

Pohon dopravníku pro pece na úpravu křemíkových desek

Miroslav Joštic

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:	Miroslav JOŠTIC
Osobní číslo:	T10094
Studijní program:	B3909 Procesní inženýrství
Studijní obor:	Technologická zařízení
Forma studia:	kombinovaná
Téma práce:	Pohon dopravníku pro pece na úpravu křemíkových desek

Zásady pro vypracování:

- 1. Vypracujte literární rešerši k tématu**
- 2. Navrhněte pohon dopravníku pro pece**
- 3. Zhotovte sestavu pohonu**
- 4. Zhotovte výrobní dokumentaci**

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

Doporučená literatura dle vedoucího bakalářské práce

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 Hrusnerová, 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 ⁽²⁾ 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 ⁽²⁾ 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, považuji se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhajeni práce.

Ve Zlíně 17.5.2013


.....

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

⁽²⁾ Vysoká škola neodpovědně zveřejňuje (distribuuje, diplomuje, bakalářské a rigorózní práce, v kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledků obhajoby) prostřednictvím digitálního zveřejňování prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stavoví mnozí předpíší vysoké školy.

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

(3) Platí, že odvedení práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

²⁴ 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 nepatuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, u něhož nikoli na účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výkonu nebo k vlastní potřebě dílo vytvořil učitel nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo).

²⁵ 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;

(2) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Čeští a autor takového díla užití svobodně bez vědního dávodu, mohou se tyto osoby domáhat navržením chybného projevu jeho vůle u soudu. Ústanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li shodou jinak, máte 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 výpůjčky jiného držitele v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložil, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlíží k výši výpůjčky dlouhodobě školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je návrh pohonu dopravníku pro pece na úpravu křemíkových desek, kdy hnací moment motoru se přenáší přes spojku na vstupní hřídel převodovky a z výstupní hřídele převodovky se přenesse přes spojku na poháněnou hřídel. Při návrhu pohonu je hlavním cílem maximalizovat použití standardizovaných dílů, tímto snížit cenu, zkrátit výrobní čas a zajistit jednoduchou montáž. První teoretická část je zaměřená na literární rešerši, která obsahuje témata, jako elektromotory, hřídelové spojky a ozubené převody. Druhá praktická část je zaměřena na návrh pohonu dle zadání, včetně kontrolních výpočtů a zhotovení výkresové dokumentace.

Klíčová slova: elektromotor, hřídelová spojka, ozubený převod, ozubené kolo, převodovka

ABSTRACT

Aim of this bachelor work is to design drive conveyor furnace for treatment of silicon wafers, the driving torque is transmitted through the connector to the gearbox input shaft and output shaft is transmitted through the clutch to the driven shaft. In the design of the actuator is the main objective to maximize the use of standardized parts that reduce cost, shorten production time and ensure easy installation. The first theoretical part is focused on literature research, which includes topics such as electric motors, shaft couplings and gears. The second part focuses on the design drive according to specification, including the control calculations and fabrication drawings.

Keywords: electric motors, shaft coupling, gears, sprocket, gearbox

Na prvním místě, bych tímto chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Františku Volkovi CSc. za odborný dohled, cenné informace a rady, důležité připomínky a příjemnou spolupráci při tvorbě mé bakalářské práce.

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

Prohlašuji, že jsem zpracovával bakalářskou práci samostatně a zpracovanou literaturu jsem citoval dle platné normy ČSN ISO 690.

OBSAH

ÚVOD	11
I TEORETICKÁ ČÁST	12
1 DOPRAVNÍKY	13
1.1 PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	13
1.2 KOREČKOVÝ DOPRAVNÍK	14
1.3 ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK.....	15
2 ELEKTROMOTORY	17
2.1 ASYNCHRONNÍ MOTOR	17
2.1.1 Trojfázový asynchronní motor	17
2.1.2 Jednofázový asynchronní motor	20
2.2 SYNCHRONNÍ MOTOR	20
2.3 STEJNOSMĚRNÝ MOTOR.....	21
2.4 SPECIÁLNÍ MOTORY	22
2.4.1 Lineární elektromotor.....	22
2.4.2 Krokový motor	22
2.4.3 Střídavé servomotor	24
3 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY	25
3.1 ČELNÍ OZUBENÁ SOUKOLÍ	26
3.1.1 Čelní ozubená soukolí s přímými zuby	27
3.1.1.1 Výpočet čelního ozubení s přímými zuby	31
3.1.2 Čelní ozubená soukolí se šikmými zuby	35
3.1.2.1 Výpočet čelního ozubení se šikmými zuby	35
3.2 KUŽELOVÁ VALIVÁ SOUKOLÍ	37
3.3 ŠROUBOVÁ SOUKOLÍ	40
3.4 ŠNEKOVÁ SOUKOLÍ.....	42
3.4.1.1 Výpočet šnekového soukolí	43
3.5 PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ	47
4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY	49
4.1 MECHANICKÝ NEOVLÁDANÉ SPOJKY	49
4.1.1 Nepružné spojky.....	50
4.1.1.1 Pevné spojky	50
4.1.1.2 Vyrovnávací spojky	53
4.1.2 Pružné spojky	54
4.2 MECHANICKÝ OVLÁDANÉ SPOJKY	55
4.2.1 Výsuvné spojky	56
4.2.2 Pojistné spojky	59
4.2.3 Rozběhové spojky	60
4.2.4 Volnoběžné spojky.....	60
4.3 HYDRAULICKÉ SPOJKY	61
4.4 ELEKTRICKÉ SPOJKY	62
II PRAKTICKÁ ČÁST	64
5 NÁVRH POHONU DOPRAVNÍKU PRO PECE	65

5.1	ZADANÉ KONSTRUKČNÍ PARAMETRY	65
6	NÁVRH ELEKTROMOTORU	66
6.1	VÝPOČET SKUTEČNÉHO VÝKONU ELEKTROMOTORU	66
7	NÁVRH PŘEVODOVKY	67
7.1	NÁVRH PŘEVODOVÉHO POMĚRU	67
7.2	STANOVENÍ OTÁČEK PŘEVODŮ:	67
7.3	STANOVENÍ KROUTICÍCH MOMENTŮ:	67
7.4	STANOVENÍ OZUBENÝCH SOUKOLÍ:	67
7.4.1	Kuželové soukolí:	67
7.4.1.1	Stanovení počtu zubů:	68
7.4.1.2	Stanovení modulu:	68
7.4.1.3	Stanovení hlavních rozměrů:	68
7.4.2	Čelní soukolí:	69
7.4.2.1	Stanovení počtu zubů:	69
7.4.2.2	Stanovení modulu:	69
7.4.2.3	Stanovení hlavních rozměrů:	69
7.5	STANOVENÍ SIL V SOUKOLÍ:	70
7.5.1	V kuželovém soukolí:	70
7.5.2	V čelním soukolí:	70
7.6	PEVNOSTNÍ KONTROLA SOUKOLÍ:	70
7.6.1	Dovolené zatížení v kuželovém soukolí:	71
7.6.2	Dovolené zatížení v čelním soukolí:	71
7.7	STANOVENÍ HŘÍDELŮ A LOŽISEK:	71
7.7.1	Výpočet první hřídele:	71
7.7.1.1	Výpočet konce hřídele:	71
7.7.1.2	Návrh pera pro konec hřídele:	71
7.7.1.3	Reakce, posouvající síly a ohybové momenty:	72
7.7.1.4	Výpočet hřídele pod pastorkem:	73
7.7.1.5	Návrh pera pod pastorek:	73
7.7.1.6	Stanovení ložisek:	74
7.7.2	Výpočet druhého hřídele:	74
7.7.2.1	Reakce, posouvající síly a ohybové momenty:	74
7.7.2.2	Výpočet hřídele pod kuželovým kolem a pastorkem:	76
7.7.2.3	Návrh pera pod kuželové kolo:	76
7.7.2.4	Návrh pera pod pastorek:	76
7.7.2.5	Stanovení ložisek:	77
7.7.3	Výpočet třetího hřídele:	77
7.7.3.1	Reakce, posouvající síly a ohybové momenty:	77
7.7.3.2	Návrh pera pod čelní kolo:	79
7.7.3.3	Návrh pera na výstupním konci hřídele:	79
7.7.3.4	Stanovení ložisek:	79
8	NÁVRH SPOJKY	81
8.1	NÁVRH SPOJKY MEZI ELEKTROMOTOREM A PŘEVODOVKOU	81
8.2	NÁVRH VÝSTUPNÍ SPOJKY Z PŘEVODOVKY	81
	ZÁVĚR	82
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	83

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	84
SEZNAM OBRÁZKŮ	90
SEZNAM TABULEK.....	92
SEZNAM PŘÍLOH.....	93

ÚVOD

Moderní technika se zabývá tématem automatizace, kdy se snaží částečně nebo plně nahradit lidskou práci pomocí dopravníků a různých robotů. Tudíž součásti nových dopravníků jsou i pohony, kterými se zabýváme v této práci.

V dnešní době je mnoho dodavatelů různých standardizovaných dílů, které může konstruktér využít. Existuje i řada výrobců již hotových převodovek, ale stále výrobní řada, kterou nabízejí, není pro konstruktéra uspokojující a je nutné stále dle přesných požadavků pohon navrhnout.

Cílem při návrhu pohonu je samozřejmě zajistit požadovaný výkon, maximální účinnost, spolehlivost, jednoduchou údržbu a zajištění rychlé opravy či nahrazení součástí v případě poruchy. Tudíž při návrhu pohonu se používá maximálního počtu standardizovaných dílů a součástí, jako jsou například: motory, spojky, ložiska, ložiskové domky, ozubená kola atd. Díky tomu není nutné držet ve skladových zásobách hromady náhradních dílů na případnou údržbu či opravu, protože dodací termíny těchto dílů jsou několikanásobně menší, než kdyby se díl musel speciálně vyrábět. Taktéž i cena je v porovnatelně menší, což samozřejmě je mnohem ekonomičtější při dlouhodobém provozu.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 DOPRAVNÍKY

Dopravní operace jsou nevyhnutelným jevem každého výrobního procesu ve všech průmyslových odvětvích. Dopravníky jsou stroje a zařízení, které slouží k dopravě kusových předmětů a sypkých látek bez zastavení chodu stroje. [9]

Používají se pro dopravu polotovarů, obrobku, při montážích, na skládkách a v různých technologických procesech.

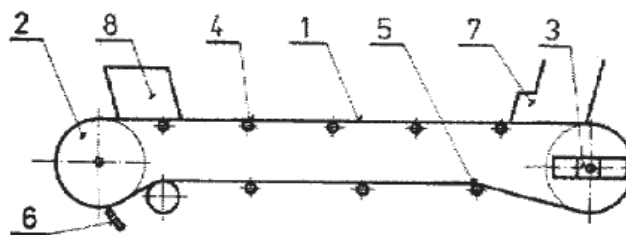
Druhy dopravníků:

- hydraulické
- pneumatické
- mechanické - s tažným elementem (pásový a korečkový dopravník)
 - bez tažného elementu (šnekový dopravník)

[9]

1.1 Pásový dopravník

Pásový dopravník (obr.1) se řadí do skupiny mechanických dopravníků s tažným elementem a je velmi často používaný, slouží převážně k dopravě sypkého nebo kusového materiálu v horizontálním nebo šikmém směru.



Obr.1. Pásový dopravník

Hlavní části pásového dopravníku dle obr.1:

1 - dopravní pás - je opásán kolem hnacího a napínacího bubnu, napnutí pásu se provádí pomocí napínacího bubnu. Materiál pásů bývá pryžový nebo ocelový.

2 - hnací buben - krouticí moment je na hnací buben přenášen pomocí převodového mechanismu a elektromotoru. Bubny se vyrábějí dle dopravovaného materiálu: s ocelovými válcovými plochami, s pogumovanými ocelovými válcovými plochami, s keramickým obložením, žebrované anebo klecové.

3 - napínací buben - zatížený pás díky elastických a plastických deformací prodlužuje a proto je nutné jej napínat. Napínání pásu se dá provádět buď šroubem a posuvným ložiskem napínacího bubnu, nebo napínacím válcem se zaváží, nebo předpětím pružiny.

4, 5 - podpěrné válečky - zabraňují prověšování dopravního pásu. Jsou důležitou částí dopravníku.

6 - čistící lišta – odstraňuje zachycený materiál na pásu.

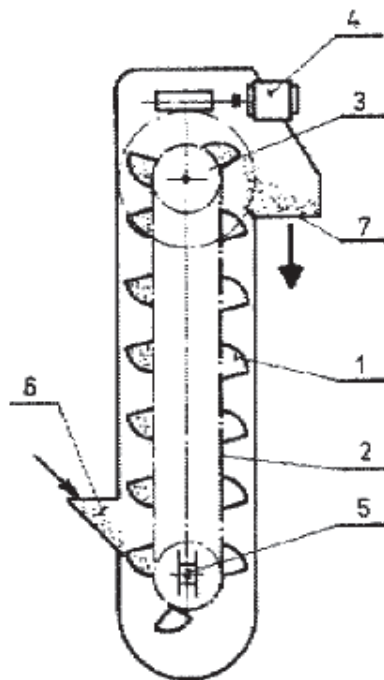
7 – násypka - slouží pro usměrnění sypkého materiálu na pás, je tvarovaná tak, aby zabránila vypadnutí materiálu z pásu, jak při mechanickém, tak při manuálním plnění dopravníku.

8 - shrnovací plech – shrnutí materiálů z pásů, používá se, pokud se materiál shrnuje z pásu v jiném místě než na konci pásového dopravníku

[9]

1.2 Korečkový dopravník

Korečkový dopravník (obr.2) se řadí do skupiny mechanických dopravníků s tažným elementem a slouží k dopravě sypkých a kusových materiálů ve vertikálním směru nebo šikmém směru. Dopravovaný materiál se nahrnuje nebo padá přímo do korečků.



Obr.2. Korečkový dopravník

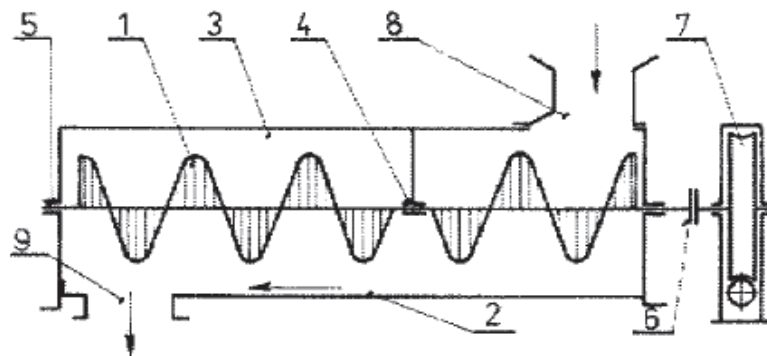
Hlavní části korečkového dopravníku dle obr.2:

- 1 – koreček** – jsou to nádoby pevně uchycené na pásu nebo řetězu. Korečky se spojují k tažnému elementu pomocí šroubovaných spojek. Korečky dělíme na hluboké, středně hluboké a plytké. Korečky se vyrábějí z oceli nebo plastů.
- 2 – tažný element** – tažným prostředkem je buď pás (používá se při dopravě neabrazivních materiálů), nebo řetěz (používá se při dopravě abrazivních materiálů).
- 3- hnací buben** - krouticí moment je na hnací buben přenášen pomocí hnací skupiny.
- 4 – hnací skupina** – jde o pohon složený z převodového mechanismu a třífázového elektromotoru. Pohon může být doplněn pružnou spojkou.
- 5- napínací buben** - zatížený pás díky elastickým a plastickým deformacím prodlužuje a proto je nutné jej napínat. Napínání pásu se dá provádět buď šroubem a posuvným ložiskem napínacího bubnu, nebo napínacím válcem se závažím, nebo předpětím pružiny.
- 6 – násypka** - místo vstupu dopravovaného materiálu do dopravníku.
- 7. výsypaný otvor** – vyprazdňování korečků může být gravitační, odstředivé, nebo smíšené.

