p>	$i_{1U}^3 = 1 + \frac{z_2}{z_3}$ <p>(28 ÷ 8)</p>	$\eta_{1U}^3 = 1 - \left \frac{i_{1U}^3 - 1}{i_{1U}^3} \right \cdot \bar{\psi}_z$ <p>(0,95 ÷ 0,99)</p>
	 <p>b)</p>	$i_{1U}^4 = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$ <p>(1 ÷ 10)</p>	$\eta_{1U}^4 = 1 - \left \frac{i_{1U}^4 - 1}{i_{1U}^4} \right \cdot \bar{\psi}_z$ <p>(0,96 ÷ 0,99)</p>
	 <p>c)</p>	$i_{U1}^6 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}}$ <p>(30 ÷ 100) ÷ 1500</p>	 <p>$\bar{\psi}_z = 0,02$</p>
	 <p>d)</p>	<p>d) ÷ 1500</p>	
K - K	 <p>e)</p>	$i_{12}^5 = \frac{1 + \frac{z_2}{z_1}}{1 - \frac{z_3 z_4}{z_2 z_5}}$ <p>(15 ÷ 200) ÷ 1500</p>	
	 <p>f)</p>	$i_{U2}^1 = \frac{z_2}{z_1 - z_3}$ <p>(15 ÷ 60)</p>	
U - S	 <p>g)</p>	$i_{1U}^3 = i_{1U}^3 \cdot i_{1'U'}^3$ <p>(15 ÷ 60)</p>	$\eta_{1U}^3 = \eta_{1U}^3 \cdot \eta_{1'U'}^3$ <p>(0,93 ÷ 0,97)</p>

Obr.10 - Základní druhy planetových převodů [3]

3.2 Výhody a nevýhody planetových převodů

Mezi výhody patří:

- možnost kinematických variací,
- nižší hmotnost a menší rozměry a
- schopnost dosáhnout v jednom stupni větších převodových poměrů.

Mezi nevýhody patří:

- složitější konstrukční řešení,
- větší požadavky na přesnost výroby a
- vyšší výrobní náklady.[1]

3.3 Použití planetových převodů

Planetové převody jsou perspektivní a jejich užívání se stále rozšiřuje. Využívají se například u dopravních a zdvihacích zařízení, stavebních strojů, v plynových turbínách, v lodních převodovkách, v převodovkách motorových vozidel, výrobních strojů a nejrůznějších zařízení i přístrojů. Často se používají v kombinaci s jinými druhy převodů, například s hydraulickými a třecími.[1]

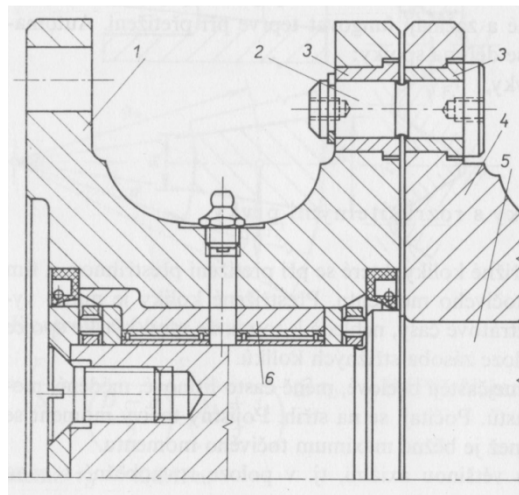
4 POJISTNÉ SPOJKY

Při provozu některých strojů může dojít k přetížení, které může mít za následek zvýšení napětí v součástech. To může způsobit trvalou deformaci součásti nebo její porušení. Může dojít i k pružné deformaci takové velikosti, která naruší normální chod stroje. Aby se tomuto nežádoucímu stavu zabránilo lze do kinematického řetězce stroje mezi hnací a hnanou část vložit pojistnou spojku. Pokud do pojistné spojky vstoupí zvětšený točící moment zapříčiněný přetížením stroje je pojistná spojka přerušena, hnací a hnaná polovina pojistné spojky se tedy vzájemně protácejí. Podle typu pojistné spojky po poklesu točivého momentu na dovolenou hodnotu protáčení buď automaticky přestane a stroj tedy pracuje normálně, nebo protáčení pokračuje až do zásahu technika. Při normálním chodu se pojistné spojky vyznačují jako spojky pevné, nepružné a jejich pojistná funkce se projeví až při přetížení. Automatické pojistné spojky se dělí na spojky:

- s rozrušitelnými prvky,
- vysmekovací a
- prokluzovací.[2]

4.1 Pojistné spojky s rozrušitelnými prvky

Pojistné spojky s rozrušitelnými prvky mají střížné kolíky. Tyto kolíky se při přetížení přestříhnou a tím se přeruší přenášení točivého momentu. Jakmile jsou kolíky přestříženy je potřeba je vyměnit, tím vznikají ztrátové časy. K tomuto typu spojky je nutné udržovat snadný přístup a zásobu střížných kolíků. Střížné kolíky jsou nejčastěji ocelové, zřídka litinové, měděné, mosazné nebo plastové. Většinou jsou axiální.[2]

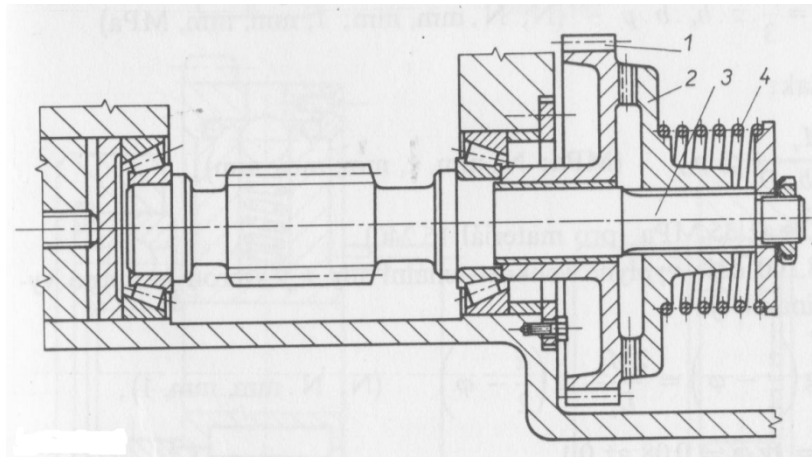


Obr. 11 - Pojistná spojka s rozrušitelnými prvky [2]

- | | |
|--------------------------------------|--------------------------------------|
| 1 - kotouč spojený s hnacím ústrojím | 4 - kotouč spojený s hnaným ústrojím |
| 2 - střižné kolíky | 5 - hnaná hřídel |
| 3 - středící pouzdra | 6 - ochranné pouzdro |

4.2 Pojistné spojky vysmekovací

Při překročení maximálního točivého momentu se účinkem axiální síly v kuličkách nebo ozubení překoná tlak pružin, tím dojde k vysmeknutí ze záběru spoje a hnací a hnaná část spojky vzájemně prokluzují. Nejčastější jsou pojistné zubové spojky.[2]

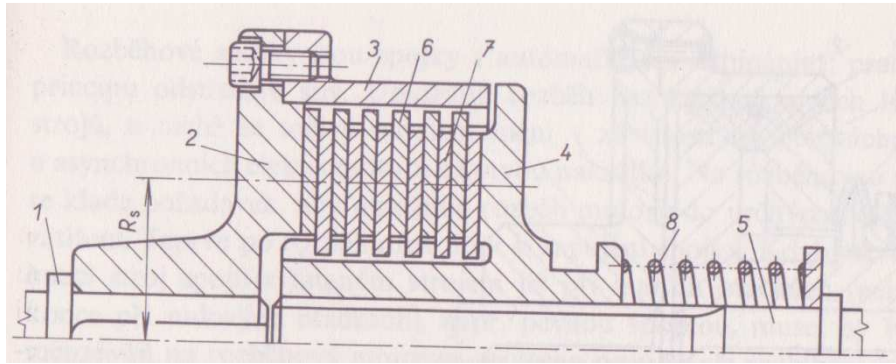


Obr. 12 - Pojistná zubová spojka [2]

- | | |
|----------------|-----------------------|
| 1 - hnací část | 3 - hnaný hřídel |
| 2 - hnaná část | 4 - přítlačná pružina |

4.3 Pojistné třecí prokluzovací spojky

Tyto spojky je třeba zapínat za klidu. Přítlačná síla je vyvozena většinou pružinami, jejichž předpětí je možné regulovat, a tím měnit kritický točivý moment.[2]



Obr. 13 - Jednoduchá pojistná třecí lamelová spojka [2]

1 - hnací hřídel

2 - kotouč s bubnem

3 - buben

4 - přitlačované těleso

5 - hnáný hřídel

6 - vnější lamely

7 - vnitřní lamely

8 - přitlačná pružina

II. PRAKTICKÁ ČÁST

5 NÁVRH A VÝPOČET POHONNÉ JEDNOTKY S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POJISTNOU SPOJKOU

Tato kapitola je věnována návrhu a výpočtu zadané soustavy.

5.1 Zadání

Cílem této práce je návrh pohonné jednotky s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou. Zadané hodnoty jsou:

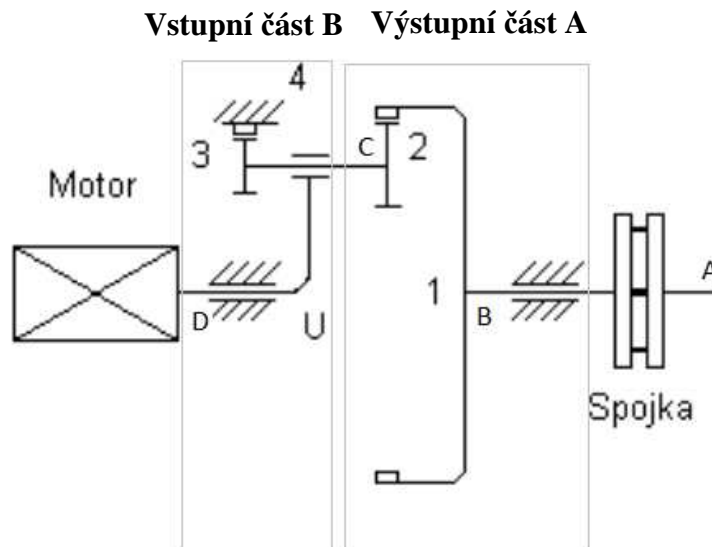
Výkon $P = 5 \text{ kW}$

Výstupní otáčky $n_3 = 10 \text{ ot.min}^{-1}$

Převodový poměr $i = 200$

5.2 Schéma

Pro tuto bakalářskou práci jsem zvolil následující schéma pohonné jednotky.



Obr. 13 - Schéma pohonu

Zdroj: vlastní

1 – volné korunové kolo

2 – dvojitý satelit

3 – dvojitý satelit

4 – pevné korunové kolo

U - unašeč

A - hřídel - vstupní

B - hřídel 1

C - hřídel 2

D - hřídel 3

5.3 Volba motoru

Dle katalogu K03 – 0202 CZ volím jako pohonnou jednotku trojfázový asynchronní nízkonapěťový motor nakrátko 1MA7 131-2BB značky Siemens.

Parametry motoru:

Výkon	$P_M = 5,5 \text{ kW}$
Otáčky	$n_1 = 2920 \text{ ot.min}^{-1} = 48,66 \text{ ot.s}^{-1}$
Účinnost	$\mu_m = 85 \%$

5.4 Výpočet planetové převodovky

Tato kapitola se věnuje výpočtu převodovky a s ní souvisejících prvků.

