

# Hnací jednotka s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou

Radek Zaoral

---

Bakalářská práce  
2014



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

**Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně**

**Fakulta technologická**

**Ústav výrobního inženýrství**

**akademický rok: 2013/2014**

# **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

**(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)**

**Jméno a příjmení: Radek Zaoral**  
**Osobní číslo: T12730**  
**Studijní program: B3909 Procesní inženýrství**  
**Studijní obor: Technologická zařízení**  
**Forma studia: kombinovaná**

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

**Zásady pro vypracování:**

- 1. Vypracujte literární studii k danému tématu.**
- 2. Navrhněte převodovku pro převodový poměr 1:250, 5kW s výstupem  $n=10$  ot./min.**
- 3. Zhotovte sestavu převodovky.**
- 4. Zhotovte výrobní dokumentaci.**

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:

**10. února 2014**

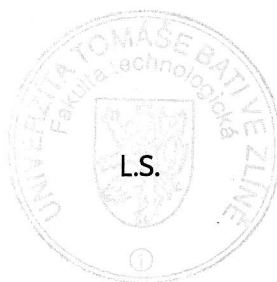
Termín odevzdání bakalářské práce:

**23. května 2014**

Ve Zlíně dne 10. února 2014



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 <sup>1)</sup>;
- 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 <sup>2)</sup>;
- beru na vědomí, že podle § 60 <sup>3)</sup> 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 <sup>3)</sup> 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 10.5.2014

.....

---

<sup>1)</sup> 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 nevýdělečně 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.

<sup>2)</sup> 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).

<sup>3)</sup> 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 bakalářská práce se zabývá návrhem pohonné jednotky výrobního zařízení s planetovou převodovkou. Návrh převodovky je podložen kontrolním výpočtem s volbou materiálu. Práce je rozdělena do dvou oddílů. V prvním oddílu je teoreticky nastíněna funkce mechanických převodů, ozubených kol, planetových převodovek a pojistných spojek. Druhý oddíl obsahuje výpočet, zvolení materiálů a výkresovou dokumentaci planetové převodovky s pojistnou spojkou.

Klíčová slova: planetová převodovka, mechanické převody, ozubené kolo.

## **ABSTRACT**

This thesis describes the design of the drive unit production facility with planetary gear. The proposal is supported by the gearbox control calculation with the choice of material. The work is divided into two sections. The first section outlines the theoretical function of mechanical gears, gears, planetary gearboxes and clutches insurance. The second section contains the calculation of material and drawings planetary gear with safety clutch.

Keywords: automatic, mechanical gears, gear

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Františku Volkovy Csc. za odbornou pomoc při zpracování této práce, jeho věcné připomínky, rady a spolupráci.

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

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>10</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>11</b>
<b>1 PŘEVODOVÉ MECHANISMY</b> .....	<b>12</b>
1.1 PŘEVODOVÉ MECHANISMY A JEJICH CHARAKTERISTIKA .....	12
1.2 PŘEVODY SE SILOVÝM STYKEM .....	12
1.2.1 Variátory.....	13
1.2.2 Řemenové převody.....	14
1.3 PŘEVODY S TVAROVÝM STYKEM .....	15
<b>2 PŘEVODY S OZUBENÝMI KOLY</b> .....	<b>16</b>
2.1 ROZDĚLENÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ.....	16
2.2 OZUBENÁ KOLA.....	18
2.2.1 Boční profily zubů.....	18
2.2.2 Základní rozměry ozubení.....	18
2.2.3 Základní zákon ozubení .....	20
2.2.4 Úprava čelního profilu zubu posunutím výrobního nástroje.....	21
2.2.5 Silové poměry u soukolí s přímými zuby.....	22
<b>3 PLANETOVÉ PŘEVODOVKY</b> .....	<b>24</b>
3.1 ZÁKLADNÍ TYPY PLANETOVÝCH PŘEVODŮ .....	25
<b>4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY</b> .....	<b>27</b>
4.1 ROZDĚLENÍ SPOJEK.....	27
4.2 SPECIÁLNÍ SPOJKY .....	28
4.2.1 Pojistné spojky .....	28
<b>II PRAKTICKÁ ČÁST</b> .....	<b>31</b>
<b>5 NÁVRH PLANETOVÉ PŘEVODOVKY A POJISTNÉ SPOJKY PRO HNACÍ JEDNOTKU</b> .....	<b>32</b>
5.1 ZADANÉ VELIČINY K VÝPOČTU .....	32
5.2 NÁVRH POHONU PŘEVODOVKY.....	32
5.2.1 Ověření skutečného výkonu motoru s jeho účinností 85% .....	32
5.3 VÝPOČET OZUBENÝCH KOL PLANETOVÉ PŘEVODOVKY .....	32
5.3.1 Výpočet počtu zubů.....	33
5.3.2 Výpočet účinnosti.....	34
5.3.3 Výpočet kroutících momentů na vstupní a výstupní hřídeli.....	34
5.3.4 Volba materiálu pro ozubená kola a výpočet jeho vlastností.....	34
5.3.5 Výpočet modulu ozubených kol výstupní části.....	36
5.3.6 Rozměry ozubených kol výstupní části.....	36
5.3.7 Kontrolní výpočet výstupní části na ohyb dle ČSN 01 4686 .....	37
5.3.8 Kontrola výstupní části na otláčení dle ČSN 01 4686.....	38
5.3.9 Výpočet modulu vstupní části .....	39
5.3.10 Rozměry ozubených kol vstupní části.....	39



5.3.11	Kontrolní výpočet vstupní části na ohyb dle ČSN 01 4686 .....	40
5.3.12	Kontrola výstupní části na otačení dle ČSN 01 4686.....	41
5.3.13	Silové poměry .....	43
5.4	DIMENZOVÁNÍ HŘÍDELÍ PLANETOVÉ PŘEVODOVKY .....	44
5.4.1	Výpočet hřídele 1 na výstupní části: .....	44
5.4.2	Výpočet hřídele 2 pro satelity: .....	45
5.4.3	Výpočet vstupní hřídele 3.....	46
5.5	DOPLNŮJÍCÍ GEOMETRICKÉ PODMÍNKY .....	47
5.5.1	Podmínka stejných osových vzdáleností .....	47
5.5.2	Podmínka smontovatelnosti .....	47
5.5.3	Podmínka vůle mezi satelity .....	48
5.6	VÝPOČET POJISTNÉ SPOJKY .....	48
5.6.1	Návrh průměru střížného kolíku: .....	48
<b>ZÁVĚR .....</b>		<b>50</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>		<b>51</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>		<b>53</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>		<b>55</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>		<b>56</b>

## ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukcí pohonné jednotky výrobního zařízení s planetovou převodovkou.

Převody jsou používány téměř ve všech výrobních zařízeních ve strojnictví, ale i v dalších odvětvích. Všeobecně se převody používají nejen k přenosu kroutícího momentu a mechanické energie, ale slouží také k plynulé změně otáček mezi motorem a výrobním zařízením. Samotný návrh převodovky ovlivňuje mnoho faktorů. Těmi základními a hlavními faktory jsou stanovení převodového poměru, volba vhodného typu převodovky podle převodového poměru, její velikost a nemalou částí při návrhu je také ekonomika výroby. V současné době je kladen důraz na spolehlivost, energetickou náročnost, manipulaci a estetiku výrobku.

Teoretická část se zabývá rozdělením a popisem převodových mechanismů. Dále pak popisuje hlavní rozměry a základní druhy ozubených kol, které se v současnosti používají. Na závěr se teoretická část zaměřuje na planetové převody a pojistné spojky.

Praktická část obsahuje návrh a výpočet planetové převodovky s pojistnou spojkou. Je zde také zpracovaný model a výkresová dokumentace převodovky s pojistnou spojkou vytvořený ve studentské verzi programu Autodesk Inventor.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

## 1 PŘEVODOVÉ MECHANISMY

Převodové mechanismy jsou součástí pohonů, které umožňují změnu otáček a kroutícího momentu mezi hnaným zařízením a hnací jednotkou. Hlavním důvodem použití převodových mechanismů jako spojovacích článků mezi motorem a pracovním strojem je skutečnost, že se pro pohon výrobního zařízení ve většině případů používá asynchronních elektromotorů s pevně stanovenými počty otáček. Tyto otáčky obvykle nesouhlasí s rychlostmi a někdy ani s druhem pohybu pracovního mechanismu. [5]

### 1.1 Převodové mechanismy a jejich charakteristika

Převodové mechanismy se dělí do mnoha skupin. Nejčastěji používané převody jsou mechanické. Tyto převody se dělí na převody s tvarovým stykem a silovým (třecím) stykem. U převodů s tvarovým stykem jsou otáčky přesné a nemohou kolísat. Převody se silovým stykem mohou mírně měnit otáčky hnaného hřídele při konstantní rychlosti hnacího hřídele vlivem prokluzu třecích ploch. [5]

Převodové mechanismy jsou charakterizovány z kinematického hlediska převodovým poměrem a z hlediska únosnosti přenášeným výkonem. Převodový poměr je určen poměrem vstupních a výstupních otáček. Tedy  $i = \frac{n_I}{n_{II}}$ , kde  $n_I$  jsou otáčky vstupního hřídele a  $n_{II}$  otáčky výstupního hřídele. [4]

### 1.2 Převody se silovým stykem

Tyto převody přenášejí výkon na principu tření a proto se jim také říká třecí převody. Podmínkou správné funkce je vyvození správné přítláčivé síly v místě dotyku spoluzabírajících členů. [4]

Z toho vyplývá, že slouží k přenosu a transformaci malých a středně velkých výkonů mezi rovnoběžnými a různoběžnými hřídeli o malé osové nebo kuželovité vzdálenosti. Hlavní využití je v oboru variátorů, kde konkurují svojí jednoduchostí, malými rozměry a účinností. Tyto variátory se uplatňují v obráběcích, textilních, chemických strojích a přístrojové technice. [7]

Výhody převodů se silovým stykem jsou pružný rozběh, klidný a tichý chod a možnost pracovat i při vysokých rychlostech, schopnost tlumit rázy a snižovat výchylky proměnné-

ho zatížení. U některých provedení nižší náročnost na přesnost výroby a montáže, jednodušší konstrukce v celkovém uspořádání převodu i ve tvaru kol. [7]

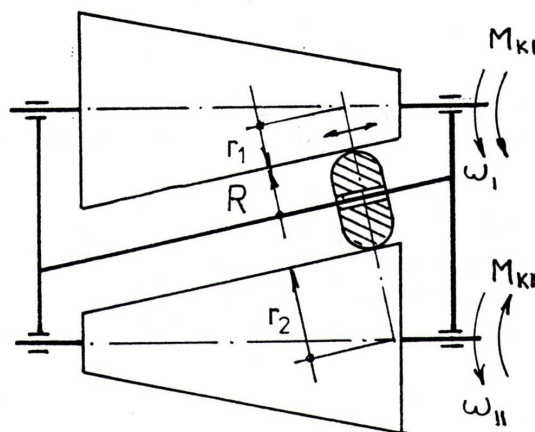
Nevýhodou je značná přítláčná síla, s tím související namáhání hřídelů a ložisek. Vysoká kontaktní napětí, která limitují výkon a životnost převodu. Nepřesnost dodržení převodového poměru vlivem skluzu, dále pak nespolehlivost silového přenosu při totálním prokluzu.[7]

### 1.2.1 Variátory

Jsou převodové mechanismy umožňující plynulou změnu převodového poměru.

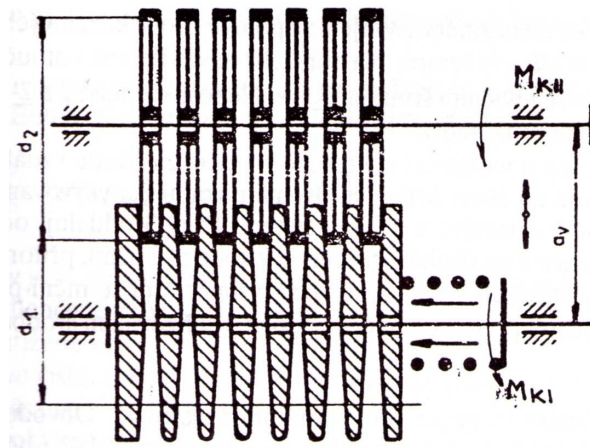
Základní typy variátorů:

**Kuželový variátor** (obr. 1) je tvořen dvěma sousými kužely mezi kterými je vložený člen s možností posuvu ve směru povrchů kuželových ploch. [4]



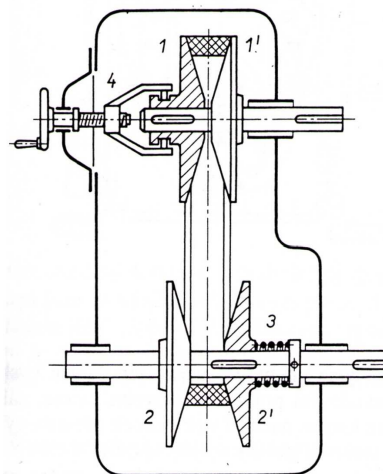
Obr. 1- Kuželový variátor [4]

**Vícediskový variátor** (obr.2) se skládá z hnacích a hnaných kotoučů, kde se změny převodového poměru dosahuje změnou osové vzdálenosti disků  $a_v$ , kde při konstantním průměru  $d_2$  se mění průměr  $d_1$ . Při změně osové vzdálenosti se obě sady kotoučů posouvají po drážkových hřídelích v axiálním směru. Přítláčná síla je vyvozována pružinou. Výhodou je násobení sil tření počtem třecích ploch při stejné přítláčné síle. [4]



Obr. 2 - Vícediskový variátor [4]

**Řemenový variátor** se skládá ze dvojic kuželových kotoučů, které tvoří řemenici pro speciální klínový řemen. Převodový poměr se mění se změnou vzájemné polohy kuželových kotoučů. Na obr. 3 je schéma variátoru, kde se vzdálenost kotoučů 1 a 1' na hnacím hřídeli mění za chodu regulačním šroubem 4. Vzdálenost kotoučů 2 a 2' se na hnaném hřídeli nastavuje samočinně pružinou 3. [4]



Obr. 3 - Řemenový variátor [2]

### 1.2.2 Řemenové převody

Řemenové převody slouží k přenosu a transformaci malých a středních výkonů (do 30 až 50 kW) nejčastěji mezi rovnoběžnými hřídeli. Pevně uložená hnací a hnaná řemenice jsou obepínány s jistým přitlakem a mechanicky propojeny předepjatým ohebným členem (ře-

menem). Kinematická a silová vazba mezi řemenem a řemenicemi je tvořena prostřednictvím třecích sil. Základním znakem řemenového převodu je profil a materiál řemene.

Profily řemene se dělí na:

- a. Řemeny ploché
- b. Řemeny klínové
- c. Řemeny kruhové

Řemenové převody se velmi často vkládají mezi motor a převodovku s ozubenými koly jako předřadný stupeň, kde se využívá jejich tlumící schopnost. . [4]

**Výhodou** těchto převodů je schopnost překlenout i větší osové vzdálenosti a pracovat i při vysokých obvodových rychlostech, konstrukční jednoduchost, nízké výrobní a provozní náklady. Dalšími významnými výhodami jsou plynulý a bezhlučný chod, schopnost tlumit rázy a ochrana soustrojí před krátkodobým přetížením prokluzem řemene. . [4]

Nedostatkem je neschopnost dodržení přesného převodového poměru vinou pružného skluzu řemene, potřeba napínacího zařízení pro vyvození předpětí, nižší mechanická účinnost, menší životnost a nejistota přenosu výkonu spočívající v možnosti prokluzu řemene při snížení jeho předpětí. [4]

### 1.3 Převody s tvarovým stykem

U převodů s tvarovým stykem nemůže dojít ke vzájemnému prokluzu hnacího a hnaného hřídele. Tato skutečnost nám zaručuje přesné dodržení převodového poměru a přenášeného momentu. Tvarové spojení lze dále dělit na přímé a nepřímé. K přímým převodům s tvarovým stykem patří ozubené převody, nepřímé jsou řetězové převody a převody s ozubenými řemeny. [5]

## 2 PŘEVODY S OZUBENÝMI KOLY

Jsou v technice nejvíce používané. Ozubenými převody se převádí otáčivý pohyb a mechanická energie z jednoho hřídele na druhý. Používají se pro převody se stálým nebo stupňovitě měnitelným převodovým poměrem. Jedná se o převádění převodového poměru na malé osové vzdálenosti hřídelů. Převod ozubenými koly může být složený nebo jednoduchý. Jednoduchý se stává zpravidla z pastoku (ozubené kolo menšího průměru) a velkého kola (ozubené kolo většího průměru). U složeného převodu je v záběru více párů ozubených kol. Vyznačují se velkou životností, účinností, ale také složitější konstrukcí a výrobou ozubených kol. [1]

Základním charakteristickým znakem je změna pohybu mezi dvěma hřídeli, který se nazývá převodový poměr a ten je dán podílem úhlových rychlostí hnacího kola 1 a hnaného kola 2:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Velikost poměru  $i$  se chápe jako absolutní hodnota. Hodnoty, které mají převodový poměr  $i > 1$  odpovídají převodům dopomala (redukce) a hodnoty  $i < 1$  charakterizují převody do-rychla (multiplikaci). [7]

### 2.1 Rozdělení ozubených převodů

Ozubený převod je trojčlenný mechanismus, složený z rámu a dvou ozubených kol. Soukolí (ozubené převody) se dělí podle nejrůznějších hledisek:

Podle relativního pohybu základních těles na:

- soukolí valivá,
- soukolí šroubová.

Podle vzájemné polohy os se uplatňují:

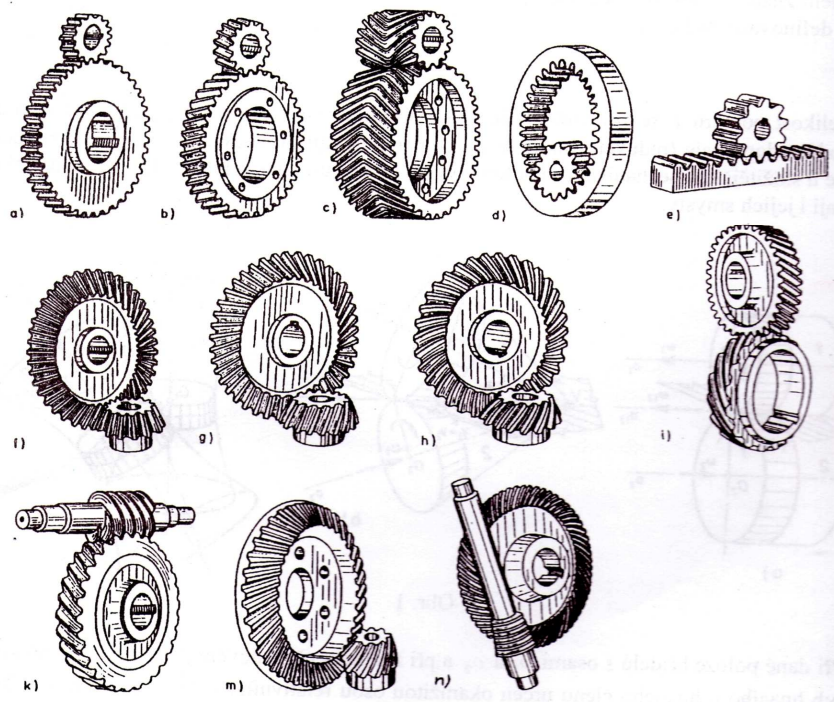
- Při osách rovnoběžných- soukolí valivá se zuby:
  - přímými (obr. 4a, d,e),
  - šikmými (obr. 4b),
  - šípovými (obr. 4c).



- Při osách různoběžných- soukolí valivá kuželová se zuby
  - přímými (obr. 4f),
  - šikmými (obr. 4g),
  - zakřivenými (obr. 4h).
- Při osách mimoběžných:
  - soukolí šroubová válcová (obr. 4i),
  - soukolí šneková (obr. 4k),
  - soukolí kuželová- hypoidní (obr. 4m),
  - soukolí spiroidní (obr. 4n).

Podle vzájemné polohy spoluzabírajících kol jsou:

- soukolí se záběrem vnějším (obr. 4a),
- soukolí se záběrem vnitřním (obr. 4d). [7]



Obr. 4 - Rozdělení ozubených převodů [7]

## 2.2 Ozubená kola

Ozubené kolo s vnějším ozubením se skládá z náboje a ozubeného věnce. U kol s malým počtem zubů a zároveň u kol s vnitřním ozubením jsou tvořena pouze ozubeným věncem. Ozubený věnec je tvořen zuby, rovnoměrně rozloženými po obvodu kola ve vzdálenosti rozteče na roztečné ploše. [7]

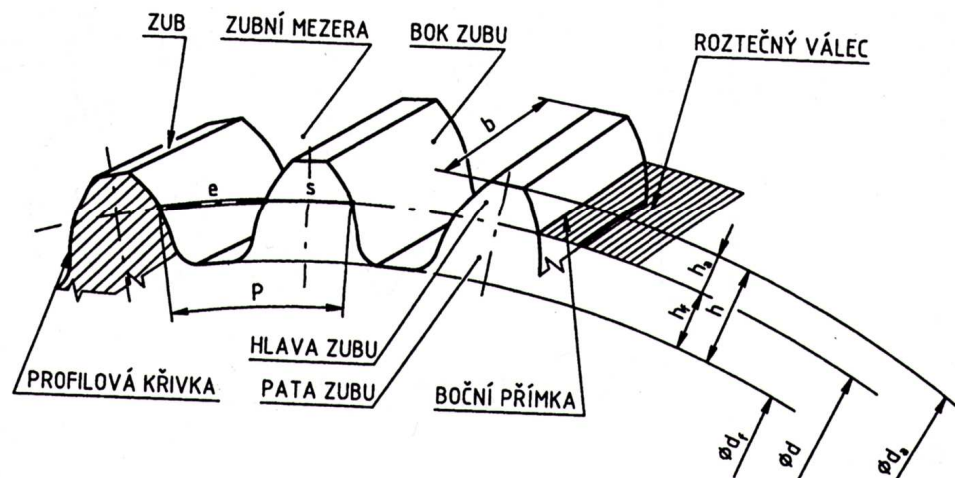
### 2.2.1 Boční profily zubů

V technické praxi je nejrozšířenější evolventní profil zubu dále se pak používají cykloidní a Wildhaber-Novikovovo ozubení.