[9]

1.3 Šnekový dopravník

Šnekový dopravník (obr.3) se řadí do skupiny mechanických dopravníků bez tažného elementu a patří mezi nejběžnější. Šnekový dopravník slouží k dopravě a promíchání sypkých a zrnitých materiálů. Materiál se posouvá otáčením šneku, materiál tvoří matici a jeho otáčení zabraňuje tření o stěny kruhového žlabu (trubky), které musí být větší než tření o stěny šneku, tohoto se dosáhne vhodnou volbou úhlu stoupání a průměru žlabu.



Obr.3. Šnekový dopravník

Hlavní části šnekového dopravníku dle obr.3:

- 1 – dopravní šnek** – je hlavní částí dopravníku a bývá umístěn v ose žlabu. Šroubovice je konstrukčním prvkem šneku a dělí se na: levé, pravé a kombinované a zároveň na obvodové plné a lopatkové.
- 2 – žlab** – je nosným i dopravním prvkem šnekového dopravníku. Jeho průřez bývá ve tvaru písmene U. Je vyráběn z oceli.
- 3 – horní kryt** – uzavírá žlab dopravníků.
- 4 – vnitřní ložisko** – jde o závěsné ložisko a zajišťuje hřídel dopravního šneku v ose žlabu. Ložiska mohou být kluzná nebo valivá.
- 5, 7 – hnací skupina** - jde o pohon složený z převodového mechanismu a třífázového elektromotoru. Mezi motor a převodovku se v některých případech vkládá pružná spojka. Pohon se umísťuje na čelo žlabu na začátek, ale i na konec dle potřeby.
- 6 – spojka** – umísťuje se mezi hnací skupinu (pohon) a hřídel šneku. Pro šnekové dopravníky se používají pružné spojky.
- 8 – násypka** – místo vstupu dopravovaného materiálu do dopravníku.
- 9 – výpustné hrdlo** – místo výstupu dopravovaného materiálu.

[9]

2 ELEKTROMOTORY

Elektromotor je elektrický stroj, který slouží k přeměně odebrané elektrické energie na mechanickou práci. [7] [8]

Většinou jde o točivý stroj, ale existují i netočivé elektromotory, např. lineární elektromotor. [8]

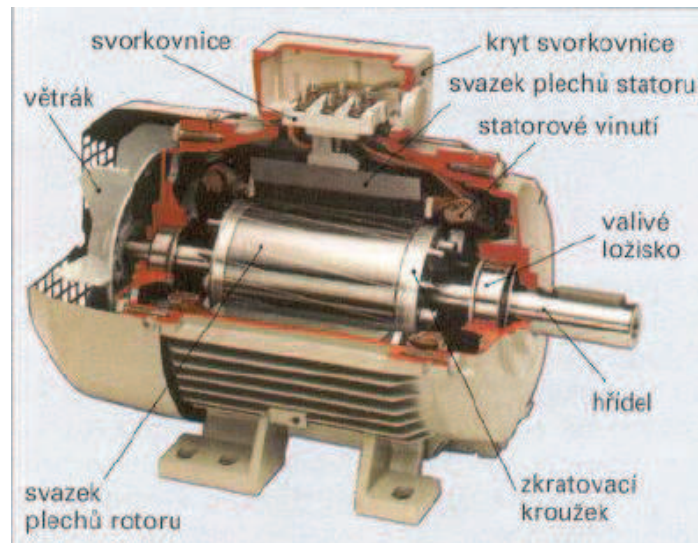
2.1 Asynchronní motor

Asynchronní motor je točivý elektrický stroj (elektromotor), pracující na střídavý proud. Asynchronní motor je, zejména v průmyslových aplikacích, nejpoužívanější elektromotorem a je to dáno zejména jeho konstrukcí, velkou provozní spolehlivostí a dobrými provozními vlastnostmi. Tok energie mezi hlavními částmi motoru (stator a rotor) je realizován výhradně pomocí elektromagnetické indukce, proto se často tento motor označuje jako motor indukční. Napájecí napětí může být jednofázové nebo trojfázové. Trojfázové je výrazně používanější. [6] [8]

2.1.1 Trojfázový asynchronní motor

Konstrukce trojfázového asynchronního motoru je tvořena ze dvou hlavních částí:

- **Stator** (pevná část) - je u většiny typů prakticky stejný. Je složen z nosné kostry motoru, svazku statorových plechů a statorového vinutí.
- **Rotor** (pohyblivá část) - hřídel s nalisovanými rotorovými (elektrotechnickými) plechy s drážkami, do kterých se vkládají měděné tyče, které jsou na obou stranách spojeny mosaznými kruhy. Takto upravený rotor se nazývá kotva nakrátko (obr.4), nebo kotva klecová.



Obr.4. Trojfázový motor s kotvou nakrátko

[7] [8]

Základním principem činnosti asynchronního motoru je vytvoření točivého magnetického pole, které vznikne průchodem trojfázového střídavého proudu vinutím transformátoru. Vzniklé magnetické pole indukuje v rotoru napětí a vzniklý proud vyvolá sílu, která otáčí rotorem. [6] [8]

Při spouštění asynchronního motoru je záběrový proud až 7 krát vyšší než hodnota nominálního proudu. Tím vznikají v síti velké proudové rázy při poměrně malém záběrovém momentu. Proto je přímé spouštění povoleno pouze pro motory s výkonem přibližně do 3 kW.

Spouštění motoru s kotvou nakrátko:

- **Zmenšení velkého rozběhového proudu** lze u těchto typů motoru docílit pouze snížením rozběhového napětí. Nejčastěji používané metody jsou:
- **Rotorový spouštěč** - Do série s vinutím se zapojí omezovací odpory, které se během spouštění postupně vyřazují.
- **Rozběhové transformátory** - Do spouštěcího obvodu připojené transformátory snižují rozběhové napětí a tím i rozběhový proud.
- **Přepínač hvězda - trojúhelník** - Statorové svorky motoru jsou běžně spojeny do trojúhelníku, pokud při rozběhu přepneme svorky do hvězdy, napětí na vinutí se ší $\sqrt{3}$ krát, tím klesne odebíraný proud a výkon na třetinu.
- **Polovodičový regulátor napětí** - Jde o moderní postup, při kterém lze dosáhnout plynulý rozběh motoru, zlepšení účinníku a ještě šetřit elektrickou energií.

- **Speciální úprava klece:**
 - **Kotvy s dvojitou klecí** - jedna klec je nazývána rozběhová a druhá, umístěna blíže ke středu, je nazývána běhová.
 - **Odporová klec** - klec vyrobená z materiálu s větším měrným odporem.
 - **Vírová kotva** - speciální tvary drážek a tyčí vinutí jsou umístěny po celém obvodu rotoru, každý z těchto vodičů má stejný odpor, ale různé rozptylové indukčnosti.

Motor s kroužkovou kotvou se spouští přes kartáče je ke sběracím kroužkům rotoru připojen rotorový spouštěč, sestaven ze tří stejně velkých odporů, které jsou postupně vyřazovány. Na konci rozběhu je vinutí spojeno nakrátko. Výhoda je, že motory mohou být při rozběhu zatížené. [7] [8]

Regulovat otáčky tedy můžeme změnou těchto veličin:

- **Regulace změnou skluzu** – změníme-li výkon, který se spotřebovává v rotoru, změní se i skluz. Lze použít pouze pro motor s kroužkovou kotvou.
 - **Pomocí regulačního odporu** – zařazením odporu do obvodu rotoru se část skluzového výkonu přemění na teplo.
 - **Podsynchronní kaskádou** – část skluzového výkonu se vrací zpět do sítě.
- **Regulace změnou kmitočtu** – používá se u motorů s kotvou nakrátko. Připojením měniče kmitočtu můžeme řídit napětí a tím i vytvářené magnetické pole statoru.
 - **Skalární řízení** – lze nastavovat velikost magnetického toku.
 - **Vektorové řízení** – kromě velikosti magnetického toku lze nastavovat i jeho směr a tím můžeme docílit plynulou změnu otáček při jakémkoliv režimu práce a zatížení.
- **Regulace změnou počtu pólů** – lze dosáhnout pouze skokové změny otáček, protože počet pólových dvojic musí být celé číslo.
- **Regulace změnou napětí** - je založena na změně tvaru momentové charakteristiky se změnou napětí s následným posunutím pracovního bodu. [8]

Při prostém odpojení ze sítě je v motoru akumulována velká kinetická energie, která působí dlouhý doběh motoru, proto je nutné jej brzdit. Brzdný moment, potřebný k rychlejšímu zastavení motoru, lze vytvořit jak mechanicky, tak i elektronicky.

- **Brzdění protiproudem** – změněním smyslu otáčení magnetického pole statoru se vytváří brzdny moment, působící proti směru otáčení rotoru. Po dosažení nulových otáček je nutno motor odpojit, aby se nezačal otáčet opačným směrem.
- **Brzdění generátorické** – nastává při práci motoru jako generátoru, tedy když $n > n_1$ lze jej použít pro zastavení motoru, pouze pokud je možné měnit frekvenci otáčení magnetického pole frekvenčním měničem.
- **Dynamické brzdění** – (Stejnosemřná brzda) statorové vinutí se odpojí od sítě a připojí se na zdroj stejnosměrného napětí. Magnetické pole statoru je tedy nepohyblivé a pohybující se rotor sám vytváří brzdny moment. [8]

2.1.2 Jednofázový asynchronní motor

Používá se pro elektrické pohony malých výkonů, přibližně max. do 2 kW, neboť ve veřejných sítích není vhodné ani technicky přípustné přílišné jednofázové zatížení. Tento typ motoru se využívá především tam, kde není nutné regulovat otáčky motoru během provozu stroje např. při pohonu kompresorů v lednicích. Regulace otáček pomocí frekvenčních měničů je nejen stále provozně drahá, ale bývá i zdrojem nežádoucího elektromagnetického rušení. [8]

Konstrukce jednofázového asynchronního motoru:

- **Stator** – je složen ze statorových plechů a dvojího vinutí. Hlavní vinutí je ve 2/3 drážek a pomocné vinutí je ve zbývajících 1/3.
- **Rotor** – je vždy klecového provedení. [8]

Aby rotor vytvářel točivý moment, musí se magnetické pole statoru vůči rotoru pohybovat. Při jednofázovém napájení se tedy musí proudy v hlavním a pomocném vinutí fázově posunout, aby vzniklo točivé magnetické pole. To se docílí zapojením kondenzátoru, činného odporu nebo zvýšenou indukčností pomocného vinutí. Fázový posun mezi proudy bývá 90°. Působení pomocného vinutí není pro samotný běh motoru nutné, a tak se po rozběhu odpojuje. Nejčastější způsob odpínání pomocného vinutí je odstředivým spínačem. Bylo zjištěno, že pokud zůstane pomocné vinutí s kondenzátorem zapojeno i po rozběhu motoru, zvýší se točivý moment motoru o cca 10% a zlepší se účinnost. [8]

2.2 Synchronní motor

Na statoru je navinuto stejné jako u asynchronního stroje napájené střídavým napětím. Na rozdíl od asynchronního stroje je rotorové vinutí napájeno stejnosměrným proudem.

dem, který vytváří stále magnetické pole. Počet pólů statoru a rotoru je stejný. Jestliže působením vnější síly roztočíme rotor na otáčky blízké otáčkám magnetického pole, budou se souhlasné póly statoru a rotoru přitahovat a rotor se bude samovolně synchronně otáčet s magnetickým polem statoru i po odpojení pomocného roztáčejiho motoru. U synchronního motoru existuje shoda mezi otáčkami magnetického pole statoru a otáčkami rotoru. Synchronní stroje jsou buzeny stejnosměrným proudem, který se u většiny vyrábí v tzv. budiči (budící vedení v rotoru nebo ve statoru). [6] [7]

Synchronní motor pracuje s rychlostí pevně vázanou na napájecí napětí, je stabilnější při poklesech napětí ve srovnání s asynchronním motorem. Při přetížení může vypadnout ze synchronismu, ztrácí moment a zastaví se. Motor se nemůže po připojení k síti rozběhnout bez určitých opatření.

- **rozběh pomocným motorem** – po dosažení synchronních otáček se odpojí.
- **asynchronní rozběh** – dalším vinutí na rotoru nazývané tlumiče, které tvoří klec nakrátko, během rozběhu nesmí být motor nabuzen, nabudí se až při otáčkách blízkým synchronním otáčkám.
- **kmitočtová rozběh** – při nízkých kmitočtech je rotor schopen se vtáhnout do synchronního režimu a při postupném zvyšování kmitočtu napájecího napětí se rozběhne.