5.4.1 Výpočet počtu zubů

Volím počet zubů:

$$z_1 = 120, z_2 = 35, z_3 = 35$$

Dopočet z_4 dle vztahu:

$$i_{1,4} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} \quad [2]$$

Po úpravě:

$$z_4 = \frac{i \cdot z_1 \cdot z_3 - z_1 \cdot z_3}{i \cdot z_2} = \frac{200 \cdot 120 \cdot 35 - 120 \cdot 35}{200 \cdot 35} = 120$$

5.4.2 Výpočet účinnosti

Volím $\psi = 0,02$ dle obr. 10 [3].

$$\eta_{1,4} = \frac{1}{1 + |1 - i_{1,4}| \cdot \psi} = \frac{1}{1 + |1 - 200| \cdot 0,02} = 0,2513 \quad [3].$$

5.4.3 Výpočet točivého momentu na hnacím a hnaném hřídeli

Hnací:

$$M_{kU} = 159,2 \cdot \frac{P}{n_m} = 159,2 \cdot \frac{5000}{48,666} = 16358,405$$

Hnaný:

$$M_{k1} = M_{kU} \cdot \eta \cdot i = 16358,405 \cdot 1 \cdot 200 = 3271681 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

5.4.4 Výpočet soukolí výstupní části A

Výpočet dle normy ČSN 01 4686

Materiál satelitu:

12050

zušlechťeno na $\sigma_{pt1} = 700 \text{ MPa}$

povrch kalen na HRC = 48

Materiál kola:

42 2660

zušlechťeno na $\sigma_{pt2} = 610 \text{ MPa}$

povrch kalen na HRC = 45

Koeficienty přidavných zatížení:

$$Y_{F1} = \frac{2 \cdot z_1}{z_1 + 20} = \frac{2 \cdot 120}{120 + 20} = \frac{240}{140} = 1,714$$

$$Y_{F2} = 2,39$$

$$k_{\alpha 1} = 2$$

$$k_{\alpha 2} = 1,69$$

Y_{F1}, Y_{F2} - součinitelé tvaru zubů

$k_{\alpha 1}, k_{\alpha 2}$ - vrubové součinitele

Meze únavové pevnosti v ohybu:

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

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

Vrubový součinitel:

Kola: $k_{\beta 1} = \eta_c \cdot k_{\alpha 1} = 0,85 \cdot 2 = 1,7$

Pastorku: $k_{\beta 2} = \eta_c \cdot k_{\alpha 2} = 0,85 \cdot 1,69 = 1,44$

Dovolené namáhání v ohybu:

Pro kolo i satelit předběžně zvoleno $S_{Fmin} = 2$, $Y_R = 1,05$ a $Y_M = 1$

Y_R - součinitel drsnosti Y_M - redukční součinitel

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

Satelitu: $\sigma_{FD2} = \frac{\sigma_{cn2} \cdot Y_M \cdot Y_R}{S_{Fmin} \cdot k_{\beta 2}} = \frac{366 \cdot 1 \cdot 1,05}{2 \cdot 1,44} = 133,44 \text{ MPa}$

Poměrné hodnoty:

Kola: $\frac{\sigma_{FD1}}{Y_{F1}} = \frac{129,7}{1,66} = 78,13$

Satelitu: $\frac{\sigma_{FD2}}{Y_{F2}} = \frac{133,44}{2,39} = 55,83$

Z výsledků je patrné, že poměrná hodnota satelitu je nižší a je tedy nutné se při výpočtu modulu zaměřit na pastorek.

5.4.5 Výpočet modulu části A

Volím:

- součinitel zatížení $K_F = 1,5$
- poměrovou šířku věnce $\psi_m = 20$

$$m_A \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot \frac{1}{3} \cdot M_{k1}}{\sigma_{FD2} \cdot \psi_m \cdot z_2}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot \frac{1}{3} \cdot 3271681}{133,44 \cdot 20 \cdot 35}} = \sqrt[3]{\frac{3271681}{93408}} = 3,272$$

Dle normy ČSN 01 4608 volím modul $m_A = 4$

5.4.6 Základní rozměry části A

Z modulu zvoleného v kapitole 5.4.5 vyplývají následující základní rozměry soukolí:

Rozteč: $t = \pi \cdot m_A = \pi \cdot 4 = 12,566 \text{ mm}$

Výška hlavy zubu: $h_a = m_A = 4 \text{ mm}$

Tloušťka zubu: $s_f = \frac{\pi \cdot m_A}{2} = 6,283 \text{ mm}$

Šířka zubu: $b_w = \psi_m \cdot m_A = 20 \cdot 4 = 80 \text{ mm}$

Výška paty zubu: $h_p = 1,25 \cdot m_A = 1,25 \cdot 2,5 = 5 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice: $D_1 = z_1 \cdot m_A = 120 \cdot 4 = 480 \text{ mm}$
 $D_2 = z_2 \cdot m_A = 35 \cdot 4 = 140 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice: $D_{a1} = D_1 - 2 \cdot h_a = 480 - 2 \cdot 4 = 472 \text{ mm}$
 $D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_a = 140 + 2 \cdot 4 = 148 \text{ mm}$

Průměr patní kružnice: $D_{p1} = (z_1 + 2,5) \cdot m_A = (120 + 2,5) \cdot 4 = 490 \text{ mm}$
 $D_{p2} = (z_2 - 2,5) \cdot m_A = (35 - 2,5) \cdot 4 = 130 \text{ mm}$

Vzdálenost os: $a_{1,2} = \frac{D_1 - D_2}{2} = \frac{480 - 140}{2} = 170 \text{ mm}$

5.4.7 Kontrola části A na ohyb dle ČSN 01 4686

$$F_T = \frac{M_{k1} \cdot 2}{D_1 \cdot 3} = \frac{3271681 \cdot 2}{480 \cdot 3} = 4544,002 \text{ N}$$

Výpočet napětí σ_F a mezního napětí σ_{Fkrit} pro kolo 1:

$$\sigma_{F1} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F1}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 4544,002 \cdot 1,714}{80 \cdot 4} = 36,508 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit1} = \frac{\sigma_{cn1} \cdot Y_M \cdot Y_R}{k_{\beta1}} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,7} = 259,412 \text{ MPa}$$

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Fkrit1}}{\sigma_{F1}} = \frac{259,412}{36,508} = 7,10$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb S_{F1} vyhovuje.

Výpočet napětí σ_F a mezního napětí σ_{Fkrit} pro kolo 2:

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F2}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 4544,002 \cdot 2,39}{80 \cdot 4} = 50,907 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit2} = \frac{\sigma_{cn2} \cdot Y_M \cdot Y_R}{k_{\beta2}} = \frac{366 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,44} = 266,875 \text{ MPa}$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Fkrit2}}{\sigma_{F2}} = \frac{266,875}{50,907} = 5,242$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb S_{F2} vyhovuje.

5.4.8 Kontrola části A na otláčení dle ČSN 01 4686

Součinitel materiálu $Z_M = 275$

Součinitel tvaru zubů $Z_H = 1,59$

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

Součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$ (pro elektromotor)

Součinitel vnitřních dynamických sil K_V

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů $K_{H\beta}$ (1,2 až 1,4)

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení $K_{H\alpha}$

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

Velikost tlaku v ozubení:
$$P_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_T \cdot (i+1)}{b_w \cdot D_2 \cdot i}}$$

$$P_H = 275 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,6 \cdot 4544,002 \cdot (3,429+1)}{80 \cdot 140 \cdot 3,429}} = 400,521 \text{ MPa}$$

Mez únavy v otláčení:
$$P_C = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ MPa}$$

Mezní napětí v otláčení:
$$P_{Hkrit} = P_C \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_V = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 =$$

$$= 916,75 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v otláčení:
$$S_H = \frac{P_{Hkrit}}{P_H} = \frac{916,75}{400,521} = 2,289$$

Součinitel bezpečnosti v otláčení S_H vyhovuje.

5.4.9 Výpočet modulu části B

Materiály ve vstupní části B jsou zvoleny stejně jako ve výstupní části A. Výpočet je tedy shodný až po výpočet modulu části B.

$$m_B \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot \frac{1}{3} \cdot M_{k3}}{\sigma_{FD2} \cdot \psi_m \cdot z_3}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot \frac{1}{3} \cdot 3271681}{133,44 \cdot 20 \cdot 35}} = \sqrt[3]{\frac{3271681}{106752}} = 3,272$$

Dle normy ČSN 01 4608 volím modul $m_B = 4$

5.4.10 Základní rozměry části B

Aby byla splněna podmínka stejných osových vzdáleností je nutné provést korekci rozměrů pastorku $-V, x=1$.

Rozteč: $t = \pi \cdot m_B = \pi \cdot 4 = 12,566 \text{ mm}$

Výška hlavy zubu: $h_a = m_B = 4 \text{ mm}$

Tloušťka zubu: $s_f = \frac{\pi \cdot m_B}{2} = 6,283 \text{ mm}$

Šířka zubu: $b_w = \psi_m \cdot m_B = 20 \cdot 4 = 80 \text{ mm}$

Výška paty zubu: $h_p = 1,25 \cdot m_B = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice: $D_3 = z_3 \cdot m_B = 35 \cdot 4 = 140 \text{ mm}$

$$D_4 = z_4 \cdot m_B = 120 \cdot 4 = 480 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice: $D_{a3} = D_3 + 2 \cdot h_a = 140 + 2 \cdot 4 = 148 \text{ mm}$

$$D_{a4} = D_4 - 2 \cdot h_a = 480 - 2 \cdot 4 = 472 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice: $D_{p3} = (z_3 - 2,5) \cdot m_B = (35 - 2,5) \cdot 4 = 130 \text{ mm}$

$$D_{p4} = (z_4 + 2,5) \cdot m_B = (120 + 2,5) \cdot 4 = 490 \text{ mm}$$

Vzdálenost os: $a_{3,4} = \frac{D_4 - D_3}{2} = \frac{480 - 140}{2} = 170 \text{ mm}$

5.4.11 Kontrola části B na ohyb a otláčení dle ČSN 01 4686

Koeficienty přídatných zatížení:

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

$$Y_{F4} = \frac{2 \cdot z_4}{z_4 + 20} = \frac{2 \cdot 120}{120 + 20} = 1,714$$

$$k_{a3} = 1,7$$

$$k_{a4} = 2$$

Y_{F3}, Y_{F4} - součinitelé tvaru zubů

$k_{\alpha3}, k_{\alpha4}$ - vrubové součinitele

Vrubový součinitel

Kola: $k_{\beta3} = \eta_c \cdot k_{\alpha3} = 0,85 \cdot 1,7 = 1,445$

Pastorek: $k_{\beta4} = \eta_c \cdot k_{\alpha4} = 0,85 \cdot 2 = 1,7$

Kontrola na ohyb

$$F_T = \frac{M_{k1} \cdot 2}{D_4 \cdot 3} = \frac{3271681 \cdot 2}{480 \cdot 3} = 4544,001 \text{ N}$$

Výpočet napětí σ_F a mezního napětí σ_{Fkrit} pro kolo 3:

$$\sigma_{F3} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F3}}{b_w \cdot m_B} = \frac{1,5 \cdot 4544,001 \cdot 1,5}{80 \cdot 4} = 31,950 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit3} = \frac{\sigma_{cn2} \cdot Y_M \cdot Y_R}{k_{\beta3}} = \frac{366 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,445} = 265,952 \text{ MPa}$$

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Fkrit3}}{\sigma_{F3}} = \frac{265,952}{31,950} = 8,324$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb S_{F3} vyhovuje.

Výpočet napětí σ_F a mezního napětí σ_{Fkrit} pro kolo 4:

$$\sigma_{F4} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F4}}{b_w \cdot m_B} = \frac{1,5 \cdot 4544,001 \cdot 1,714}{80 \cdot 4} = 36,508 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit4} = \frac{\sigma_{cn1} \cdot Y_M \cdot Y_R}{k_{\beta4}} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,7} = 259,412 \text{ MPa}$$

$$S_{F4} = \frac{\sigma_{Fkrit4}}{\sigma_{F4}} = \frac{259,412}{36,508} = 7,106$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb S_{F4} vyhovuje.