- **Evolventní profily** zubů jsou křivky zvané evolventy. Evolventa je křivka, která vznikne odvalováním přímky po kružnici. Každý bod ležící na přímce potom opisuje evolventu. Je-li bod, který je s přímku pevně svázán a leží mimo tuto přímku, vzniká evolventa prodloužená nebo zkrácená. [7]
- **Cykloidní profily** zubů jsou tvořeny cykloidní křivkou. Tato křivka vznikne odvalováním kružnice po kružnici nebo přímce. Pokud dochází k odvalování po kružnici může se tato kružnice odvalovat buď z vnější nebo z vnitřní strany. Tyto profily se používají méně z důvodu složitějšího výrobního nástroje. [3]
- **Wildhaber-Novikovovo** ozubení. U tohoto ozubení se jedná o profil, kdy bok je ve tvaru kruhového oblouku. Výroba tohoto profilu je složitá a proto se skoro nepoužívá. Používají se pro malé rychlosti jako reduktory válcových stolic. [3]

### 2.2.2 Základní rozměry ozubení

Kruhově uzavřený systém z evolventních profilů doplněný jejich symetrickými větvemi a vhodně výškově omezený vede k vytvoření rovinného ozubeného věnce o počtu zubů  $z$ . Tento věnec s vnějším ozubením je charakterizován následujícími geometrickými prvky. Část zubu mezi válcem roztečným a hlavovým se nazývá hlavou zubu. Zubová mezera je ohraničena hlavovým a patním válcem a dvěma nestejnolehlými boky sousedních zubů. Základními rozměry ozubeného kola jsou rozteč  $p$ , to je vzdálenost dvou stejnohlých boků sousedních zubů měřená na roztečné kružnici, průměr roztečné kružnice  $d$ , průměr hlavové kružnice  $d_a$  a průměr patní kružnice  $d_f$ . (obr. 5). [1]



Obr. 5 - Základní rozměry ozubeného kola [1]

Pro plynulý otáčivý pohyb valivých kružnic je nutné, aby byl po jejich obvodě rozložen větší počet sdružených profilů. Obvod valivé kružnice musí být nutně  $z$ - násobkem zvolené rozteče  $p$ , kde celé číslo  $z$  odpovídá počtu zubů. Valivá kružnice se pak nazývá roztečná kružnice a její průměr se označuje  $d$ . [7]

Průměr valivé (roztečné) kružnice je pak dán vztahem:

$$\pi \cdot d = z \cdot p \text{ odtud } m \cdot \pi \cdot d = z \cdot \frac{p}{\pi}$$

aby hodnota  $d$  nebyla číslo iracionální, volí se rozteč  $p$  jako konečný násobek čísla  $\pi$ ,

$$p = m \cdot \pi$$

kde  $m$  je modul ozubení. [7]

**Modul** ozubení je měřicí etalon, pomocí něhož se vyjadřují všechny délkové prvky ozubeného kola. Je možné chápat ho jako  $z$ -tý díl průměru  $d$ . Získává se z pevnostního výpočtu ozubení. Pro průměr roztečné kružnice pak platí: [7]

$$d = m \cdot z$$

**Rozteč  $p$**  uvažováno jako oblouk na roztečné kružnici je dán vztahem:

$$p = m \cdot \pi$$

rozteč lze definovat i na libovolné kružnici o průměru  $d_y$ , Rozteč  $p_y$  lze pak vyjádřit jako

$$p_y = p \cdot \frac{d_y}{d}$$

**tloušťka zubu s a šířka zubové mezery e** - délky oblouků na roztečné kružnici, vymezené bočními křivkami zubů, jsou dány vztahem:

$$s + e = p$$

pro tloušťku zubu a šířku mezery na libovolné kružnici o průměru  $d_y$  platí:

$$s_y + e_y = p_y.$$

**roztečná kružnice**  $d$  je kružnice, na níž je rozteč rovna normalizovanému výrobnímu nástroji  $p = \pi \cdot m$  a úhel profilu evolventy roven úhlu profilu  $\alpha$  výrobního nástroje. Roztečná kružnice dělí zub na část hlavovou- hlava zubu o výšce  $h_a$  a patní část- pata zubu o výšce  $h_f$ . Pro roztečnou kružnici platí:

$$d = 2r = m \cdot z$$

**boční profil zubu** je obrysová křivka, složená z hlavního profilu evolventy a z přechodové křivky, která tvoří hladký a zaoblený přechod mezi evolventou a patní kružnicí. [7]

### 2.2.3 Základní zákon ozubení

Kinematickou vazbu mezi dvěma středy otáčení  $O_1$  a  $O_2$  je možno vytvořit záběrem dvou vhodně tvarovaných profilů - palců (obr. 6). Spoluzabírající profily mají ve společném bodě  $Y$  společnou tečnu  $t$  a společnou normálu  $n$ . Bod  $Y$ , který přísluší členu 1 má absolutní rychlost  $v_1 = O_1 Y \cdot \omega_1$ , příslušný ke členu 2 má rychlost  $v_2 = O_2 Y \cdot \omega_2$ . Složky těchto rychlostí do společné normály a tečny jsou označeny jako  $v_{1n}$ ,  $v_{2n}$  a  $v_{1t}$ ,  $v_{2t}$ . Základní zákon ozubení vychází z požadavku trvalého záběru palců. Vyjadřuje závislost mezi geometrickými parametry spoluzabírajících profilů v bodě dotyku a okamžitým převodovým poměrem  $i$ . Pro zachování stálého dotyku je nezbytné, aby elementární posunutí obou profilů ve směru společné normály bylo stejné. To je splněno pro  $v_{1n} = v_{2n} = v_n$ . [7]

Po vyjádření složek  $v_{1n}$  a  $v_{2n}$  z podobných trojúhelníků - tj.

$$v_{1n} = v_1 \frac{O_1 N_1}{O_1 Y} = O_1 N_1 \cdot \omega_1 \quad v_{2n} = v_2 \frac{O_2 N_2}{O_2 Y} = O_2 N_2 \cdot \omega_2$$

Po dosazení a po využití úměry na paprscích svazku je možno dospět ke vztahu:

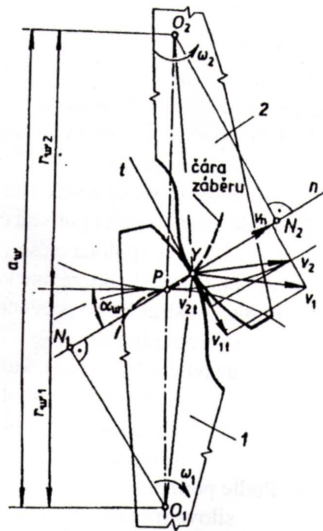
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2N_2}{O_1N_1} = \frac{O_2P}{O_1P}$$

kde bod P - průsečík normály se spojnicí středů - je pólem relativního pohybu palců. Jeho relativní rychlost je stejná ať patří členu 1 nebo členu 2. [7]

Základní zákon ozubení lze tedy formulovat: *Pro plynulý záběr dvou profilů je nezbytné, aby společná normála v bodě jejich dotyku procházela v každém okamžiku pólem relativního pohybu P.* [7]

Mimořádný význam mají v technické praxi profily, u nichž společná normála protíná spojnicí středů stále ve stejném bodě, takže pól P je nehybný. Polodiové křivky pak nabývají podoby valivých kružnic o poloměru  $r_{w1}$  a  $r_{w2}$  a převodový poměr je konstantní při stálem záběru palců. [7]

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

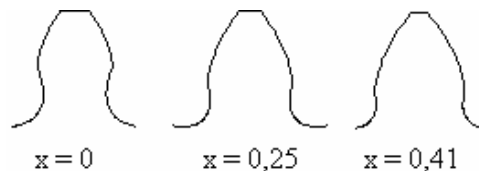


Obr. 6 - Základní zákon ozubení [7]

#### 2.2.4 Úprava čelního profilu zubu posunutím výrobního nástroje

Přibližováním nebo oddalováním výrobního nástroje (hřebene) od středu kola se může měnit tvar i vlastnosti evolventního ozubení, tak se vytváří ozubení s posunutím. Ozubení s posunutím se využívá zejména při výrobě ozubených kol s malým počtem zubů, kde by došlo k nežádoucímu tzv. podřezání paty zubu. Podřezání paty zubu není žádoucí, jelikož se zkracuje evolventa, zmenšuje se oblouk záběru a tím pádem i součinitel trvání záběru.

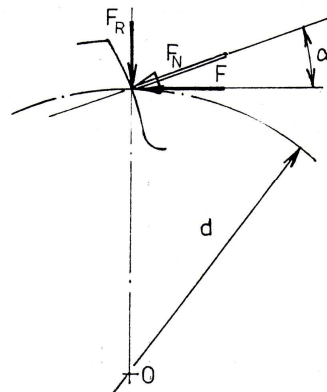
Zub se u paty zeslabuje a proto má menší únosnost. Uvedené podřezání paty lze odstranit nebo zmírnit vhodným posunutím výrobního hřebene, nebo stanovit mezní počet zubů pro danou výšku hlavy, při kterém k podřezání paty zubu nedojde. Hřeben se posunuje o hodnotu  $x \cdot m$ , kde  $x$  je součinitel posunutí a  $m$  je modul hřebene. Na obr. 8 vidíme příklady profilu zubu při různých hodnotách součinitelů posunutí. Při hodnotě  $x = 0$  dochází k podřezání patě zubu. Postupným posunutím hřebenu se podřezání zubu eliminuje. [4]



Obr. 7 - Příklad profilu zubu[4]

### 2.2.5 Silové poměry u soukolí s přímými zuby

Silový styk se mezi zuby při jejich záběru uskutečňuje při zanedbání třecích sil normálovou silou  $F_N$ . Pro přenos kroutícího momentu  $M_k$  se využívá její obvodová složka  $F$  (obvodová síla). Síla v radiálním  $F_R$  směru se vytváří rovnováha silového působení. Síla obvodová i síla radiální se musí uvažovat při výpočtu zatížení příslušného uložení ozubeného kola. [4]



Obr. 8 - Silové poměry [4]

Z obr. 9 plyne:

$$F_R = F \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad [4]$$

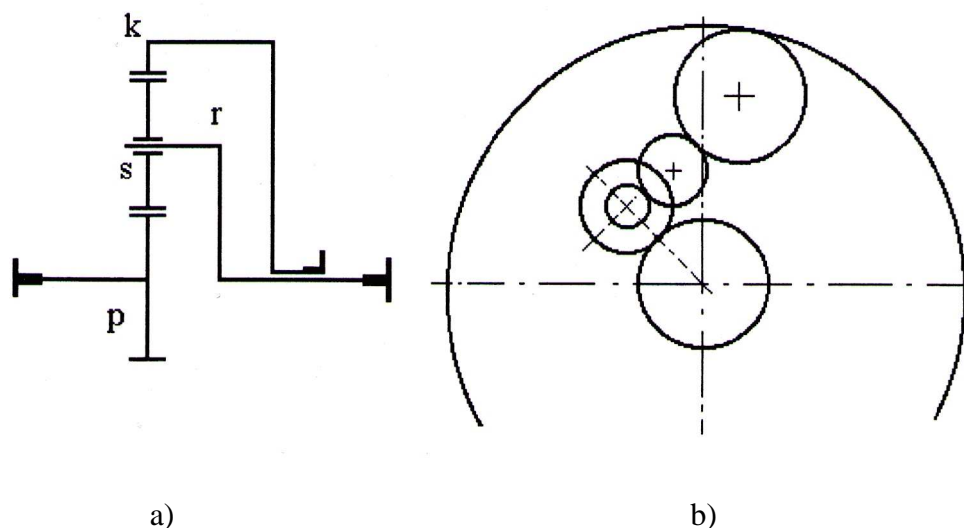
Průběh normálové síly  $F_N$  během záběru není konstantní. Její velikost je závislá na skutečnosti, zda jsou v záběru současně dva páry zubových profilů nebo pouze jeden pár. Oblast

jednopárového nebo dvoupárového záběru na dráze záběru určuje velikost hodnoty rozteče na základní kružnici  $p_b$  určené vztahem: [4]

$$p_b = p \cdot \cos \alpha .$$

### 3 PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

Planetová soukolí tvoří ozubená kola a unašeč. Ozubená kola jsou buď uložena souose s unašečem a centrální osou celého mechanismu. Tyto kola se nazývají centrální ozubená kola. Jiná kola jsou uložena otočně na unašeči a nazývají se satelity. Kola uložena na unašeči otočně (satelity) konají tzv. planetový pohyb což je pohyb složený ze dvou rotací. Zabírají buď s centrálními koly nebo mezi sebou. Unašeč ( $r$ ) a centrální kola nazýváme centrálními členy. Osu, mezi centrálními členy nazýváme centrální osou. Korunovým kolem ( $k$ ) nazýváme centrální kolo s vnitřním ozubením a centrální kolo s vnějším ozubením planety ( $p$ ). V nejjednodušším případě může satelit zabírat s ozubením planety i korunového kola (obr.10.a). Satelity mohou také zabírat v řadě za sebou, při čemž satelity této řady zabírají s různými centrálními ozubenými koly (obr.10.b). Planetové převody mohou buď pohyby skládat, nebo je rozkládat z jednoho na několik pohybů.[6][2]



Obr. 9 - Schéma jednoduchého planetového soukolí [6]

**Výhodami** těchto převodů jsou vyšší životnost kol než v běžné převodovce, možnost více kinematických variací, schopnost dosáhnout vysokého převodového poměru v jednom stupni. Nezanedbatelnými výhodami jsou také menší hmotnost a rozměry. [1]

**Nevýhodami** jsou složitější konstrukce, složitější výpočet, vyšší požadavky na přesnost výroby a s tím spojené vyšší výrobní náklady. [1]



### 3.1 Základní typy planetových převodů

Základní rozdělení planetových převodů je podle druhu hlavních členů. Podle těchto hlavních členů se dělí na:

- **Typ K-U**

Na jednom z vnějších hřídelů je uložen unašeč. Druhá hřídel nese korunové kolo. Tyto převody s vyvedeným pohybem unašeče jsou nejčastější. Používají jednoduché i dvojité satelity. Jsou vhodné jako silové převody, mají vysokou mechanickou účinnost (obr.11 a,b). Mohou přenášet vysoké převodové poměry, ale při tomto uspořádání se uplatňují většinou jako nesilové (kinematické) poměry (obr.11 c,d). [2]

- **Typ K-K**

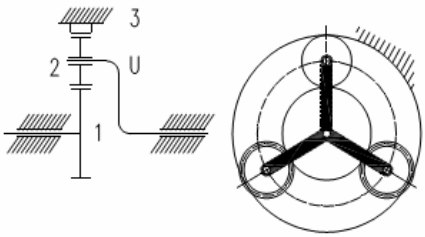
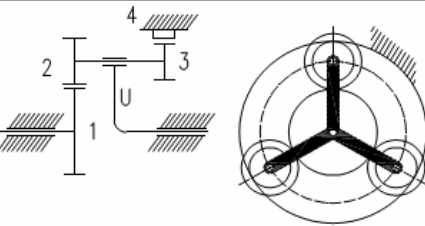
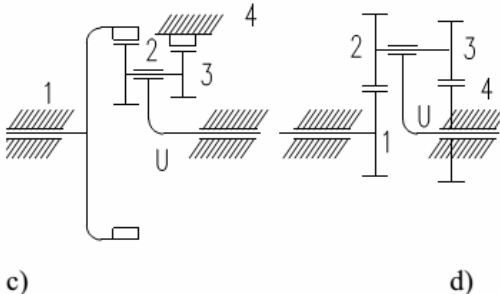
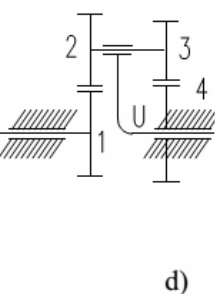
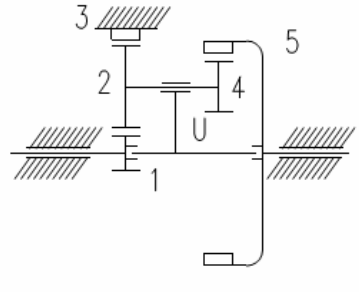
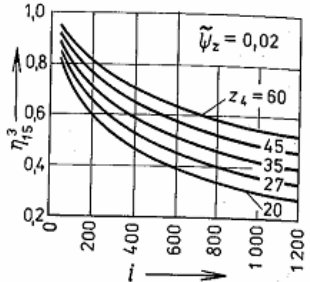
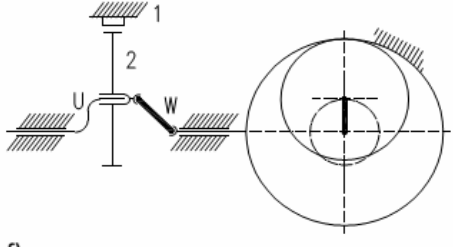
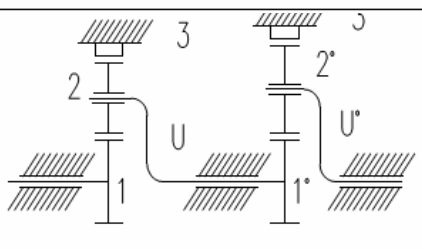
Obě hřídele jsou osazeny korunovými koly. Unašeč slouží pouze jako opora satelitů a neúčastní se převodu točivého momentu. Přenáší velké převodové poměry s nižší účinností (obr. 11 e). [2]

- **Typ U-S**

Vyvedený pohyb je pohyb satelitu. Na hnací hřídeli je uložen unašeč. Spojení mezi hřídeli hnanou a satelitem je realizováno přidavým mechanismem W. Je to hřídel se dvěma klouby v homokinetickém uspořádání. Lze jím dosáhnout velkých převodových poměrů při dobré účinnosti (obr. 11f). [2]

- **Složené planetové převody**

Vznikají řazením jednotlivých planetových převodů za sebou. Celkový převodový poměr a účinnost je dán součinem těchto převodů.(obr. 11g). [2]

K-U	 <p>a)</p>	$i_{1U}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1}$ <p>(28÷8)</p>	$\eta_{1U}^3 = 1 - \left  \frac{i_{1U}^3 - 1}{i_{1U}^3} \right  \tilde{\psi}_z$ <p>(0,96÷0,99)</p>
	 <p>b)</p>	$i_{1U}^4 = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$ <p>(1÷16)</p>	$\eta_{1U}^4 = 1 - \left  \frac{i_{1U}^4 - 1}{i_{1U}^4} \right  \tilde{\psi}_z$ <p>(0,96÷0,99)</p>
	 <p>c)</p>	 <p>d)</p>	$i_{1U}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}}$ <p>c) (30÷100) ÷1500 d) ÷1500</p>
K-K	 <p>e)</p>	$i_{15}^3 = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_5}}$ <p>(15÷200) ÷1500</p>	
U-S	 <p>f)</p>	$i_{U2}^1 = \frac{z_2}{z_1 - z_2}$ <p>(15÷60)</p>	$\eta_{U2}^1 = (0,7 \div 0,94)$
Složené převody	 <p>g)</p>	$i_{1U'} = i_{1U}^3 \cdot i_{1'U'}^3$ <p>(15÷60)</p>	$\eta_{1U'} = \eta_{1U}^3 \cdot \eta_{1'U'}^3$ <p>(0,96÷0,97)</p>

Obr. 10 - Schéma základních typů planetových převodů [2]

## 4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Slouží k trvalému nebo dočasnému spojení souosých a nesouosých hřídelů a k přenosu výkonu mezi nimi. Důvodem použití hřídelových spojek může být ochrana před přetížením, tlumení tvrznicích kmitů, montážní nebo výrobní důvody. Podle způsobu přenosu kroutícího momentu se hřídelové spojky dělí na spojky mechanické, hydraulické, elektrické a magnetické. [4]

### 4.1 Rozdělení spojek

- **Spojky pevné**

Spojky pevné spojují dva hřídele pevně a trvale. Jsou charakterizovány nepružným přenosem výkonu mezi hnacím a hnaným zařízením. Tyto spojky vyžadují dokonalou sousost spojovaných hřídelů a znemožňují jejich osový posuv. Mají jednoduchou konstrukci a jsou levné. Základními pevnými spojkami jsou spojky trubkové, objímkové, přírubové, kotoučové a spojky s čelními zuby. [4]

- **Spojky vyrovnávací (kompenzační)**

Slouží k nepružnému přenosu kroutícího momentu mezi spojovanými hřídeli. Dokáží kompenzovat i výraznější úchyly nesouososti těchto hřídelů, ať vyrovnáním úhlové úchyly, radiálního posuvu, či axiálního posunu. Základní druhy kompenzačních spojek jsou trubkové vyrovnávací, dilatační zubové, křížové, kloubové, univerzální zubové, univerzální řetězové, membránové spojky. [4]

- **Mechanické výsuvné spojky**

Tyto spojky slouží pro dočasné (přerušované) spojení hřídelů za klidu nebo za pohybu. Dělí se na zubové a třecí. **Zubové spojky** přenáší kroutící moment ozubením na čelní nebo obvodové válcové ploše. Za klidu spojovaných hřídelů nebo při malém rozdílu jejich otáček je lze zasouvat a vysouvat, a to na provozně nezatížené hnané části zařízení za spojkou. **Třecí spojky** přenáší kroutící moment pomocí třecích sil, které vznikají mezi činnými plochami. Spojky se dají vypínat a zapínat za chodu i při zatížení. Třecí spojky umožňují plynulý a pozvolný rozběh hnané části spojky, ale při přetížení mohou v třecích plochách prokluzovat, proto nejsou tak spolehlivé jako spojky zubové. [4]

## 4.2 Speciální spojky

Dělí se na spojky pojistné, rozběhové a volnoběžné.

### 4.2.1 Pojistné spojky

Pojistné spojky slouží k ochraně stroje nebo zařízení před nežádoucím přetížením a umísťují se mezi jejich hnací a hnanou část. Za provozu bez přetížení se chovají jako pevné nepružné spojky a při provozním přetížení mají pojistnou funkci, kdy se hnací a hnaná část spojky začne vůči sobě pootáčet. Po poklesu zatížení na přípustnou hodnotu se hnací a hnané části spojky přestanou prokluzovat a zařízení začne pracovat normálně. [4]

- **Pojistná spojka s rozrušitelnými prvky**

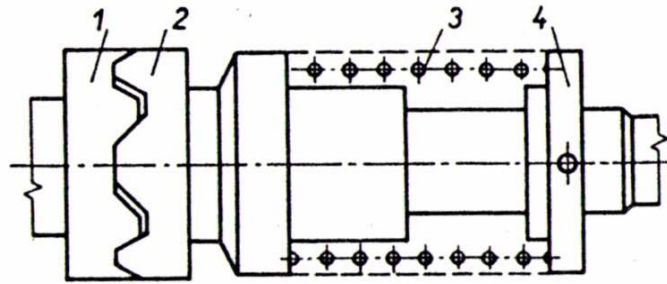
Spojka má přiléhající hnací a hnaný kotouč. Oba kotouče v sobě mají otvory pro kalená ocelová pouzdra se střížnými kolíky. Velikost přenášeného kroutícího momentu udává materiál, umístění a počet střížných kolíků spojky. Přetížením se kolíky přestříhnou, a to umožní otáčení kotoučů vůči sobě. Přestřížené kolíky se musí vyměnit. [4]

- **Pojistná spojka vysmekávací**

Při přetížení spojky dojde k přerušení přenášeného výkonu ze záběru hnací a hnané části vysmeknutím. Dělí se na spojky zubové a spojky kuličkové. [4]

- **Zubová pojistná spojka**

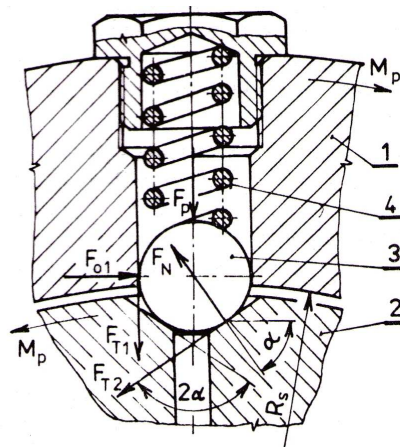
Zubová pojistná spojka je zobrazena na obrázku č. 12. Hnací část spojky (1) je upevněna na hnacím hřídeli, hnaná část (2) je posuvně uložena na hnaném hřídeli a tlačena do záběru pružinou (3). Pružina je opřena o kroužek (4), tento kroužek je upevněn na hnaném hřídeli. Obě části spojky jsou ocelové s ozubením na čelní ploše. Zuby jsou povrchově tvrzené. Při překročení pojistného kroutícího momentu spojky překoná axiální síla v zubech sílu pružiny, ozubení se vysmeknou ze záběru a obě části se vůči sobě pootáčejí. [4]



Obr. 11 - Pojistná vysmekávací spojka zubová [4]

### Kuličková vysmekávací spojka

Je v radiálním nebo axiálním provedení. Na obrázku č. 13 je znázorněna radiální kuličková vysmekávací spojka. Spojka se skládá z hnací části (1), hnané části (2), kuliček (3) a tlačných pružin (4). Kuličky přitlačované pružinami do kuželových sedel hnací části, jsou umístěny ve vyvrtaných otvorech na hnané části. Při překročení pojistného kroutícího momentu začnou kuličky přeskakovat přes sedla a obě části spojky se vůči sobě pootáčejí. [4]

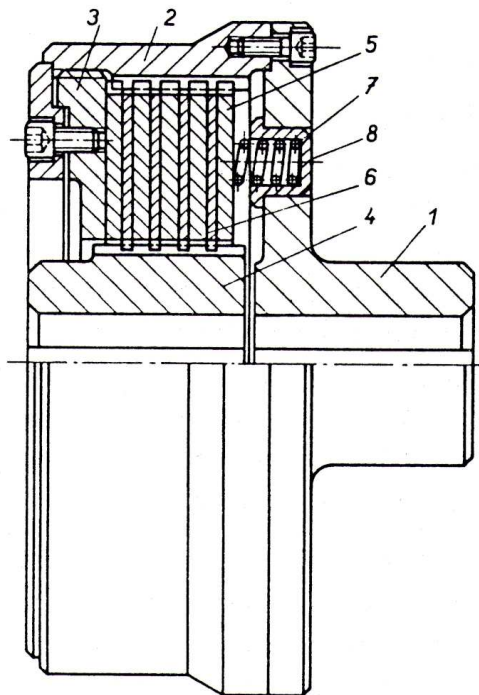


Obr. 12 - Kuličková vysmekávací spojka [4]

### Prokluzovací pojistná spojka

Pracuje na principu třecí spojky. Přítlačnou sílu vyvozuje pružina. Velikost pojistného kroutícího momentu spojky je možné regulovat předpětím pružiny. Používá se lamelová, někdy kuželová prokluzovací pojistná spojka. Schéma pojistné třecí spojky pro přenášení vyšších výkonů je na obrázku č. 14. Sada vnitřních ocelových lamel (6) je uložena v drážkách náboje své hnací části (4). Na kotouči (1) hnané části spojky je umístěna v drážkách

objímky (2) sada vnějších lamel s obložením (5). Tlačné pružiny (7) jsou uloženy do pouzder (8) v kotouči (1) a přitlačují sady lamel k opěrné desce (3). Tato deska je zašroubována do objímky (2) hnané části spojky. Regulaci nastavení polohy opěrné desky zajišťuje příložná deska a šrouby. Při překročení pojistného krouticího momentu začnou lamely prokluzovat a obě části spojky se vůči sobě protáčí. Nevýhodou této spojky je vznik velkého množství tepla při prokluzování, při delší době prokluzu se může spojka vlivem tepla poškodit. [4]



Obr. 13 - Pojistná třecí spojka [4]

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 5 NÁVRH PLANETOVÉ PŘEVODOVKY A POJISTNÉ SPOJKY PRO HNACÍ JEDNOTKU

Úkolem praktické části je navrhnout a vypočítat planetovou převodovku, pro hnací jednotku při zadaných veličinách.