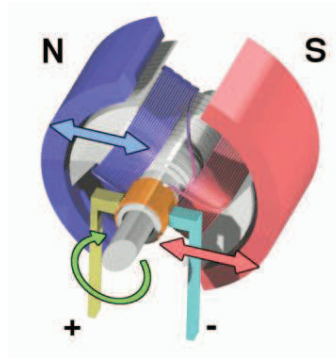
[6] [7]

Řízení rychlosti synchronního motoru se provádí změnou kmitočtu napájecího napětí. Ze synchronního motoru se vyvinul krokový motor a střídavý servomotor. [8]

2.3 Stejnosměrný motor

Stejnosměrný motor je točivý elektromotor, napájený stejnosměrným proudem. Je tedy nejstarším typem motoru. [8]

Motor využívá principu minimální energie. Ve vnitřním magnetickém poli se nachází smyčka, kterou protéká proud. Ten indukuje magnetické pole, které je vždy orientováno stejně jako vnější magnetické pole; toho je dosaženo díky komutátoru, který změní směr proudu smyčkou pokaždé, kdy dojde k překlopení. Energie této soustavy bude nižší, pokud budou magnetická pole orientována proti sobě. Proto působí na smyčku moment, který se jí snaží překlopit. Protože po překlopení se změní směr proudu protékajícího smyčkou, pokračuje toto pak dále (obr.5).[8]



Obr.5 Princip stejnosměrného motoru

Výhoda stejnosměrného motoru je snadné řízení – změnou budícího napětí na rotoru. Další výhodou je jeho lineární charakteristika závislosti otáček na budícím napětí na rotoru. Mezi nevýhody se řadí komutátor stejnosměrného motoru – jeho nutná údržba kluzných kontaktů (uhlíkových kartáčů), vzniká zde také jiskření, které v kombinaci s průmyslovým prachem může zapříčinit výbuch. A další nevýhodou je konstrukční náročnost a rozměrnost. [8] [7] [6]

2.4 Speciální motory

2.4.1 Lineární elektromotor

Lineární elektromotor je elektrický motor, který nevykonává pohyb rotační, ale posuvný. Jde o netočivý elektrický stroj, který nemá žádné rotující součásti. Jedná se o mnohápólový motor, jehož stator je rozvinut do délky podél celé pojezdové dráhy stroje. Svojí povahou je konstrukčně blíže ke klasickému transformátoru zapojenému nakrátko, s tím, že magnetický obvod obsahuje mezeru pro oddělení pohyblivé a nepohyblivé části stroje. [8]

Lineární elektromotor se využívá v dopravě pro pohon vlaků, u přesných CNC obráběcích strojích, balicích mechanismech, manipulační technice atd. [6]

2.4.2 Krokový motor

Krokový motor je synchronní točivý stroj většinou napájený impulsy stejnosměrného proudu. Magnetické pole je generováno postupným napájením jednotlivých pólových dvojic. Pohyb rotoru krokového motoru je při nízkých rychlostech nespojitý, rotor se pohybuje mezi stabilními polohami vždy v určitém úhlu – mluvíme o pohybu v krocích. Počet kroků

(stabilních klidových poloh) je dán počtem pólových dvojic, rovněž může být ovlivněn způsobem ovládání. K pohybu tohoto motoru je vždy třeba řídicí elektronika – ovladač krokového motoru. K mechanickému kontaktu a tudíž otěru nedochází u krokových motorů jinde než v ložiscích. Vyznačují se proto velkou mechanickou odolností, dlouhou dobou života a provozem téměř bez údržby. Nevýhodou krokových motorů je tzv. ztráta kroku, která nastává při překročení mezního zatížení a sklon k mechanickému zakmitávání, které může vést k nestabilitě při pohybu. Obě tyto negativní vlastnosti lze předem vyloučit volbou vhodného motoru a ovladače s přihlédnutím k momentovým charakteristikám pohonu. [8]

Ovládání krokového motoru se provádí speciální elektronický obvod generující impulsy v určitém sledu a délce. Tyto impulsy následně přes výkonovou část budí v přesném pořadí jednotlivá vinutí rotoru. Frekvence, pořadí a délka impulsů z řídicího obvodu řídí počet, smysl otáček rotoru a rovněž točivý moment stroje. [8]

Parametry motoru:

- **Krok** - reakce rotoru krokového motoru na řídicí impuls. Rotor se při jednom kroku pootočí z výchozí polohy (klidového stavu) do nejbližší magnetické klidové polohy.
- **Úhel kroku α** je jmenovitý úhel, který odpovídá změně polohy rotoru po příchodu jednoho impulsu. Na velikost úhlu kroku má vliv konstrukce motoru tj. počet fází statoru, počet pólů rotoru a způsob řízení krokového motoru. [8]

Podle konstrukčního provedení se krokové motory rozdělují do čtyř skupin:

- **Pasivní krokové motory** – někdy označované jako reluktanční, nebo krokové motory s proměnnou reluktancí. Rotor tohoto typu krokového motoru je tvořen vyniklými póly z magneticky měkkého materiálu.
- **Aktivní krokové motory** – neboli krokové motory s aktivním rotorem, někdy označované jako krokové motory s radiálně polarizovaným permanentním. Rotor tohoto typu je tvořen permanentním magnetem, po obvodu rotoru se střídajícím se severním a jižním pólem permanentního magnetu.
- **Hybridní krokové motory** – jinak nazývané aktivními krokovými motory s axiálně orientovaným permanentním magnetem. Jde o speciální druh aktivních krokových motorů, jejichž rotor je tvořen axiálně uloženým permanentním magnetem, na jehož koncích (severním a jižním pólu) jsou umístěny feromagnetické pólové nástavce. Jedná se tedy o jakousi kombinaci obou předcházejících typů krokového motoru.

- **Lineární krokové motory** - jsou druhem strojů, které vykonávají nespojitý posuvný pohyb. Stator tohoto motoru je rozvinut do přímky. [8]

2.4.3 Střídavé servomotor

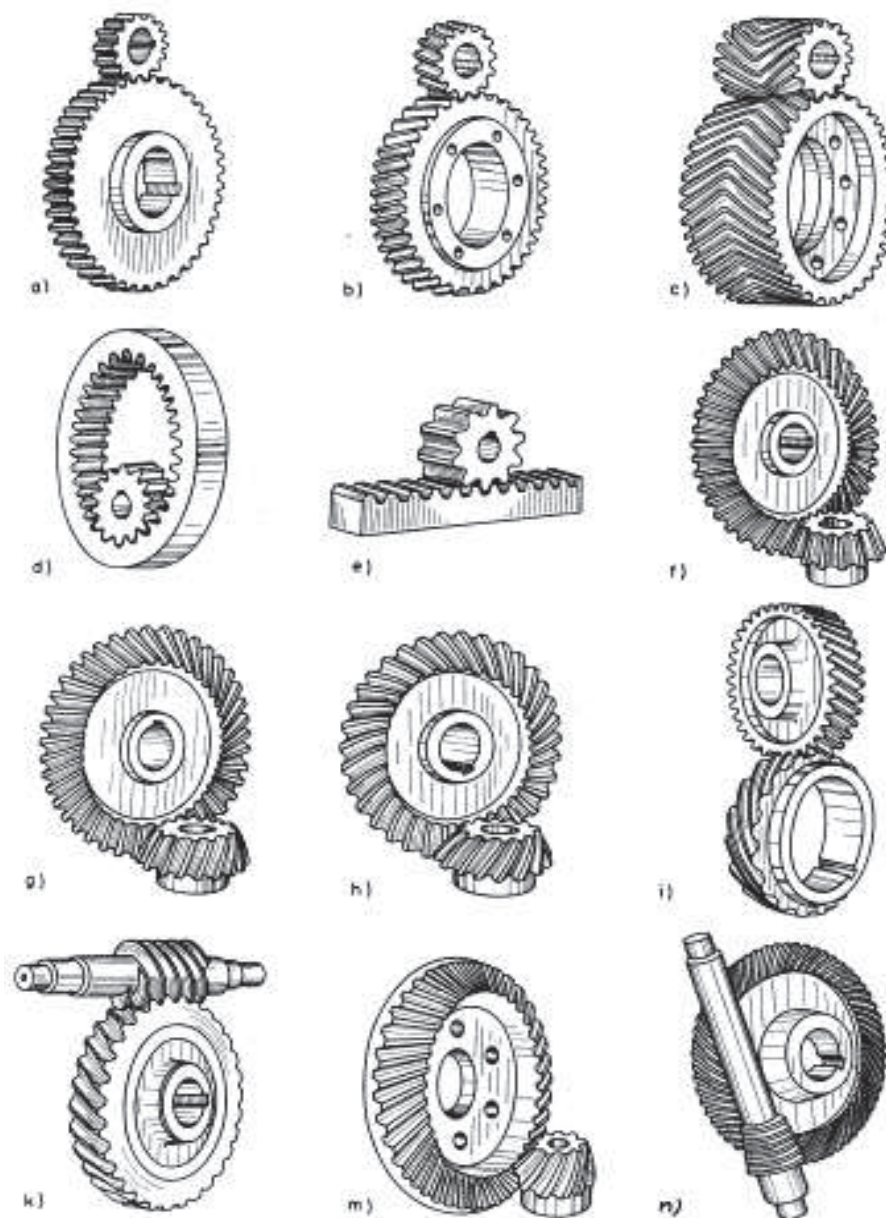
Střídavé servomotory jsou bezkartáčové synchronní motory s permanentními magnety na rotoru a třífázovým vinutím ve statoru. Optimalizovaná konstrukce motoru s použitím nových magnetických materiálů dovoluje až pětinasobné momentové přetížení, a tyto motory jsou proto vhodné pro dynamicky náročné úlohy s nízkou spotřebou, jako je provoz silničních elektromobilů. Doplněním vhodnou planetovou převodovkou je možno optimalizovat potřebný moment k otáčkám pohonu. [8]

3 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY

Ozubené převody představují nejvýznamnější a nejrozšířenější druh převodových mechanismů, pracují na principu záběru (přenos sil tlakem) s bezprostředním dotykem spolu zabírajících členů. Jejich nejjednodušší formou a základní stavební jednotkou pro složitější mechanismy je dvojice ozubených kol – soukolí, sestávající z hnacího a hnaného kola, menší se označuje jako pastorek, větší jako kolo. [3]

Převod se uskutečňuje bez skluzu, takže obvodová rychlost na hnaném kole se rovná obvodové rychlosti na hnacím kole. Tvar ozubených kol a jejich zubů závisí na vzájemné poloze hřídelů, z nichž také vyplývá klasifikace podle pohybu kol. Podle relativního pohybu základních těles (tj. zda se po sobě odvalují nebo smýkají) rozdělujeme ozubená kola na:

- a) **valivá**, osy hnacích a hnaných hřídelů jsou rovnoběžné – čelní ozubení vnější se zuby přímými a šikmými, vnitřní nebo hřebenové (obr.6a-e), nebo se osy protínají – kuželové soukolí vnější nebo vnitřní se zuby přímými, šikmými a zakřivenými (obr.6f-h)
- b) **šroubová**, osy kol, která jsou v záběhu jsou mimoběžné. Při otáčení se zuby kol po sobě odvalují a zároveň posouvají ve směru dotykové přímky, což je pohyb šroubovitý. Tímto nastává prokluz tzn. účinnost těchto převodů je nižší. Do této skupiny patří:
 - **šroubová válcová** (obr.6i) a šneková (obr.6k) – jde vlastně o soukolí válcové s čelním ozubením, zuby jsou ve šroubovici, druhé kolo je vlastně šroub (šnek), neboť hřídele jsou mimoběžné
 - **šroubové hypoidní** jsou soukolí kuželová, ale osy jsou mimoběžné (obr.6m)
 - **hyperbolická** – základní tvar těles kol jsou rotační hyperboloidy (obr.6n)



Obr.6. Ozubená kola

[1]

3.1 Čelní ozubená soukolí

Spojují dva rovnoběžní hřídele (ozubení vnější nebo vnitřní) (obr.6a-d), v případě hřebenového ozubení má velké kolo nekonečně velký průměr (hřeben) (obr.6.e). Podle tvaru ozubení rozeznáváme čelní kola vnější se zuby přímými (boční křivky jsou rovnoběžné s osou kola) (obr.6a,d), šikmými (boční křivky zubů jsou přímky) (obr.6b), šípovými (otočné šikmé zuby proti sobě) (obr.6c) nebo křivkovými (většinou kruhové oblouky). [1]

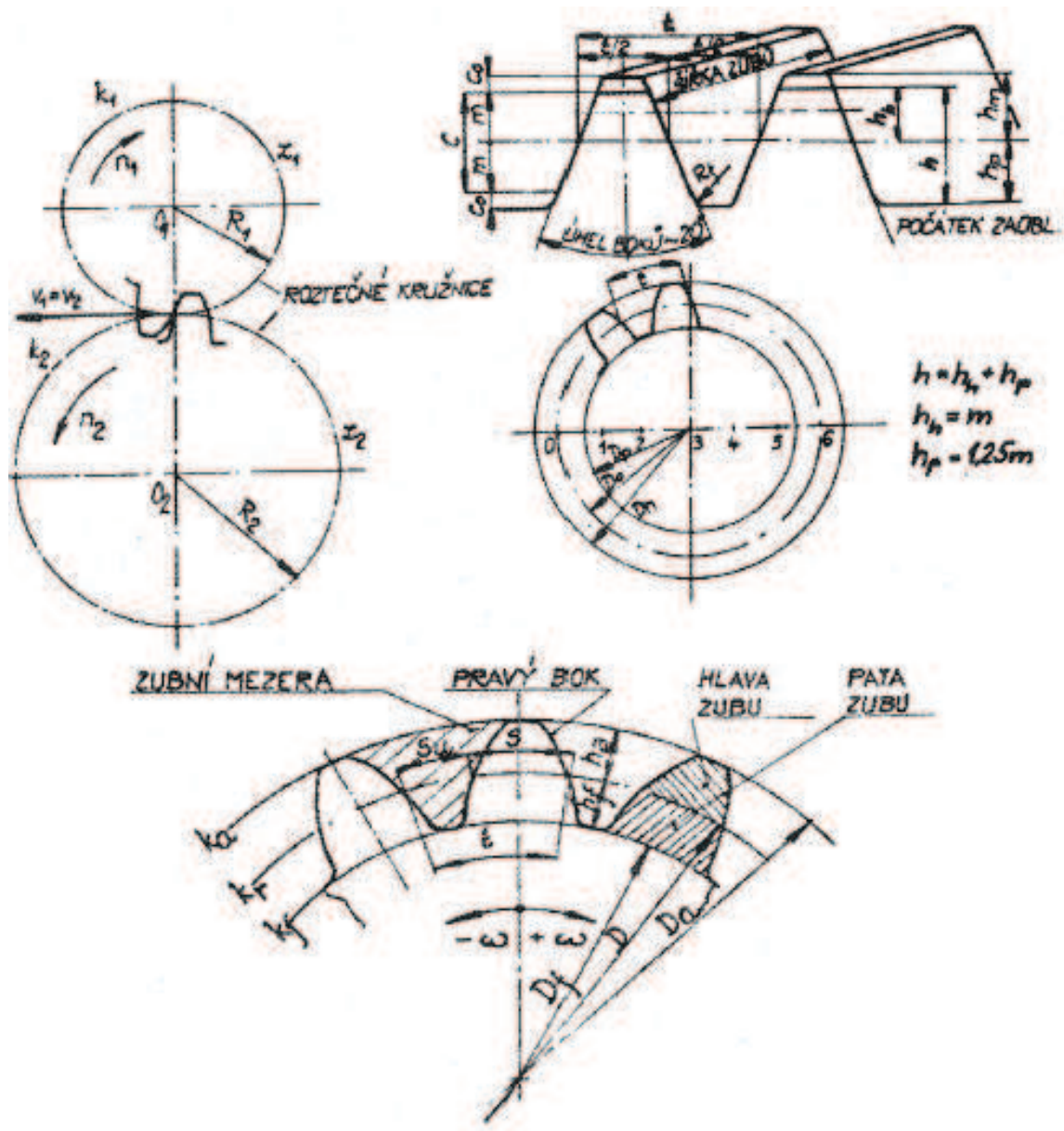
V praxi se nejčastěji používá evolventní ozubení. Evolventní ozubení je vhodné pro valivá soukolí s čelní i kuželová. Důvodem rozšířenějšího evolventního ozubení je kromě snadné a levnější výroby také větší úhel záběru α (obr.8), než u ozubení cykloidních. Čím větší úhel záběru, tím menší může být počet zubů, aniž by byly u paty podříznuty. Tím se však zkracuje délka záběru a zhoršuje se klidnost chodu. [1]

Cykloidní ozubení se používá ve strojírenství jen zřídka, např. u ozubení s litými neobrobenými zuby různých přístrojů, hřebenových zdviháků apod. Jeho výhodou jsou: rovnoměrnější chod a menší opotřebení. Měrné tlaky v zubech jsou menší, neboť je vždy v doteku vypouklá část jednoho zubu a vydutá část druhého boku zubu. Nevýhody cykloidních ozubení však převyšují výhody, jsou to především: drahá a pracná výroba, korekce zubů se dá jen obtížně provádět, vzdálenost os kol musí být přesně zachována. [1]

Volba minimálního počtu zubů je u válcových i kuželových ozubení velmi důležitá. Aby se předešlo zmírněnému podříznutí paty zubu a tím snížení pevnosti u kol s menším počtem zubů z , v praxi volíme pro $\alpha = 20^\circ - z_{\min} = 14$, pro $\alpha = 15^\circ - z_{\min} = 25$. [1]

3.1.1 Čelní ozubená soukolí s přímými zuby

Je to nejčastěji používané soukolí v praxi. Převod vzniká odvalováním dvou válců po sobě (roztečné) (obr.7), dotýkajících se ve společné povrchové přímce. Valivým pohybem těchto roztečných válců po sobě se vytvoří společná styková přímka, bok zubu, jehož profil je dán stopou této přímky v čelní rovině válců. Křivka profilu zubu je potom průsečnice boku zubu s čelní rovinou kola. Při evolventním ozubení je to evolventa, při cykloidním cykloida (při odvalování tvořící kružnice vně roztečné kružnice – epicykloida, při odvalování tvořící kružnice uvnitř roztečné kružnice je to pak hypocykloida). [1]



Obr.7. Čelní soukolí s přímými zuby

Hlavní údaje ozubení (obr.7):

Roztečná kružnice k_f – jsou to průměry valivých (roztečných) válců D v rovině kolmé k jejich ose. Na roztečné kružnici měříme rozteč a další hodnoty vlastního ozubení, (zub – šířka, výška atd.)