Kontrola na otláčení

Součinitel materiálu $Z_M = 275$

Součinitel tvaru zubů $Z_H = 1,59$

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

Součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$ (pro elektromotor)

Součinitel vnitřních dynamických sil K_V

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů $K_{H\beta}$ (1,2 až 1,4)

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení $K_{H\alpha}$

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

Velikost tlaku v ozubení:
$$P_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_T \cdot (i+1)}{b_w \cdot D_3 \cdot i}}$$

$$P_H = 275 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,6 \cdot 4544,001 \cdot (3,4+1)}{80 \cdot 160 \cdot 3,4}} = 374,879 \text{ MPa}$$

Mez únavy v otláčení:
$$P_C = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ MPa}$$

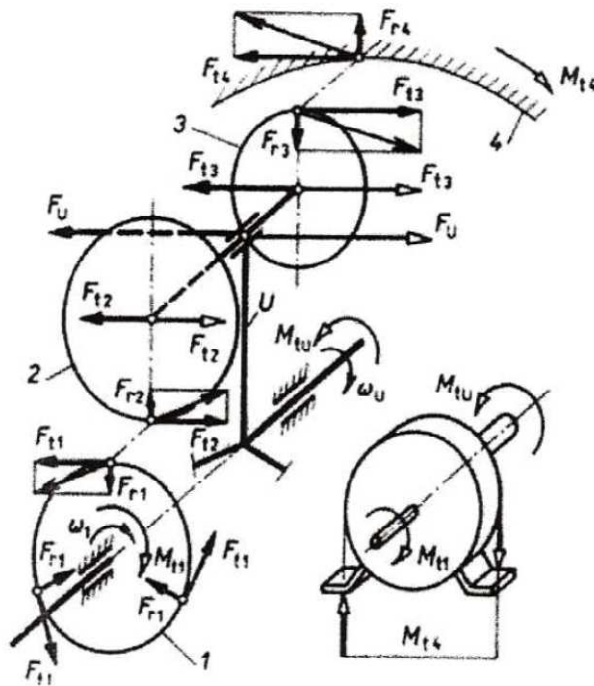
Mezní napětí v otláčení:
$$P_{Hkrit} = P_C \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_V = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 =$$

$$= 916,75 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v otláčení:
$$S_H = \frac{P_{Hkrit}}{P_H} = \frac{916,75}{374,879} = 2,445$$

Součinitel bezpečnosti v otláčení S_H vyhovuje.

5.5 Silové poměry



Obr. 14 - Silové poměry [3]

Dle obr. 14 jsou odvozeny následující vztahy sil:

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

$$F_{t1} = \frac{M_{t1}}{a_k \cdot \frac{D_1}{2}} = \frac{3271681}{3 \cdot \frac{480}{2}} = 4544,001 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha = 4544,001 \cdot \tan 20^\circ = 1653,881 \text{ N}$$

$$F_{N1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{4544,001}{\cos 20^\circ} = 4839,192 \text{ N}$$

$$F_{t1} = F_{t2}$$

$$F_{r1} = F_{r2}$$

$$F_{N1} = F_{N2}$$

$$F_{t2} \cdot \frac{D_2}{2} = F_{t3} \cdot \frac{D_3}{2} \rightarrow F_{t3} = \frac{F_{t2} \cdot \frac{D_2}{2}}{\frac{D_3}{2}} = \frac{F_{t2} \cdot D_2}{D_3} = \frac{4544,001 \cdot 140}{140} = 4544,001 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \tan \alpha = 4544,001 \cdot \tan 20^\circ = 1653,881 \text{ N}$$

$$F_{N3} = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha} = \frac{4544,001}{\cos 20^\circ} = 4835,625 \text{ N}$$

5.6 Výpočet hřídelí

Pro všechny hřídele volím stejný materiál 11 600.

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

$$\sigma_{DO} = 150 \text{ MPa}$$

5.6.1 Výpočet hřídele I

$$\tau_{DK} = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} \leq \tau_{DK} \rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{DK}}}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3271681}{\pi \cdot 80}} = 59,277 \text{ mm}$$

Volím průměr $d_1 = 60 \text{ mm}$ dle ČSN 01 4990

Volba ložiska pro:

$$L_h = 25\,000 \text{ hod}$$

$$F_{e1} = V \cdot X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{ax1} = 1 \cdot 1 \cdot 1653,881 + 0 = 1653,881 \text{ N}$$

$$C_{n1} = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \cdot F_{e1} = \sqrt[3]{\frac{25000}{500}} \cdot 1653,881 = 6092,950 \text{ N}$$

Volím LOŽISKO 6012 dle ČSN 02 4630

Volba pera

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

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

Střih:

$$F_{SI} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 3271681}{60} = 109056,033 \text{ N}$$

$$\tau_s = \frac{F_{SI}}{S_{SI}} \leq \tau_{DS} \rightarrow S_{SI} = \frac{F_{SI}}{\tau_{DS}}$$

$$S_{SI} = \frac{F_{SI}}{\tau_{DS}} = \frac{109056,033}{80} = 1363,200 \text{ mm}^2$$

$$S_{SI} = b \cdot l_{I1} \rightarrow l_{I1} = \frac{S_{SI}}{b}$$

$$l_{I1} = \frac{S_{SI}}{b} = \frac{1363,200}{18} = 75,733 \text{ mm}$$

Otlačení:

$$p = \frac{F_{SI}}{S_{SI}} \leq p_{dov.} \rightarrow S_{OI} = \frac{F_{SI}}{p_{dov.}}$$

$$S_{OI} = \frac{F_{SI}}{p_{dov.}} = \frac{109056,033}{60} = 1817,601 \text{ mm}^2$$

$$S_{OI} = \frac{h}{2} \cdot l_{I2} \rightarrow l_{I2} = \frac{2 \cdot S_{OI}}{h}$$

$$l_{I2} = \frac{2 \cdot S_{OI}}{h} = \frac{2 \cdot 1817,601}{11} = 330,473 \text{ mm}$$

Volím 3 x PERO 18e7 x 11 x 125 dle ČSN 02 2562

5.6.2 Výpočet hřídele II

$$M_{k2} = F_{t2} \cdot \frac{D_2}{2} = 4544,001 \cdot \frac{140}{2} = 318080,070 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_{DK} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} \rightarrow d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{DK}}}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 318080,070}{\pi \cdot 80}} = 27,257 \text{ mm}$$

Z konstrukčních důvodů volím průměr $d_2 = 50 \text{ mm}$

Volba ložiska pro:

$$L_h = 25\,000 \text{ hod}$$

$$\sum F_{iy} = 0 \rightarrow -F_{t2} + R_A - F_{t3} = 0$$

$$R_A = F_{t2} + F_{t3} = 4544,001 + 4544,001 = 9088,002 \text{ N}$$

$$F_{e2} = V \cdot X \cdot R_A + Y \cdot F_{ax2} = 1 \cdot 1 \cdot 9088,002 + 1 \cdot 0 = 9088,002 \text{ N}$$

$$C_{n2} = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \cdot F_{e2} = \sqrt[3]{\frac{25000}{500}} \cdot 9088,002 = 33480,199 \text{ N}$$

Volím LOŽISKO 6016 dle ČSN 02 4630

Volba pera

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

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

Střih:

$$F_{SII} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 318080,070}{50} = 12723,203 \text{ N}$$

$$S_{SII} = \frac{F_{SII}}{\tau_{DS}} = \frac{12723,203}{80} = 159,040 \text{ mm}^2$$

$$l_{II1} = \frac{S_{SII}}{b} = \frac{159,040}{16} = 9,940 \text{ mm}$$

Otlačení:

$$S_{OII} = \frac{F_{SII}}{p_{dov.}} = \frac{12723,203}{60} = 212,054 \text{ mm}^2$$

$$l_{II2} = \frac{2 \cdot S_{OII}}{h} = 42,411 \text{ mm}$$

Volím PERO 16e7 x 10 x 45 dle ČSN 02 2562

5.6.3 Výpočet hřídele III

$$\tau_{DK} = \frac{M_{kU}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \rightarrow d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kU}}{\pi \cdot \tau_{DK}}}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kU}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 16358,405}{\pi \cdot 80}} = 10,136 \text{ mm}$$

Z konstrukčních důvodů volím průměr $d_3 = 50 \text{ mm}$

Volba ložiska pro:

$$L_h = 25\,000 \text{ hod}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_A + R_B = 0$$

$$R_B = -R_A$$

$$F_e = V \cdot X \cdot R_B + Y \cdot F_{ax3} = 1 \cdot 1 \cdot 9088,002 + 1 \cdot 0 = 9088,002 \text{ N}$$

$$C_{n3} = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \cdot F_{e3} = \sqrt[3]{\frac{25000}{500}} \cdot 9088,002 = 33480,199 \text{ N}$$

Volím LOŽISKO 6016 dle ČSN 02 4630

Volba pera

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

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

Střih:

$$F_{SIII} = \frac{2 \cdot M_{kU}}{d_3} = \frac{2 \cdot 16358,405}{50} = 654,336 \text{ N}$$

$$S_{SIII} = \frac{F_{SIII}}{\tau_{DS}} = \frac{654,336}{80} = 8,179 \text{ mm}^2$$

$$l_{III1} = \frac{S_{SIII}}{b} = \frac{8,179}{16} = 0,511 \text{ mm}$$

Otlačení:

$$S_{OIII} = \frac{F_{SIII}}{p_{dov.}} = \frac{654,336}{60} = 10,906 \text{ mm}^2$$

$$l_{III2} = \frac{2 \cdot S_{OIII}}{h} = \frac{2 \cdot 10,906}{10} = 2,181 \text{ mm}$$

Volím PERO 16e7 x 10 x 45 dle ČSN 02 2562

5.7 Doplnující geometrické podmínky

5.7.1 Podmínka stejných osových vzdáleností

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

$$170 \text{ mm} = 170 \text{ mm}$$

Podmínka stejných osových vzdáleností je splněna.

5.7.2 Podmínka smontovatelnosti

Hodnoty k a q musejí být celá čísla.

$$z_1 = k \cdot a_k \qquad k = \frac{z_1}{a_k} = \frac{120}{3} = 40$$

$$z_4 = q \cdot a_k \qquad q = \frac{z_4}{a_k} = \frac{120}{3} = 40$$

Podmínka smontovatelnosti je splněna.

5.7.3 Podmínka vůle mezi satelity

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

Úhel ϑ_{min} se určí ze vztahu:

$$\sin \frac{\vartheta_{min}}{2} = \frac{\frac{D_2}{2} + 0,5 \cdot V_{min}}{\frac{D_1}{2}} = \frac{\frac{140}{2} + 0,5 \cdot 1,5}{\frac{480}{2}} \rightarrow \vartheta_{min} = 17^\circ 8'$$

$$\vartheta = \frac{360^\circ}{a_k} \geq \vartheta_{min} \approx \frac{360^\circ}{3} \geq 17^\circ 8'$$

Podmínka vůle mezi satelity je splněna.

5.8 Výpočet pojistné spojky se střížnými kolíky

Zvolena pojistná spojka se 4 střížnými kolíky z materiálu:

ocel 12 061, $\tau_{Ds} = 120$ MPa.

Pojistný kroutící moment je zvolen o 20% větší než maximální kroutící moment.

5.8.1 Výpočet průměru střížného kolíku

$$R = d \cdot x = 60 \cdot 1,5 = 90 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{M_k \cdot 1,2}{6 \cdot R} = \frac{3271681 \cdot 1,2}{4 \cdot 90} = 10905,603 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{F_t}{S} \leq \tau_{Ds}$$

$$S = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}$$

$$\tau = \frac{F_t}{\frac{\pi \cdot d_k^2}{4}} \leq \tau_{Ds} \rightarrow d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F_t}{\pi \cdot \tau_{Ds}}}$$

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F_t}{\pi \cdot \tau_{Ds}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10905,603}{\pi \cdot 120}} = 10,757 \text{ mm}$$

Volím kolík $\emptyset 11 \text{ mm}$.

5.8.2 Výpočet skutečné hodnoty R

$$M_V = 1,2 \cdot M_K = 1,2 \cdot 3271681 = 3926017,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_{Ds} = \frac{F_{ts}}{4 \cdot S}$$

$$F_{ts} = \frac{4 \cdot \pi \cdot d_s^2}{4} \cdot \tau_{Ds} = \frac{4 \cdot \pi \cdot 11^2}{4} \cdot 120 = 45615,960 \text{ N}$$

$$R_s = \frac{M_V}{F_{ts}} = \frac{3926017,2}{45615,960} = 86,067 \text{ mm}$$

Volím $R_s = 86 \text{ mm}$

ZÁVĚR

V této bakalářské práci je navržena pohonná jednotky s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou pro výkon 5 kW, převodový poměr 200 a výstupní otáčky 10ot.min^{-1} . Součástí praktické části jsou výpočty a konstrukční návrhy zmíněné sestavy. Dále byla vyhotovena výkresová dokumentace sestavy i jednotlivých nenormalizovaných částí, která je přiložena. Celou sestavu pohání trojfázový asynchronní nízkonapěťový motor nakrátko 1MA7 131-2BB značky Siemens o výkonu 5,5 kW. Z ekonomických důvodů bylo při návrhu voleno co nejvíce normalizovaných součástí.