### 5.1 Zadané veličiny k výpočtu

Převodový poměr  $i = 250$

Výkon  $P = 5 \text{ kW}$

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

### 5.2 Návrh pohonu převodovky

Pro pohon hnací jednotky volím třífázový asynchronní motor s kotvou na krátko 1LA9 113-2LA s následujícími parametry: [8]

Otáčky  $n_1 = 2500 \text{ ot.min}^{-1}$

Účinnost  $\mu_m = 85 \%$

Výkon  $P_m = 6,5 \text{ kW}$

#### 5.2.1 Ověření skutečného výkonu motoru s jeho účinností 85%

Pro kontrolu dodávaného výkonu motorem použiji výpočet skutečného výkonu podle vzorce:

$$P_{\text{skut}} = \mu_m \cdot P_m = 0,85 \cdot 6,5 = 5,53 \text{ kW} \quad [1].$$

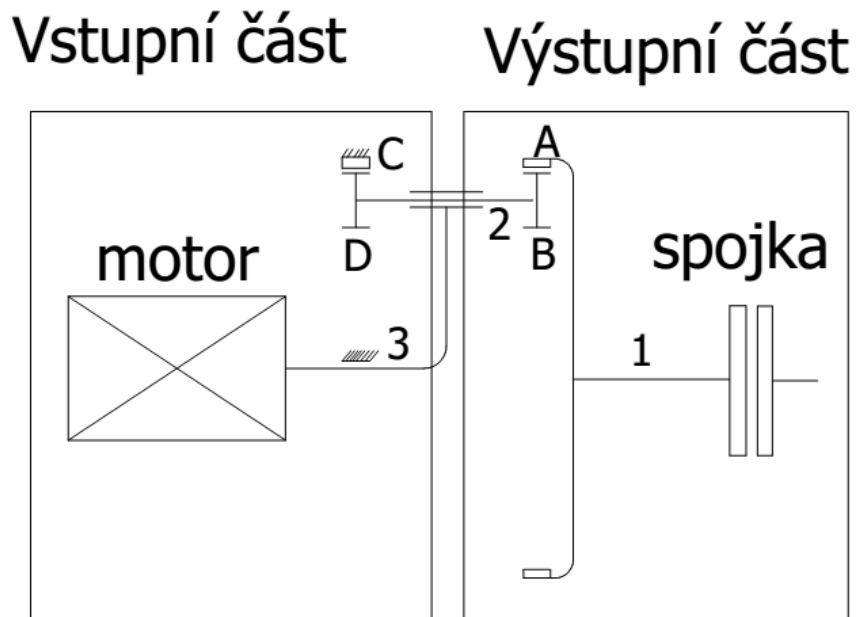
Zjistil jsem že elektromotor bude dodávat skutečný výkon o velikosti 5,53 kW.

### 5.3 Výpočet ozubených kol planetové převodovky

Pro zadaný převodový poměr jsem zvolil planetovou převodovku typu K-U. Tato převodovka je podle obr. 11 schopna přenášet převodové poměry 30-1500. Zadaný převodový poměr je 1:250. Typ planetové převodovky tedy vyhovuje zadání.



Schéma planetové převodovky:



Obr. 14 Schéma planetové převodovky

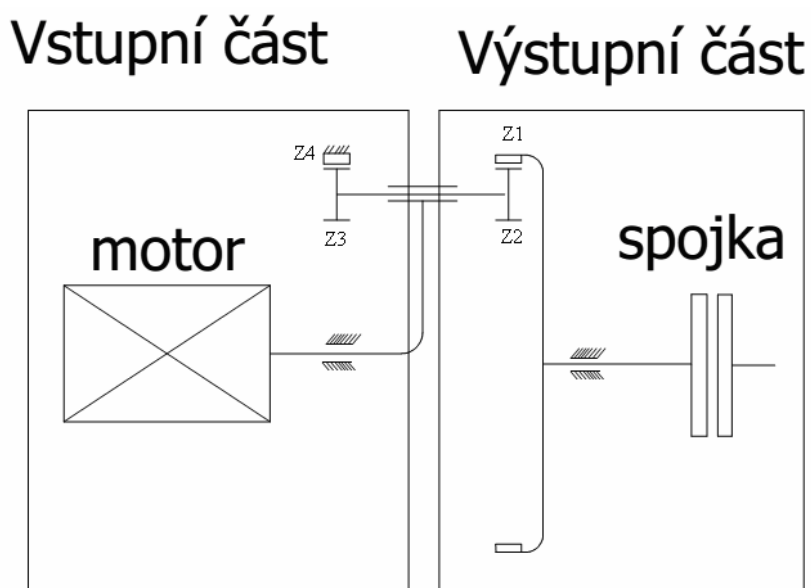
1 - hřídel 1

2 - hřídel 2    3 - hřídel 3

A - korunové kolo výstupní    B - satelit    C - Korunové kolo vstupní

D - satelit

### 5.3.1 Výpočet počtu zubů



Obr. 15 - Schéma uspořádání ozubených kol

U zadané planetové převodovky zvolím počty zubů korunového kola a počty zubů satelitů, poté dopočítám druhé korunové kolo po úpravě vztahu. Uspořádání a označení ozubených kol dle obr. 15:

$$i = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} \Rightarrow z_4 = \frac{i \cdot z_1 \cdot z_3 - z_1 \cdot z_3}{i \cdot z_2} \quad [2]$$

**Volím:**  $z_1 = 96$ ,  $z_2 = 22$ ,  $z_3 = 24$

$$z_4 = \frac{i \cdot z_1 \cdot z_3 - z_1 \cdot z_3}{i \cdot z_2} = \frac{250 \cdot 96 \cdot 23 - 96 \cdot 23}{250 \cdot 22} = 100$$

### 5.3.2 Výpočet účinnosti

volím  $\psi = 0,02$  dle obr. 11 [2].

$$\eta = \frac{1}{1 + |1 - i| \cdot \psi} = \frac{1}{1 + |1 - 250| \cdot 0,02} = 0,2513 \quad [2].$$

### 5.3.3 Výpočet kroutících momentů na vstupní a výstupní hřídeli

$$M_{kvstup} = 159,2 \cdot \frac{P_{mot}}{n_{mot}} = 159,2 \cdot \frac{5000}{48,333} = 16468,9 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{kvýstup} = M_{kvstup} \cdot \eta \cdot i = 16448,0,85 \cdot 250 = 3495200 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad [2]$$

### 5.3.4 Volba materiálu pro ozubená kola a výpočet jeho vlastností

Pro vstupní i výstupní části zvolím stejné materiály. Abych mohl zkontrolovat ozubená kola na ohyb a na otlačení vypočítám základní vlastnosti materiálu.

Výpočet dle normy ČSN 014686

**Pastorek (satelit) :**

*Materiál:* 12 050 zušlechtěno na  $\sigma_{pt1}=700$  MPa, povrch kalen na HRC = 48

**Korunové kolo:**

*Materiál:* 42 2660.6 zušlechtěno na  $\sigma_{pt2}=610$  MPa, povrch kalen na HRC = 45

**Součinitel přidavných zatížení:**

Součinitelé přidavných zatížení jsou součinitelé tvaru zubů  $Y_{F1}, Y_{F2}$  a vrubové součinitele  $k_{\alpha 1}, k_{\alpha 2}$ .

$$Y_{F1} = \frac{2 \cdot z_1}{z_1 + 20} = \frac{2 \cdot 96}{96 + 20} = 1,6552 \quad [2]$$

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

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

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

**Meze únavové pevnosti v ohybu:**

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

$$\sigma_{cn2} = 0,6 \cdot \sigma_{pt2} = 0,6 \cdot 610 = 366 \text{ MPa} . [2]$$

**Vrubový součinitel:**

Korunové kolo:  $k_{\beta 1} = \mu_c \cdot k_{\alpha 1} = 0,85 \cdot 2 = 1,7$

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

Dovolené namáhání v ohybu:

Pro korunové kolo i satelit zvolím předběžně  $S_{Fmin} = 2$ ,  $Y_r = 1,05$  a  $Y_m = 1$

**Dovolené namáhání v ohybu korunového kola:**

$$\sigma_{FD1} = \frac{\sigma_{cn1} \cdot Y_M \cdot Y_R}{S_{Fmin} \cdot k_{\beta 1}} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,05}{2 \cdot 1,7} = 129,7 \text{ MPa} \quad [6]$$

**Dovolené namáhání v ohybu satelitu:**

$$\sigma_{FD2} = \frac{\sigma_{cn2} \cdot Y_M \cdot Y_R}{S_{Fmin} \cdot k_{\beta 2}} = \frac{366 \cdot 1 \cdot 1,05}{2 \cdot 1,44} = 133,44 \text{ MPa} [6]$$

**Poměrné hodnoty:**

**Korunové kolo:**  $\frac{\sigma_{FD1}}{Y_{F1}} = \frac{129,7}{1,6552} = 77,89$

**Satelit:**  $\frac{\sigma_{FD2}}{Y_{F2}} = \frac{133,44}{2,39} = 55,833 . [6]$

Podle výsledku poměrné hodnoty mezi dovoleným napětím v ohybu a součinitelem tvaru zubu jsem zjistil, že satelit má tuto hodnotu menší a proto pro výpočet modulu ozubených kol se zaměřím ve vstupní části na satelit.

### 5.3.5 Výpočet modulu ozubených kol výstupní části

Volím:

**Součinitel zatížení**  $K_f = 1,5$

**Poměrná šířka věnce:**  $\psi_m = 20$

**Modul ozubených kol:**

$$m_{\text{vstup}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_f \cdot M_{\text{kvýstup}} \cdot \frac{1}{3}}{\sigma_{\text{FD2}} \cdot \psi_m \cdot Z_2}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 3495200 \cdot \frac{1}{3}}{133,44 \cdot 20 \cdot 22}} = \sqrt[3]{\frac{3495200}{58713,6}} = 3,9 \quad [6]$$

Dle normy ČSN 01 4608 volím modul ozubených kol  $m_{\text{výstup}} = 5$

### 5.3.6 Rozměry ozubených kol výstupní části

**Rozteč zubů ozubených kol:**

$$t = \pi \cdot m_{\text{výstup}} = \pi \cdot 5 = 15,7 \text{ mm} \quad [2]$$

**Výška hlavy zubu:**

$$h_{\text{výstup}} = m_{\text{výstup}} = 5 \text{ mm}$$

**Tloušťka zubu:**

$$S_f = \frac{\pi \cdot m_{\text{výstup}}}{2} = \frac{\pi \cdot 5}{2} = 7,85 \text{ mm}$$

**Šířka zubu:**

$$b_w = \psi_m \cdot m_{\text{výstup}} = 20 \cdot 5 = 100 \text{ mm}$$

**Výška paty zubu:**

$$h_p = 1,25 \cdot m_{\text{výstup}} = 1,25 \cdot 5 = 6,25 \text{ mm}$$

**Průměr patní kružnice:**

$$D_{p1} = (z_1 + 2,5) \cdot m_{\text{výstup}} = (96 + 2,5) \cdot 5 = 492,5 \text{ mm}$$

$$D_{p2} = (z_2 - 2,5) \cdot m_{\text{výstup}} = (22 - 2,5) \cdot 5 = 97,5 \text{ mm} \quad [6]$$

**Průměr roztečné kružnice:**

$$D_1 = z_1 \cdot m_{\text{výstup}} = 96 \cdot 5 = 480 \text{ mm}$$

$$D_2 = z_2 \cdot m_{\text{výstup}} = 22 \cdot 5 = 110 \text{ mm} \quad [6]$$

**Průměr hlavové kružnice:**

$$D_{a1} = D_1 - 2 \cdot h_{\text{výstup}} = 480 - 2 \cdot 5 = 470 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_{\text{výstup}} = 110 + 2 \cdot 5 = 120 \text{ mm} \quad [6]$$

**Vzdálenost os:**

$$a_{1,2} = \frac{D_1 - D_2}{2} = \frac{480 - 110}{2} = 185 \text{ mm}$$

**5.3.7 Kontrolní výpočet výstupní části na ohyb dle ČSN 01 4686**

$$F_T = \frac{M_{\text{kvýstup}} \cdot 2}{D_1 \cdot 3} = \frac{3495200 \cdot 2}{480 \cdot 3} = 4854,4 \text{ N} \cdot [6]$$

**Výpočet napětí  $\sigma_f$  a mezního napětí  $\sigma_{\text{fkrit}}$  pro korunové kolo 1:**

$$\sigma_{F1} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F1}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 4854,4 \cdot 1,6552}{100 \cdot 5} = 24,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{Fkrit}} = \frac{\sigma_{\text{cn1}} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta 1}} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,7} = 259,4 \text{ MPa} \cdot [6]$$

**Součinitel bezpečnosti v ohybu:**

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{\text{Fkrit}}}{\sigma_{F1}} = \frac{259,4}{24,1} = 10,8 \cdot [6]$$

Součinitel bezpečnosti v ohybu pro korunové kolo 1 vyhovuje.

**Výpočet napětí  $\sigma_f$  a mezního napětí  $\sigma_{\text{fkrit}}$  pro satelit 2:**

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F2}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 4854,4 \cdot 2,39}{100 \cdot 5} = 34,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit} = \frac{\sigma_{cn2} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta 2}} = \frac{366 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,44} = 266,9 \text{ MPa}$$

**Součinitel bezpečnosti v ohybu:**

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Fkrit}}{\sigma_{F2}} = \frac{266,9}{34,8} = 7,6$$

Součinitel bezpečnosti v ohybu pro satelit 2 vyhovuje.

### 5.3.8 Kontrola výstupní části na otláčení dle ČSN 01 4686

Součinitel materiálu  $Z_M = 275$

Součinitel tvaru zubů  $Z_H = 1,59$

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

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

$K_v$  - součinitel vnitřních dynamických sil

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

$K_{H\alpha}$  - součinitel nerovnoměrnosti zatížení. [2]

**Výpočet tlaku v ozubení:**

$$P_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_T \cdot (i+1)}{b_w \cdot D_2 \cdot i}} = 275 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,6 \cdot 5711,21 \cdot (4,364+1)}{100 \cdot 110 \cdot 4,364}} = 442 \text{ MPa} \quad [2]$$

**Mez únavy na otláčení:**

$$P_C = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \cdot [2]$$

**Kritické napětí na otláčení:**

$$P_{Hkrit} = P_c \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_v = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = 916,8 \text{ MPa}$$

**Součinitel bezpečnosti v otláčení:**

$$S_H = \frac{P_{Hkrit}}{P_H} = \frac{916,8}{442} = 2,1$$

Součinitel bezpečnosti v otláčení pro dvojici ozubených kol 1 a 2 vyhovuje.

### 5.3.9 Výpočet modulu vstupní části

$$m_{\text{vstup}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot M_{\text{kvstup}} \cdot \frac{1}{3}}{\sigma_{\text{FD2}} \cdot \Psi_m \cdot z_3}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 3495200 \cdot \frac{1}{3}}{133,44 \cdot 20 \cdot 23}} = \sqrt[3]{\frac{3495200}{58713,6}} = 3,8$$

Dle normy ČSN 01 4608 volím modul ozubených kol  $m_{\text{vstup}} = 5$

### 5.3.10 Rozměry ozubených kol vstupní části

Kvůli podmínce stejných osových vzdáleností musím provést korekci rozměrů pastorku na

**Průměr roztečné kružnice:**

$$D_3 = z_3 \cdot m_{\text{vstup}} = 23 \cdot 5 = 115 \text{ mm}$$

$$D_4 = z_4 \cdot m_{\text{vstup}} = 100 \cdot 5 = 500 \text{ mm} . [6]$$

**Průměr valivé kružnice:**

$$D_{v3} = z_3 \cdot m_{\text{vstup}} + 2 \cdot x \cdot m = 23 \cdot 5 + 2 \cdot 1,5 \cdot 5 = 130 \text{ mm}$$

$$D_{v4} = D_4 = 500 \text{ mm} . [6]$$

**Výška hlavy zubu:**

$$h_{a3} = m_{\text{vstup}} \cdot (1 + x) = 5 \cdot (1 + 1,5) = 11,5 \text{ mm}$$

$$h_{a4} = m_{\text{vstup}} = 5 \text{ mm} . [6]$$

**Výška paty zubu:**

$$h_{p4} = h_{a4} + v_n = 5 + 0,25 \cdot 5 = 6,25 \text{ mm}$$

$$h_{p3} = m_{\text{vstup}} - (0,25 - x) \cdot m_{\text{vstup}} = 5 - (1,25 - 1,5) \cdot 5 = 6,25 \text{ mm} . [6]$$

**Průměr hlavové kružnice:**

$$D_{a3} = D_3 + 2h_{a3} = 115 + 2 \cdot 11,5 = 138 \text{ mm}$$

$$D_{a4} = D_4 - 2h_{a4} = 500 - 2 \cdot 5 = 490 \text{ mm} . [6]$$

**Průměr patní kružnice:**

$$D_{p3} = D_3 - (2,25 - 2 \cdot x) \cdot m_{vstup} = 115 - (2,5 + 2 \cdot 1,5) \cdot 5 = 117,5 \text{ mm}$$

$$D_{p4} = D_4 + (2,5 \cdot m_{vstup}) = (100 + 2,5) \cdot 5 = 512,5 \text{ mm} \cdot [6]$$

**Rozteč zubů ozubených kol:**

$$t = \pi \cdot m_{vstup} = \pi \cdot 5 = 15,7 \text{ mm}$$

**Tloušťka zubu:**

$$S_f = \frac{\pi \cdot m_{vstup}}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \text{tg}\alpha = 9,5 \text{ mm}$$

**Šířka zubu:**

$$b_w = \psi_m \cdot m_{vstup} = 20 \cdot 5 = 100 \text{ mm}$$

**Vzdálenost os:**

$$a_{3,4} = \frac{D_4 - D_{v3}}{2} = \frac{500 - 130}{2} = 185 \text{ mm}$$

**5.3.11 Kontrolní výpočet vstupní části na ohyb dle ČSN 01 4686****Koeficienty přídatných zatížení:**

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

$$Y_{F4} = \frac{2 \cdot z_4}{z_4 + 20} = \frac{2 \cdot 100}{100 + 20} = 1,667 \text{ N}$$

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

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

**Vrubový součinitel korunového kola:**

$$k_{\beta 3} = \eta_c \cdot k_{\alpha 3} = 0,85 \cdot 1,7 = 1,445$$

**Vrubový součinitel satelitu:**

$$k_{\beta 4} = \eta_c \cdot k_{\alpha 4} = 0,85 \cdot 2 = 1,7$$

**Kontrola v ohybu**



$$F_T = \frac{M_{\text{kvýstup}} \cdot 2}{D_4 \cdot 3} = \frac{3495200 \cdot 2}{500 \cdot 3} = 4660,3\text{N}$$

#### Výpočet napětí $\sigma_f$ a mezního napětí $\sigma_{\text{fkrit}}$ pro korunové kolo 4:

$$\sigma_{F4} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F4}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 4660,3 \cdot 1,667}{100 \cdot 5} = 23,3\text{MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit4} = \frac{\sigma_{cn1} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta1}} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,05}{1,7} = 259,4\text{MPa}$$

#### Součinitel bezpečnosti v ohybu:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Fkrit}}{\sigma_{F4}} = \frac{259,4}{23,3} = 11,13$$

Součinitel bezpečnosti v ohybu pro korunové kolo 1 vyhovuje.

#### Výpočet napětí $\sigma_f$ a mezního napětí $\sigma_{\text{fkrit}}$ pro satelit 2:

$$\sigma_{F3} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F3}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 4660,3 \cdot 1,5}{100 \cdot 5} = 21\text{MPa}$$

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

#### Součinitel bezpečnosti v ohybu:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Fkrit3}}{\sigma_{F3}} = \frac{265,952}{21} = 12,7$$

Součinitel bezpečnosti v ohybu pro satelit 2 vyhovuje.

### 5.3.12 Kontrola výstupní části na otláčení dle ČSN 01 4686

Součinitel materiálu  $Z_M = 275$

Součinitel tvaru zubů  $Z_H = 1,59$

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

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

$K_v$  - součinitel vnitřních dynamických sil

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

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

### Výpočet tlaku v ozubení:

$$P_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_T \cdot (i+1)}{b_w \cdot D_3 \cdot i}} = 275 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,6 \cdot 4854,4 \cdot (4,348+1)}{100 \cdot 130 \cdot 4,348}} = 374,8 \text{MPa}$$

### Mez únavy na otláčení:

$$P_C = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965$$

### Kritické napětí na otláčení:

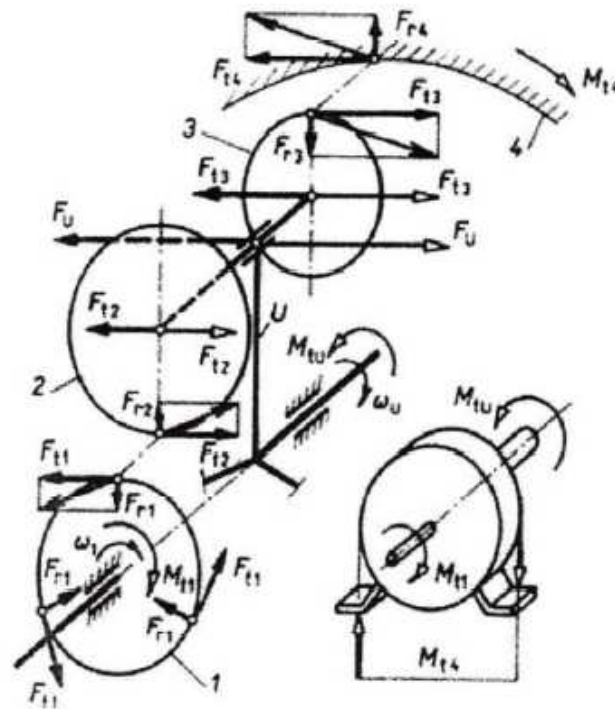
$$P_{Hkrit} = P_c \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_v = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = 916,8 \text{MPa}$$

### Součinitel bezpečnosti v otláčení:

$$S_H = \frac{P_{Hkrit}}{P_H} = \frac{916,8}{374,8} = 2,5$$

Součinitel bezpečnosti v otláčení pro dvojici ozubených kol 1 a 2 vyhovuje.

## 5.3.13 Silové poměry



Obr. 16 – Silové poměry[6]

Vztahy mezi silami dle obr. 16:

$$M_{t1} = M_{\text{výstup}}$$

$$F_{t1} = \frac{M_{t1}}{a_k \cdot \frac{D_1}{2}} = \frac{3495200}{4 \cdot \frac{480}{2}} = 3640,8 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha = 3640,8 \cdot \tan 20 = 4283,41 \text{ N}$$

$$F_{N1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{3640,8}{\cos 20} = 4557,98 \text{ N}$$

$$F_{t1} = F_{t2} \quad F_{r1} = F_{r2} \quad F_{N1} = F_{N2}$$

$$F_{t2} \cdot \frac{D_2}{2} = F_{t3} \cdot \frac{D_3}{2} \Rightarrow F_{t3} = \frac{F_{t2} \cdot D_2}{D_3} = \frac{4283,41 \cdot 110}{130} = 3624,42 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \tan \alpha = 3624,42 \cdot \tan 20 = 1319,18 \text{ N}$$

$$F_{N3} = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha} = \frac{3624,42}{\cos 20} = 3857,02 \text{ N}.$$

## 5.4 Dimenzování hřídelí planetové převodovky

Pro zjednodušení výpočtu volím pro hřídele v převodovce stejný materiál:

Materiál 11 600

Vlastnosti materiálu:  $\tau_{DK} = 80\text{MPa}$

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

### 5.4.1 Výpočet hřídele 1 na výstupní části:

$$\tau_{DK} \leq \frac{M_{kvýstup}}{W_k} = \frac{M_{kvýstup}}{\frac{\pi \cdot D_1^3}{16}} \Rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kvýstup}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3495200}{\pi \cdot 80}} = 60,6\text{mm} . [6]$$

Průměr hřídele dle ČSN 01 4990 volím  $d_1 = 70\text{mm}$ .