Rozteč t – je to vzdálenost sousedních stejnohlých křivek profilu zubů, měřená v oblouku na roztečné kružnici ozubeného kola nebo jako úsečka na roztečné přímce základního profilu ozubeného hřebenu při ozubení hřebenovém. Je to vlastně roztečná kružnice, připadající na jeden zub a jednu mezeru.

Tloušťka zubu s – je vzdálenost dvou sousedních protilehlých profilů zubu, měřená na roztečné kružnici.

Zubní mezera s_u – je to prostor mezi dvěma sousedními zuby.

Boky zubů – jsou pracovní části zubů.

Hlavová a patní kružnice ka, kf – omezují hlavu a patu zubu.

Výška zubu h – je vzdálenost hlavy a paty zubu měřená středem zubu ve směru poloměru roztečné kružnice.

$$h = h_f + h_a \quad [mm]$$

$$\text{kde: } h_f = 1,25m \quad [mm] \quad - \text{ výška paty zubu}$$

$$h_a = m \quad [mm] \quad - \text{ výška hlavy zubu}$$

$$m = t / \pi \quad [mm] \quad - \text{ modul}$$

Modul m – část průměru roztečné kružnice, připadající na jeden zub a jednu zubní mezuru (rozteč). Je to základní parametr, který určuje všechny rozměry ozubeného kola, získává se zpravidla jako výsledek pevnostního výpočtu ozubení. Je normalizován v ČSN 014608 od $m=0,5$ až 100.

Obvod roztečné kružnice: $\pi \cdot D = z \cdot t$

Průměr roztečné kružnice pak je $D = z \cdot t / \pi = z \cdot m \quad [mm]$

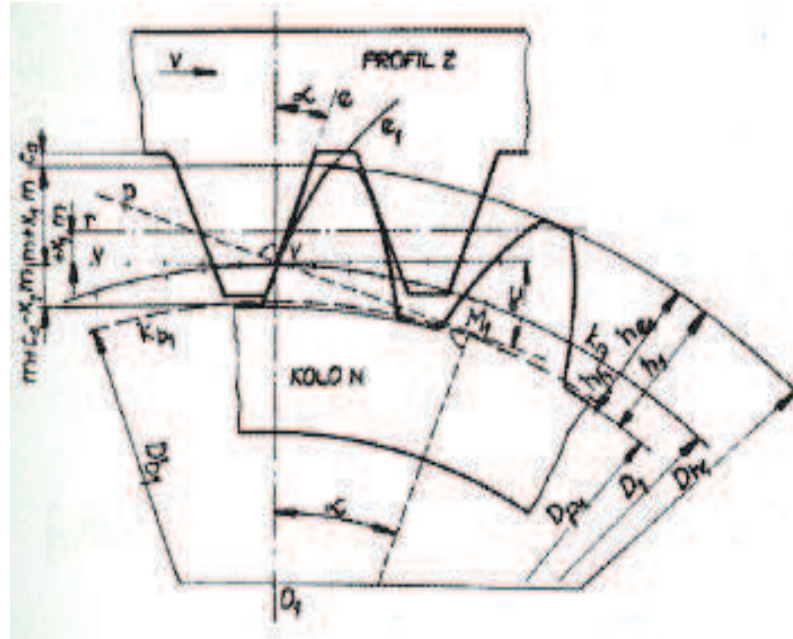
$$\text{kde: } z - \text{ počet zubů} \quad [1]$$

$$t - \text{ rozteč} \quad [mm]$$

[1]

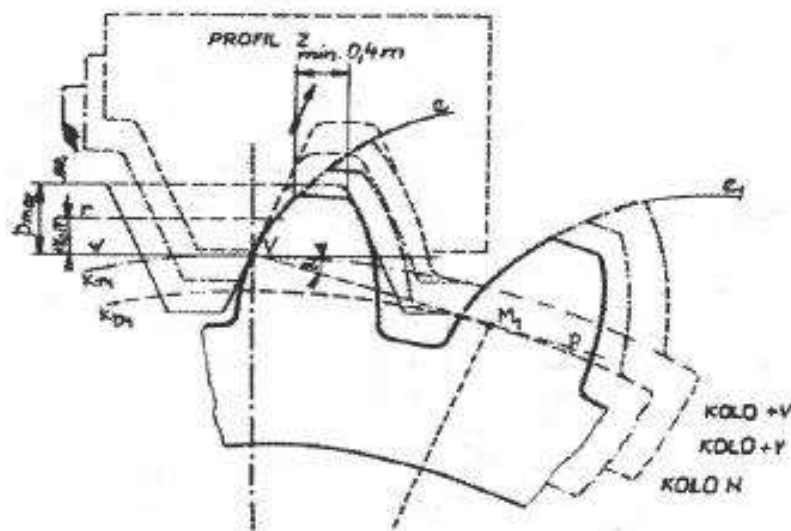
Aby se předešlo nepříznivému podříznutí pat zubů a tím snížení pevnosti u kol s menším počtem zubů z , než je praktický mezní počet (z_{\min}), provádí se korekce ozubení. Korekce spočívá v posouvání odvalovací kružnice k hlavě nebo patě zubů. Korekcí můžeme dále zlepšit účinnost a dosáhnout co nejtiššího chodu. Korekce profilu se provádí podle ČSN a podle ISO. [1]

Základní profil ozubení vytvoří střední (roztečná) přímka odvalováním po roztečné kružnici příslušného kola. Tak dostaneme kola nulová (kola N), neboli nekorigovaná. Posunutím roztečné kružnice přímky vůči základnímu profilu Z vznikají kola s opraveným (korigovaným) ozubením typu +V nebo -V (obr.8).



Obr.8. Korekce ozubení +V nebo -V

Kola +V –ozubení vytvořené valivou přímkou v , profilu Z, která je rovnoběžná s roztečnou přímkou r (obr.8) a dotýká se roztečné kružnice, takže je posunutá od roztečné přímky o hodnotu $+x_1 \cdot m$. Ve skutečnosti je o tutéž hodnotu vzdálen v radiálním směru základní profil Z od roztečné kružnice. Tím se zuby více zašpičatí (u hlavy jsou užší), až při posunutí nástroje o hodnotu p_{\max} vzniknou zuby úplně špičaté (obr.9). Z pevnostních důvodů však má být šířka zubu v hlavové kružnici min. 0,4 modulu.



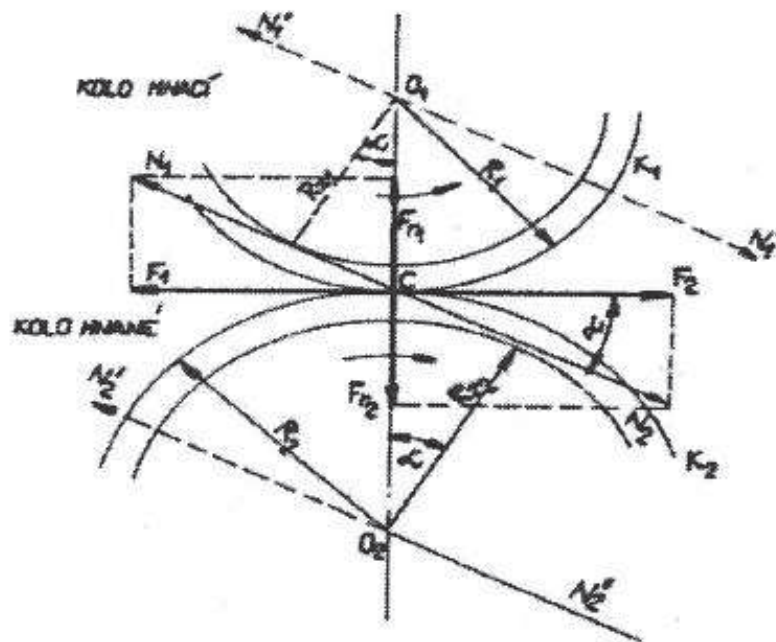
Obr.9. Možnosti korekce

Kola -V – ozubení vytvořeno valivou přímkou v , dotýkající se roztečné kružnice ve valivém bodě, rovnoběžnou s roztečnou přímkou, ale od ní posunutou směrem ke středu vyráběného kola o hodnotu $-x_1 \cdot m$ (v opačném směru než se posuňovala valivá přímka při korigovaném ozubení +V). [1]

3.1.1.1 Výpočet čelního ozubení s přímými zuby

Stanovení normálových sil N_1 a N_2 (obr.10):

$$N_1 = N_2 = N \quad [N] \quad (\text{síla } N \text{ leží na přímce záběru})$$



Obr.10. Schéma zatížení zubu

Odpor proti pohybu silou T :

$$T = N \cdot f \quad [N]$$

Výsledná síla z normálního tlaku a tření (tření v porovnání s normálním tlakem je malé, předpokládáme, že je nulové, $T=0$):

$$F_V = \sqrt{N^2 + T^2} = \sqrt{N^2} \quad [N]$$

Stanovení tečné síly:

$$F_1 = \frac{M_{k1}}{R_1} = \frac{159,2 \cdot P_1}{R_1 \cdot n_1} \quad [N]$$

kde: P_1 – přenášený výkon [kW]

R_1 – poloměr roztečné kružnice hnacího kola [m]

n_1 – počet otáček hnacího kola [s^{-1}]

Potom radiální síly:

$$F_{r1} = F_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad [N]$$

kde α – úhel záběru [$^\circ$]

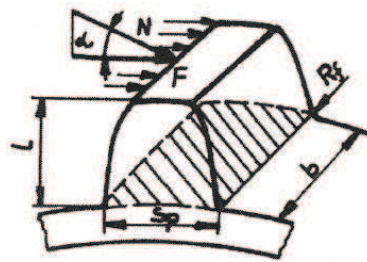
Moment na rameni R_{z1} :

$$M_{k1} = N_1 \cdot R_{z1} = R_1 \cdot \cos \alpha = F_1 \cdot R_1 \quad [Nmm]$$

Výpočet N''_1 (radiální zatížení ložisek):

$$N''_1 = N_1 = \frac{F_1}{\cos \alpha} \quad [N]$$

Zjednodušený způsob výpočtu čelních ozubených kol na ohyb (obr.11).



Obr.11. Zatížení zubu

Obvodová síla F se vypočte z krouticího momentu M_k :

$$F = \frac{M_k}{R} = 159,2 \frac{P}{R \cdot n} \quad [N]$$

kde: P – přenášený výkon [kW]

M_k – krouticí moment [Nmm]

R – poloměr roztečné kružnice [m]

n – počet otáček kola [s^{-1}]

Maximální ohybový moment pak bude (napětí v patě zubu nesmí překročit σ_{Do}):

$$M_o = F \cdot l = W_o \cdot \sigma_{Do} = \frac{l}{6} \cdot b \cdot s_p^2 \cdot \sigma_{Do} \quad [Nmm]$$

kde: l – vzdálenost počátku paty zubu od hlavové kružnice [mm]

b – šířka zubu [mm]

S_p – tloušťka paty zubu na počátku zaoblení [mm]

t – rozteč $t = \pi \cdot n$ [mm]

σ_{Do} – dovolené namáhání v ohybu [MPa]

Dosazením dostaneme:

$$F = \frac{l}{6} \cdot \frac{b}{l} \cdot s_p^2 \cdot \sigma_{Do} = \frac{l}{6} \cdot \frac{b}{2m} \cdot 0,52^2 \cdot t^2 \cdot \sigma_{Do} = \frac{l}{14} \cdot b \cdot t \cdot \sigma_{Do} \quad [N]$$

Výraz $\frac{l}{14} \cdot \sigma_{Do}$ c – součinitel materiálu (tzv. Bachu rovnici):

$$F = c \cdot b \cdot t \quad [N]$$

Šířka zubu:

$$b = \psi \cdot m \quad [mm]$$

kde ψ – součinitel přesnosti ozubení

Dosazením za b a t do rov. $F = c \cdot b \cdot t$ dostaneme:

$$F = c \cdot \psi \cdot m \cdot \pi \cdot m = c \cdot \psi \cdot m^2 \cdot \pi \quad [N]$$

Odtud pak modul m je:

$$m = 0,564 \cdot \sqrt{\frac{F}{c \cdot \psi}} \quad [mm]$$

Je-li M_k v Nmm, pak modul je:

$$m = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_k}{c \cdot \psi \cdot z}} \quad [mm]$$

Je-li výkon P v kW, pak modul je:

$$m = 46,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{c \cdot \psi \cdot z \cdot n}} \quad [mm]$$

Účinnost čelního soukolí η je dána součinitelem účinnosti ozubení η_z a účinnosti η_L :

$$\eta_{1,2} = \eta_z \cdot \eta_{L1} \cdot \eta_{L2} = \frac{P_1}{P_2} \quad [1]$$

kde: P_2 – přenášený výkon hnaného hřídele [kW]

P_1 – přenášený výkon hnacího hřídele [kW]

η_z – ztráty v zubech, bývají v hodnotě 0,94-0,99 [1]

η_{L1} – účinnost ložisek hnacího kola [1]

η_{L2} – účinnost ložisek hnaného kola [1]

Výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 spočívá v kontrole zubů pastorku a kola na ohyb a na otláčení (přesněji na dotyk). V obou případech se vychází ze základního Bachova vztahu $F=c.b.t$. Materiálová konstanta c , tzv. srovnávací hodnota, se rozlišuje a určuje takto:

- pro výpočet na ohyb:

$$c_o = \frac{\sigma_{Do} \cdot r_o}{y_o} \quad [MPa]$$

- pro výpočet na otláčení:

$$c_d = \frac{\sigma_{Dd} \cdot r_{od}}{y_d} \quad [MPa]$$

kde: σ_{Do} , σ_{Dd} – základní dovolené namáhání v ohybu, tlaku [MPa]

r_o , r_d – rychlostní součinitel v ohybu, otláčení [1]

y_o , y_d – tvarový součinitel v ohybu, otláčení [1]

Korekci ozubení je také možno dosáhnout předepsání vzdálenosti os a_v dané dispozici kol v navrhované převodové skříně:

$$a_v \geq (\leq) a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m \quad [mm]$$

kde: a – skutečná (vypočtená) vzdálenost os [mm]

D_1 , D_2 – průměry roztečných kružnic kol 1,2 [mm]

z_1 , z_2 – počet zubů kol 1,2 [1]

m – modul [mm]

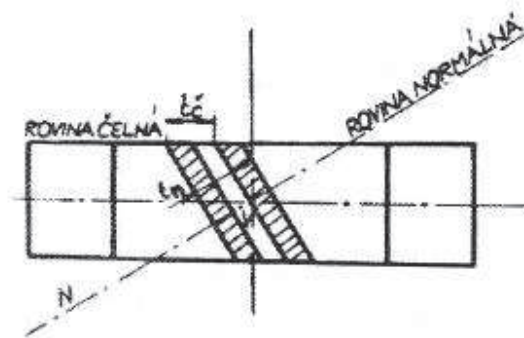
[1]

3.1.2 Čelní ozubená soukolí se šikmými zuby

Čelní soukolí se šikmými zuby se stále více uplatňuje místo kol se zuby přímými. Jejich předností je pozvolný a plynulý vstup a výstup zubových dvojic i ze záběru, klidnější a tišší chod, rovnoměrnější zatížení zubů, menší vnitřní dynamické síly, umožňují dokonalejší využití materiálu kol, a tím i přenos větších výkonů, než je tomu u rozměrově a materiálově porovnatelných kol se zuby přímými. Nevýhodou je axiální síla, která přidavně namáhá ložiska a hřídele. [1] [3]

3.1.2.1 Výpočet čelního ozubení se šikmými zuby

Výpočet čelního ozubení se šikmými zuby vychází ze základních rovnic, uvedených pro výpočet čelního ozubení s přímými zuby. Je však nutné přihlídnout k rozdílům mezi oběma druhy ozubení, je srovnatelné s čelním ozubením s přímými zuby jen v průmětu profilu, v čelní rovině jsou základní parametry odlišné (obr.12).



Obr.12. Soukolí se šikmými zuby

Rozteč v rovině čelné $t_{\check{c}}$:

$$t_{\check{c}} = t_n \cdot \frac{1}{\cos \beta} \quad [mm]$$

Řez normálové roviny, procházející odvalovacím bodem P a roztečným válec je tedy elipsa o poloosách:

$$A = R \quad a \quad B = \frac{R}{\cos \beta}$$

Normálový profil zubů kola se šikmými zuby tedy odpovídá čelnímu profilu „pomyšleného“ kola s přímými zuby, zvaného „porovnávací“, jehož poloměr roztečné kružnice je roven R_n , počet zubů je z_n a normálová rozteč t_n .

Obvod roztečné kružnice porovnávacího kola O_n :

$$O_n = 2 \cdot \pi \cdot R_n = z_n \cdot t_n \quad [mm]$$

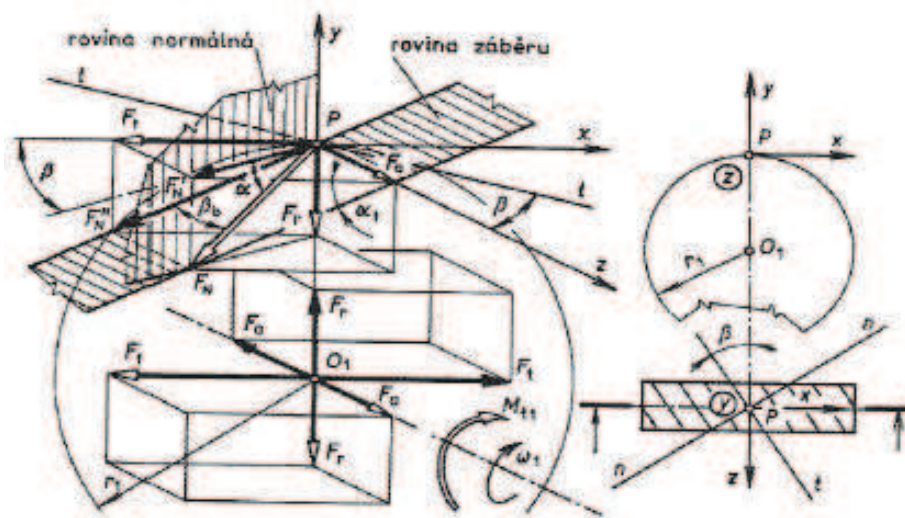
z toho pak z_n :

$$z_n = 2 \cdot \pi \cdot \frac{R_n}{t_n} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{\frac{R}{\cos^2 \beta}}{t_c \cdot \cos \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad [1]$$

kde R_n – roztečná kružnice kola s přímými zuby, odpovídá oskulační kružnice v plochém vrcholu elipsy (poloměr křivosti $\rho = A^2/B$)

Jelikož hodnota z_n je čistě početní, nezaokrouhuje se na celé číslo. [1]

Při výpočtu silových poměrů vycházíme ze zatížení hnacího kola 1 (obr.13) krouticím momentem M_{k1} (M_{t1}):



Obr.13. Silové poměry soukolí se šikmými zuby

Při známé hodnotě M_{k1} (M_{t1}) lze dle obr.12 snadno určit F_t a ostatní složky pak jako funkce této síly:

$$F_t = \frac{M_{k1}}{r_1} = 9550 \cdot \frac{P_1}{r_1 \cdot n_1} \quad [N]$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_1 = F_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \quad [N]$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta \quad [N]$$

kde: P_1 – přenášený výkon hnacím kolem [kW]

r_1 – poloměr roztečné kružnice hnacího kola [m]

n_1 – otáčky hnacího kola [min^{-1}]

Síly stejné velikosti působí podle principu akce a reakce i na kole hnaném. Krouticí moment na hnaném kole pak je:

$$M_{k2} = F_1 \cdot r_2 = i \cdot M_{k1} \quad [Nmm]$$

Při zanedbání ztrát třením je účinnost ozubení $\eta_z = 1$.

Pro kolo se šikmými zuby je typická axiální síla F_a , jejíž velikost je přímo úměrná $\text{tg}\beta$. Úhly β se proto nevolí příliš velké, běžně $\beta = 8^\circ$ až 18° .

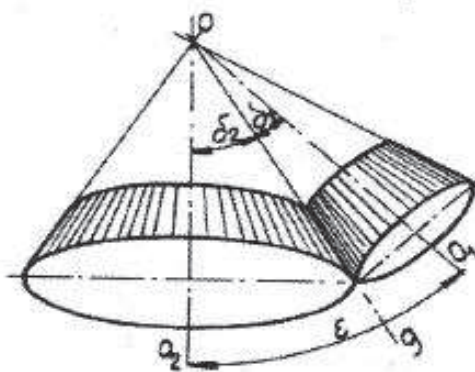
[1]

3.2 Kuželová valivá soukolí

Valivá kuželová soukolí s kuželovými koly slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi různoběžnými hřídeli. Základem kuželového soukolí jsou dva odvalovací kužele (roztečné), které se dotýkají v povrchové přímce a které mají společný vrchol v průsečíku os obou hřídelů (obr.14). [1] [3]

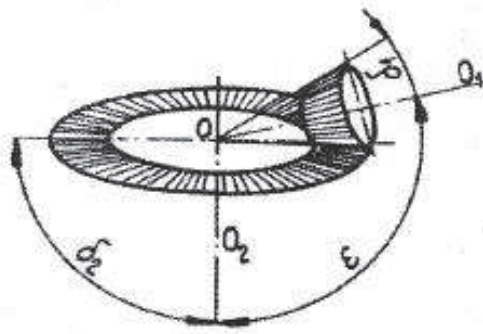
Podle vzájemné polohy os a smyslu otáčení rozdělujeme kuželová soukolí na:

- vnější, u kterých je úhel roztečné kružnice kužele pastorku δ_1 a kola δ_2 menší nebo rovný 90° . Z výrobních důvodů je výhodnější, je-li úhel $\varepsilon=90^\circ$ (obr.14)



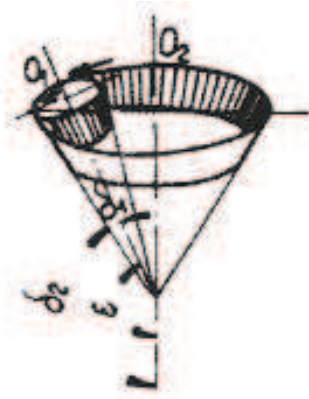
Obr.14. Vnější kuželové soukolí

- základní, nebo také soukolí kuželové s rovinným kolem, jehož $\delta_1 < 90^\circ$ a $\delta_2 = 90^\circ$. Název je odvozen od jejich použití jako základu pro výpočet i výrobu kuželových soukolí (obr.15)



Obr.15. Základní kuželové soukolí

- vnitřní, jestliže $\delta_1 < 90^\circ$ a $\delta_2 > 90^\circ$, potom $\epsilon > 90^\circ$ a odvalovací (roztečný) kužel pastorku se odvaluje po vnitřním plášti velkého kuželového ozubeného kola (obr.16).

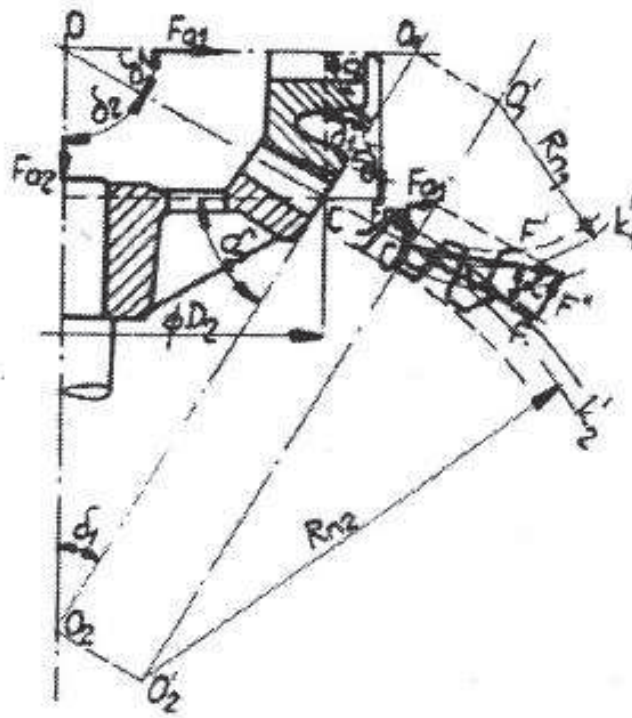


Obr.16. Vnitřní kuželové soukolí

[1]

Z uvedených třech hlavních druhů ozubení se nejčastěji vyskytuje kuželové soukolí vnější s úhlem $\epsilon=90^\circ$. Podle tvaru bočních křivek ozubení rozdělujeme kuželová kola se zuby rovnými, šikmými, kruhovými, evolventními, spirálovými a epicykloidními. [1]

Zobrazení skutečného profilu těchto kol je v porovnání s koly s čelním ozubením složitější. Valící plochy nejsou válce, ale kužely a profil, který vytváří bod na stykové přímce a jeví se ve skutečné velikosti a tvaru na čelní ploše, která už není rovinou, ale je to koule. Kulová plocha se nedá rozvinout do roviny a proto na ni nemůžeme vyznačovat profily zubů. K přibližnému zobrazení těchto zubů volíme rovinu kolmou ke stykové přímce OC, která protne osy kol v bodech O_1 a O_2 , které jsou vrcholy tzv. doplňkových kuželů O_1AC a O_2BC (obr.17). [1]



17. Schéma kuželového soukolí

Přibližné profily zubů, záběr atd. se vyšetřují na rovinném plášti těchto doplňkových kuželů. Profily zubu vytváříme tak, jako by poloměry myšlených roztečných kružnic byly R_{n1} a R_{n2} , avšak rozteč a modul, jakož i výšky zubů bereme podle skutečných počtu zubů z_1 a z_2 a poloměru $R_1 = D_1/2$ a $R_2 = D_2/2$. Velikost zubů na myšlených roztečných kružnicích k_1' a k_2' o poloměrech R_{n1} a R_{n2} se zvětší, jak odpovídá zvětšená poloměru R_1 na R_{n1} a R_{n2} . Poněvadž

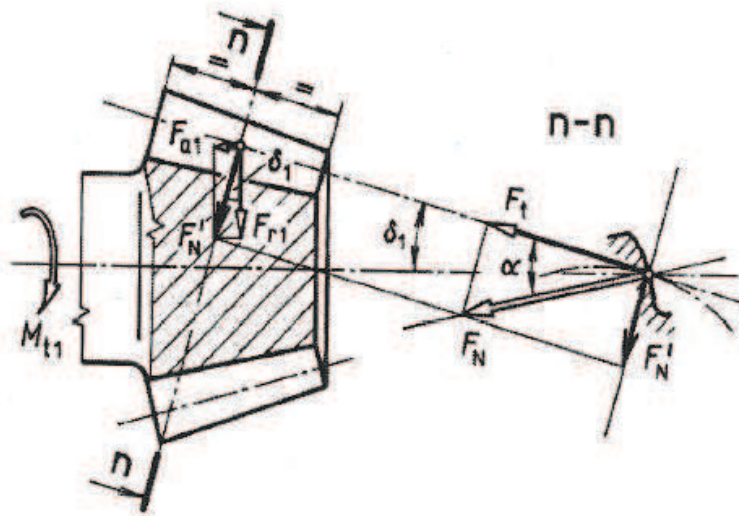
$$R_{n1} = \frac{R_1}{\cos\delta_1} \quad a \quad R_{n2} = \frac{R_2}{\cos\delta_2} \quad [mm]$$

budou počty zubů těchto kol roztečných kol:

$$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} \quad a \quad z_{n2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2} \quad [1]$$

Na sledovaný člen soukolí např. pastorek (obr.18), působí dvě funkční veličiny silové:

- krouticí moment M_k (M_t), přiváděný hřídelem a zpravidla známý i co do velikosti
- osamělá síla F_N jako výslednice silového působení ze strany protikola, její působíště se klade do středního příčného řezu na pólovou površku,