Sestava zahrnuje planetové převody - šesti satelity a dvěma korunovými koly, která jsou sestavena dle schéma pohonu (obr. 13) a pojistnou spojkou se střížnými kolíky, která má chránit koncové zařízení před přetížením.

Pro vyhotovení výkresové dokumentace byla použita studijní verze programu Autodesk Inventor Professional 2013.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů III: převody*. Vyd. 2. uprav. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1987, 267 s.
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989, 775 s. Česká matice techn. ISBN 80-030-0046-7.
- [3] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [4] HUŠKA, Zdeněk. *Strojní součásti*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1989, 150 s. ISBN 80-030-0124-2.
- [5] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005c1998, 90 s. ISBN 80-010-3245-0.
- [6] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 1999, 174 s. ISBN 80-010-1934-9.
- [7] VOLEK, F.: *Základy konstruování a části strojů I*. 1. vydání. Zlín : Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. 168 s. ISBN 978-80-7318-654-8.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

a	vzdálenost os
b	šířka
D	průměr
d	průměr
F	síla
h	výška
i	převodový poměr
k	koeficient
K_F	součinitel zatížení
l	délka
L_h	trvanlivost ložiska
m	modul
M_k	kroucí moment
n	otáčky
O	osa
P	výkon
R	poloměr
S	plocha
s	tlouška
t	rozteč
v	obvodová rychlost
x	jednotkové posunutí základního profilu
Y	součinitel
z	počet zubů

Z_H	součinitel tvaru zubů
Z_M	součinitel materiálu
ϑ	vůle mezi satelity
μ	účinnost
π	Ludolfovo číslo
σ_{pt}	pevnost
τ	pevnost
ψ_m	šířka věnce
ω	úhlová rychlost

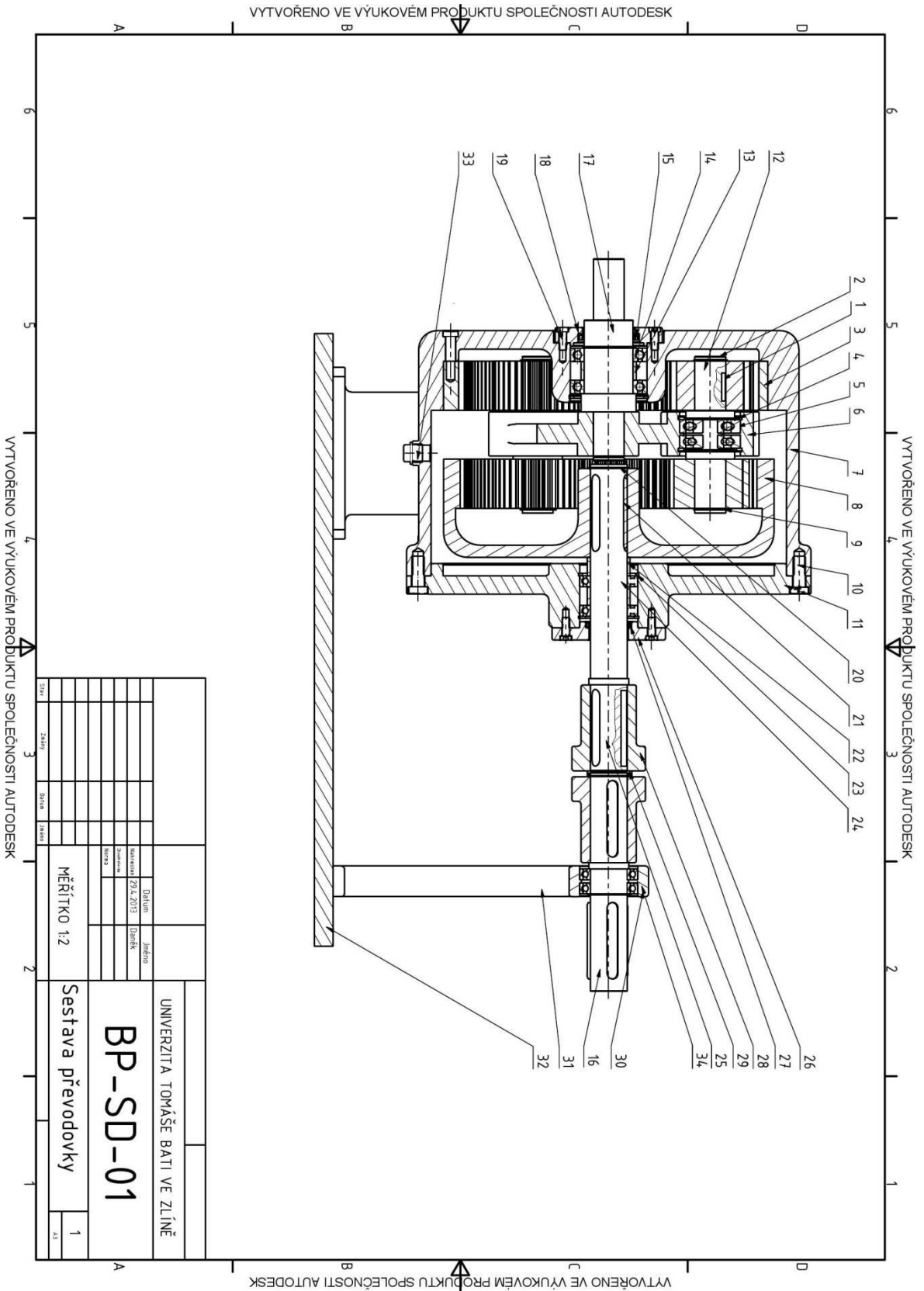
SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 - Silové poměry v převodech (převod ozubenými koly)[4]	12
Obr. 2 - Třecí převod válcovými kolo [4].....	13
Obr. 3 - Řemenový převod [4].....	14
Obr. 4 - Jednoduchý řetězový převod [4]	15
Obr. 5 - Ozubený věnec[3]	18
Obr. 6 - Ozubený hřeben[3].....	19
Obr. 7 - Základní zákon ozubení [6].....	20
Obr. 8 - Podřezání paty zubu	22
Obr. 9 - Planetové soukolí [5].....	23
Obr.10 - Základní druhy planetových převodů [3]	24
Obr. 11 - Pojistná spojka s rozrušitelnými prvky [2].....	26
Obr. 12 - Pojistná zubová spojka [2]	27
Obr. 13 - Jednoduchá pojistná třecí lamelová spojka [2]	28
Obr. 13 - Schéma pohonu	30
Obr. 14 - Silové poměry [3].....	39

SEZNAM PŘÍLOH

BP-SD-01	Sestava převodovky
BP-SD-02	Kusovník
BP-SD-03	Držák
BP-SD-04	Hřídel 1
BP-SD-05	Hřídel 2
BP-SD-06	Hřídel 3
BP-SD-07	Hřídel vstupní
BP-SD-08	Střížný kolík
BP-SD-09	Kroužek 60
BP-SD-10	Kroužek 80
BP-SD-11	Satelit
BP-SD-12	Ozubené kolo 1
BP-SD-13	Ozubené kolo 2
BP-SD-14	Příruba vstupní
BP-SD-15	Příruba výstupní
BP-SD-16	Skříň
BP-SD-17	Spojka
BP-SD-18	Unašeč
BP-SD-19	Víko držáku
BP-SD-20	Základní deska
BP-SD-21	Víko

PŘÍLOHA P I: NÁZEV PŘÍLOHY



UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		Datum		Jméno	
BP-SD-01		29.1.2013		Danko	
Sestava převodovky		Název		Měřítko	
		Měřítko 1:2		1	
		Zpracoval		2.3	
		Ověřil			
		Návrh			

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

POZICE	NÁZEV	NORMA/VÝKRES	MATERIÁL	KS
1	SATELIT	BP-SD-11	12050	6
2	HŘÍDEL 2	BP-SD-05	11600	3
3	OZEBENÉ KOLO 1	BP-SD-12	42 2650	1
4	POJISTNÝ KROUŽEK 80	ČSN 02 2930		3
5	LOŽISKO 6016	ČSN 02 4630		2
6	UNAŠEČ	BP-SD-18	11500	1
7	SKŘÍŇ	BP-SD-16	42 2420	1
8	OZUBENÉ KOLO 2	BP-SD-13	42 2650	1
9	POJISTNÝ KROUŽEK 50	ČSN 02 2930		2
10	ŠROUB M20 X 50	ČSN 02 1239		6
11	VÍKO	BP-SD-21	42 2420	1
12	PERO 16e7 x 10 x 45	ČSN 02 2562		8
13	KROUŽEK 80	BP-SD-10	11600	1
14	LOŽISKO 6016	ČSN 02 4630		2
15	GP 80 - 100 -10 NBR	ČSN 02 9401.0		1
16	HŘÍDEL VSTUPNÍ	BP-SD-07	11600	1
17	HŘÍDEL 3	BP-SD-06	11600	1
18	PŘÍRUBA VÝSTUPNÍ	BP-SD-15	11600	1
19	ŠROUB M12 X 30	ČSN 02 1239		12
20	POJISTNÝ KROUŽEK 60	ČSN 02 2930		1
21	PERO 18e7 x 11 x 125	ČSN 02 2562		12
22	KROUŽEK 60	BP-SD-09	11600	2
23	POJISTNÝ KROUŽEK 95	ČSN 02 2931		2
24	LOŽISKO 6012	ČSN 02 4630		4
25	HŘÍDEL 1	BP-SD-04	11600	1
26	PŘÍRUBA VSTUPNÍ	BP-SD-14	11600	1
27	GP 60 - 75 - 8 NBR	ČSN 02 9401.0		1
28	SPOJKA	BP-SD-17	11600	2
29	STŘIŽNÝ KOLÍK	BP-SD-08	12061	4
30	VÍKO DRŽÁKU	BP-SD-19	42 2420	1
31	DRŽÁK	BP-SD-03	42 2420	1
32	ZÁKLADNÍ DESKA	BP-SD-20	11373	1
33	ZÁTKA M30 X 2	ČSN 02 1915		1
34	ŠROUB M10 X 20	ČSN 02 1239		4

				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		
		Datum	Jméno	BP-SD-02		
		Nakreslen	30.4.2013			Daněk
		Divyštráns				
		Norma				
				Kusovník	1	
					Å+	
Stav	Změny	Datum	Jméno			

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

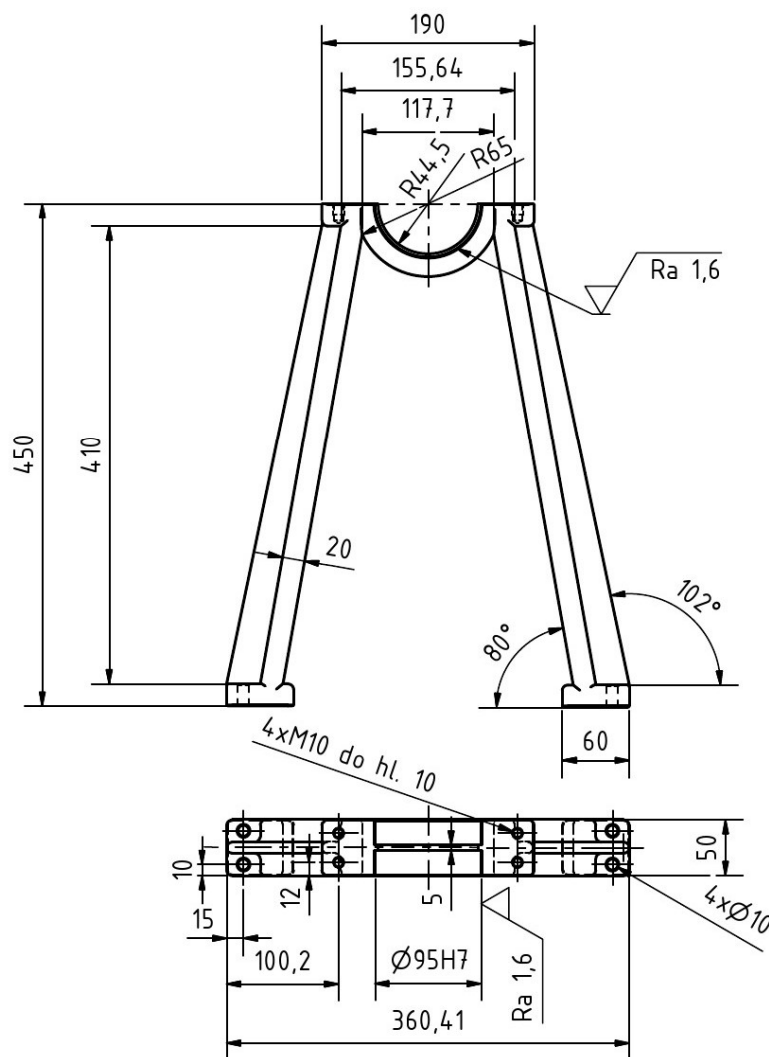
VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