### Volba ložiska pro hřídel 1:

$L_h = 25\ 000$

$F_{e1} = V \cdot X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{ax} = 1 \cdot 1 \cdot 1559,03 + 0 = 1559,03\text{N}$

$$C_{n1} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_1}{10^6}} \cdot F_{e1} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25000 \cdot 10}{10^6}} \cdot 1559,03 = 3844,9\text{N} . [6]$$

Pro hřídel 1 volím 2 ložiska 6015 dle ČSN 02 4630.

### Volba pera:

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

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

### Kontrola pera ve střihu:

$$F_{S1} = \frac{2 \cdot M_{kvýstup}}{d_1} = \frac{2 \cdot 3495200}{70} = 99862,9\text{N} . [3]$$

$$\tau_{S1} = \frac{F_{S1}}{S_{S1}} \leq \tau_{DS} \Rightarrow S_{S1} = \frac{F_{S1}}{\tau_{DS}} = \frac{99862,9}{80} = 1248,3\text{mm}^2 . [3]$$

$$S_{S1} = b \cdot l_{II} \Rightarrow l_{II} = \frac{S_{S1}}{b} = \frac{1248,3}{20} = 62,4\text{mm} . [3]$$

**Kontrola na otláčení:**

$$p = \frac{F_{S1}}{S_{S1}} \leq p_{dov} \Rightarrow S_{O1} = \frac{F_{S1}}{p_{dov}} = \frac{99862,9}{80} = 1248,3 \text{ mm}^2$$

$$l_{12} = \frac{2 \cdot S_{O1}}{h} = \frac{2 \cdot 1248,3}{80} = 31,2 \text{ mm} \quad [3]$$

Volím 2 pera 20e7 x 12 x 56 dle ČSN 02 2562.

**5.4.2 Výpočet hřídele 2 pro satelity:**

$$M_{k2} = \frac{F_{t2} \cdot D_2}{2} = \frac{4283,41 \cdot 110}{2} = 235587,6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_{DK} \leq \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} \Rightarrow d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 235587,6}{\pi \cdot 80}} = 24,7 \text{ mm}$$

Průměr hřídele dle ČSN 01 4990 volím kvůli konstrukci  $d_2 = 40 \text{ mm}$ .

**Volba ložiska pro hřídel 2:**

$$L_h = 25\,000$$

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

$$R_A = F_{t2} + F_{t3} = 4283,41 + 3624,42 = 7907,8 \text{ N}$$

$$F_{e1} = V \cdot X \cdot R_A + Y \cdot F_{ax} = 1 \cdot 1 \cdot 7907,8 + 0 = 7907,8 \text{ N}$$

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{2500}{4,364} = 573 \text{ min}^{-1}$$

$$C_{n1} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_2}{10^6}} \cdot F_{e1} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25000 \cdot 573}{10^6}} \cdot 7907,8 = 34898,3 \text{ N}$$

Pro hřídel 2 volím ložisko NU 210 dle ČSN 02 4670.

**Volba pera:**

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

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

**Kontrola pera ve střihu:**

$$F_{S2} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 235587,6}{40} = 11779,4 \text{ N}$$

$$\tau_{S1} = \frac{F_{S2}}{S_{S1}} \leq \tau_{DS} \Rightarrow S_{S1} = \frac{F_{S2}}{\tau_{DS}} = \frac{11779,4}{80} = 147,3 \text{ mm}^2$$

$$S_{S2} = b \cdot l_2 \Rightarrow l_2 = \frac{S_{S2}}{b} = \frac{147,3}{12} = 12,3 \text{ mm}$$

**Kontrola na otláčení:**

$$p = \frac{F_{S2}}{S_{O2}} \leq p_{dov} \Rightarrow S_{O2} = \frac{F_{S2}}{p_{dov}} = \frac{11779,4}{60} = 196,4 \text{ mm}^2$$

$$l_{H2} = \frac{2 \cdot S_{O2}}{h} = \frac{2 \cdot 196,4}{8} = 49,1 \text{ mm}$$

Volím pero 12e7 x 8 x 56 dle ČSN 02 2562.

**5.4.3 Výpočet vstupní hřídele 3**

$$\tau_{DK} \leq \frac{M_{kvstup}}{W_k} = \frac{M_{kvstup}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \Rightarrow d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kvstup}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 16448}{\pi \cdot 80}} = 10,16 \text{ mm}$$

Průměr hřídele dle ČSN 01 4990 volím  $d_3 = 40$ .

**Volba ložiska pro hřídel 3:**

$$L_h = 25\,000$$

$$\sum F_{iy} = 0 \Rightarrow R_A + R_B = 0$$

$$R_B = -R_A = -7907,8 \text{ N}$$

$$F_{e2} = V \cdot X \cdot R_B + Y \cdot F_{ax3} = 1 \cdot 1 \cdot 7907,8 + 0 = 7907,8 \text{ N}$$

$$C_{n1} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_m}{10^6}} \cdot F_{e1} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25000 \cdot 2500}{10^6}} \cdot 7907,8 = 122856,9 \text{ N}$$

Pro hřídel 3 volím 2x ložisko NU 2211 dle ČSN 02 4670.

**Volba pera:**

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

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

**Kontrola pera ve střihu:**

$$F_{S3} = \frac{2 \cdot M_{kvstup}}{d_3} = \frac{2 \cdot 16448}{45} = 822,4 \text{N}$$

$$\tau_{S3} = \frac{F_{S3}}{S_{S3}} \leq \tau_{DS} \Rightarrow S_{S3} = \frac{F_{S3}}{\tau_{DS}} = \frac{822,4}{80} = 10,3 \text{mm}^2$$

$$S_{S3} = b \cdot l_{II} \Rightarrow l_{II} = \frac{S_{S3}}{b} = \frac{10,3}{12} = 0,9 \text{mm}$$

**Kontrola na otláčení:**

$$p = \frac{F_{S3}}{S_{S3}} \leq p_{dov} \Rightarrow S_{S3} = \frac{F_{S3}}{p_{dov}} = \frac{822,4}{60} = 13,7 \text{mm}^2$$

$$l_{I2} = \frac{2 \cdot S_{S1}}{h} = \frac{2 \cdot 13,7}{8} = 3,5 \text{mm}$$

Volím pero 12e7 x 8 x 32 dle ČSN 02 2562.

## 5.5 Doplnující geometrické podmínky

### 5.5.1 Podmínka stejných osových vzdáleností

$$a_{1,2} = a_{3,4} \cdot [6]$$

$$185 \text{mm} = 185 \text{mm}$$

Podmínka je splněna.

### 5.5.2 Podmínka smontovatelnosti

$$z_1 = k \cdot a_k \Rightarrow k = \frac{z_1}{a_k} = \frac{96}{4} = 24$$

$$z_4 = q \cdot a_k \Rightarrow q = \frac{z_4}{a_k} = \frac{100}{4} = 25 \cdot [6]$$

Podmínka smontovatelnosti je splněna,  $z_1$  a  $z_4$  jsou celými násobky počtu satelitů.

### 5.5.3 Podmínka vůle mezi satelity

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

$$\sin \frac{v_{\min}}{2} = \frac{\frac{D_{a2} + v_{\min}}{2}}{a_{1,2}} = \frac{D_{a2} + v_{\min}}{2 \cdot a_{1,2}} \Rightarrow v_{\min} = \arcsin\left(\frac{D_{a2} + v_{\min}}{2 \cdot a_{1,2}}\right) = \arcsin\left(\frac{110 + 1,5}{2 \cdot 185}\right) = 17^{\circ}32'$$

$$v = \frac{360}{a_k} \geq v_{\min} \approx \frac{360}{4} \geq 17^{\circ}32'. [6]$$

Podmínka vůle mezi jednotlivými satelity je splněna.

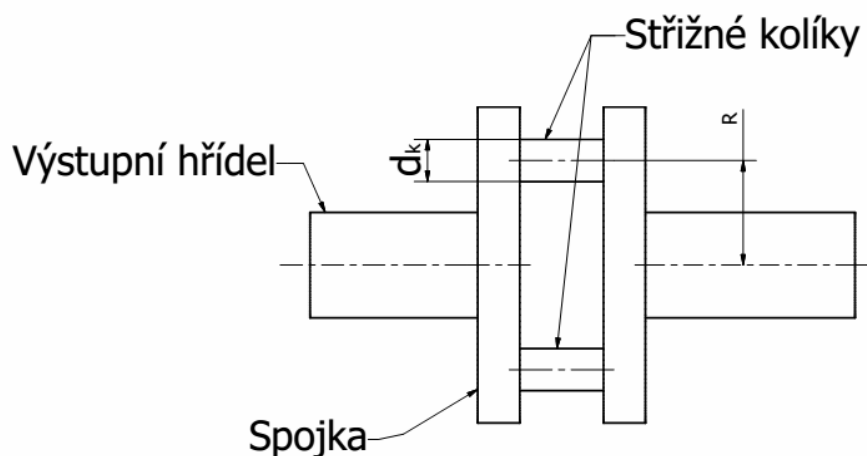
## 5.6 Výpočet pojistné spojky

Pro planetovou převodovku jsem zvolil pojistnou spojku se střížnými kolíky. Kolíky jsou z oceli 12 061,  $\tau_{ms} = 120$  MPa.

Jako maximální krouticí moment, který bude schopna spojka přenést zvolím krouticí moment na výstupní hřídeli .

### 5.6.1 Návrh průměru střížného kolíku:

Zvolím vzdálenost kolíků  $R$  od osy výstupního hřídele dle obr.16,  $R = 100$ mm a vypočítám průměry střížných kolíků. Pro daný krouticí moment volím 2 střížné kolíky.



Obr. 17 - Schéma spojk se střížnými kolíky



$$M_{\text{výstup}} = F_t \cdot R \Rightarrow F_t = \frac{M_{\text{výstup}}}{R} = \frac{3495200}{100} = 34952 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{F_t}{S} = \tau_{\text{ms}}; S = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}$$

$$\tau = \frac{F_t}{\frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot 2} = \tau_{\text{ms}} \Rightarrow d_k = \sqrt{\frac{2 \cdot F_t}{\pi \cdot \tau_{\text{Ds}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 34952}{\pi \cdot 120}} = 13,6 \text{ mm}$$

Pro spojku se střižnými kolíky volím 2 kolíky o průměru  $d_k$  13,6mm.

## ZÁVĚR

Po nastudování literatury a získání potřebných poznatků jsem se v této bakalářské práci zabýval návrhem a konstrukcí hnací jednotky s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou pro převodový poměr 1:250, výkonem 5 kW a výstupními otáčkami  $10 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ . Návrhem planetové převodovky je výběr vhodného elektromotoru a následně potom výpočet jednotlivých součástí planetové převodovky. V konstrukční části této práce jsem zhotovil výrobní výkresovou dokumentaci samostatných dílů a celé sestavy hnací jednotky.

Při volbě pohonu hnací jednotky jsem postupoval tak, že jsem vybral v katalogu vyhovující elektromotor. Jedná se o asynchronní třífázový elektromotor s kotvou na krátko 1LA9 113 - 22A, výkonem 6,5 kW a otáčkami  $2500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ . Motor o výkonu 7kW jsem volil z důvodu účinnosti motoru a zajištění přenosu výkonu o velikosti 5 kW. Spojení mezi elektromotorem a planetovou převodovkou zajišťuje hřídelová spojka.

Při výpočtu planetové převodovky jsem nejdříve zvolil vyhovující typ planetové převodovky z obr. 10 dle daného převodového poměru. Po volbě typu převodovky následuje výpočet počtu zubů ozubených a korunových kol, dále pak kontrola zubů na otláčení, volba a výpočet hřídelí, ložisek a per pro zajištění bezpečného přenosu daného výkonu.

Ochranou proti poškození při přetížení je pojistná spojka se střížnými kolíky. Při přetížení dojde k přestřížení kolíků spojky a pro následné použití je nutné tyto kolíky vyměnit.

V konstrukční části jsem vytvořil sestavu pohonné jednotky. Při konstrukci sestavy jsem použil co nejvíce normalizovaných dílů. Výkresy jsou zhotoveny ve studentské verzi programu Autodesk Inventor.

**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. Praha: SNTL, 1989, 775 s. ISBN 80-03-00046-7.
- [3] HELLER J. HUŠKA Z. : *Strojní součásti II*, Nakladatelství technické literatury SNTL 1986 – Praha.
- [4] JANČÍK, Luděk a Jiří ZÝMA. *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004c1996, 201 s. ISBN 8001028917.
- [5] LUKOVICS, Imrich a Libuše SÝKOROVÁ. *Části strojů*. 1. vyd. Brno: VUT, 1991, 176 s. ISBN 8021402555.
- [6] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005c1998, 90 s. ISBN 8001032450.
- [7] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999, 174 s. ISBN 8001019349.
- [8] Elektromotory. *Elektromotory GRAL :: 1LA9 113-2LA* [online]. © 2012 [cit. 2014-05-11]. Dostupné z: <http://www.elektromotory-gral.cz/elektromotory-siemens/1la9-vykon-0-14-24-5-kw-ie1/1la9-113-2la>.



**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

a	Vzdálenost os.
b	Šířka.
D	Průměr roztečné kružnice.
d	Průměr.
D <sub>a</sub>	Průměr hlavové kružnice.
D <sub>v</sub>	Průměr valivé kružnice.
D <sub>p</sub>	Průměr patní kružnice.
F	Síla.
F <sub>T</sub>	Tečná složka síly.
F <sub>N</sub>	Normálová složka síly.
h	Výška.
h <sub>a</sub>	Výška hlavy zubu.
h <sub>p</sub>	výška paty zubu
i	Převodový poměr.
K <sub>A</sub>	Součinitel vnějších dynamických sil.
k <sub>β</sub>	Vrubový součinitel.
K <sub>v</sub>	Součinitel vnitřních dynamických sil.
l	Délka.
L <sub>h</sub>	Trvanlivost ložiska.
m	Modul.
M <sub>k</sub>	Kroutící moment.
n	Otáčky.
O	Osa.
P	Výkon..

---

$p$	Rozteč.
$p_H$	Velikost tlaku v ozubení.
$p_{dov.}$	dovolené namáhání na tlak
$R$	Poloměr.
$S$	Plocha.
$s$	Tloušťka.
$S_f$	Tloušťka zubů.
$t$	Rozteč.
$v$	Obvodová rychlost
$x$	Jednotkové posunutí základního profilu.
$Y$	Součinitel.
$z$	Počet zubů.
$Z_H$	Součinitel tvaru zubů.
$Z_M$	Součinitel materiálu.
$\upsilon$	Vůle mezi satelity.
$\mu$	Účinnost.
$\pi$	Ludolfovo číslo.
$\sigma_{pt}$	Pevnost.
$\sigma_{DO}$	Dovolené namáhání v ohybu.
$\tau$	Pevnost.
$\psi_m$	Poměrná šířka zubů.
$\omega$	Úhlová rychlost

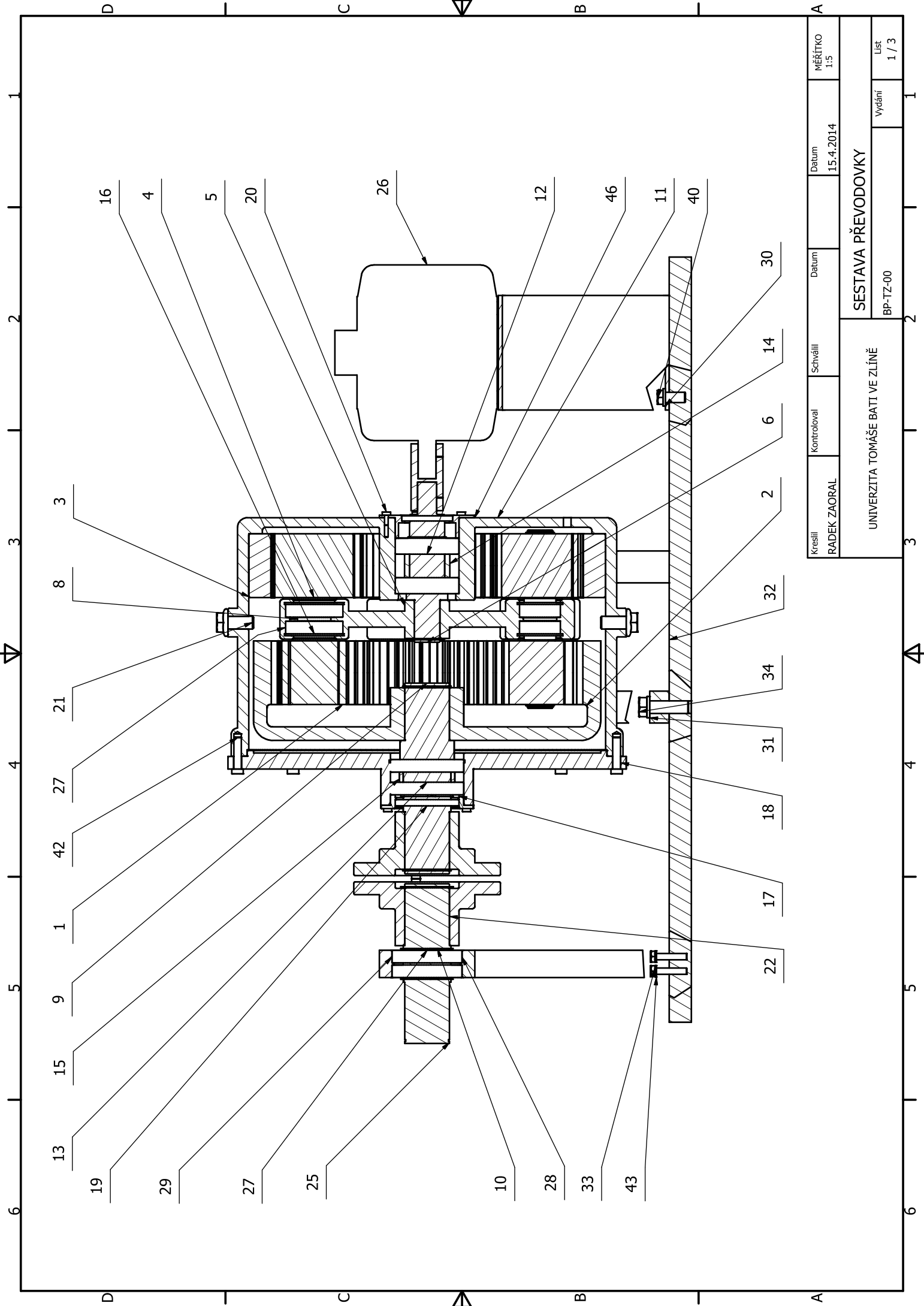
**SEZNAM OBRÁZKŮ**

<i>Obr. 1- Kuželový variátor [4]</i> .....	13
<i>Obr. 2 - Vícediskový variátor [4]</i> .....	14
<i>Obr. 3 - Řemenový variátor [2]</i> .....	14
<i>Obr. 4 - Rozdělení ozubených převodů [7]</i> .....	17
<i>Obr. 5 - Základní rozměry ozubeného kola [1]</i> .....	19
<i>Obr. 6 - Základní zákon ozubení [7]</i> .....	21
<i>Obr. 7 - Příklad profilu zubu[4]</i> .....	22
<i>Obr. 8 - Silové poměry [4]</i> .....	22
<i>Obr. 9 - Schéma jednoduchého planetového soukolí [6]</i> .....	24
<i>Obr. 10 - Schéma základních typů planetových převodů [2]</i> .....	26
<i>Obr. 11 - Pojistná vysmekávací spojka zubová [4]</i> .....	29
<i>Obr. 12 - Kuličková vysmekávací spojka [4]</i> .....	29
<i>Obr. 13 - Pojistná třecí spojka [4]</i> .....	30
<i>Obr. 14 Schéma planetové převodovky</i> .....	33
<i>Obr. 15 - Schéma uspořádání ozubených kol</i> .....	33
<i>Obr. 16 – Silové poměry[6]</i> .....	43
<i>Obr. 17 - Schéma spojky se střížnými kolíky</i> .....	48

**SEZNAM PŘÍLOH**

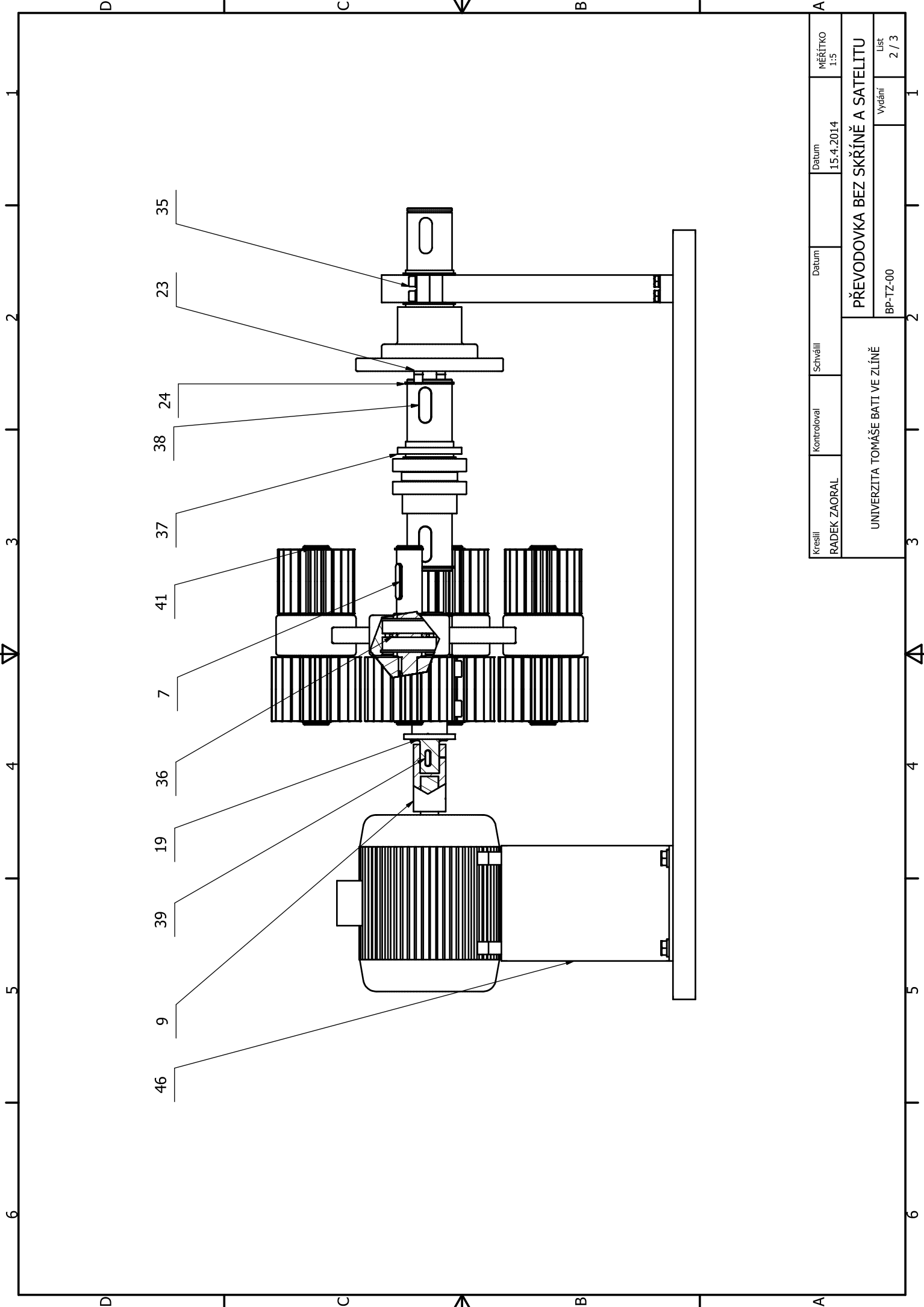
BP-TZ-00	Sestava převodovky
BP-TZ-01	Korunové kolo Z1
BP-TZ-02	Korunové kolo Z4
BP-TZ-03	Ozubené kolo Z2
BP-TZ-04	Ozubené kolo Z3
BP-TZ-05	Unašeč satelitů
BP-TZ-06	Hřídel 3
BP-TZ-07	Hřídel 2
BP-TZ-08	Převodová skříň
BP-TZ-09	Rozpěrný kroužek 1
BP-TZ-10	Rozpěrný kroužek 2
BP-TZ-11	Příruba výstupní části
BP-TZ-12	Spojka- unašeč
BP-TZ-13	Střížný kolík spojky
BP-TZ-14	Příruba vstupní části
BP-TZ-15	Hřídel 1
BP-TZ-16	Příruba převodové skříně
BP-TZ-17	Podpěra výstupní hřídele 1 část
BP-TZ-18	Podpěra výstupní hřídele 2 část
BP-TZ-19	Základní deska
BP-TZ-20	Rozpěrný kroužek 3
BP-TZ-21	Hřídel 4
BP-TZ-22	Hřídelová spojka pevná
BP-TZ-23	Podstava motoru





Kreslil <b>RADEK ZAORAL</b>	Kontroloval	Schválil	Datum 15.4.2014	MĚŘÍTKO 1:5
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			SESTAVA PŘEVODOVKY	
BP-TZ-00			Vydání	1 / 3

UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		SESTAVA PŘEVODOVKY	
BP-TZ-00		Vydání	1 / 3



Kreslil <b>RADEK ZAORAL</b>	Kontroloval	Schválil	Datum 15.4.2014	MĚŘÍTKO 1:5
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			PŘEVODOVKA BEZ SKŘÍŇĚ A SATELITU	
			Vydání BP-TZ-00	List 2 / 3

Kusovník				
POZICE	NÁZEV	ČÍSLO VÝKRESU/NORMA	MATERIÁL	KS
1	OZUBENÉ KOLO Z2	BP-TZ-03	12050	4
2	KORUNOVÉ KOLO Z1	BP-TZ-01	422660.6	1
3	KORUNOVÉ KOLO Z4	BP-TZ-02	422660.6	1
4	OZUBENÉ KOLO Z3	BP-TZ-04	12050	4
5	UNAŠEČ SATELITŮ	BP-TZ-05	11500	1
6	HŘÍDEL 3 VSTUPNÍ	BP-TZ-06	11600	1
7	PERO TĚSNÉ 12e7 X 8 X 32	ČSN 02 2562		8
8	HŘÍDEL 2 PRO SATELITY	BP-TZ-07	11600	4
9	HŘÍDEL 1 VÝSTUPNÍ	BP-TZ-15	11600	1
10	POJISTNÝ KROUŽEK 55	ČSN 022930		8
11	PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ	BP-TZ-08	42 2420	1
12	VÁLEČKOVÉ LOŽISKO - NU2211	ČSN 02 4670		2
13	KULIČKOVÉ LOŽISKO JEDNOŘADÉ - 6015	ČSN 02 4630		2
14	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 1	BP-TZ-09	11600	1
15	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 2	BP-TZ-10	11600	1
16	POJISTNÝ KROUŽEK 90	ČSN 02 2931		8
17	PŘÍRUBA VÝSTUPNÍ ČÁSTI	BP-TZ-11	42 2420	1
18	PŘÍRUBA PŘEVODOVÉ SKŘÍŇĚ	BP-TZ-16	42 2420	1
19	TĚSNÍCÍ KROUŽEK - GP 75x100x10	ČSN 02 9401		1
20	ŠROUB SE ZÁPUSTNOU HLAVOU A VNITŘNÍM ŠESTIHRANEM- M8 x 16	ČSN 4557		10
21	ŠROUB SE ŠESTIHRANOU HLAVOU A NÁKRUŽKEM - M20 x 40	DIN 6921		2
22	SPOJKA - UNAŠEČ	BP-TZ-12	11600	2
23	STRŽIŽNÝ KOLÍK SPOJKY	BP-TZ-13	12061	2
24	POJISTNÝ KROUŽEK - 70	ČSN 02 2930		8
25	HŘÍDEL 4	BP-TZ-21	11600	1
26	ASYNCHRONNÍ ELEKTROMOTOR- 1LA9 113 - 2LA			1
27	VÁLEČKOVÉ LOŽISKO - NU210	ČSN 02 4630		8
28	PODPĚRA VÝSTUPNÍ HŘÍDELE 1 ČÁST	BP-TZ-17	42 2420	1
29	PODPĚRA VÝSTUPNÍ HŘÍDELE 2 ČÁST	BP-TZ-18	42 2420	1
30	PRUŽNÁ PODLOŽKA - 10	ČSN 161		8
31	PRUŽNÁ PODLOŽKA - 20	ČSN 161		2
32	ZÁKLADNÍ DESKA	BP-TZ-19	11373	1
33	ŠROUB SE ŠESTIHRANOU HLAVOU - M16 x 35	ČSN 02 1201		4
34	ŠROUB SE ŠESTIHRANOU HLAVOU - M20 x 65	ČSN 4320		4
35	ŠROUB S VÁLCOVOU HLAVOU A VNITŘNÍM ŠESTIHRANEM - M 10 x 40	ČSN 3932		4
36	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 3	BP-TZ-20	11600	1
37	TĚSNÍCÍ KROUŽEK GP 55 X 80 X 8	ČSN 02 9401		1
38	PERO TĚSNÉ 20e7 X 12 X 56			6
39	PERO TĚSNÉ 12e7 x 8 x 32			2
40	ŠROUB SE ŠESTIHRANOU HLAVOU M10 x 50	ČSN 4320		4
41	POJISTNÝ KROUŽEK 40	ČSN 02 2930		8
42	ŠROUB S VÁLCOVOU HLAVOU A VNITŘNÍM ŠESTIHRANEM M12 x 50	ČSN 3932		6
43	PRUŽNÁ PODLOŽKA 16	ČSN 161		1
44	HŘÍDELOVÁ SPOJKA PEVNÁ	BP-TZ-22	11 600	1
45	PODSTAVA MOTORU	BP-TZ-23	11 373	1
46	PŘÍRUBA VSTUPNÍ ČÁSTI	BP-TZ-14	11 373	1

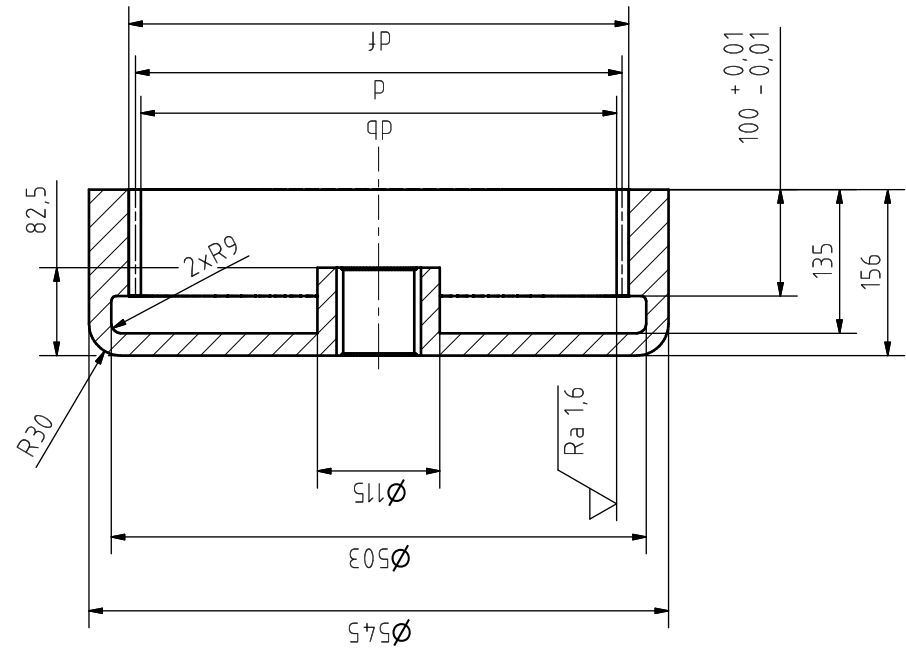
  

Kreslil RADEK ZAORAL	Kontroloval	Schválil	Datum	Datum
				15.4.2014
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		KUSOVNÍK		
		BP-TZ-00	Vydání	List 3 / 3

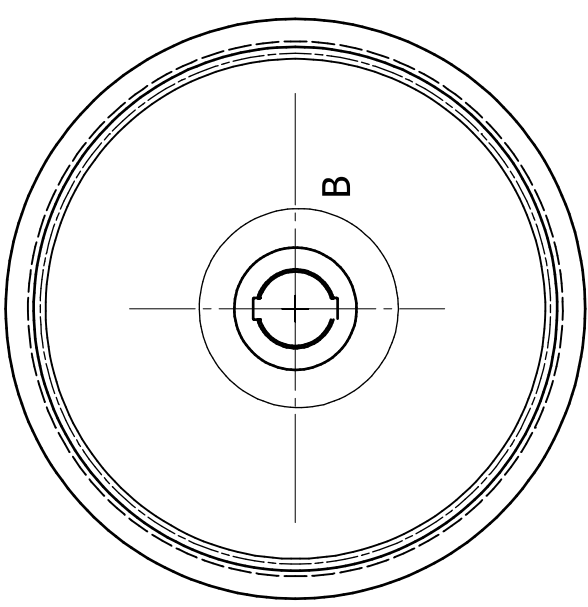
1	Hodnota	-
2	NÁZEV Modul	m
3	Počet zubů	z
4	Normální základní profil	-
5	Úhel sklonu boční křivky	B
6	Smysl stoupání boční křivky zubů	-
7	Jednotkové posunutí	x
8	Stupeň přesnosti podle	-
9	Mezní úchylka dvoubokého odvalu za rozřec	F'' <sub>i</sub>
10	Mezní úchylka sklonu zubů	F <sub>b</sub>
11	Mezní úchylka vzdálenosti os	f <sub>a</sub>
12	Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os horní	E <sub>s</sub>
13	Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os dolní	E <sub>i</sub>
14	Kontrolní roz. přes	-
15	Číslo výkresu spoluzabírajícího kola	-
16	Počet zubů spoluzabírajícího kola	Z
17	Vzdálenost os spoluzabírajícího kola	aw
18	Modul	m
19	Počet zubů hřebenu, segmentu	z
20	Průměr základní kružnice	db
21	Průměr roztečné kružnice	d
22	Průměr patní kružnice	df
23	Úhel sklonu boční křivky zubů	B
24	Úhel	Las
25		E
26		0

1	NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 2X 45°					
2	ZUŠLECHTĚNO NA 610MPa					
3	POVRCH KALEN NA 45 HRC					
4	KORUNOVÉ KOLO Z1					
5	BP-TZ-01					
6	RADEK ZAORAL	42.2660.6	Schválil	22.4.2014	MĚŘÍTKO	1:5
7	UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ	RADEK ZAORAL	42.2660.6	22.4.2014	1:5	
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						
26						
27						
28						
29						
30						
31						
32						
33						
34						
35						
36						
37						
38						
39						
40						
41						
42						
43						
44						
45						
46						
47						
48						
49						
50						
51						
52						
53						
54						
55						
56						
57						
58						
59						
60						
61						
62						
63						
64						
65						
66						
67						
68						
69						
70						
71						
72						
73						
74						
75						
76						
77						
78						
79						
80						
81						
82						
83						
84						
85						
86						
87						
88						
89						
90						
91						
92						
93						
94						
95						
96						
97						
98						
99						
100						

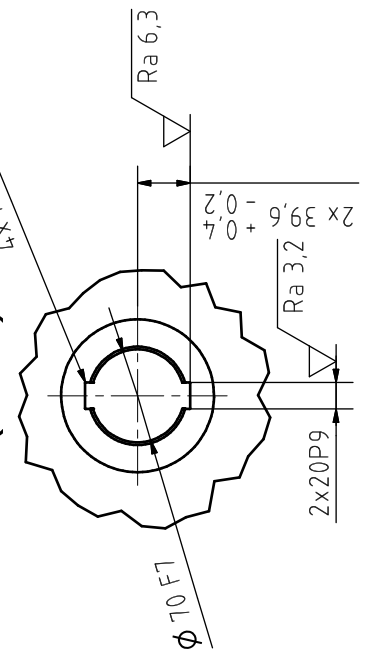
A-A



A



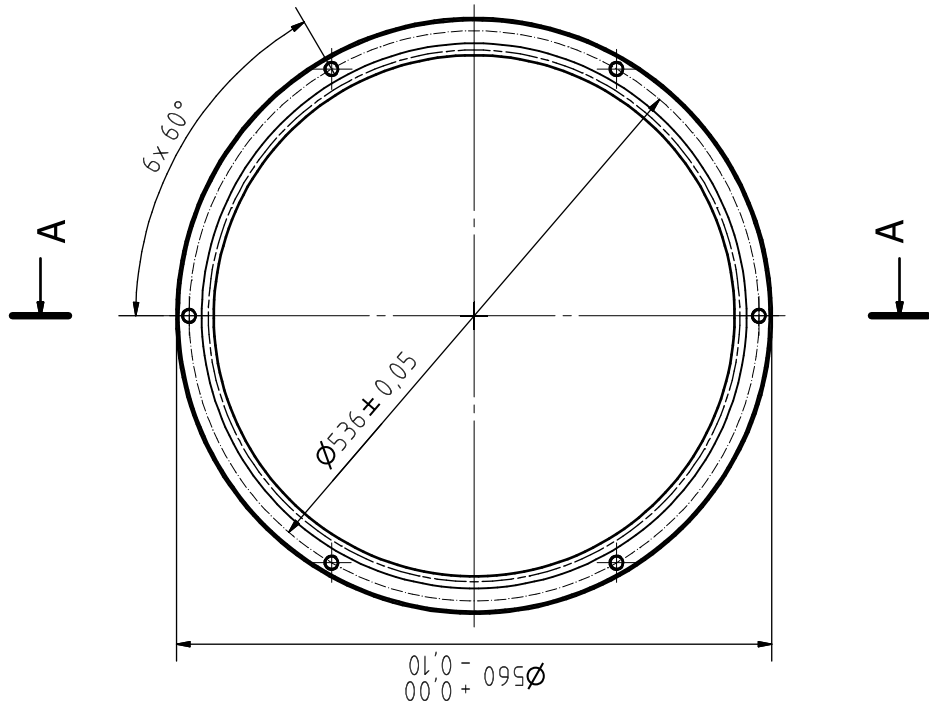
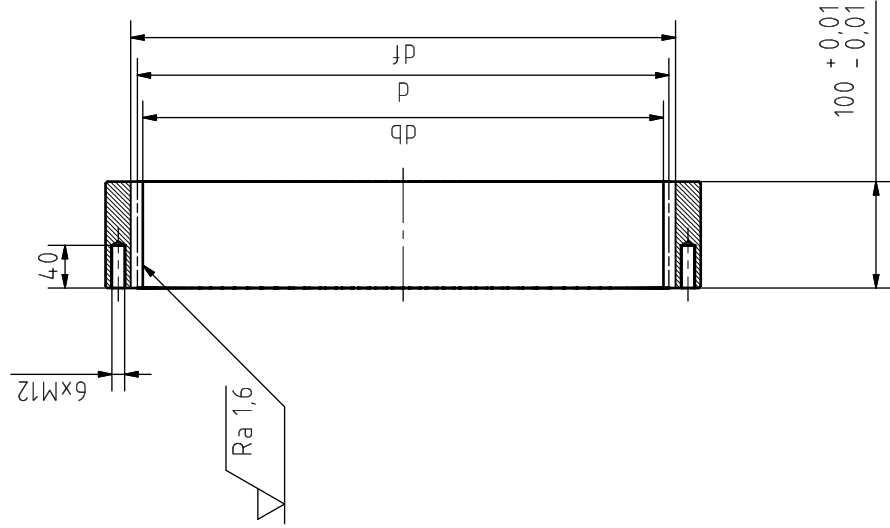
B (1:4)



Ra 3,2 (✓)

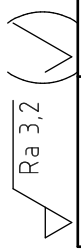
Kreslil	MATERIÁL	Datum	Datum	MĚŘÍTKO
RADEK ZAORAL	42.2660.6	22.4.2014	22.4.2014	1:5
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		KORUNOVÉ KOLO Z1		
BP-TZ-01		Vydání		
		1 / 1		

A-A (1:5)



Název	-	Hodnota
Modul	m	5
Počet zubů	z	100
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky	B	0
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-
Jednotkové posunutí	x	-
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682
Mezní úchytky dvoubokého odvalu za rozteč	F''i	-
Mezní úchytky sklonu zubů	Fb	-
Mezní úchytky vzdálenosti os	fa	-
Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os horní	Es''	-
Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os dolní	El''	-
Kontrolní roz. přes	a	-
Číslo výkresu spoluzabírajícího kola	-	BP-TZ-04
Počet zubů spoluzabírajícího kola	z	23
Vzdálenost os spoluzabírajícího kola	aw	185
Modul	mt	5
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-
Průměr základní kružnice	db	490
Průměr roztečné kružnice	d	500
Průměr patní kružnice	df	512,5
Úhel sklonu boční křivky zubů	B	0
Úhel os	E	0

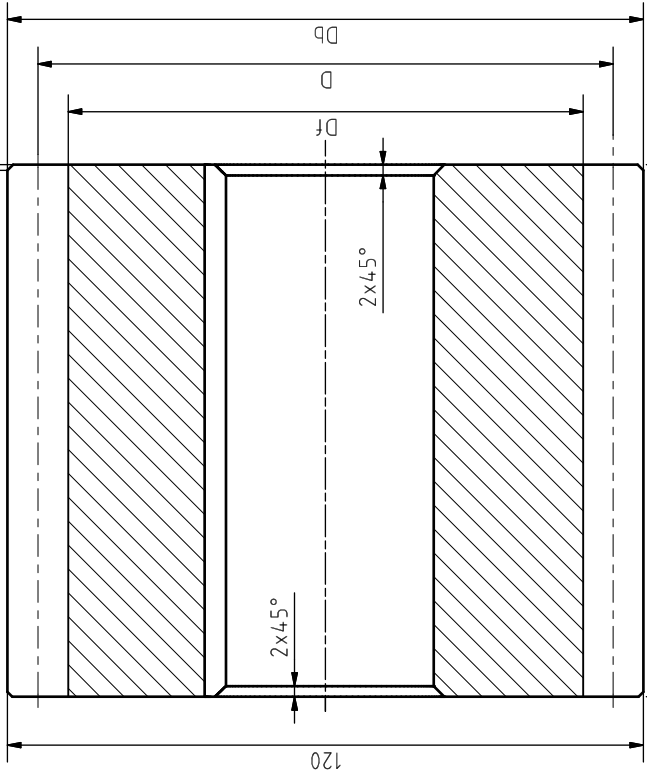
NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ 2x 45°  
 ZUŠLECHTĚNO NA 610MPa  
 POVRCH KALEN NA 45 HRC



Kreslil	MATERIÁL	Schválil	Datum	MĚŘÍTKO
RADEK ZAORAL	42.2660.6		22.4.2014	1:5
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		KORUNOVÉ KOLO Z4		
		BP-TZ-02		
		Vydání		
		List		
		1 / 1		

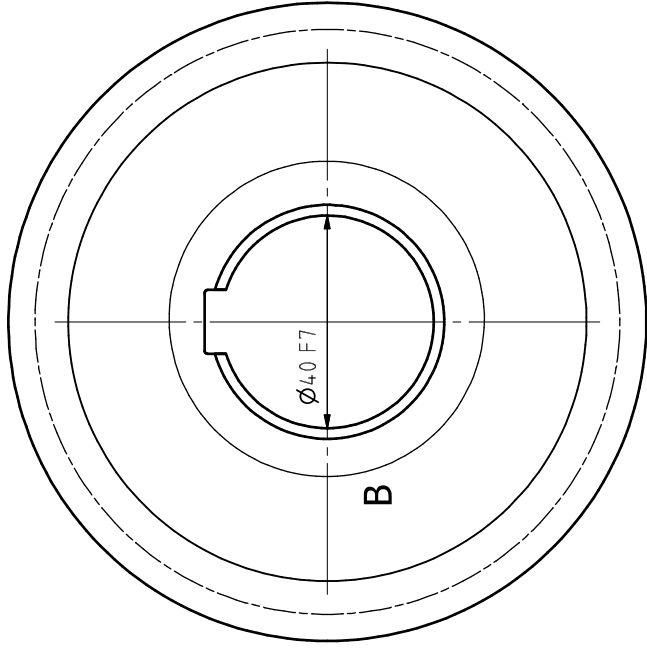
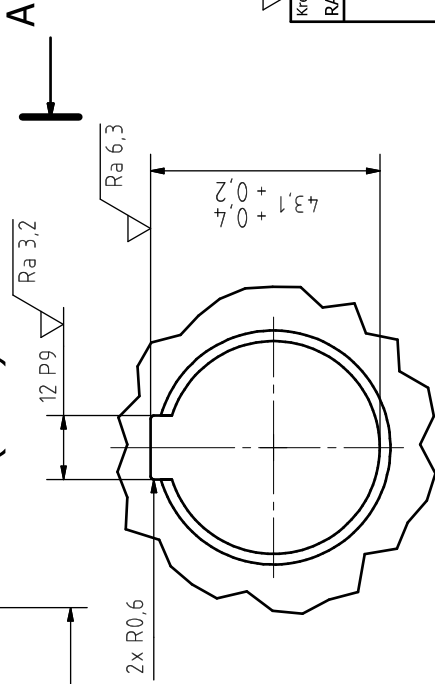
A-A (1:1)

1,1x 45°



B (1:1)

100<sup>+0,01</sup>  
-0,01



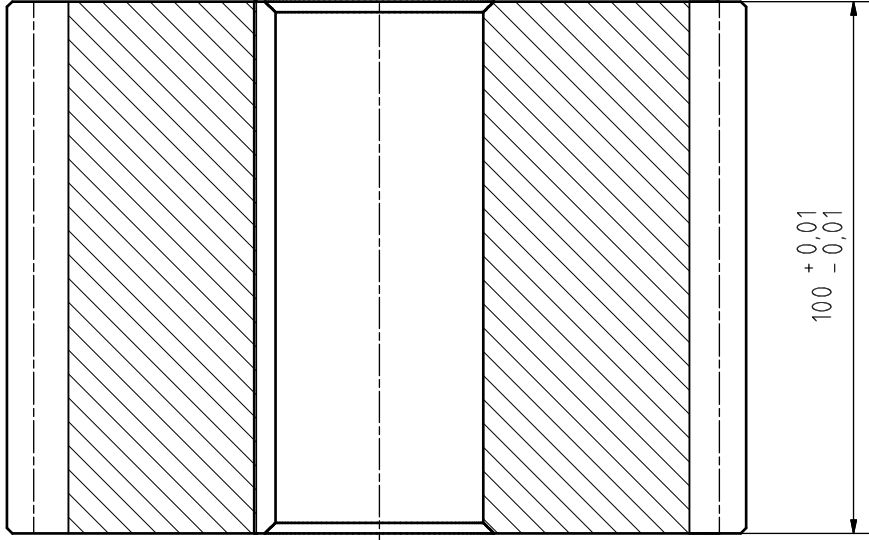
2	1
Název	-
Modul	m
Počet zubů	z
Normální základní profil	-
Úhel sklonu boční křivky	B
Smysl stoupání boční křivky	-
zubů	-
Jednotkové posunutí	x
Stupeň přesnosti podle	-
Mezní úchylka dvoubokého odvalu za rozteč	F''i
Mezní úchylka sklonu zubů	Fb
Mezní úchylka vzdálenosti os	fa
Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os horní	Es''A
Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os dolní	E'l''a
Kontrolní roz. přes	-
Číslo výkresu	BP-TZ-01
spoluzabírajícího kola	-
Počet zubů spoluzabírajícího kola	z
Vzdálenost os	aw
spoluzabírajícího kola	185
Modul	m
Počet zubů hřebenu, segmentu	z
Průměr základní kružnice	db
Průměr roztečné kružnice	d
Průměr patní kružnice	df
Úhel sklonu boční křivky zubů	B
Úhel os	E
	0

NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ 2x 45°  
ZUŠLECHTĚNO NA 610MPa  
POVRCH KALEN NA 45 HRC

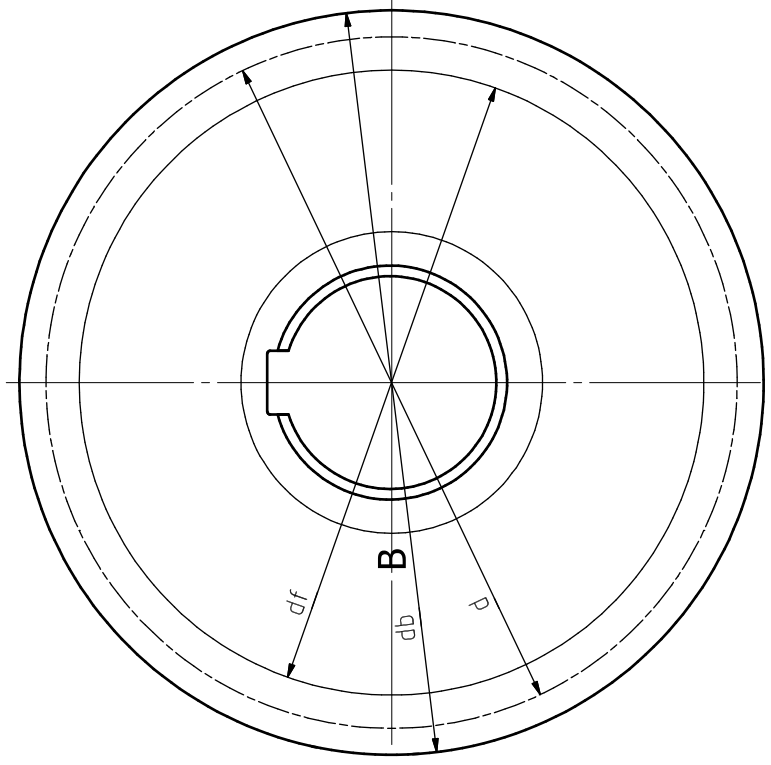
Kreslí		Schválil		Datum		MĚŘÍTKO	
RADEK ZAORAL	12.050			22.4.2014	22.4.2014	1:1	1:1
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ				OZUBENÉ KOLO Z2			
BP-TZ-03				Vydání			
				List			
				1 / 1			