Obr.18. Silové poměry v kuželovém soukolí

Vektor F_N rozložíme do tří vzájemně kolmých složek (obr.18), složka tečná F_t , radiální F_r a axiální F_a . Řešení vychází z normálního řezu zubem, kde vektor F_N vystupuje ve skutečné velikosti. Přenáší-li kuželové soukolí obvodovou sílu F_t , bude normálová síla mezi zuby rovna:

$$F_N = \frac{F_t}{\cos \alpha} \quad [N]$$

radiální síla pak:

$$F_{r1} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 \quad [N]$$

a axiální síla:

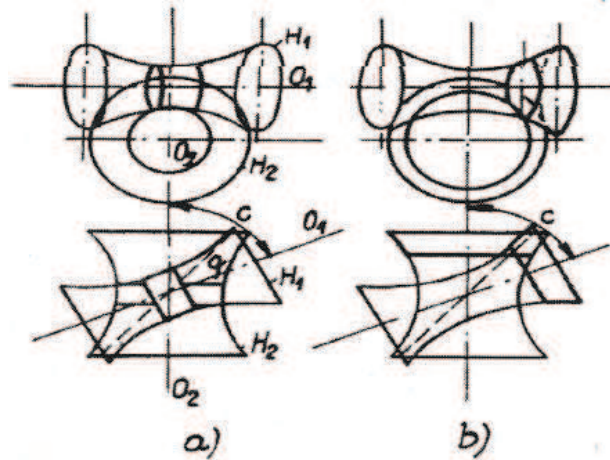
$$F_{a1} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 \quad [N]$$

[1]

3.3 Šroubová soukolí

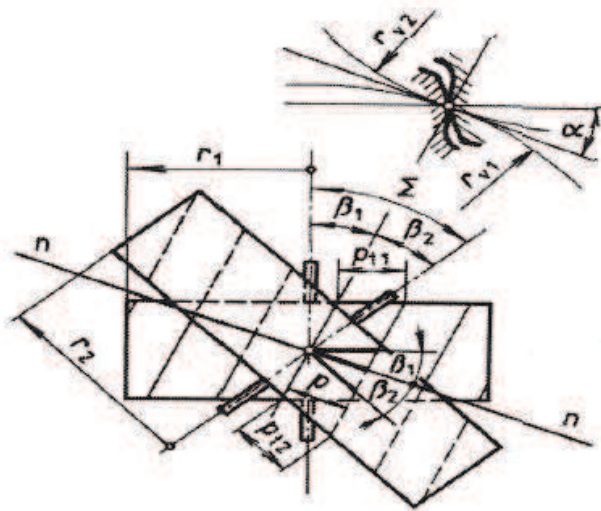
Šroubová soukolí slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi mimoběžnými hřídeli. Na rozdíl od valivých ozubení se kola po sobě nejen odvalují, ale taky posouvají ve směru stykové přímky, čímž vzniká pohyb šroubový. Ideálem pro spojení těchto mimoběžných hřídelů by bylo soukolí se dvěma rotačními hyperboloidy H_1 a H_2 , které vzniknou otáčením společné tvořící přímky kolem os O_1 a O_2 (obr.19a). Výroba takového ozubení však dosud není prakticky vyřešena, proto se nahrazují tyto hyperboloidy buď válci – ve střední části hyperboloidy (obr.19a vyznačeno silnou konturou) a nazýváme je válcové

šroubové soukolí, nebo kužely – z okrajových částí hyperboloidů (silně vyznačeno na obr.19b) a nazýváme je kuželové šroubové soukolí. [1] [3]



Obr.19. Válcové a kuželové šroubové soukolí

Válcové šroubové soukolí (obr.20) se skládá v podstatě ze dvou čelních ozubených kol se šikmými zuby. Roztečné válce se navzájem dotýkají v jediném bodě. Jejich osy spolu svírají úhel $\delta \leq 90^\circ$, zpravidla však $\delta = 90^\circ$. Aby účinnost šroubového soukolí byla co největší, bývá úhel sklonu β_1 hnacího kola (poloměr r_1) větší než úhel sklonu β_2 hnaného kola (poloměr r_2). Mají-li se kola otáčet v obou směrech, pak bývá $\beta_1 = \beta_2$. Záběr u těchto ozubení je bodový a proto vznikají mezi zuby vysoké měrné tlaky a tím rychle opotřebení. Velké axiální tlaky vyžadují také bezpečné zachycení v ložiskách a způsobuje další ztráty na přenášeném výkonu a opotřebení. Předností je klidný a tichý chod. S ohledem na uvedenou charakteristiku tohoto ozubení je výhodné pro přenos malých výkonů, používají se pro pohony otáčkoměrů, rychloměrů a jiných drobných přístrojů. Převodový poměr se volí $i = 1$ až 5, to znamená, že končí tam, kde začíná šroubové šnekové soukolí. [1]



Obr.20. Válné šroubové soukolí

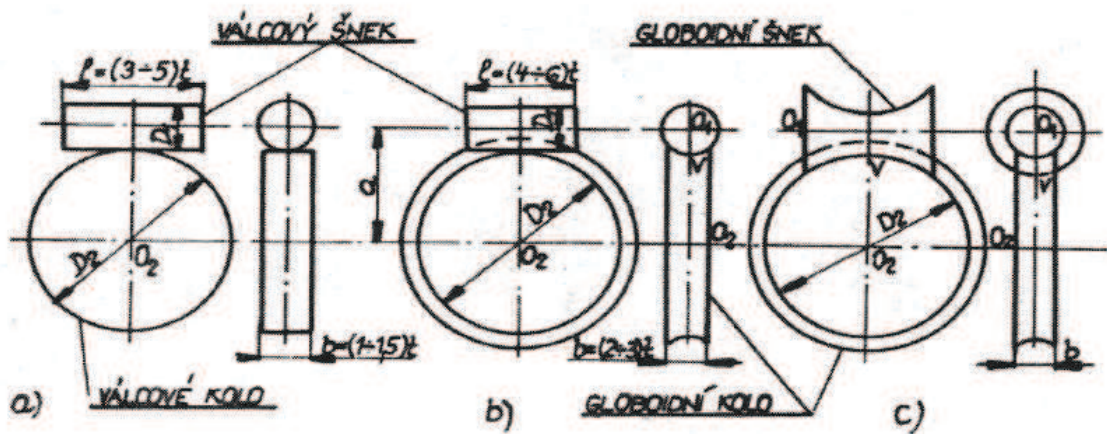
Kuželové šroubové soukolí nahrazuje vnější části hyperboloidních ploch dvěma kuželovými koly (obr.19), soukolí nazýváme hypoidní. Zuby jsou po celé délce kruhové nebo evolventně zakřiveny. Od normálních kuželových kol se tato hypoidní soukolí liší tím, že jejich osy se neprotínají ve společném vrcholu obou roztečných kuželů, nýbrž jej míjejí, takže potom může být hřídel jednoho i druhého kola uložen v ložiskách po obou stranách kol. Hypoidní kola mají klidný a tichý chod, proto se používají v převodových mechanismech motorových vozidel (diferenciál, redukční skříně apod.). [1]

3.4 Šneková soukolí

Šneková soukolí slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi dvěma mimoběžnými hřídeli v místě nejkratší příčky, úhel mimoběžných os bývá nejčastěji kolmý. V přiblížení je možno šnekové soukolí považovat za zvláštní případ šroubového soukolí válcového u něhož počet zubů jednoho kola (zpravidla hnacího) klesl na minimum ($z_1=1,2,3$ atd.) Šířka tohoto kola překračuje několikanásobně roztečný průměr, takže ozubený člen připomíná jednoduchý nebo více chody šroub, je označován jako šnek a spolu zabírající člen je šnekové kolo. Podle tvaru těles se šneková soukolí dělí na:

- soukolí válcová – šnek i šnekové kolo mají tvar válců (obr.21a)
- soukolí smíšená – šnek je válcový, kolo globoidní (obr.21b)
- soukolí globoidní – šnek i šnekové kolo mají tvar globoidů (obr.21c)

[3]



Obr.21. Provedení šnekových soukolí

Boční křivky profilu zubů šneku v čelní rovině mohou být spirální (Archimedova spirála), evolventní popřípadě obecné (obvykle takové, aby tvary zubů šneků v normálové rovině měly tvar lichoběžníku). [1]

Šnekové soukolí mohou přenášet velké výkony (50 až 60kW, jsou však převody i pro $P = 200\text{kW}$), v jednom stupni jsou schopná realizovat vysoké převodové poměry $i = 10$ až 80. Mají přitom malé rozměry, nízkou hmotnost a jsou konstrukčně účelné (kompaktní). Vyznačují se klidným a tichým chodem a mohou být navržena jako samotný převod. [1]

Nevýhodou je velký skluz v ozubení, způsobující vyšší ztráty třením a tím i nižší účinnost převodu, snaha o zlepšení vede k použití neželezných kovů na věnce šnekových kol. Výroba ozubení je náročnější a dražší, jeho životnost bývá vinou opotřebení nižší než u soukolí valivých. [1]

3.4.1.1 Výpočet šnekového soukolí

Při stanovení rozměru ozubení šneku i šnekového kola musíme rozlišovat profil zubu osový, normálový a čelní a také modul osový. U šneku je každý závit jedním zubem a proto počet závitů (chodu) šneku se rovná počtu zubů z_1 (jednoduchý $z_1=1$, dvouchodý $z_2=2$, atd.). Se stoupajícím počtem zubů šneku se zmenšují ztráty ve šnekovém soukolí, a proto volíme počet zubů co největší (až do 7). [1]

Mezi počtem zubů z_1 šneku, osovou roztečí t_x a stoupáním šneku L platí vztah:

$$L = t_x \cdot z_1 \quad [mm]$$

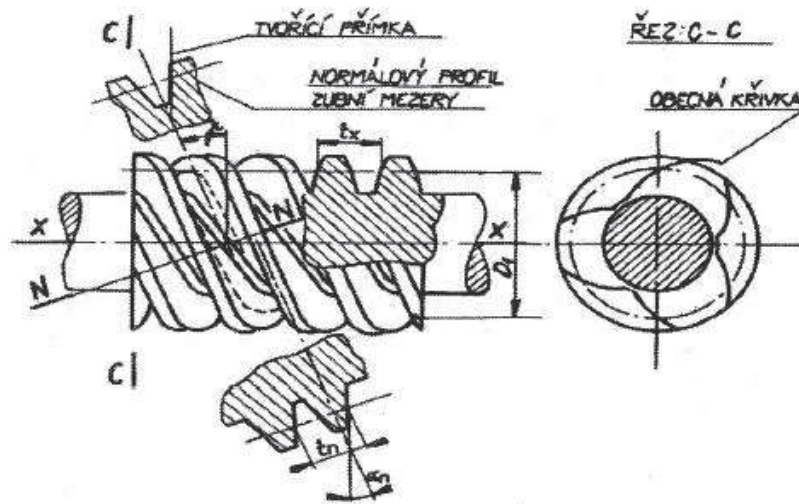
osovou rozteč můžeme vyjádřit

$$t_x = \pi \cdot m_x \quad [mm]$$

osový modul pak bude

$$m_x = \frac{t_x}{\pi} \quad [mm]$$

Rozměry ozubení v normálové rovině N – N (obr.22):



Obr.22. Šnek

$$t_n = t \cdot \cos \gamma \quad [mm]$$

$$m_n = \frac{t_n}{\pi} = \frac{t_x \cdot \cos \gamma}{\pi} = \frac{\pi \cdot m_x \cdot \cos \gamma}{\pi} = m_x \cdot \cos \gamma \quad [mm]$$

kde: γ – úhel stoupání šroubovice šneku $[\circ]$

Úhel stoupání γ na roztečném válci:

$$\tan \gamma = \frac{L}{\pi \cdot D_1} = \frac{z_1 \cdot t_x}{\pi \cdot D_1} = \frac{z_1 \cdot m_x}{D_1} \quad [1]$$

kde: D_1 – průměr roztečné kružnice (obr.22) $[mm]$

Úhel γ volíme s ohledem na počet zubů a na požadavek samosvornosti.

Průměry šneku jsou normalizovány a volí se obvykle v závislosti na osovém modulu m_x .

Délka šneku l – musí obsahovat celé záběrové pole a aby byly v záběru aspoň dva zuby:

$$l = k \cdot z_2 \quad [mm]$$

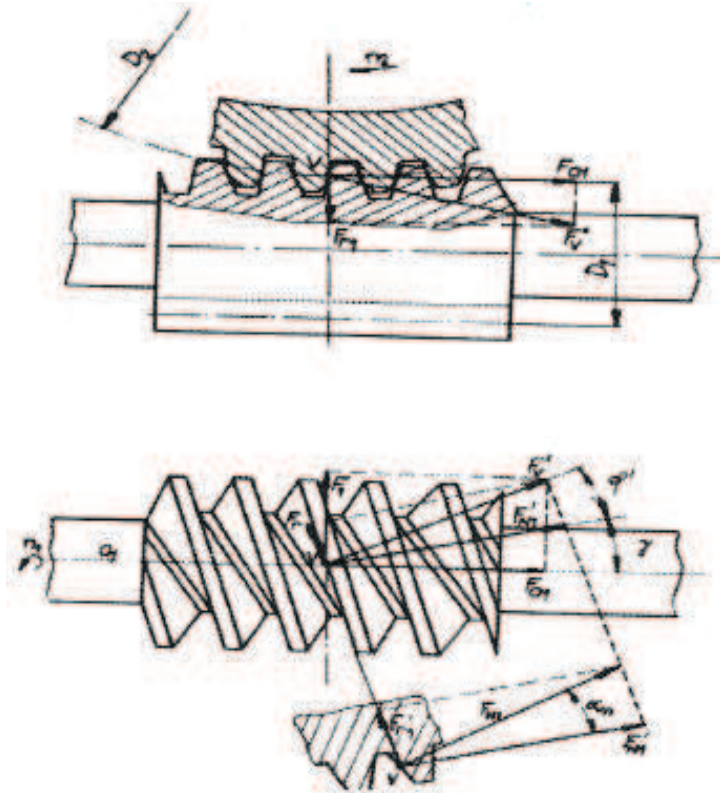
kde k – součinitel závislý na počtu zubů kola z_2 $[1]$

Průměr roztečné kružnice šnekového kola D_2 :

$$\pi \cdot D_2 = z_2 \cdot t_x$$

$$D_2 = z_2 \cdot m_x \quad [mm]$$

Při záběru působí zub šneku normálovou silou F_{N1} , která je kolmá na bok zubu (obr.23).