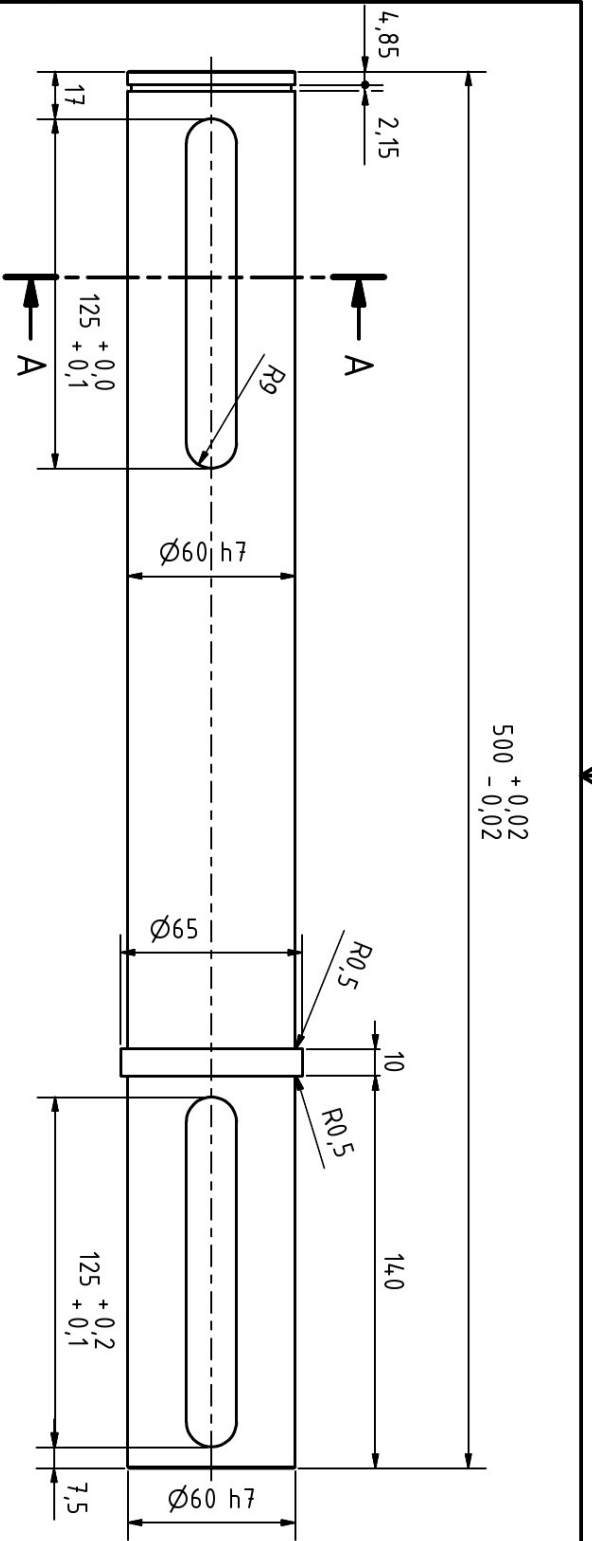


VŠECHNA NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 1X45°
VŠECHNA NEKÓTOVANÁ ZAOBLLENÍ R5

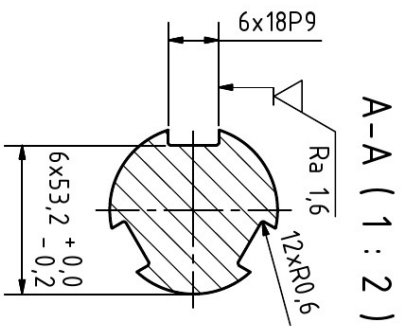
				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ	
				BP-SD-03	
				MĚŘÍTKO 1:2	
				Držák	
				1	
				A+	
Stav	Změny	Datum	Jméno		

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVOŘENO VE VÝKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



VYTVOŘENO VE VÝKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



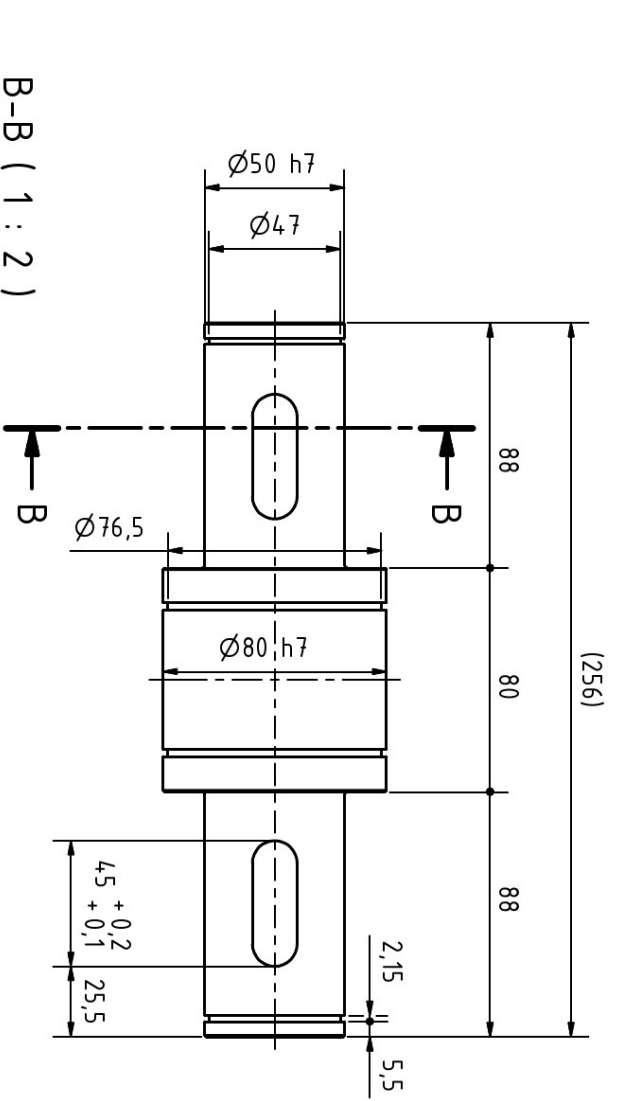
$\nabla Ra 1,6$ $\nabla Ra 3,2$ (\checkmark)

VŠECHNA NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ $1 \times 4,5^\circ$

Stav	Zařiz	Datum	Jmeno	Datum	Jmeno
				29.4.2013	Dansk
				Nakreslen	
				Zkontrol	
				Norma	
MĚŘÍTKO 1:2				HŘÍDEL 1	
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ				BP-SD-04	
1				A4	

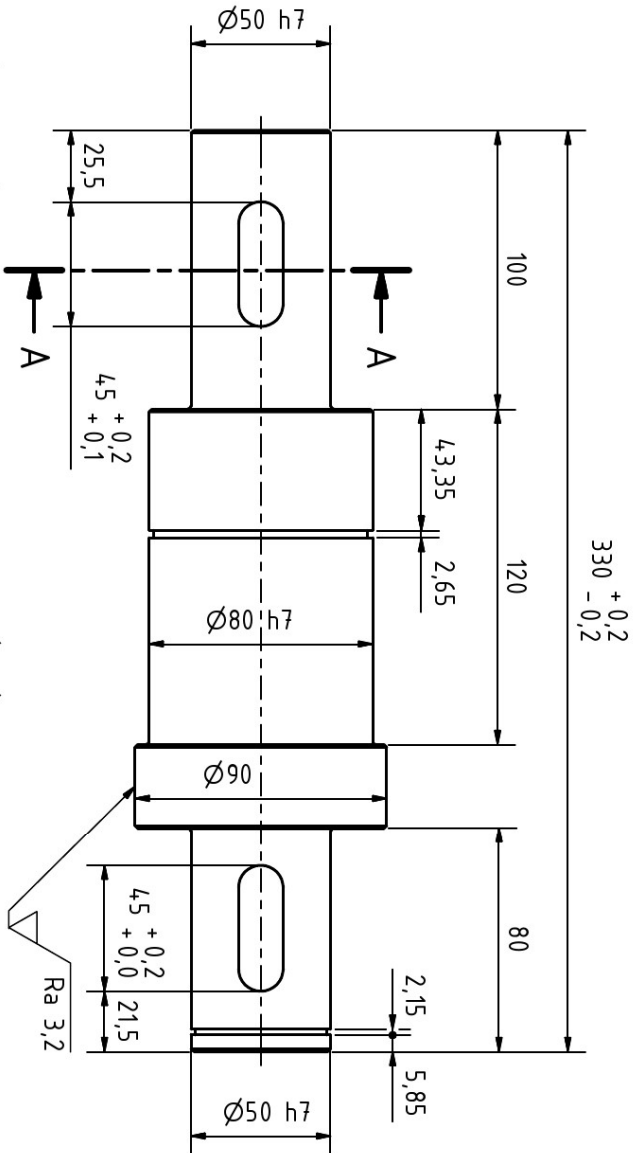
VYTVOŘENO VE VÝKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVOŘENO VE VÝKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



VŠECHNA NEKOTOVANÁ SRAŽENÍ 1X4,5°

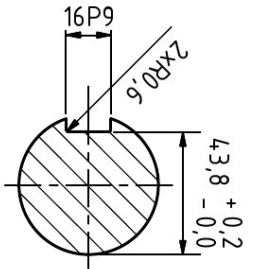
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		BP-SD-05	
MĚŘÍTKO 1:2		Hřídel 2	
Datum: 29.4.2013		Jméno: Danek	
Norma:		A4	
Strav:	Zařiz:	Datum:	Jiso:



A-A (1 : 2)

Ra 1,6 Ra 3,2 (✓)

VŠECHNA NEKOTOVANÁ SRAŽENÍ 1X45°

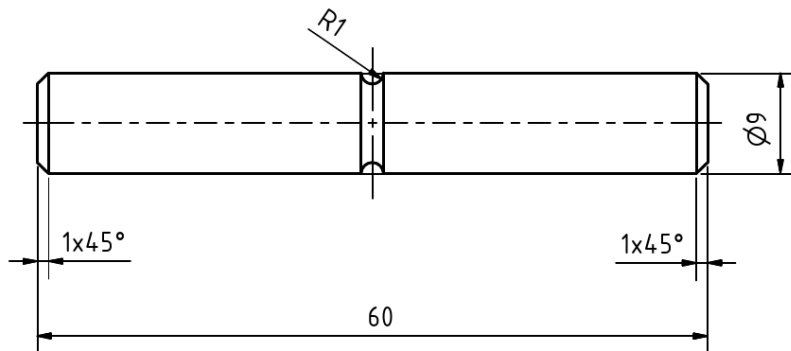


Stav		Zařep		Datum		Jmeno		Datum		Jmeno		Datum		Jmeno	
								Nakreslen 29.4.2013		Danek					
								Norma							
MĚŘÍTKO 1:2												HŘÍDEL 3			
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ												BP-SD-06			
1												1			
A4															