Ra 1,6 (✓)

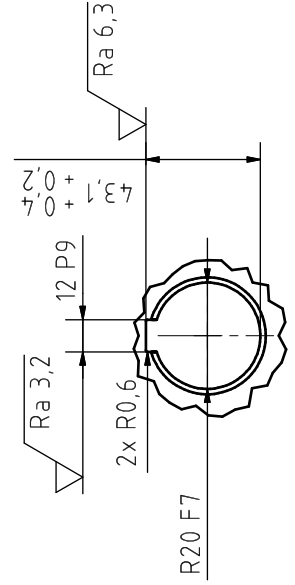
**A-A (1:1)**



100  $\begin{matrix} +0.01 \\ -0.01 \end{matrix}$



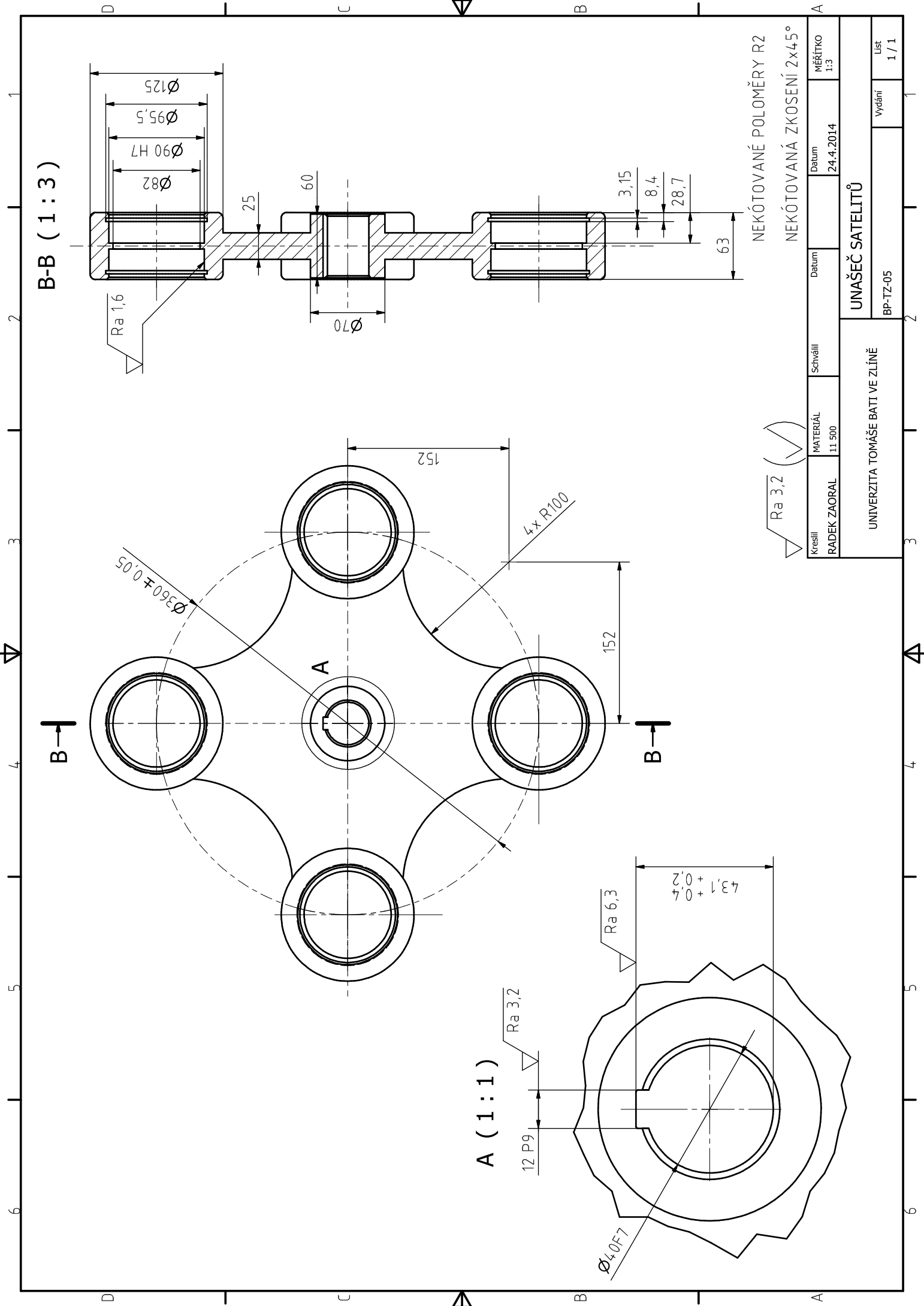
**B (1:2)**



NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ 2x 45°  
ZUŠLECHTĚNO NA 610MPa  
POVRCH KALEN NA 45 HRC

Název	-	Hodnota
Modul	m	5
Počet zubů	z	23
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky	B	0
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-
Jednotkové posunutí	x	-
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682
Mezní úchytky dvoubokého odvalu za roztec	F <sup>+</sup> i	-
Mezní úchytky sklonu zubů	Fb	-
Mezní úchytky vzdálenosti os	fa	-
Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os horní	Es <sup>+</sup> A	-
Kontrolní roz. mez. úch. vzdálenosti os dolní	Ei <sup>-</sup> a	-
Kontrolní roz. přes	-	-
Číslo výkresu spoluzabírajícího kola	-	BP-TZ-04
Počet zubů spoluzabírajícího kola	z	100
Vzdálenost os spoluzabírajícího kola	aw	185
Modul	mt	5
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-
Průměr základní kružnice	db	140
Průměr roztečné kružnice	d	130
Průměr patní kružnice	df	117,5
Úhel sklonu boční křivky zubů	B	0
Úhel os	E	0

Kreslil	MATERIÁL	Schválil	Datum	MĚŘÍTKO
RADEK ZAORAL	12 050		23.4.2014	1:1
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		OZUBENÉ KOLO Z3		
BP-TZ-04		Vydání		
		1 / 1		



B-B (1:3)

A (1:1)

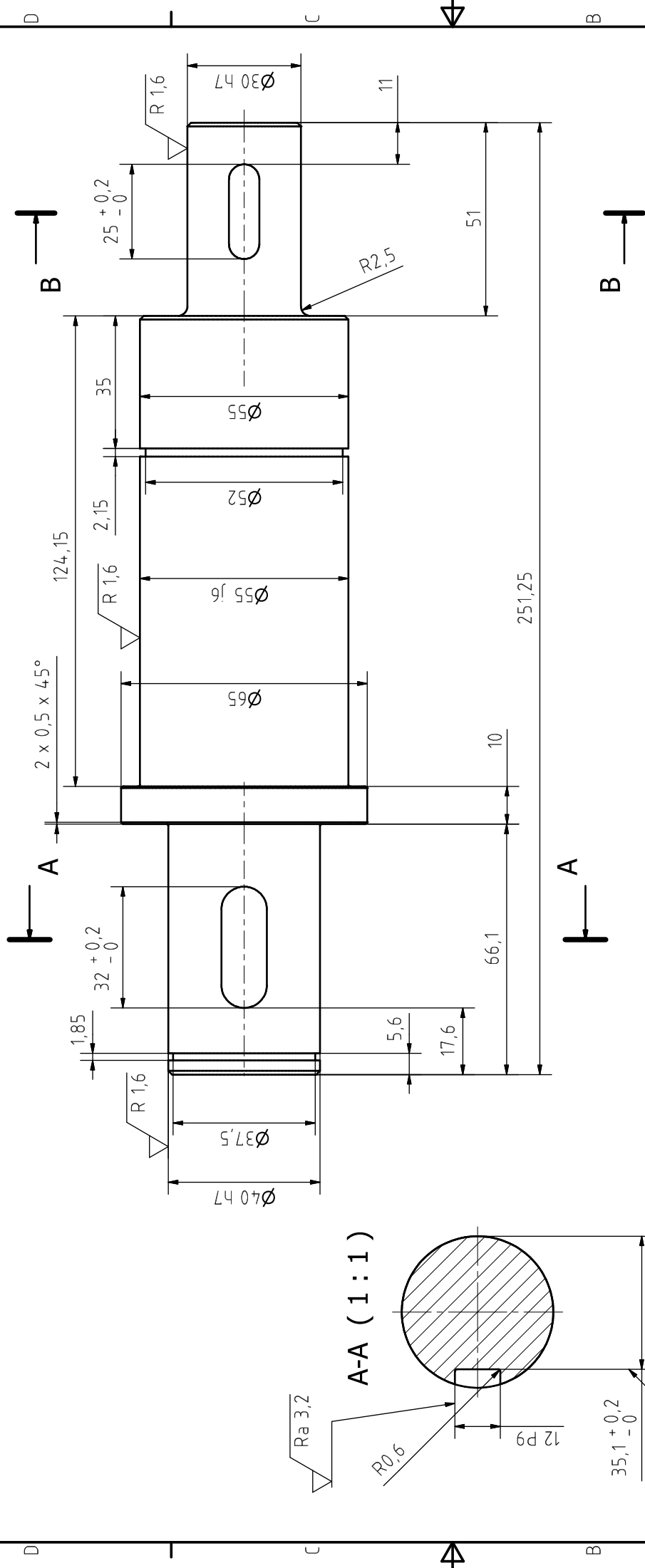
NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R2

NEKÓTOVANÁ ZKOSEŇÍ 2x45°

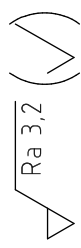
Ra 3,2 (✓)

Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 11.500	Schválil	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:3
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			UNÁŠEČ SATELITŮ	
BP-TZ-05			Vydání 1 / 1	1 / 1





NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 1 x 45°  
 NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R=0,5



Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 11 600	Schválil	Datum 18.4.2014	MĚŘÍTKO 1:1
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			HŘÍDEL 3	BP-TZ-06
Vydání			Líst.	1 / 1

D

C

B

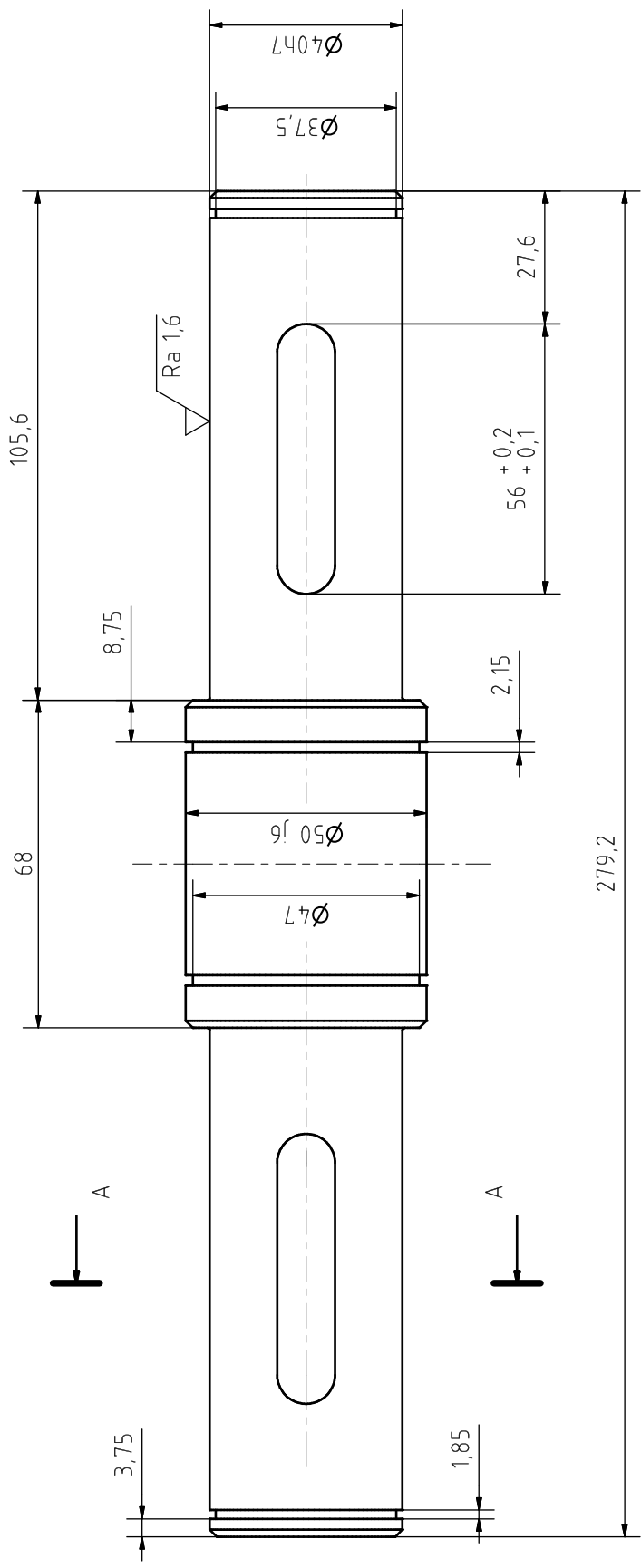
A

D

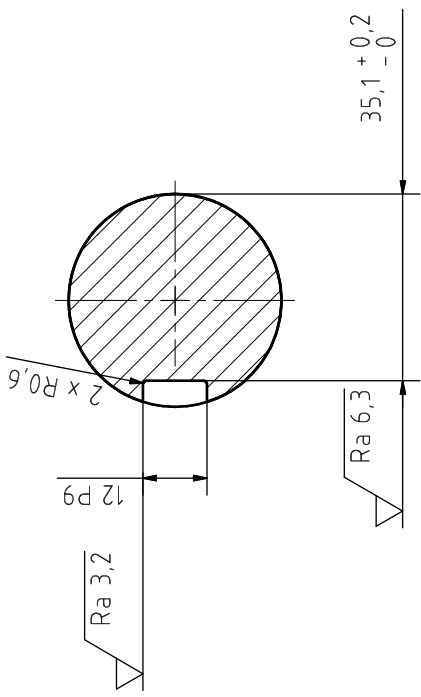
C

B

A

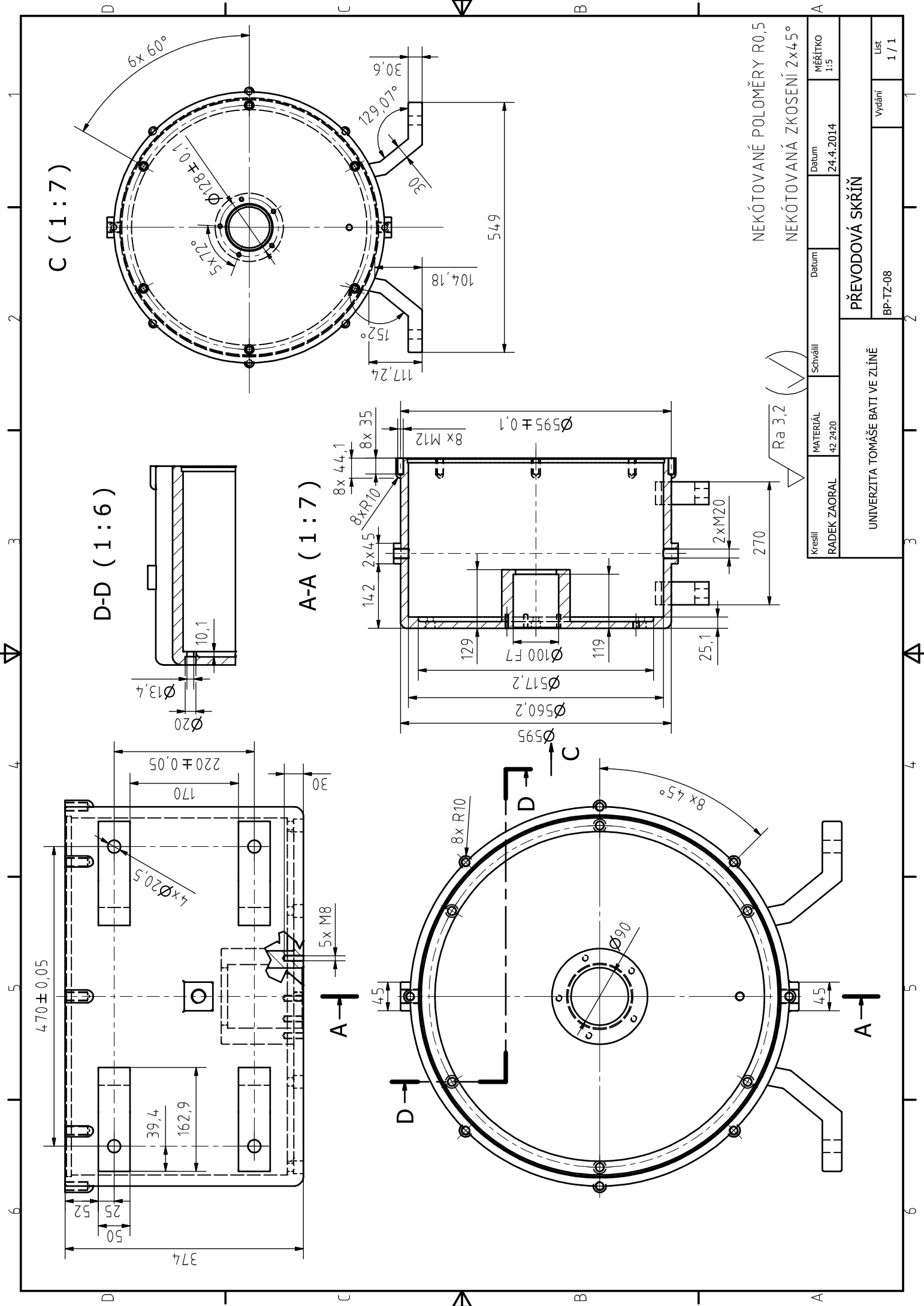


A-A (1:1)



NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 1,5x45°  
 NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R=0,5

Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 11 600	Schválil	Datum 17.4.2014	MĚŘÍTKO 1:1
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			HŘÍDEL 2	Vydání 1 / 1
			BP-TZ-07	1 / 1



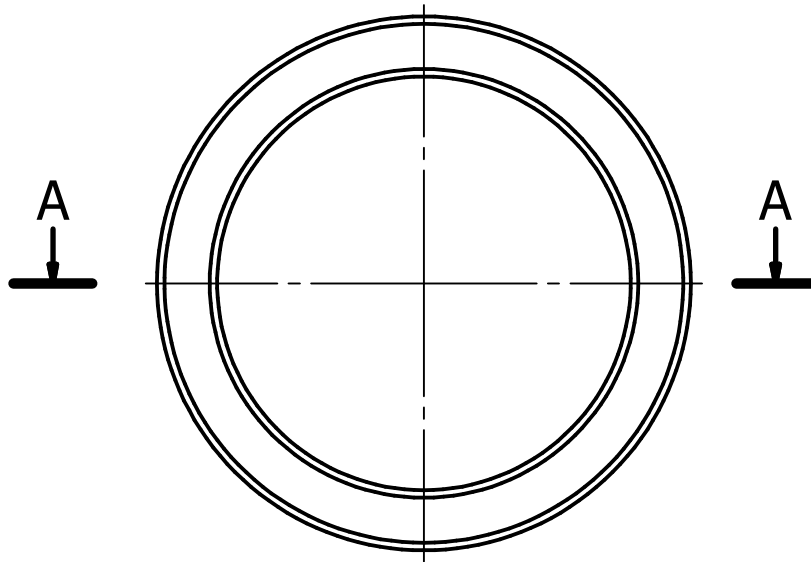
C (1:7)

D-D (1:6)

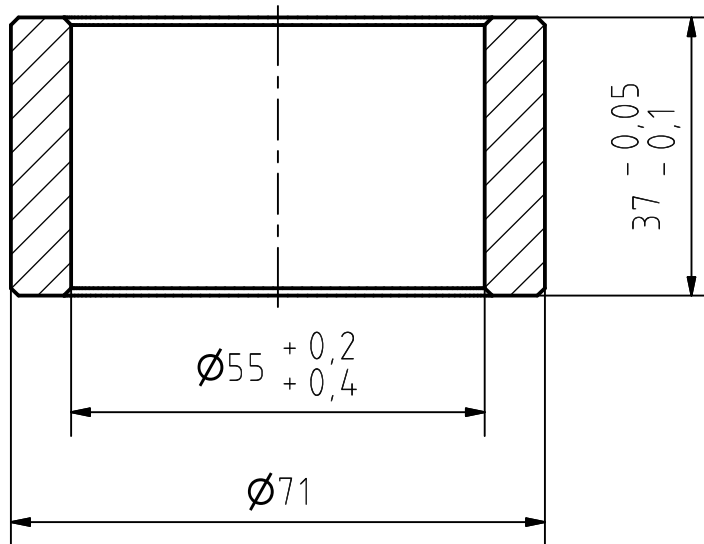
A-A (1:7)


NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R0,5  
 NEKÓTOVANÁ ZKOSEŇÍ 2x45°

Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 42 2420	Schválil	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:5
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		BP-TZ-08		Vydání 1 / 1
<b>PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ</b>				



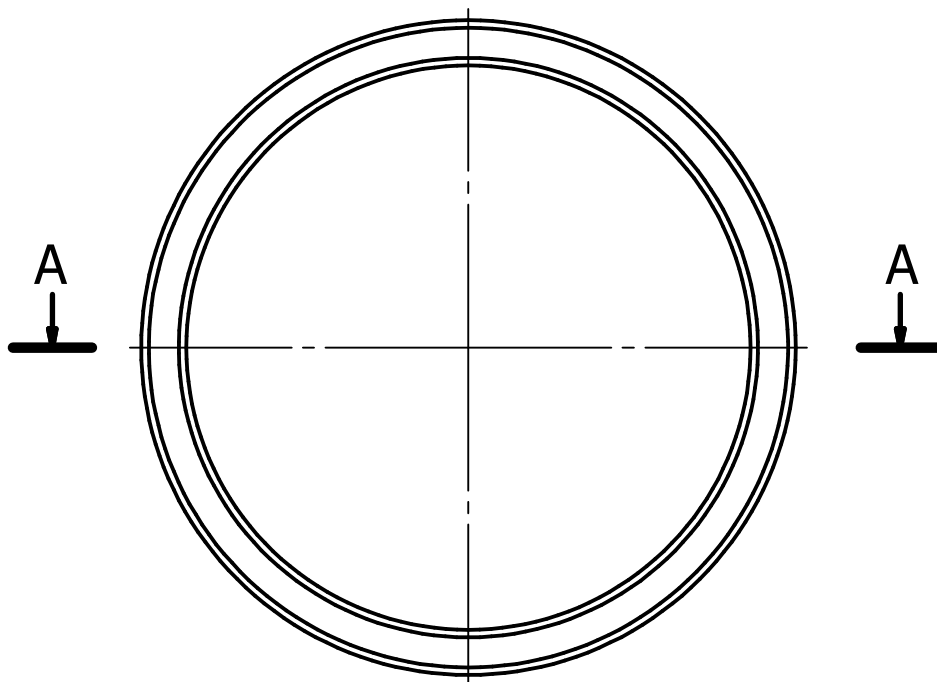
A-A



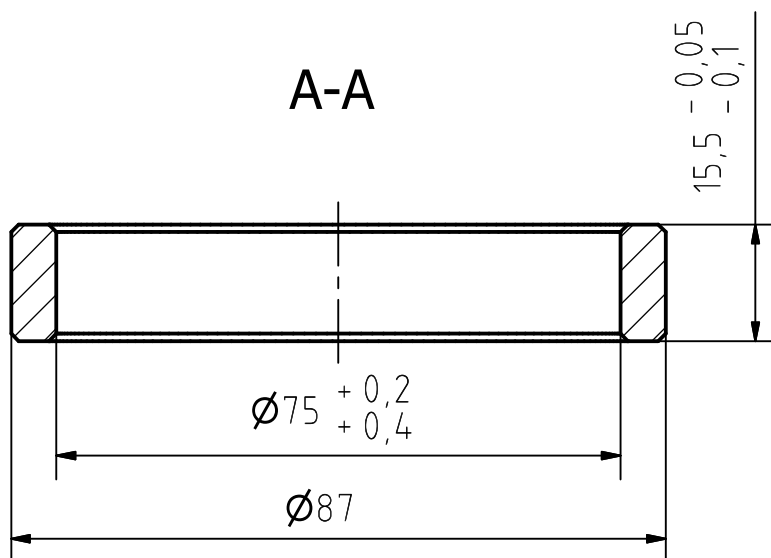
 Ra 3,2

NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ 1x 45°

Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 11 600	Schválil	Datum	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:1
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			ROZPĚRNÝ KROUŽEK 1		
			BP-TZ-09	Vydání	List 1 / 1