Obr.23. Silové poměry na šneku

Současně vzniká tření:

$$F_T = F_{N1} \cdot f \quad [N]$$

kde: f – součinitel tření

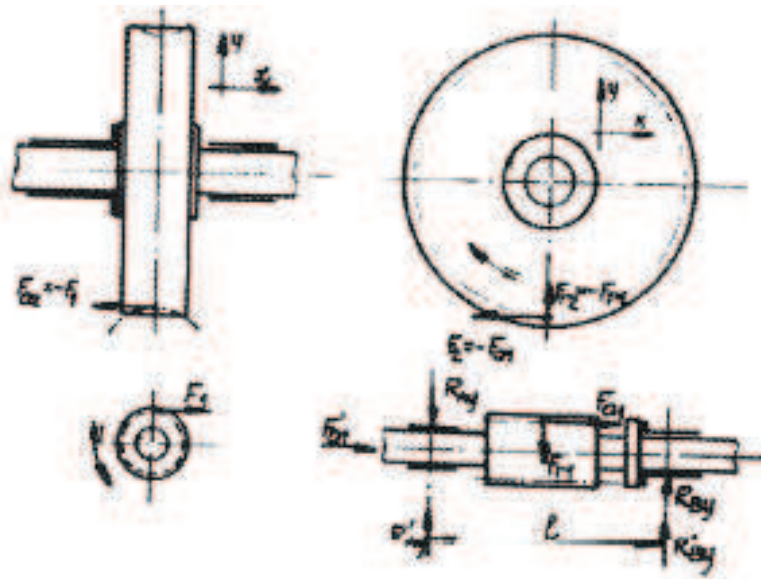
Promítneme do této roviny i normálovou sílu F_{N1} a dostaneme složku F'_{N1} :

$$F'_{N1} = F_{N1} \cdot \cos \alpha_n \quad [N]$$

Složení sil v tečné rovině F_{N1} a F_T dostaneme výslednici F'_v , která svírá se silou F'_{N1} úhel φ' . Jestliže platí $f = \tan \varphi$

$$\tan \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha_n} \quad [1]$$

Rozložením výsledné síly F'_v do dvou složek obdržíme obvodovou sílu F_1 působící ve směru obvodové rychlosti a osovou sílu F_{a1} (obr.24). Ze vztahu:



Obr.24. Rozklad sil na šneku

$$\operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = \frac{F_1}{F_{a1}}$$

určíme velikost axiální síly:

$$F_{a1} = \frac{F_1}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} \quad [N]$$

Velikost radiální síly:

$$F_{r1} = F_{N1} \cdot \sin \alpha_n = F'_{N1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = F'_V \cdot \cos \varphi' \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \quad [N]$$

Protože platí:

$$\sin(\gamma + \varphi') = \frac{F_1}{F'_V} \quad \Rightarrow \quad F'_V = \frac{F_1}{\sin(\gamma + \varphi')}$$

Potom:

$$F_{r1} = \frac{F_1 \cdot \cos \varphi' \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\sin(\gamma + \varphi')} \quad [N]$$

Síly působící na kolo jsou:

- obvodová síla $F_2 = -F_{a1}$
- osová síla $F_{a2} = -F_1$
- radiální síla $F_{r2} = -F_{r1}$

Mezi obvodovými silami na kolech platí vztah:

$$F_1 = F_{a1} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') - F_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \quad [N]$$

Reakce v ložiskách budou vyvolávat všechny tři složky sil F_1 , F_2 , F_{a1} (obr.24). Axiální síla F_{a1} vyvolává osovou sílu F'_{a1} a moment, který vyvolává reakce R_{Ay} R_{By} o velikosti:

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{F_{a1} \cdot R_1}{l} \quad [N]$$

Obvodová síla na šneku F_1 vyvolá vodorovné reakce R_{AZ} , R_{BZ} za předpokladu, že působí uprostřed délky šneku:

$$R_{AZ} = R_{BZ} = \frac{F_1}{2} \quad [N]$$

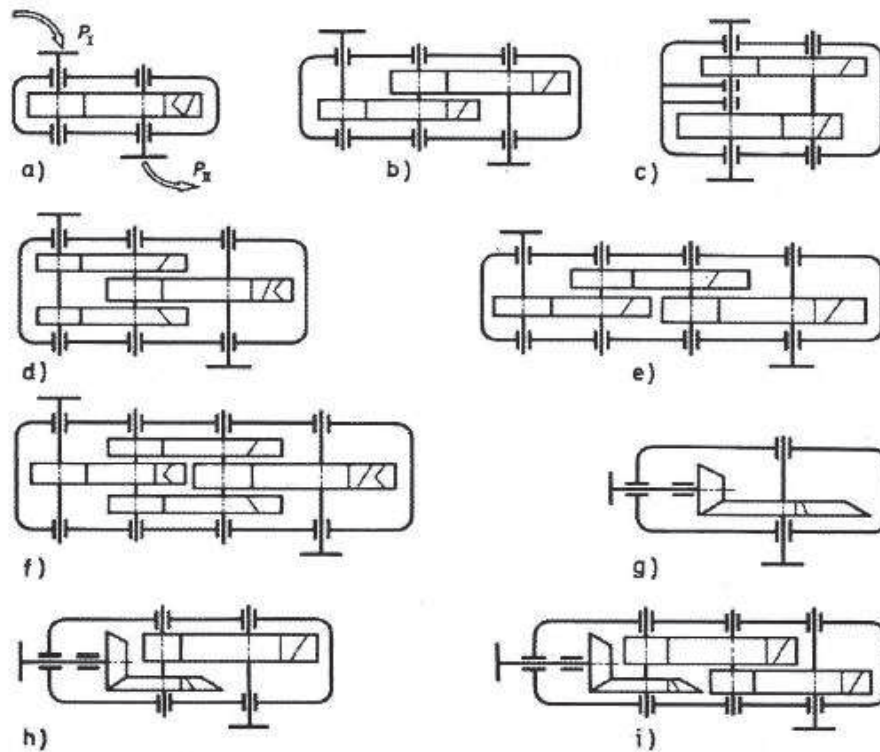
[1]

3.5 Převodové skříně

Převodové skříně (převodovky) jsou strojní celky určené pro přenos a přeměnu výkonu, krouticích momentů a otáček zpravidla pomocí ozubeného soukolí. Obvykle se vkládají mezi motor a pracovní stroj. Poněvadž většina pracovních strojů má provozní otáčky nižší, než otáčky motorů, jsou běžnější převodovky do pomalá (reduktory) než převodovky do rychlá (multiplikátory). Kromě těchto základních funkcí mohou mít převodovky i funkce další, jako např. změnu smyslu otáčení (reverzaci), změnu polohy a směru os, rozdělení silového toku z jednoho hřídele vstupního do dvou nebo více hřídelů výstupních aj. Vyrábějí se podle typizovaných řad, které pokrývají široké spektrum požadavků. [1] [3]

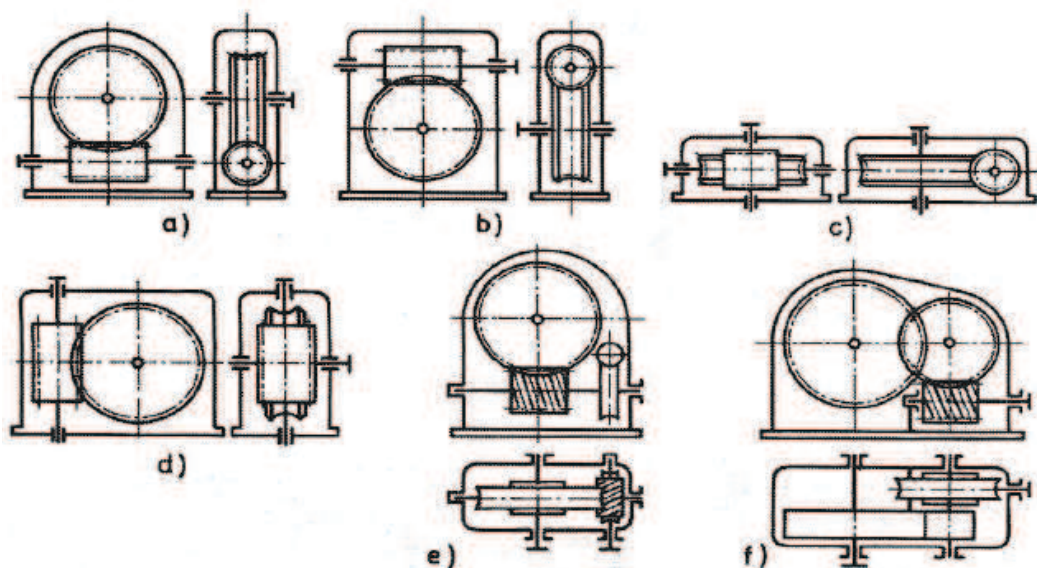
Základními charakteristikami převodovek je výkon a otáčky na vstupním hřídeli, celkový převodový poměr i_c , celková účinnost η_c a požadovaná životnost (zpravidla 20 až $50 \cdot 10^3$ hod). [1] [3]

Rozhodující vliv na celkovou koncepci převodovky má velikost převodového poměru i_c . Schémata základních typů převodovek sestavených ze soukolí valivých na obr.25. Při malých i_c se zpravidla vystačí s jedinou dvojicí kol (obr.25a,g), je vhodný pro $1 \leq i_c \leq 8(10)$, s koly kuželovými $1 \leq i_c \leq 4$. Dvoustupňové převodovky jsou častější, jsou vhodné pro $6 \leq i_c \leq 40(60)$ (obr.25b,c,h). Pro převodové poměry $40 \leq i_c \leq 200$ jsou vhodné třístupňové převodovky (obr.25e,f,i) v současné době se obvykle nahrazují převodovkami planetovými nebo šnekovými. [1] [3]



Obr.25. Schéma základních typů převodovek sestavených ze soukolí valivých

Na obr.26 jsou schémata základních typů převodovek šnekových a kombinovaných. Nejběžnější jsou jednostupňové šnekové převodovky (obr.26a,b,c,d) se šnekem válcovým nebo globoidním, jsou vhodné pro přenos středních a velkých výkonů s převodem $10 \leq i_c \leq 80(100)$. Dvoustupňové šnekové převody a různé kombinace převodů šnekových s valivými jsou méně časté (obr.26e,f). [1] [3]



Obr.26. Schémata základních typů převodovek šnekových a kombinovaných

4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Hřídelové spojky slouží k přenosu točivého pohybu a točivého momentu z hnacího stroje na hnaný souosými i různoběžnými hřídeli, protínající se pod ostrým úhlem. Slouží také k ochraně celého soustrojí před přetížením, popř. i k utlumení torzních kmitů. Spojky se používají i k usnadnění montáže, nebo z výrobních důvodů. Spojka se skládá ze tří členů: hnacího, hnaného a spojovacího. [2]

Dle ČSN 02 6400 rozdělujeme spojky dle přenosu točivého momentu na mechanicky neovládané spojky, mechanicky ovládané spojky, hydraulické spojky, elektrické spojky a magnetické spojky

Velikost spojky se určuje podle:

- a) **provozního součinitele K**: vychází z předpokladu, že výpočtový krouticí moment spojky M_v , zahrnující vlivy a okolnosti zvyšující namáhání spojky, musí být větší než jmenovitý krouticí moment hnacího zařízení M .

$$M = 9,557 \frac{P}{n} \quad [N.m]$$

kde P – výkon hnacího stroje [kW]

n – otáčky hnacího stroje [min^{-1}]

pak

$$M_v = K \cdot M = K \cdot 9550 \frac{P}{n} \quad [N.m]$$

Provozní součinitel K [1] se volí podle druhu hnacího stroje v rozmezí 1-5,3.

- b) **náhradní soustavy**: vyznačuje se tím, že soustrojí rozdělí na hnací na hnanou stranu. Nahrazení je provedeno tuhým rotačním tělesem o stejném momentu setrvačnosti jakou má soustava před náhradou. Spojení mezi hnací a hnanou částí náhradní soustavy se uplatňuje tuhosti pružného spojení obou stran. Velikost spojky se stanoví po určení výpočtového momentu spojky.
- c) **podrobného dynamického výpočtu**: určí se hmotnostní momenty setrvačnosti a torzní tuhosti. [1]

4.1 Mechanický neovládané spojky

Mechanicky neovládané spojky jsou v praxi nejpoužívanějšími spojkami. Mechanicky neovládané spojky se rozdělují dle tabulky 1.

Mechanicky neovládané spojky	nepružné	pevné	trubkové
			korýtkové
			přírubové
			kotoučové
			s čelními zuby
		vyrovnávací	axiální
			radiální
			kloubové
	pružné	lineární	s kovovými členy
			s nekovovými členy
		nelineární	s kovovými členy
			s nekovovými členy

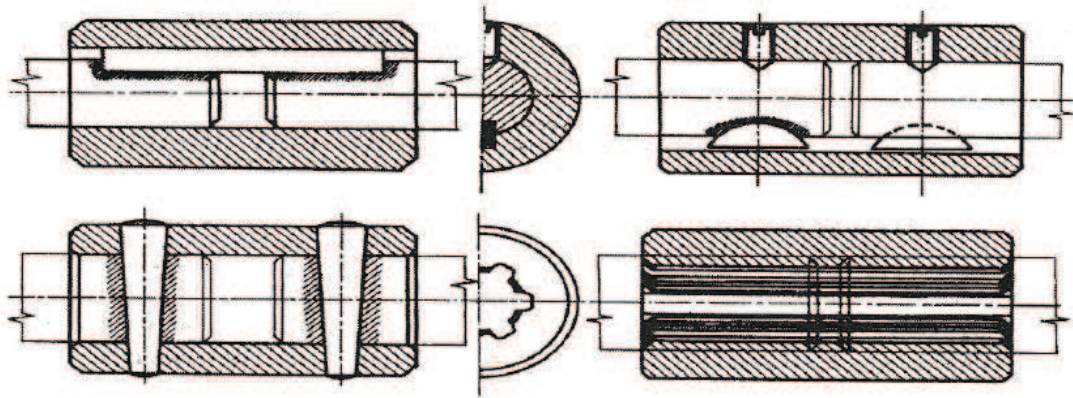
Tab.1. Rozdělení mechanicky neovládaných spojek

4.1.1 Nepružné spojky

Nepružné spojky se používají k tuhému spojení hnaného a hnacího hřídele. Nepružné spojky mohou být pevné a vyrovnávací. [1]

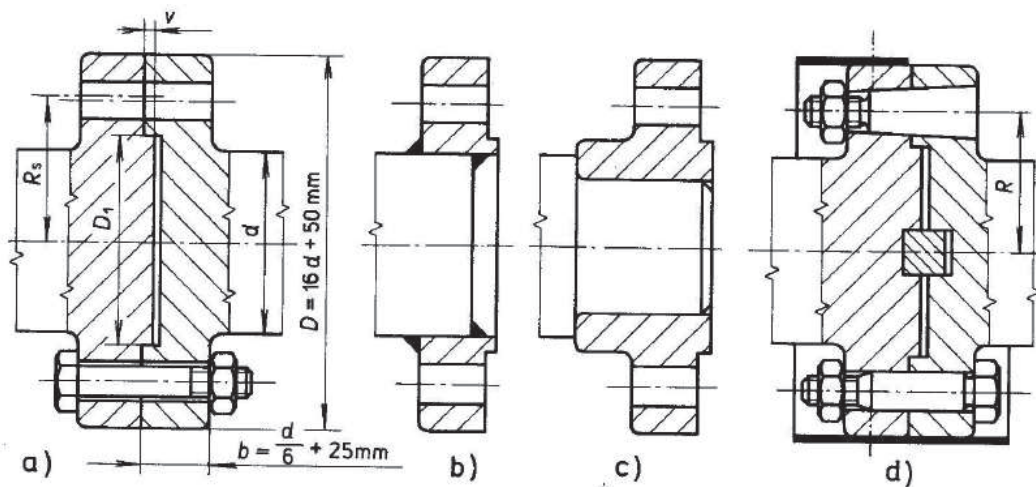
4.1.1.1 Pevné spojky

Nejběžnějším typem pevné spojky je **spojka trubková** (obr.27). Skládá se s tlustostěnné trubky (objímky) nasazené na konce obou hřídelů, společného pera, nebo dvou kuželových nebo válcových kolíků, nebo dvou per a šroubů, nebo konce hřídelů jsou opatřeny drážkováním. [1]