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

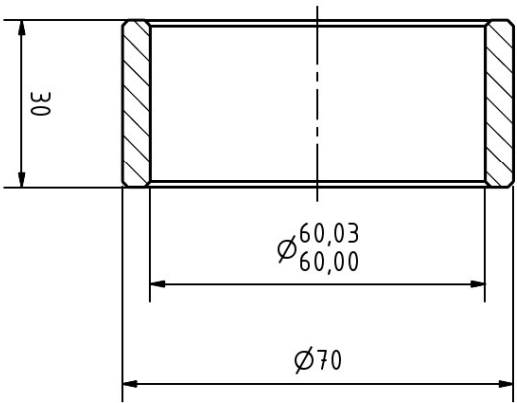
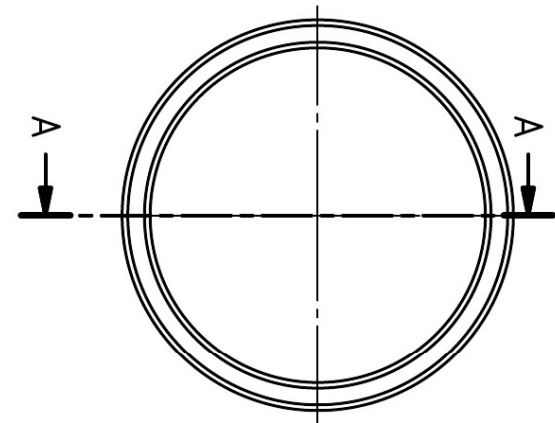


Ra 1,6

						UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		
			Datum	Jméno	BP-SD-08			
			Nakreslen	30.4.2013				Daněk
			Divadlo					
			Norma					
			MĚŘÍTKO 1:2		Kolík		1	
Stav	Změny	Datum	Jméno			A+		



VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



 Ra 3,2

VŠECHNA NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 1X4,5°

UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ

BP-SD-09

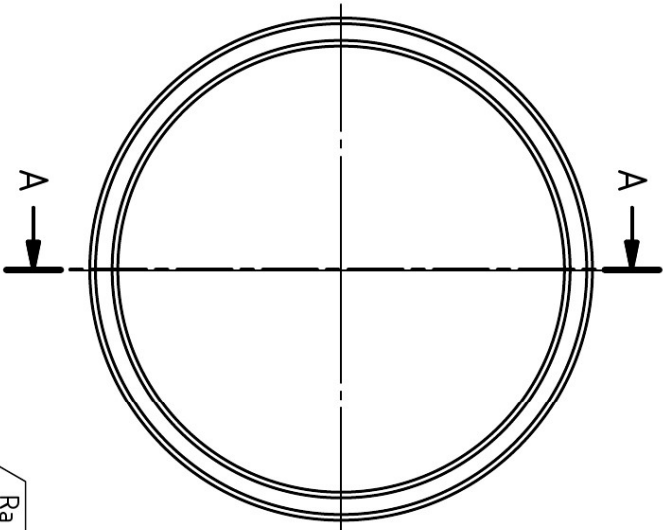
MĚŘÍTKO 1:2

Krouzek 60

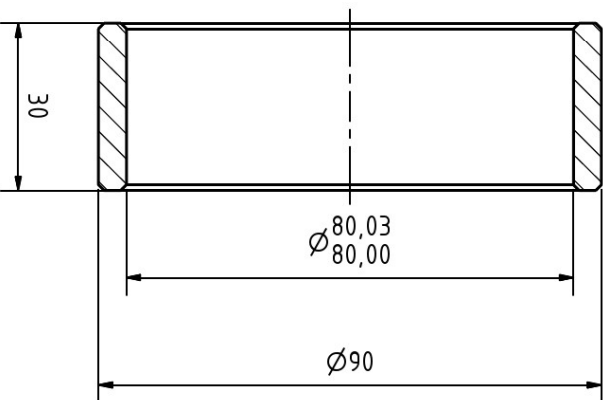
1

A4

Stav	Zaříní	Datum	Jmeno	Datum		MĚŘÍTKO 1:2	Krouzek 60	1	A4
				Nakreslen	Daneš				
				30.4.2013	Daneš				
				Zpracovan					
				Norma					

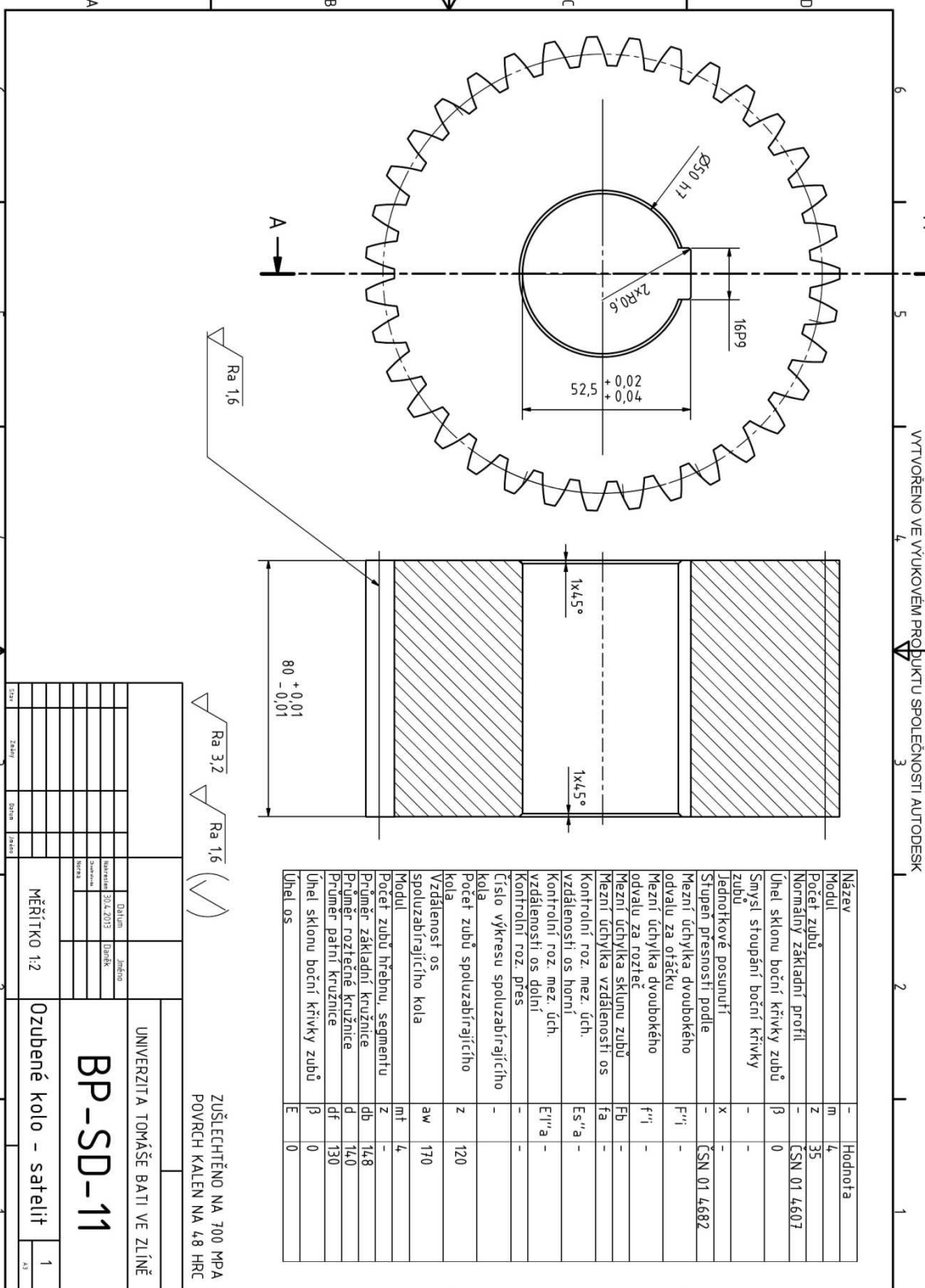


$Ra\ 3,2$



VŠECHNA NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 1X4,5°

		Datum		Jméno		UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ	
		29.4.2013		Danek		BP-SD-10	
		Norma					
		MĚŘÍTKO 1:2		Krouzek 80		1	
Stran	Zařep	Datum	Jmeno			A4	



Název	-	Hodnota
Modul	m	4
Počet zubů	z	35
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky zubů	β	0
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-
ledotkové posunutí	x	-
Stupen přesnosti podle odvalu za otáčku	-	ČSN 01 4682
Mezní úchylka dvoubokého odvalu za otáčku	F' ₁ '	-
Mezní úchylka sklonu zubů	F _b	-
Mezní úchylka vzdálenosti os	f _a	-
Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os horní	Es''a	-
Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os dolní	Ei''a	-
Kontrolní roz. přes	-	-
Číslo výkresu spolupřirajících kola	-	-
Počet zubů spolupřirajících kola	z	120
Vzdálenost os spolupřirajících kola	a _w	170
Modul	m	4
Počet zubů hřebnu segmentu	z	-
Průměr základní kružnice	db	148
Průměr roztažené kružnice	d _f	140
Průměr pátní kružnice	d _f	130
Úhel sklonu boční křivky zubů	β	0
Úhel os	E	0

ZUŠLECHTĚNO NA 700 MPa
POVRCH KALEN NA 4,8 HRC

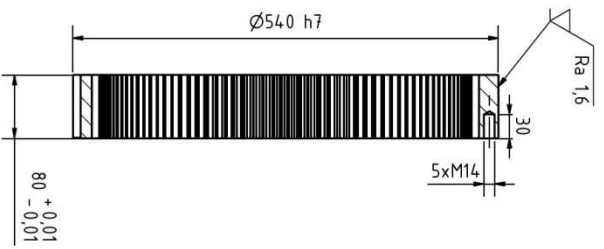
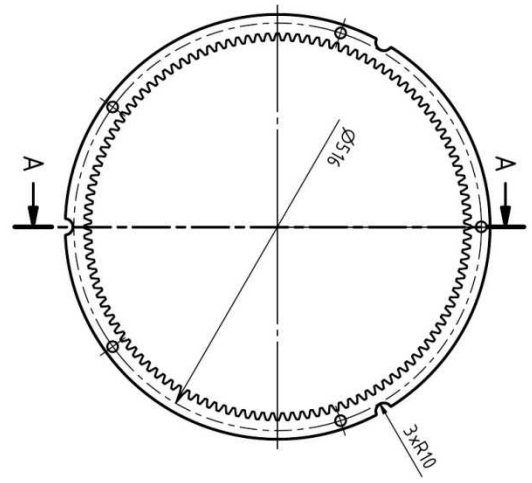
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ

BP-SD-11

MĚŘÍTKO 1:2

Ozubené kolo – satelit

1

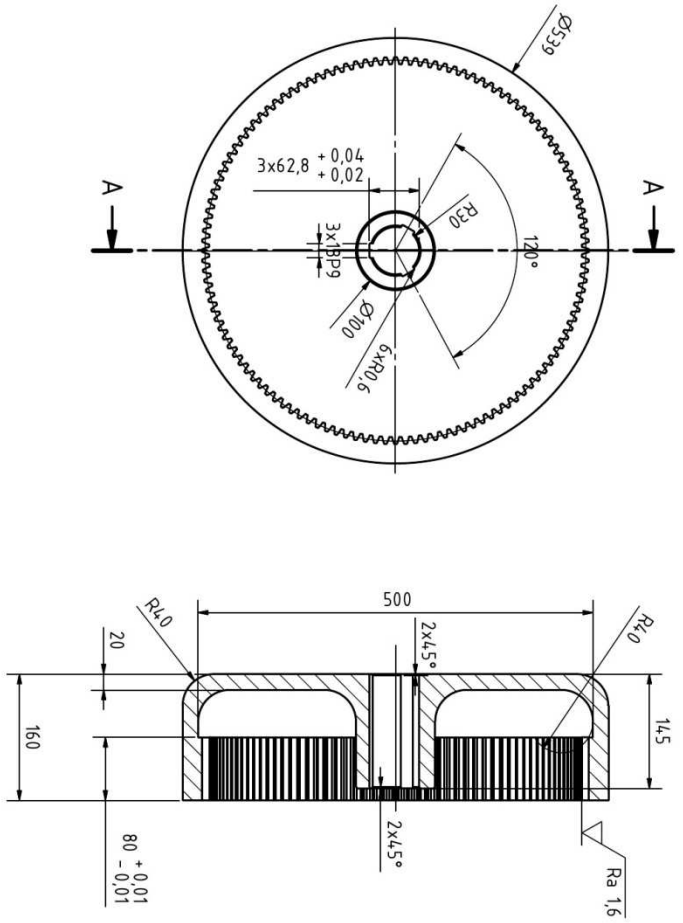


Název	-	Hodnota
Modul	m	4
Počet zubů	z	120
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky zubů	B	0
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-
Jednořádkové posunutí	x	-
Stupen přesnosti podle ČSN 01 4682	-	-
Mezní úchylka dvoubokého odvalu za ořátku	F' ₁ '	-
Mezní úchylka dvoubokého odvalu za rozteč	f' ₁ '	-
Mezní úchylka sklonu zubů	F _B	-
Mezní úchylka vzdálenosti os	f _a	-
Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os horní	Es''a	-
Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os dolní	Ei'''a	-
Kontrolní roz. přes	-	-
Číslo výkresu spoluzabírajícího kola	-	-
Počet zubů spoluzabírajícího kola	z	35
Vzdálenost os spoluzabírajícího kola	aw	170
Modul	m	4
Počet zubů hřebnu segmentu	z	-
Průměr základní kružnice	db	4.72
Průměr roztečné kružnice	d	4.80
Průměr patní kružnice	df	4.90
Úhel sklonu boční křivky zubů	B	0
Úhel os	E	0