A-A

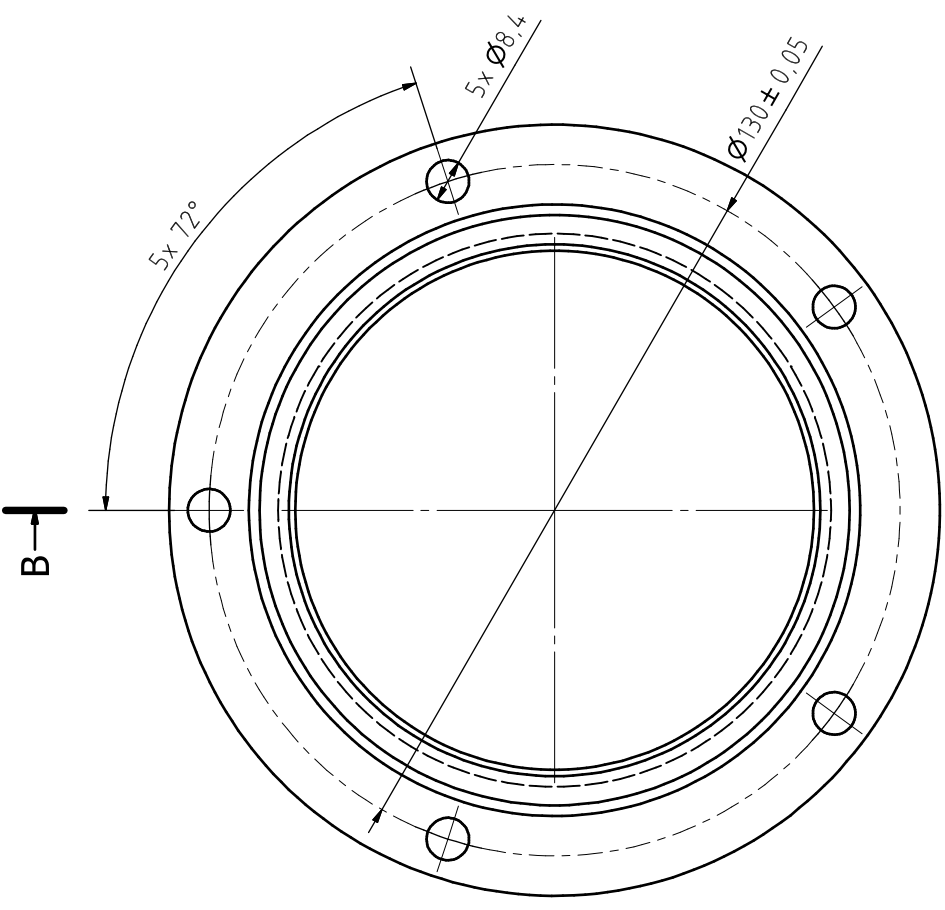
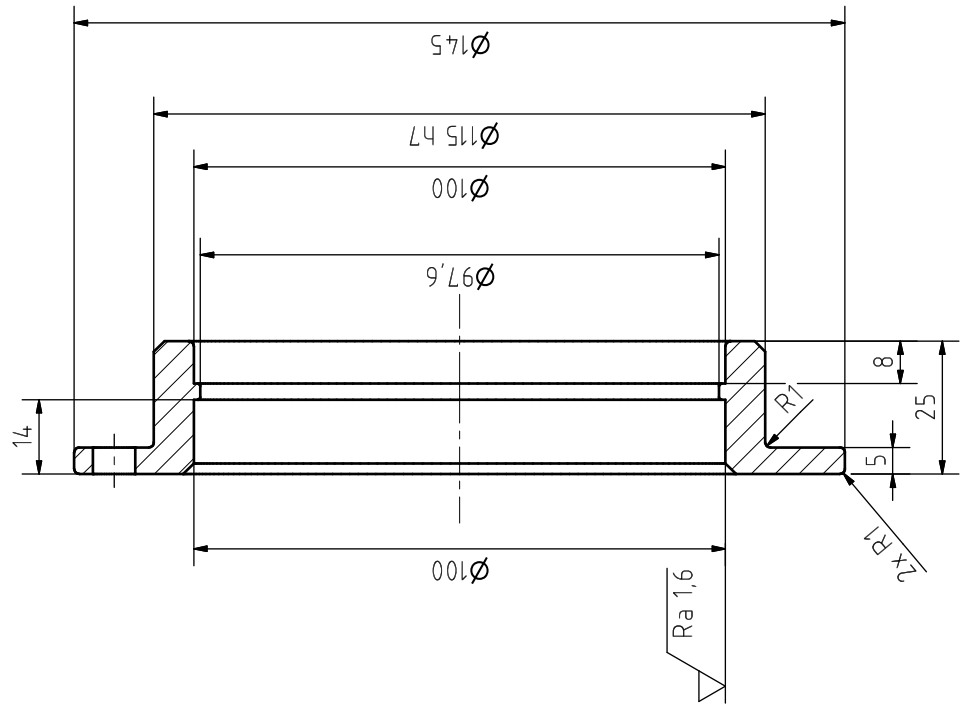


$Ra\ 3,2$

NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ  $1 \times 45^\circ$

Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 11 600	Schválil	Datum	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:1
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			ROZPĚRNÝ KROUŽEK 2		
			BP-TZ-10	Vydání	List 1 / 1

B-B (1:1)



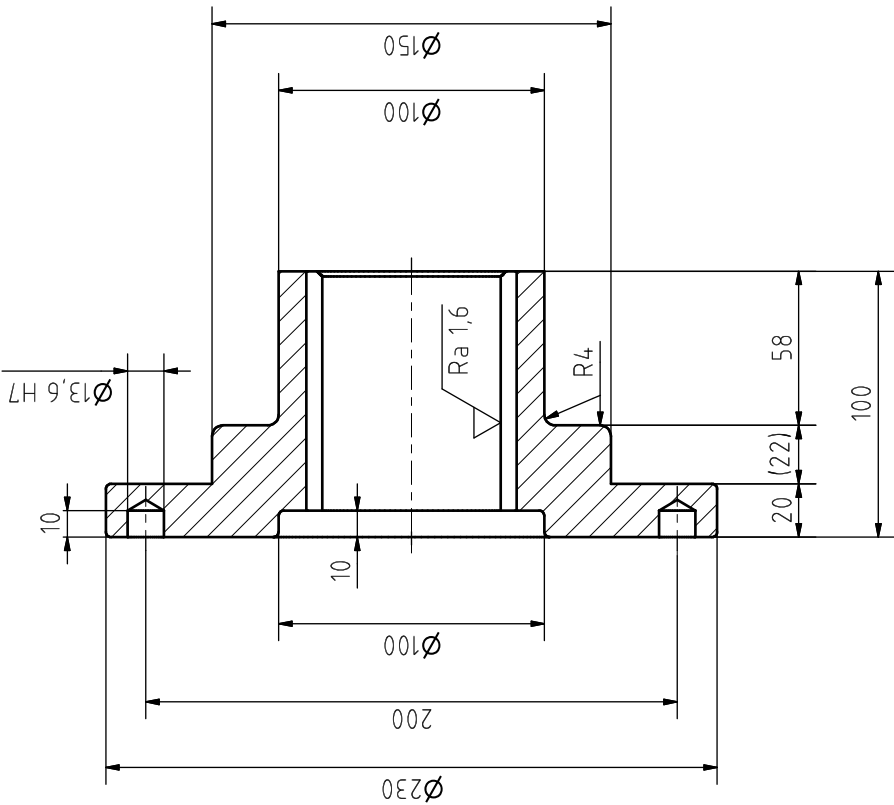
Ra 3,2 (✓)

NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R0,5  
NEKÓTOVANÁ ZKOSENÍ 2x45°

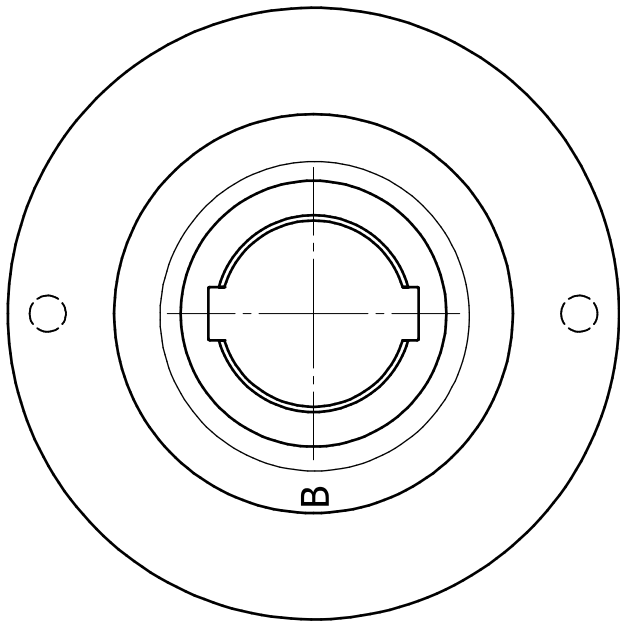
Kreslil RADEK ZAORAL 11.373	MATERIÁL 11.373	Schválil	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:1
-----------------------------------	--------------------	----------	--------------------	----------------

PŘÍRUBA VÝSTUPNÍ ČÁSTI	
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ BP-17Z-11	Vydání 1 / 1

A-A (1:2)

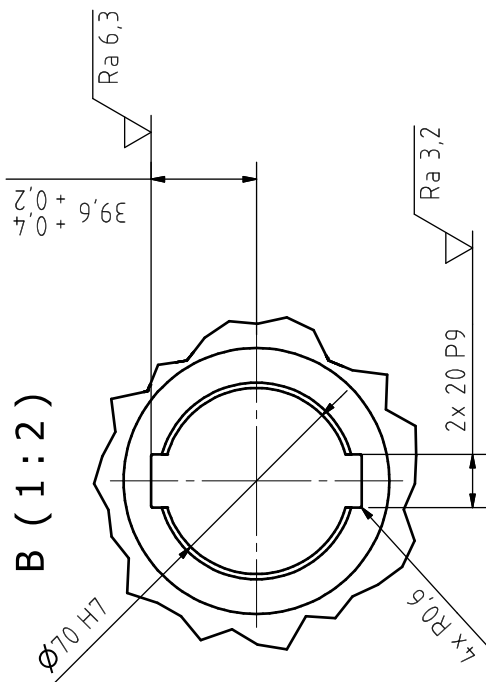


A→



B

A→

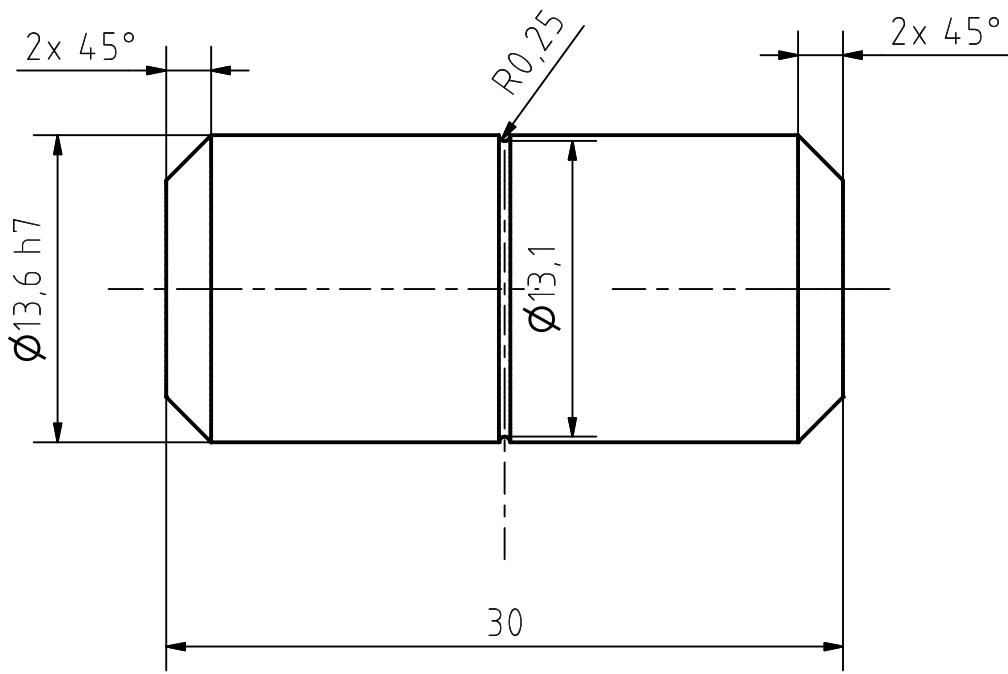


B (1:2)

NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R2  
NEKÓTOVANÁ ZKOSENÍ 2x45°

Ra 3,2 (✓)

Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 11 600	Schválil	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:2
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			UNÁŠEČ SPOJKY	
BP-TZ-12			Vydání	1 / 1

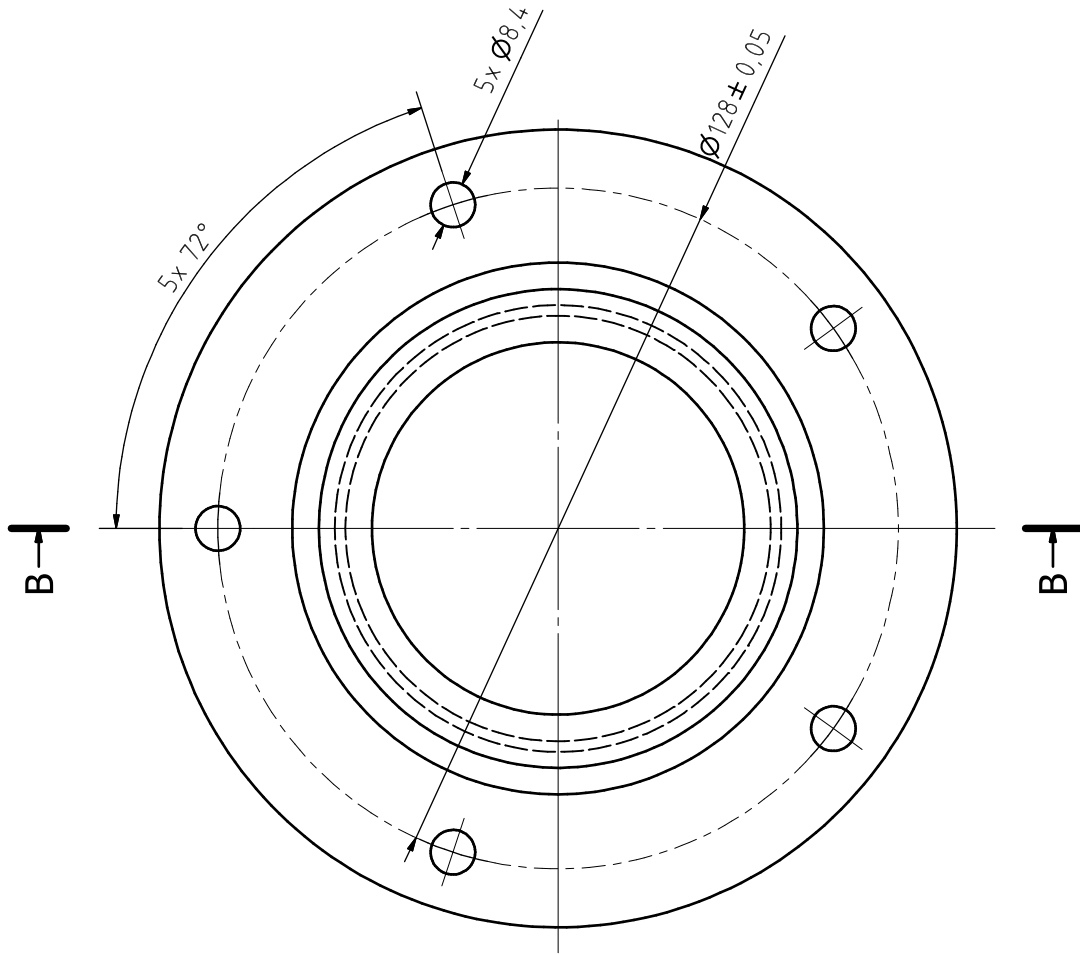
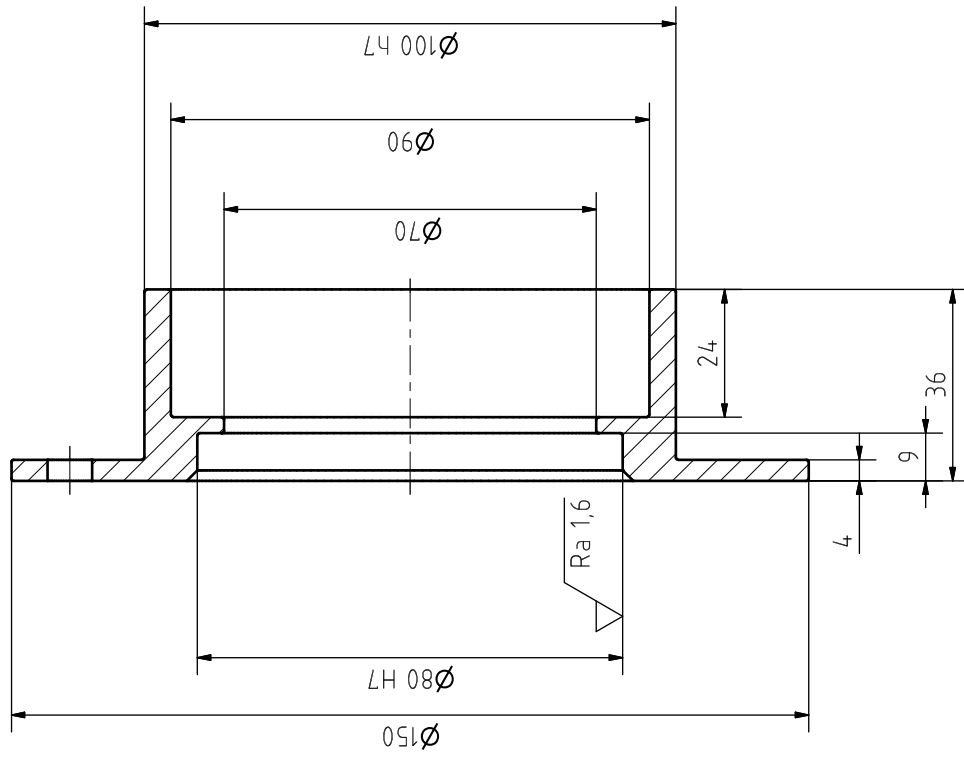


$\sqrt{\text{Ra } 1,6}$

Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 12 061	Schválil	Datum	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 3:1
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			STŘIŽNÝ KOLÍK		
			BP-TZ-13	Vydání	List 1 / 1



B-B (1:1)

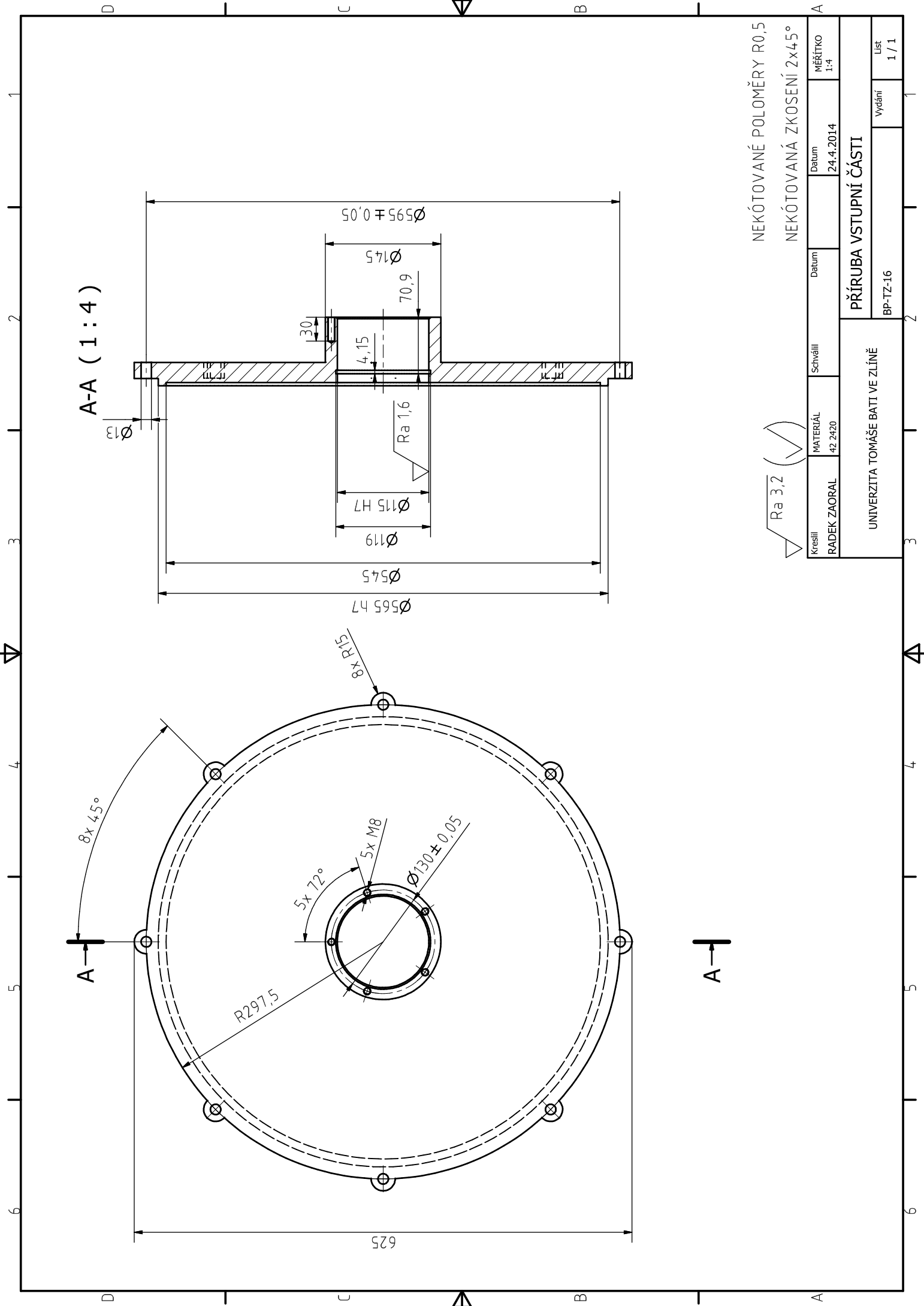


NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R0,5  
NEKÓTOVANÁ ZKOSENÍ 2x45°

Ra 3,2 (✓)

Kreslil RADEK ZAORAL 11.373	MATERIÁL 11.373	Schválil	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:1
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			PŘÍRUBA VSTUPNÍ ČÁSTI	
			Vydání BP-TZ-14	List 1 / 1