Ra 3,2 Ra 1,6

ZUŠLECHTĚNO NA 610 MPa
 POUVRCH KALEN NA 45 HRC

UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ	
BP-SD-12	
MÉRÍTKO 1:2	Ozubené kolo 1
1	2.3



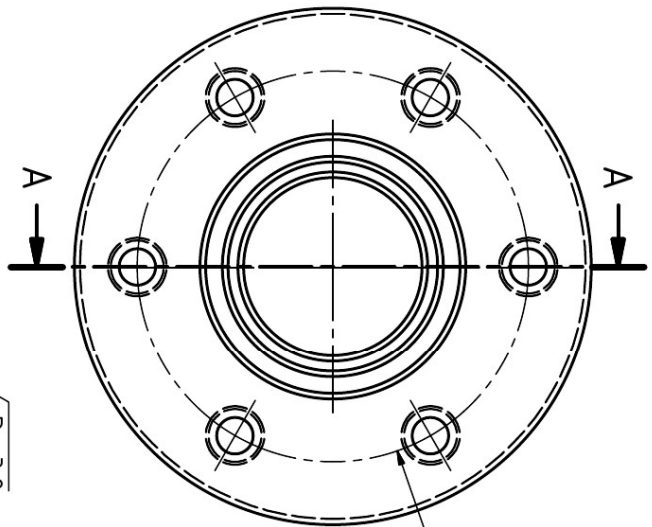
Název	-	Hodnota
Modul	m	4
Počet zubů	Z	120
Normální základní profil	-	CSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky zubů	B	0
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-
Jednotkové posunutí	x	-
Stupen přesnosti podle	-	CSN 01 4682
Mezní úchylka dvoubokého odvalu za ořátku	F' _i	-
Mezní úchylka sklonu zubů	F _B	-
Mezní úchylka vzdálenosti os	f _a	-
Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os horní	Es''a	-
Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os dolní	Ei'''a	-
Kontrolní roz. přes	-	-
Číslo výkresu spoluzabírajícího kola	-	-
Počet zubů spoluzabírajícího kola	Z	35
Vzdálenost os spoluzabírajícího kola	a _w	170
Modul	m	4
Počet zubů hřebnu segmentu	Z	-
Průměr základní kružnice	db	4.72
Průměr roztečné kružnice	d	4.80
Průměr patní kružnice	df	4.90
Úhel sklonu boční křivky zubů	B	0
Úhel os	E	0

Ra 3.2
 Ra 1.6

ZUŠLECHTĚNO NA 610 MPA
 POUZÍVÁ KALEN NA 45 HRC

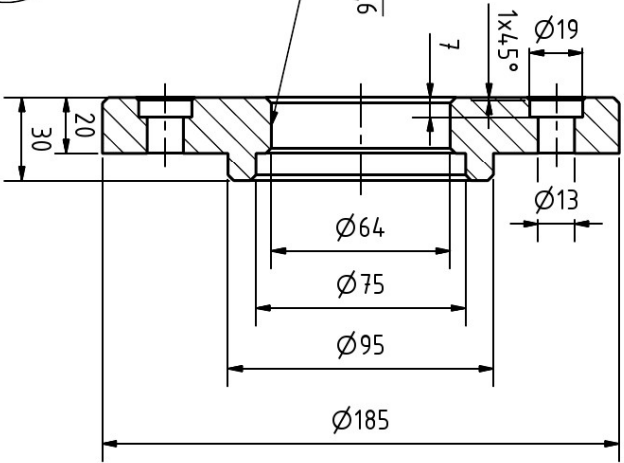
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ	
BP-SD-13	
Ozubené kolo 2	
MĚŘÍTKO 1:2	
1	
23	

VYTVOŘENO VE VÝKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



VYTVOŘENO VE VÝKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

A-A (1 : 2)



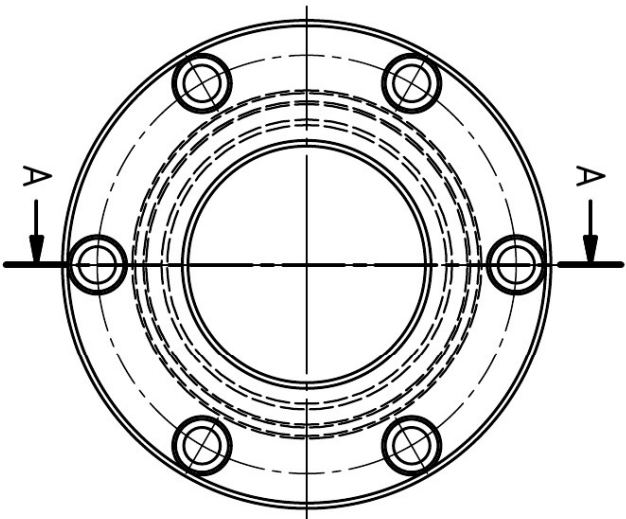
VŠECHNA NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ $2 \times 45^\circ$

UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			BP-SD-14		
Příruba vstupní					
Stav	Zařizov	Datum	Jmeno	MĚŘÍTKO 1:2	1
			Nakreslil 30.4.2013 Svátek		AA
			Norma		

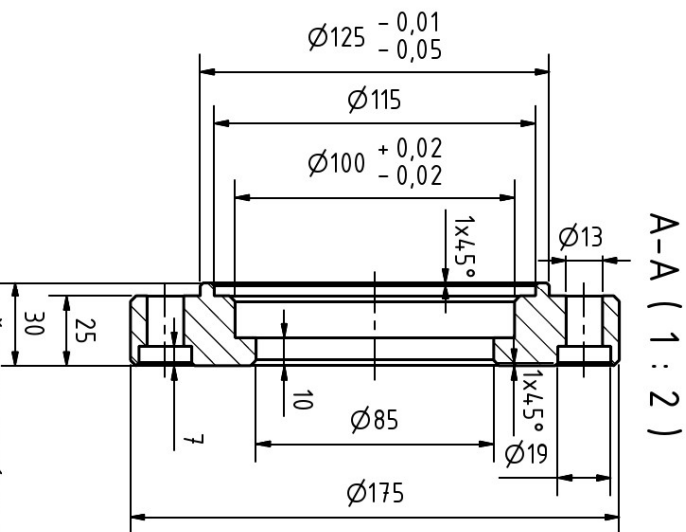
VYTVOŘENO VE VÝKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVOŘENO VE VÝKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVORENO VE VYUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



$Ra\ 3,2$



A-A (1 : 2)

VŠEČHNA NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 1X4,5°

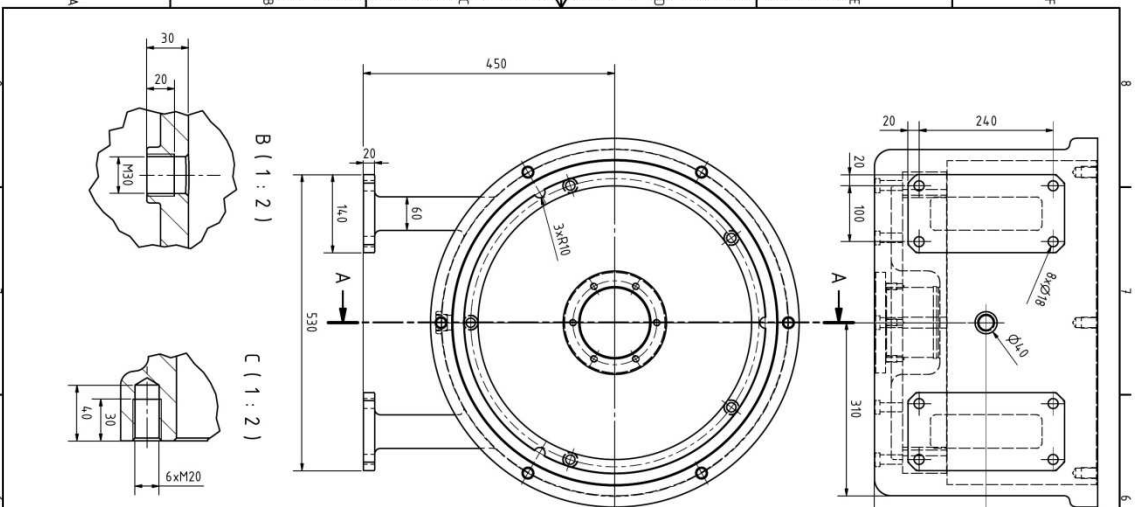
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		Datum		Jméno	
BP-SD-15		30.4.2013		Danek	
Příruba výstupní		Norma			
MĚŘÍTKO 1:2					
1					
A4					
Stav	Zařiz	Datum	Jmeno		

VYTVORENO VE VYUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

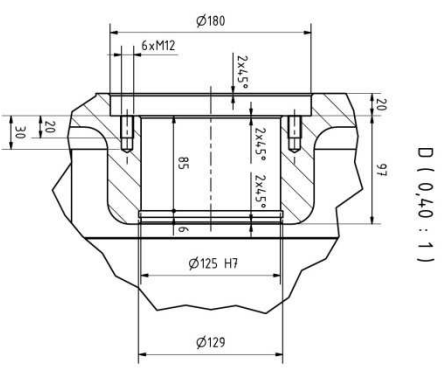
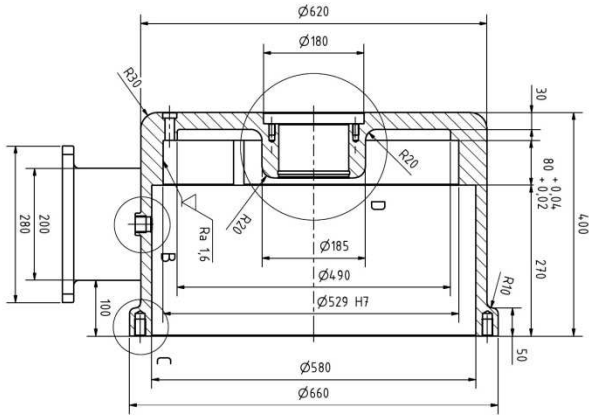
VYTVORENO VE VYUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVORENO VE VYUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVORENO VE VYUKOVEM PRODUKTU SPOLECNOSTI AUTODESK



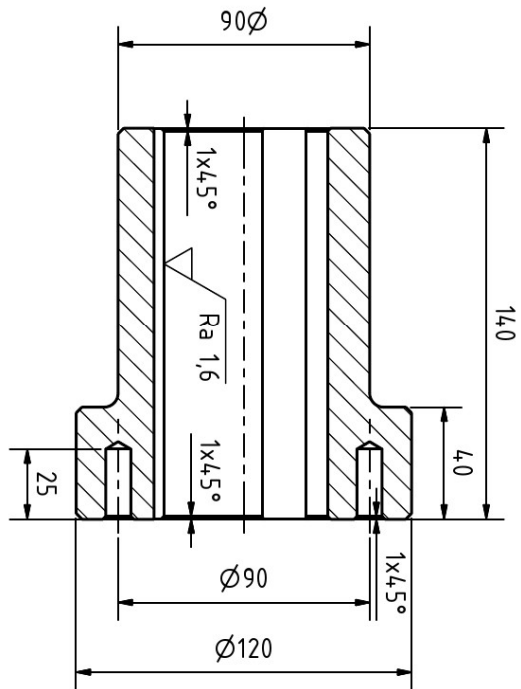
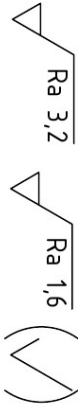
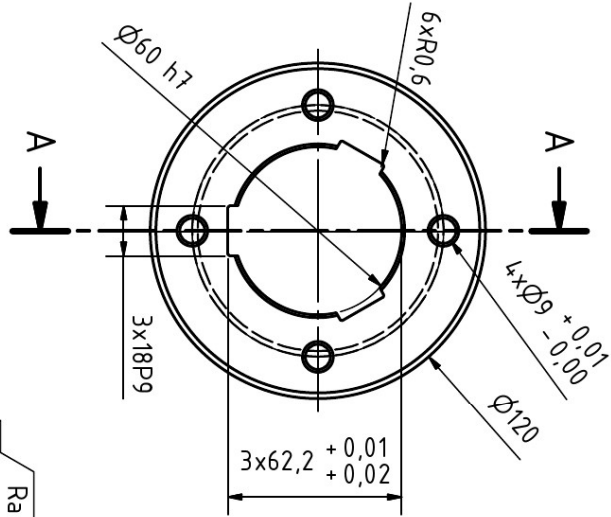
VYTVORENO VE VYUKOVEM PRODUKTU SPOLECNOSTI AUTODESK



VYTVORENO VE VYUKOVEM PRODUKTU SPOLECNOSTI AUTODESK

VYTVORENO VE VYUKOVEM PRODUKTU SPOLECNOSTI AUTODESK

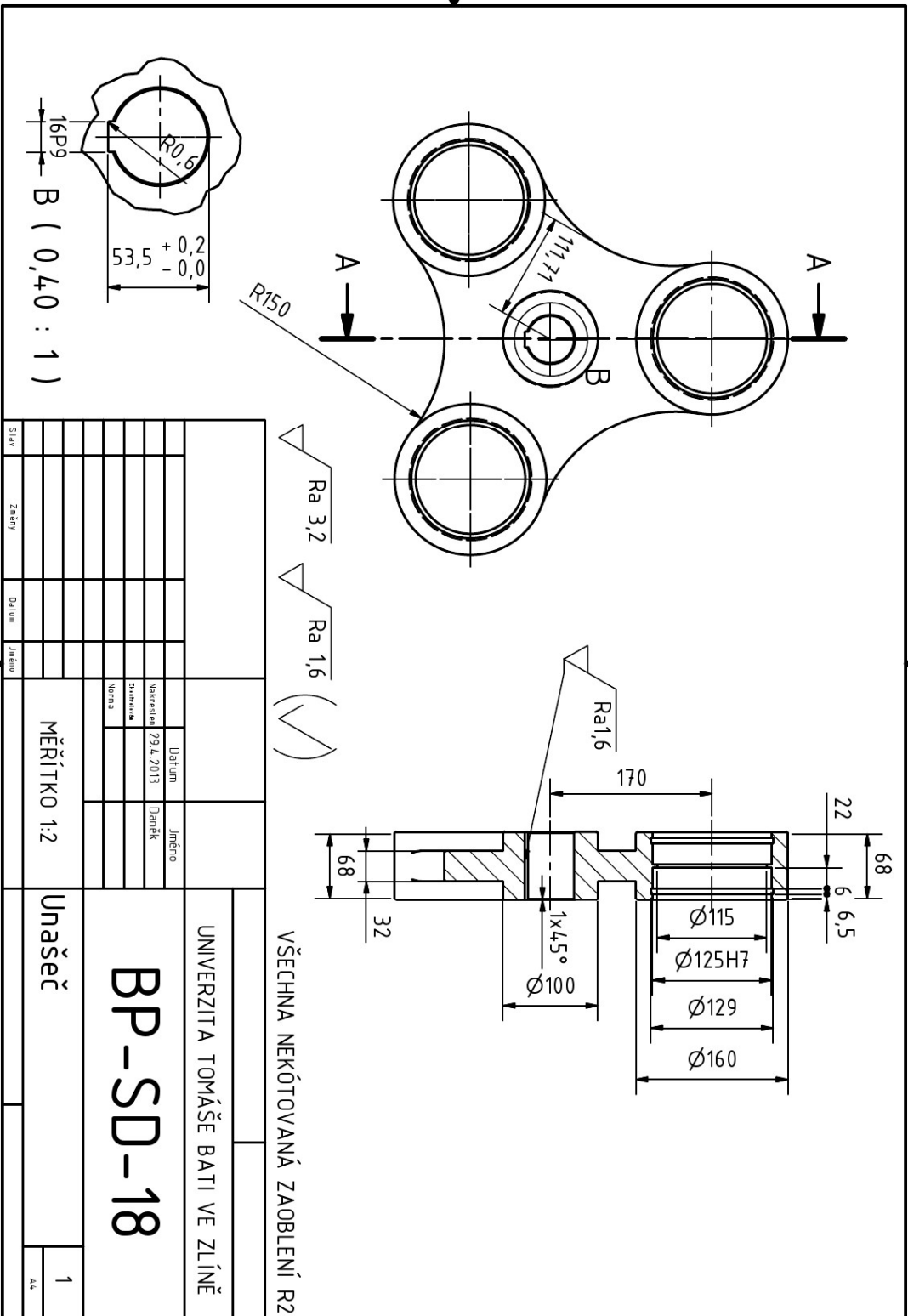
Ra 1.6		Ra 3.2	
VŠECHNA NEKŮTOVANÁ ZAOLBENÍ R5 VŠECHNA NEKŮTOVANÁ SRAŽENÍ 2X45°			
UNIVERZITA TOMÁŠE BAITI VE ZLÍNĚ			
BP-SD-16			
SKF 11			
MĚŘÍTKO 1:2			
1	1	1	1



VŠECHNA NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ $2 \times 4,5^\circ$		UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		BP-SD-17	
MĚŘÍTKO 1:2		Spojka		1	
Datum		Jméno		A4	
Nakreslen 30.4.2013		Daneš			
Zpracovatel		Norma			
Zařazení		Jednotka			
Stav		Měřítko			

VYTVORENO VE VYUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVORENO VE VYUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



VYTVORENO VE VYUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

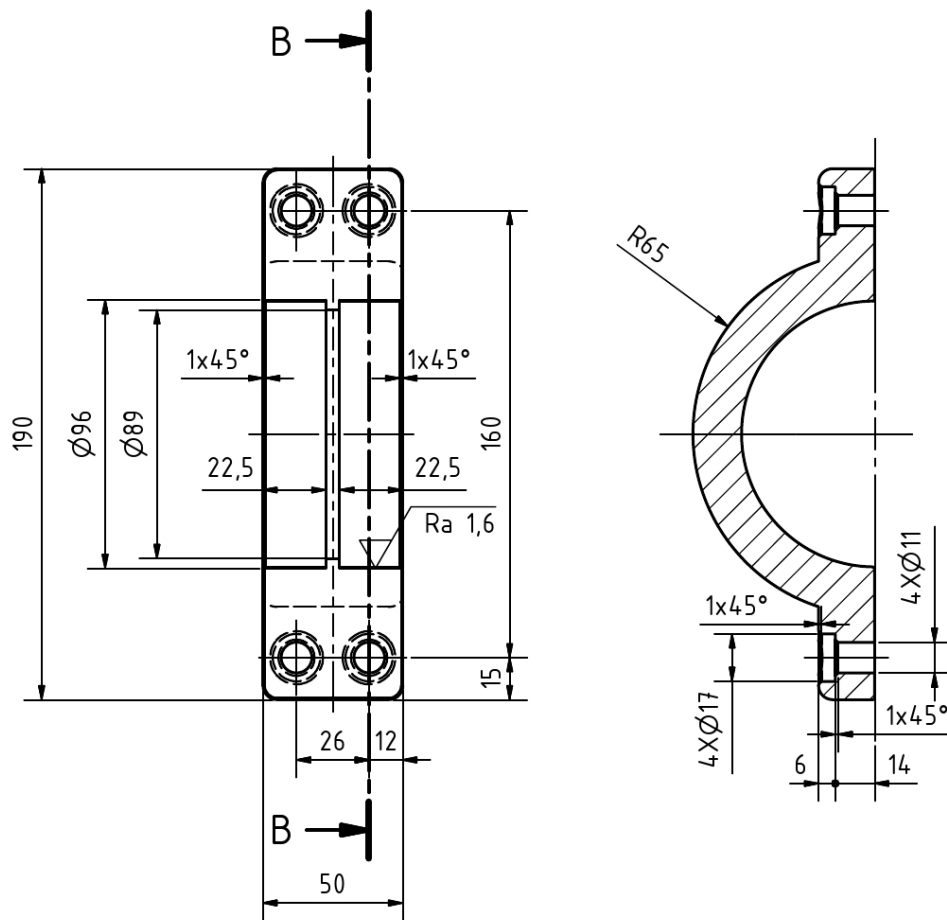
VYTVORENO VE VYUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VŠECHNA NEKÓTOVANÁ ZAOBLLENÍ R2		UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ	
Datum		Jméno	
29.4.2013		Danek	
Nakreslen		Zkontrolován	
Norma		Norma	
MĚŘÍTKO 1:2		Unašeč	
1		1	
A4		A4	

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

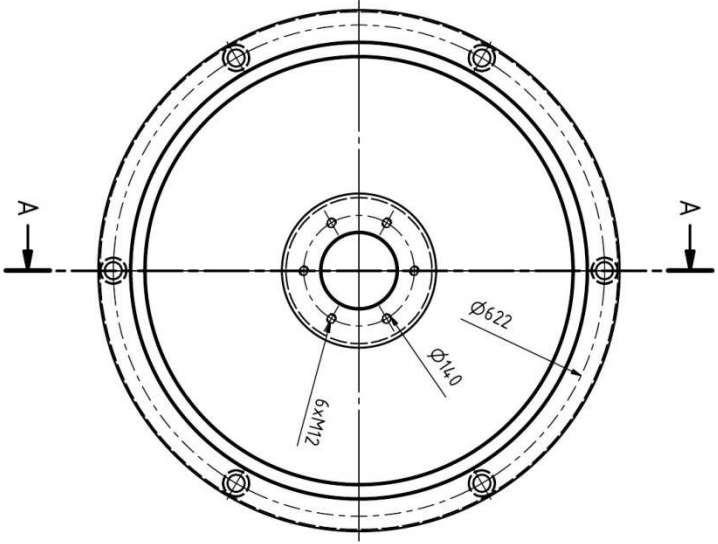
VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



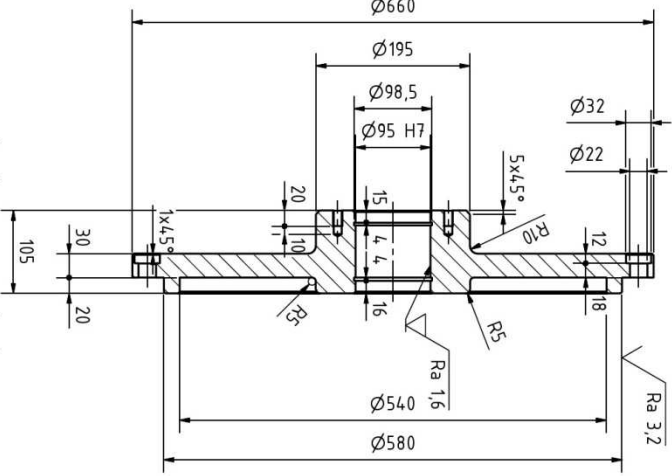
VŠECHNA NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ $0,5 \times 45^\circ$
VŠECHNA NEKÓTOVANÁ ZAOBLLENÍ R5

				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		
				<h1>BP-SD-19</h1>		
		Datum	Jméno			
		Nakreslen	30.4.2013			Daněk
		Divize				
		Norma				
				MĚŘÍTKO 1:2	Víko držáku	
					1	
Stav	Změny	Datum	Jméno		Å+	

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



$\sqrt{Ra\ 6,3}$ $\sqrt{Ra\ 3,2}$ $\sqrt{Ra\ 1,6}$ $\sqrt{Ra\ 1,6}$



VŠECHNA NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 2X45°		UNIVERZITA TOMÁŠE BATTI VE ZLÍNĚ	
MĚŘÍTKO 1:2		BP-SD-21	
Vlko		1	
Datum		Jiřího	
Název		Dělník	
Zpracoval		25.2013	
Kontrola		Dělník	
Materiál		Dělník	
Změny		Dělník	
3		Dělník	
2		Dělník	
1		Dělník	