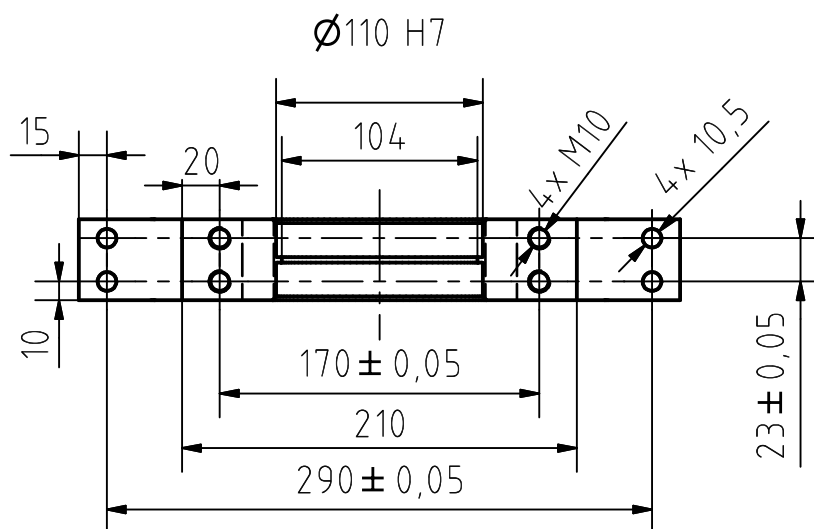
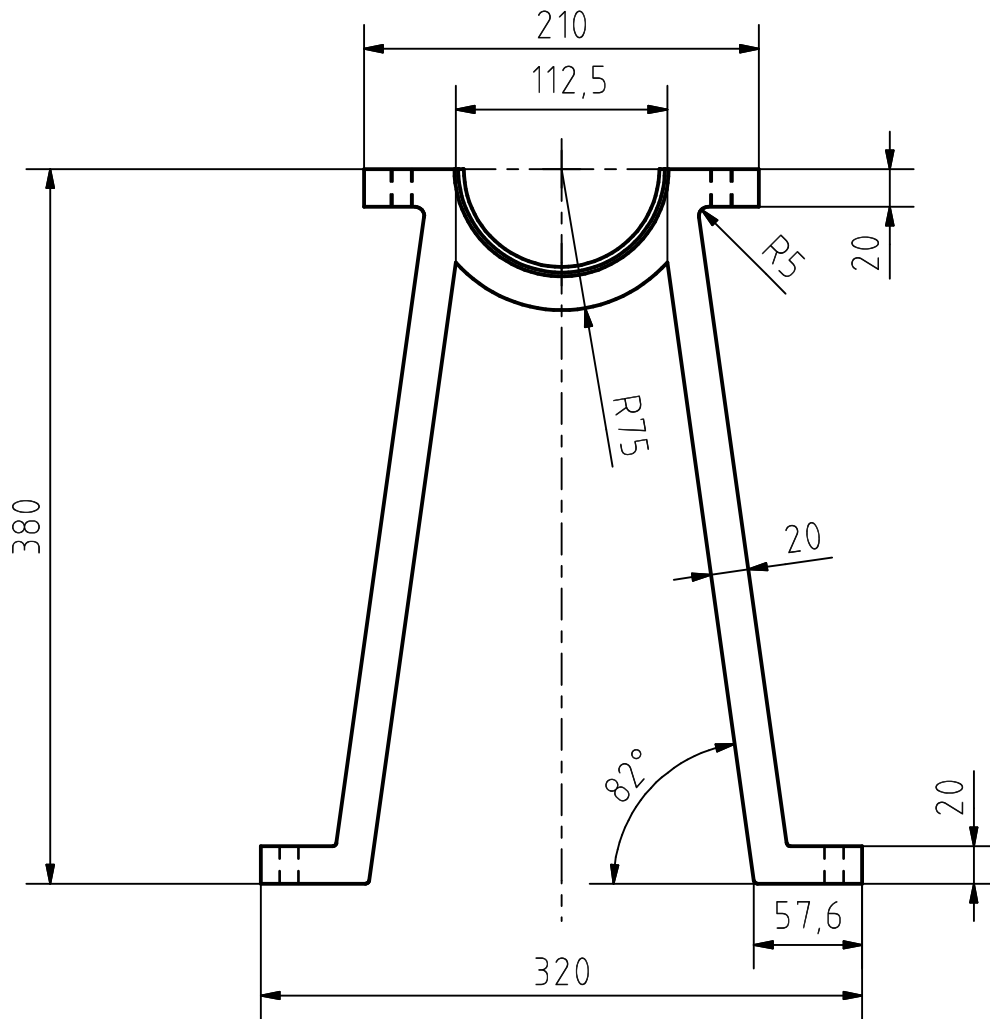


A-A (1:4)

NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R0,5  
 NEKÓTOVANÁ ZKOSENÍ 2x45°

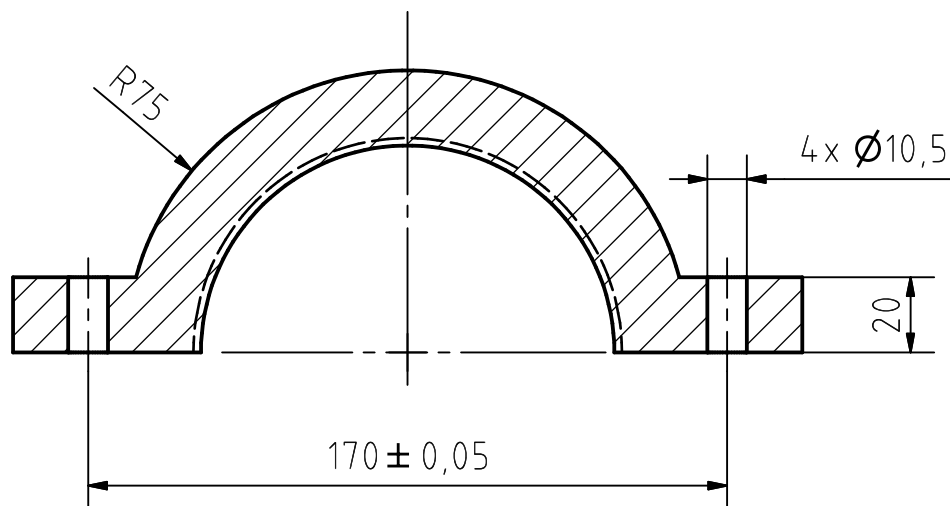
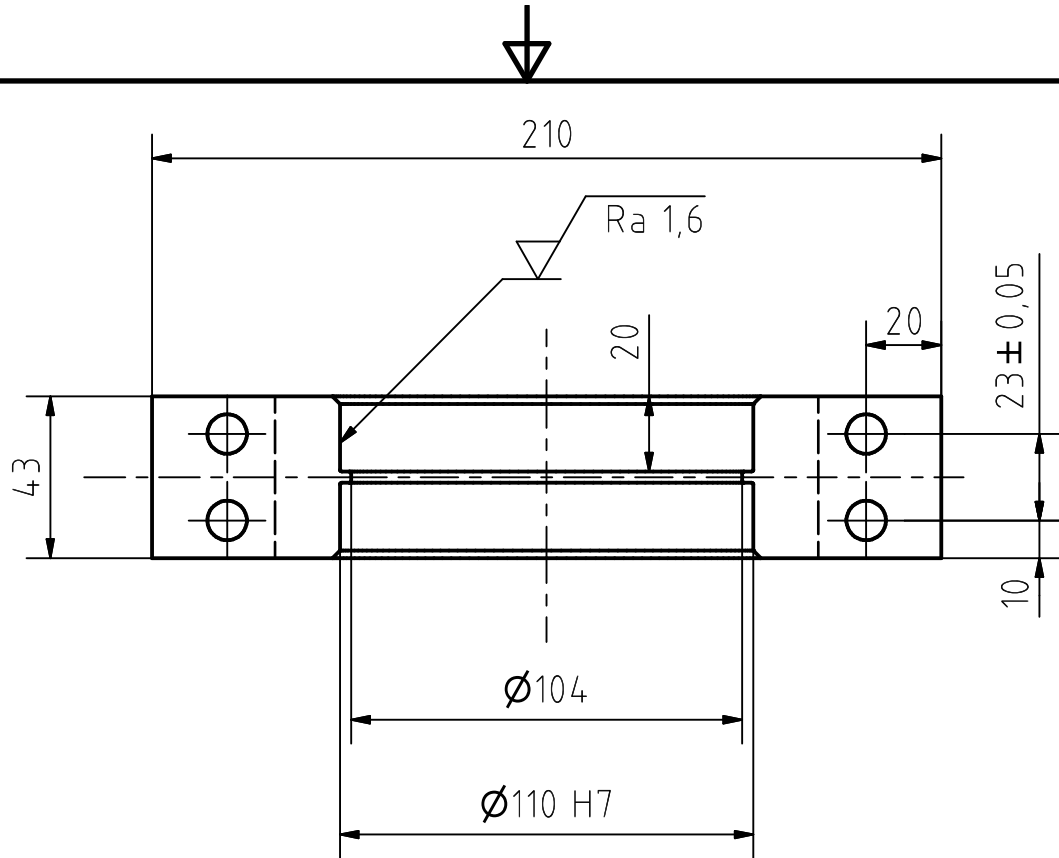
Ra 3,2 (✓)

Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 42 2420	Schválil	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:4
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			BP-TZ-16	Vydání 1 / 1
<b>PŘÍRUBA VSTUPNÍ ČÁSTI</b>				



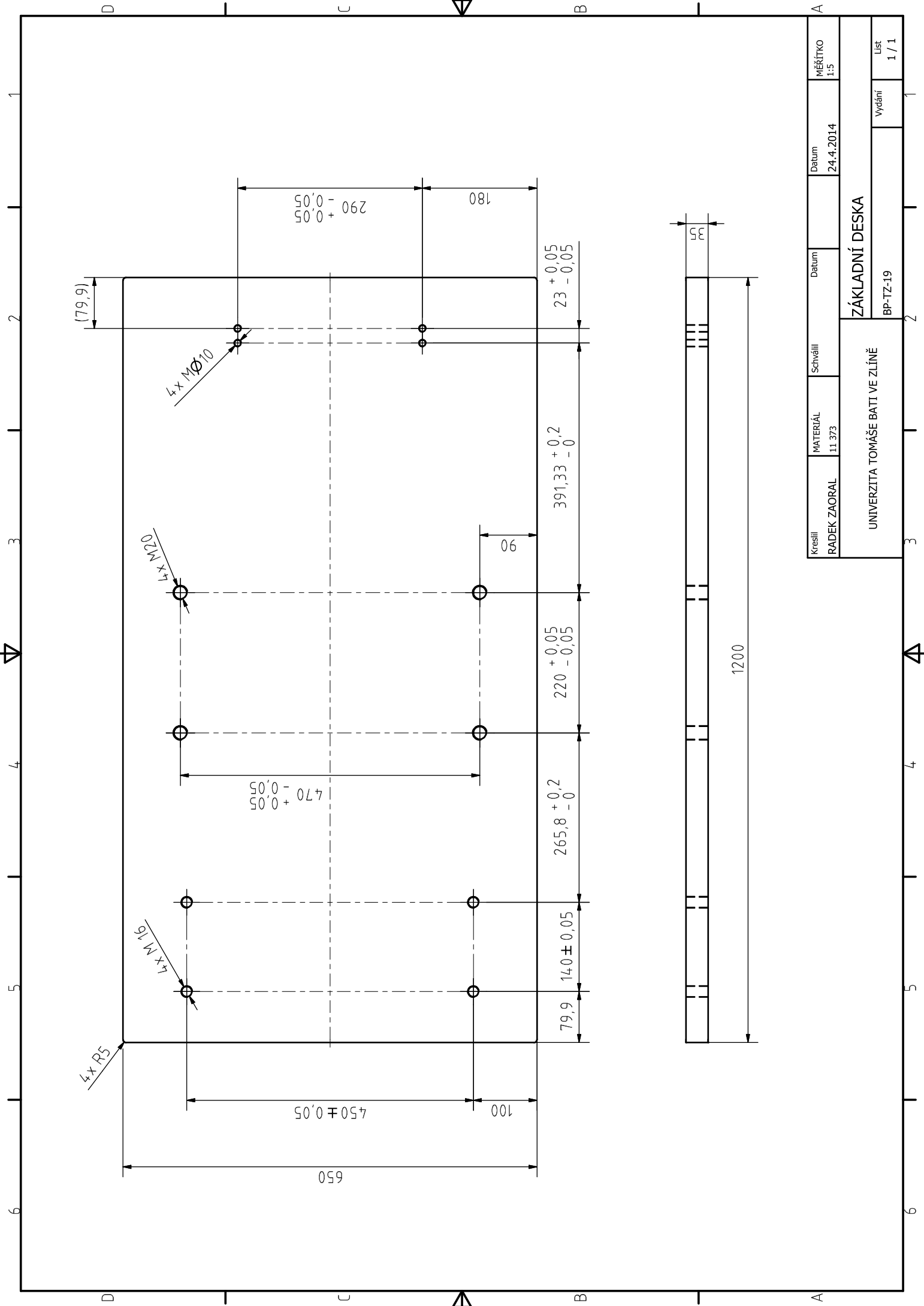
NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R2  
NEKÓTOVANÁ ZKOSENÍ  $2 \times 45^\circ$

Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 42 2420	Schválil	Datum	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:4
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			PODPĚRA VÝSTUPNÍ HŘÍDELE 1 ČÁST		
			BP-TZ-17	Vydání	List 1 / 1

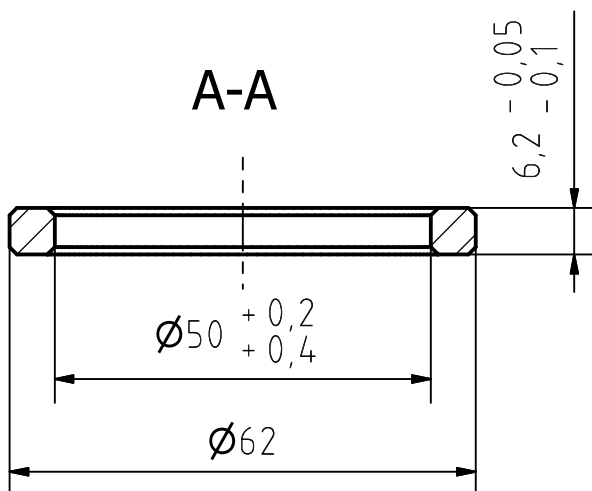
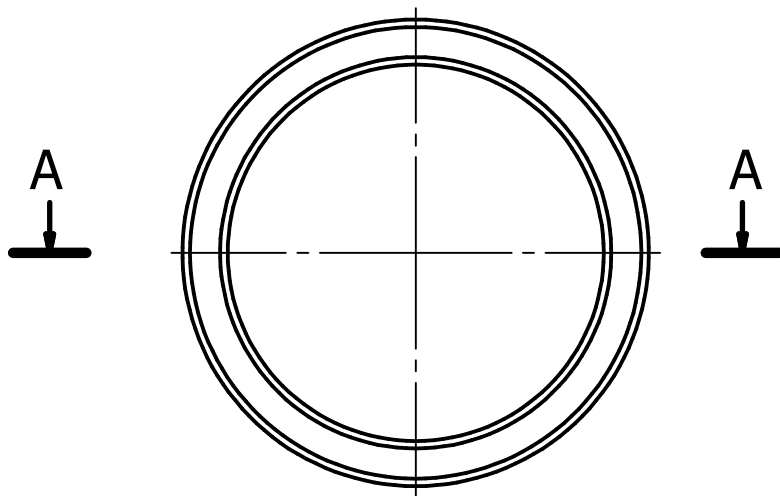


NEKÓTOVANÁ ZKOSENÍ 2x 45°

Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 42 2420	Schválil	Datum	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:2
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			PODPĚRA VÝSTUPNÍ HŘÍDELE 2 ČÁST		
			BP-TZ-18	Vydání	List 1 / 1



Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 11.373	Schválil	Datum	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:5
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			ZÁKLADNÍ DESKA		
BP-TZ-19			Vydání	List 1 / 1	



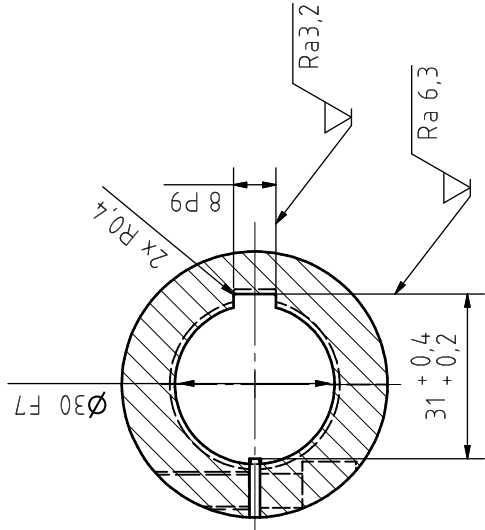
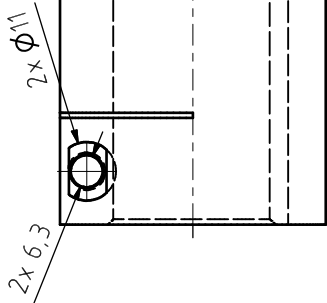
Ra 3,2

NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ 1x 45°

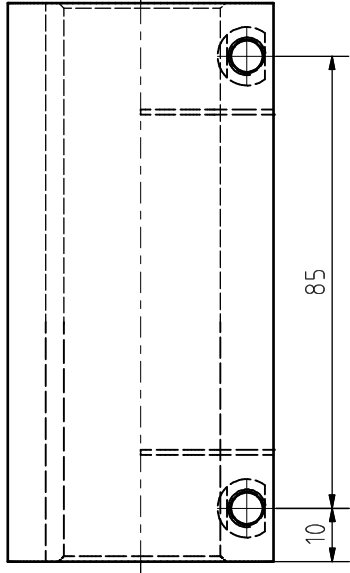
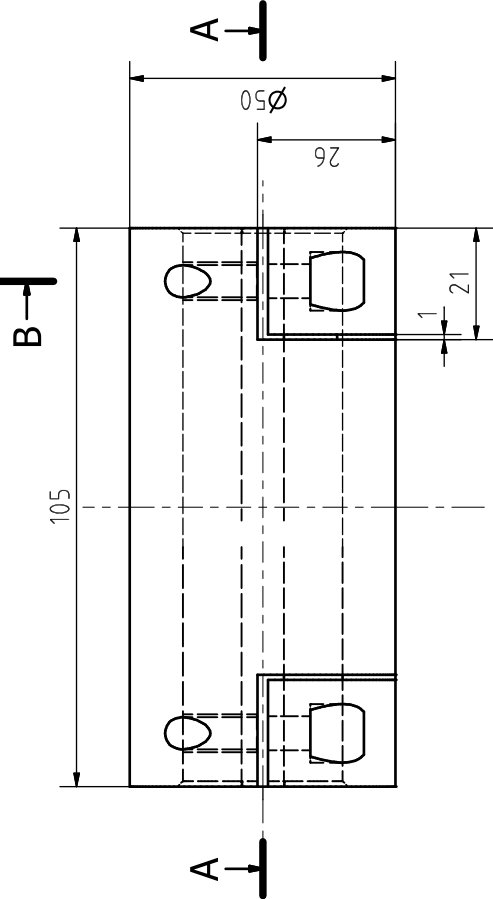
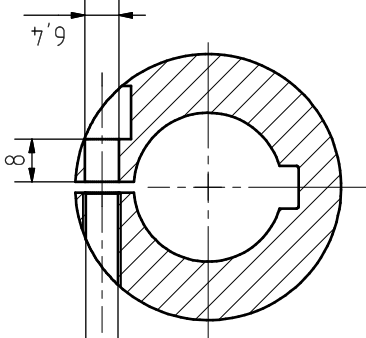
Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 11 600	Schválil	Datum	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:1
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			ROZPĚRNÝ KROUŽEK 3		
			BP-TZ-20	Vydání	List 1 / 1



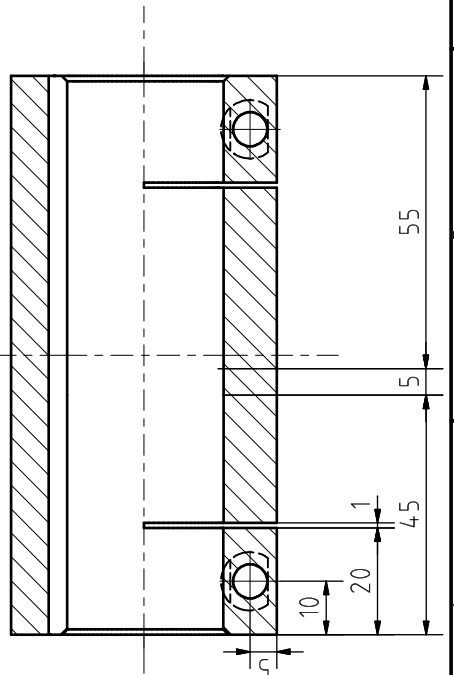




B-B (1:1)

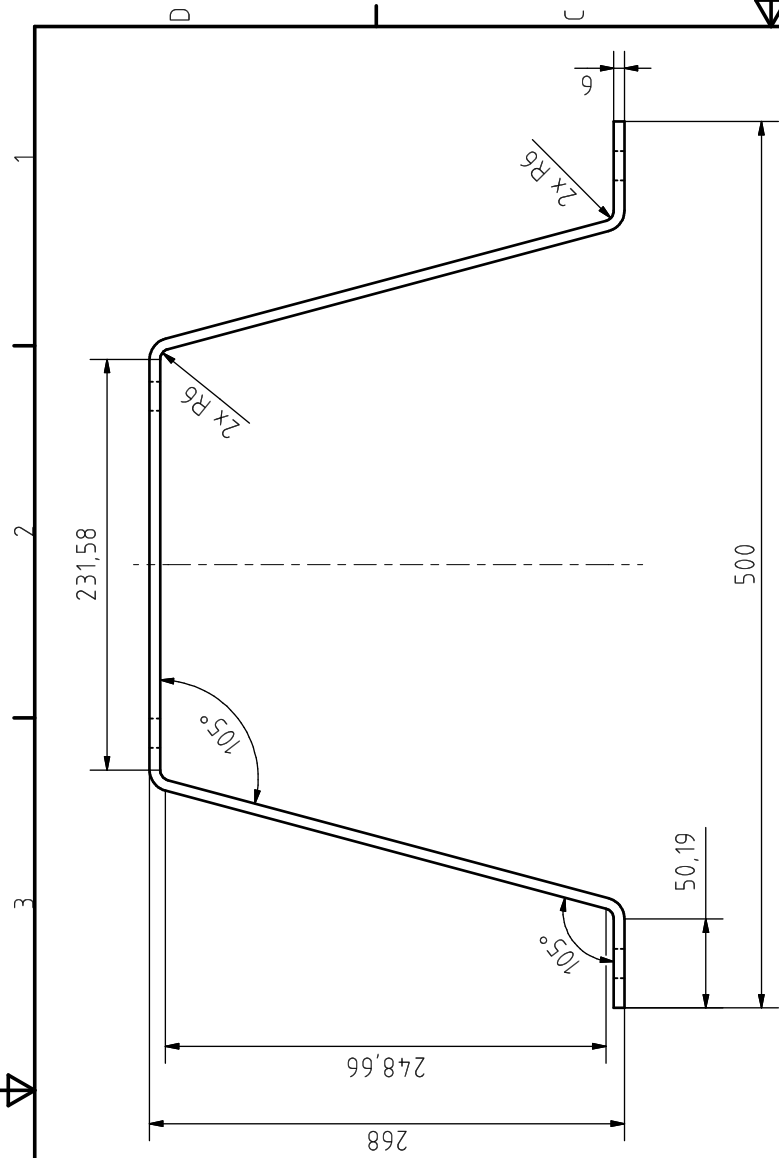


A-A (1:1)

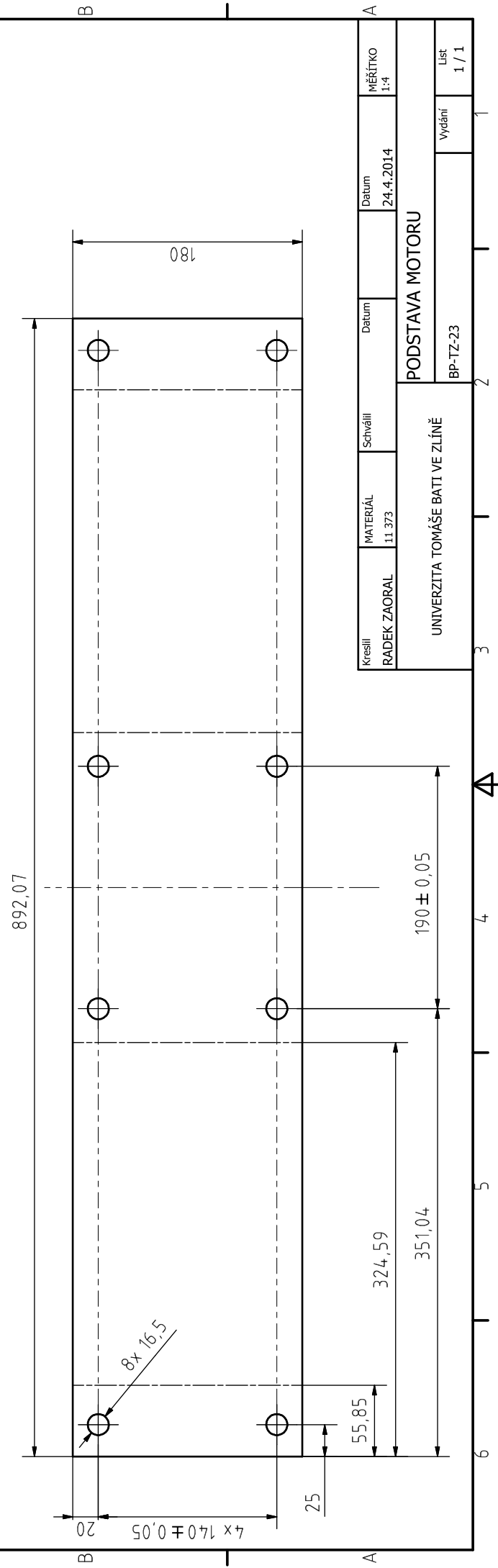


NEKÓTOVANÁ ZKOŠENÍ  
NEKÓTOVANÉ POLOMĚRY R= 0,5

Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 11 600	Schválil	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:1
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ BP-TZ-22			HŘÍDELOVÁ SPOJKA PEVNÁ	
Vydání			List 1 / 1	



ROZVINUTÝ TVAR



Kreslil RADEK ZAORAL	MATERIÁL 11.373	Schválil	Datum	Datum 24.4.2014	MĚŘÍTKO 1:4
<b>PODSTAVA MOTORU</b>					
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ				BP-17z-23	
				Vydání	List 1 / 1