Obr.27. Konstrukční provedení trubkových spojek

Spojka přírubová má vykovány příruby buď přímo na hřídeli (obr.28a), nebo přivařeny na hřídeli (obr.28b), popř. nataženy na hřídel za tepla (obr.28c), pro rázová zatížení má úpravu podle obr.28d. Přenáší se jimi velké kroučící momenty, zpravidla proměnné velikosti. Příruby jsou vždy vzájemně středěné a spojené šrouby (zalícované nebo s kuželovým dříkem). [1]



Obr.28. Provedení přírubové spojky

Kroučící moment se při klidném zatížení přenáší třením ve styčných plochách (obr.28a). Kontrolní výpočet se provádí podle rovnic:

$$M_V \leq f \cdot i \cdot F \cdot R_S = f \cdot i \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \sigma_D \cdot R_S \quad [N \cdot mm]$$

Počet šroubů pak je:

$$i = \frac{M_V}{f \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \sigma_D \cdot R_S} \quad [1]$$

kde: f – součinitel tření mezi přírubami ($f = 0,15-0,20$) [1]

F – přítláčná síla jednoho šroubu [N]

R_S – střední poloměr tření $R_S = \frac{1}{4}(D_1 + D)$ [mm]

i – počet šroubů [1]

d_1 – průměr jádra šroubu [mm]

σ_D – dovolené napětí v tahu ve šroubech ($\sigma_D=80-100$) [MPa]

[1]

Kotoučová spojka vznikla konstrukční úpravou přírubové spojky (obr.29). Je velmi rozšířená, spolehlivá, konstrukčně i výrobně jednoduchá. Používá se pro přenos velkých krouticích momentů, které mohou být střídavé i nárazovité. Kotouče spojky jsou nasazeny na konce hřídelů s pery nebo jsou na ně nalisovány a jsou vzájemně středěné. Pro menší obvodové rychlosti ($v < 45 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) jsou vyrobeny ze šedé litiny, pro větší rychlosti se vyrábějí z oceli nebo oceli na odlitky. Kotouče jsou k sobě přitlačeny šrouby ($i = 4-10$, dle průměru hřídele). Krouticí moment se přenáší třením ve styčných plochách. Kotoučové spojky jsou vhodné pro spojování svislých hřídelů o různém průměru. Jsou typizovány pro průměry hřídelů 25-200mm. Hřídel kotoučové spojky se kontroluje na krut, kontrolní výpočet přenášeného krouticího momentu dle obr.29a pak je: [1]

$$M_V = i \cdot F \cdot f \cdot R_S = i \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \sigma_D \cdot f \cdot R_S = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot \tau_{Ds} \quad [N \cdot mm]$$

Osová síla v jednom šroubu:

$$F = \frac{M_V}{i \cdot f \cdot R_S} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \sigma_D \quad [N]$$

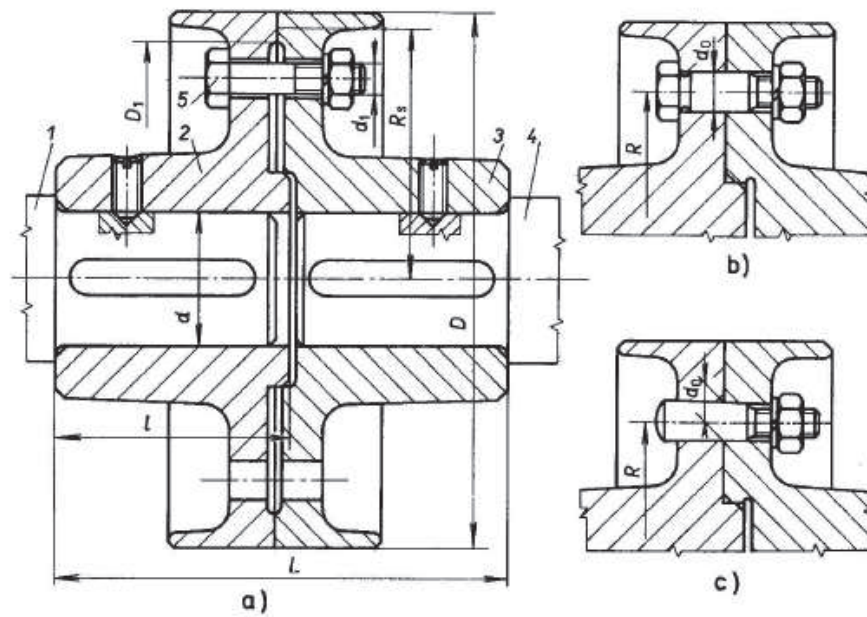
Tlak ve styčné ploše se kontroluje dle vztahu:

$$p = \frac{i \cdot F}{\frac{\pi}{4}(D^2 - D_1^2)} \leq p_D \quad [MPa]$$

kde: τ_{Ds} – dovolené napětí hřídele ve stříhu ($\tau_{Ds} = 30 - 50$) [MPa]

σ_D – dovolené napětí v tahu šroubu [MPa]

p_D – dovolený měrný tlak [MPa]



Obr.29. Kotoučová spojka

[1]

Při proměnlivých krouticích momentech jsou šrouby do kotoučů zalicovány (obr.29b) nebo se kotouče spojí kuželovými čepy (obr.29c). Spojovací součásti jsou v tomto případě namáhány na stříh: [1]

$$M_V = i \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot \tau_{DS} \cdot R \quad [N \cdot mm]$$

kde: d_0 – průměr šroubu (čepu) [mm]

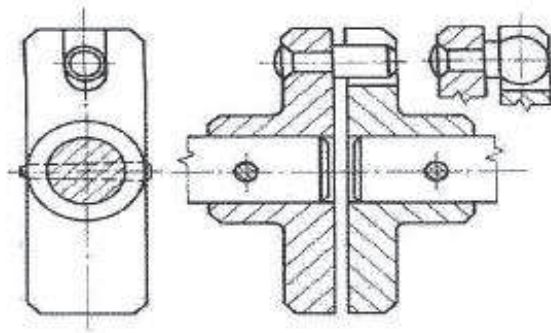
τ_{DS} – dovolené napětí šroubu (čepu) ve stříhu ($\tau_{DS} = 20 - 30$) [MPa]

R – roztečný poloměr šroubu [mm]

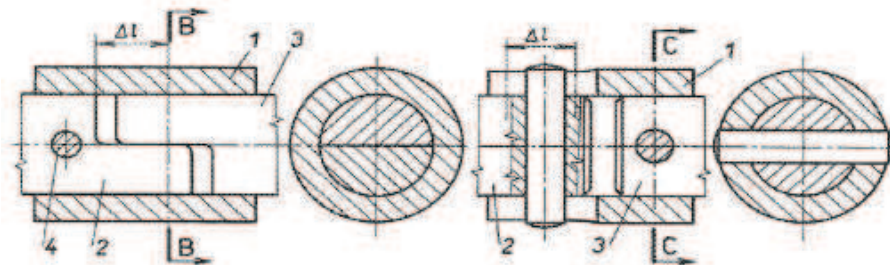
[1]

4.1.1.2 Vyrovnávací spojky

Mezi spojky vyrovnávací, které při přenosu krouticího momentu dovolují osové dilatace, přesazení os, úhlové výchylky, nebo současný nejnepříznivější případ osových dilatací, přesazení os a úhlových výchylek. Do této skupiny patří spojky kolíkové (obr.30), trubkové (obr.31), ozubcové, zubové, křížové, řetězové, kloubové, kuličkové atd. [1]



Obr.30. Vyrovňovací spojka kolíková



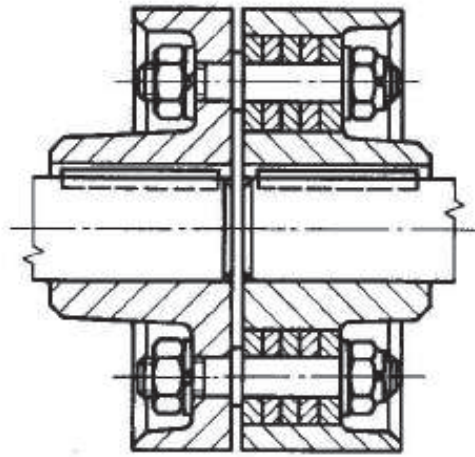
Obr.31. Spojka vyrovnávací trubková

4.1.2 Pružné spojky

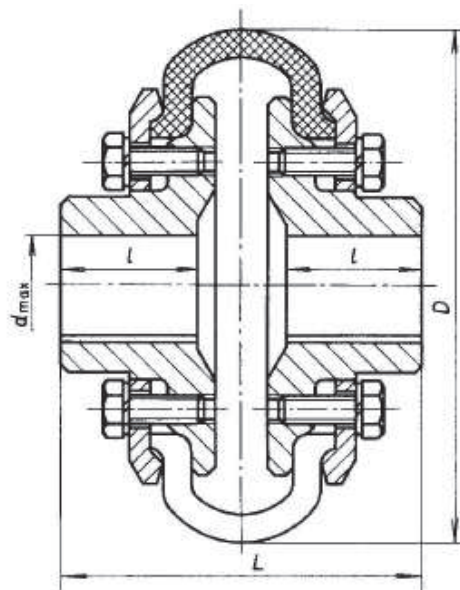
Patří k nejpoužívanějším druhům mechanických spojek. Ke spojení hnací a hnané části spojky dochází jedním nebo více pružnými články, které jsou buď z kůže, pryže, oceli nebo plastů (PUR, PA). Pružné spojky umožňují spojení ne souosých hřídelů, dovolují určité osové nebo úhlové výchylky a dovolují jisté pootočení obou částí spojky proti sobě. Pružící elementy umožní též tlumení torzních i vybuzených kmitů. Na použitém pružném materiálu jeho tvaru a způsobu upevnění ve spojce závisí charakteristika spojky, což je veličina určující pružící vlastnosti spojky. Získá se ze závislosti krouticího momentu na úhlu natočení obou polovin spojky při zatěžování a následném odlehčení. Lineární pružící charakteristiku má ocel, naproti tomu pryž, kůže a plasty dávají většinou nelineární charakteristiku a to buď progresivní, nebo degresivní. [1]

V technické praxi se používá značné množství různých typů pružných spojek lišících se konstrukčním provedením a pružícím materiálem, např. kotoučová spojka s koženými kroužky (obr.32), kotoučová spojka s pryžovými články (obdoba kotoučové s koženými kroužky, ale místo kůže je použita pryž), obroučová spojka (Periflex) (obr.33), se šroubovými válcovými pružinami, spojka Bibby – kotouče mají po obvodě podélné drážkování,

do nichž je hadovitě vložená vinutá ocelová pružina obdélníkového průřezu, vícenásobná membránová (měchová) – umožňuje i osové dilatace, spojka s články z plastů (PA) – články se ukládají vně i uvnitř do kruhových prstenců, které tvoří vyztužení, aj. [1]



Obr.32. Kotoučová spojka
s koženými kroužky



Obr.33. Obručová spojka (Periflex)

4.2 Mechanický ovládané spojky

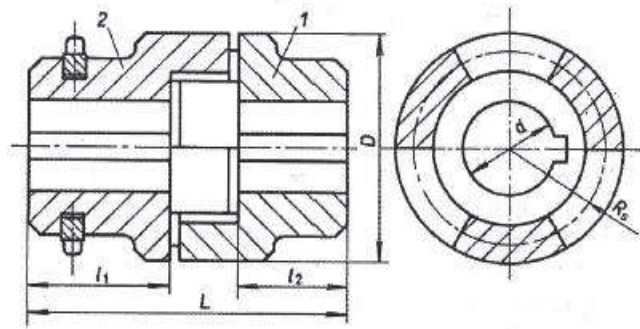
Pro zaručení pracovního cyklu technologických zařízení často musíme přerušit práci stroje a znova jej zapnout. Tento pracovní režim umožní uskutečnit mechanicky ovládané spojky, Rozdělujeme je dle následující tabulky 2. [1]

Mechanicky ovládané spojky	výsuvné	hydraulicky	zasouvané za klidu	
			zasouvané za pohybu	třecí čelní
				třecí kuželové
				třecí válcové
	pneumaticky			
	elektricky			
	mechanicky			
	pojistné	s rozrušitelnými prvky		
		vysmekávací		
		prokluzovací		
	rozběhové	se záběrem neřízeným		
		se záběrem řízeným		
		se záběrem programovatelným		
	volnoběžné			

Tab.2. Rozdělení mechaniky ovládaných spojek

4.2.1 Výsuvné spojky

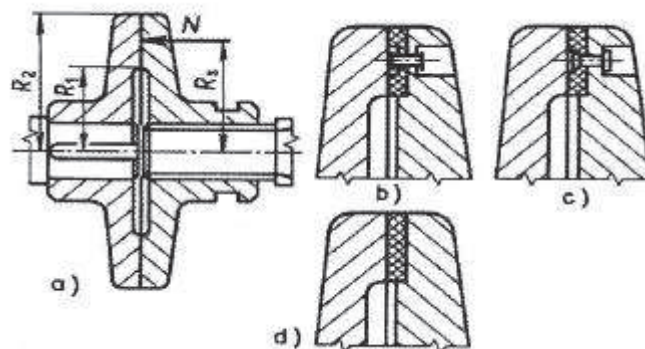
Výsuvné spojky dovolují spojení nebo rozpojení hnacího a hnaného hřídele za klidu nebo za pohybu. Rozdělují se na zubové a třecí. U zubových spojek (obr.34) se přenáší krouticí moment ozubení na čelní nebo válcové ploše. Zubové spojky se zasouvají za klidu nebo ve speciálních případech za pohybu. Zuby čelních ozubených spojek jsou nejčastěji trojúhelníkového nebo lichoběžníkového tvaru. Pro chod v obou směrech se volí zuby symetrické, pro jednostranný chod se volí zuby nesymetrické. [1]



Obr.34. Zubová výsuvná spojka

Třecí spojky přenášejí krouticí moment třecími silami, které vznikají mezi činnými plochami spojky. Všechny třecí spojky umožňují vypínání a zapínání během provozu při plném zatížení a nevyžadují složitou obsluhu. Výhodou těchto spojek je snadná regulace přítláčné síly, nevýhodou je, že vyžadují poměrně přesnou souosost hnacího a hnaného hřídele. [1]

Třecí spojky mají jen zřídka jednu třecí plochu, staví se buď jako čelní třecí spojky (obr.35a), nebo jako kuželové třecí spojky (obr.36). Na obr.35 je vidět obložení třecích ploch, na obr.35b,c je obložení přinýtováno a na obr.35d je nalepeno na jednu z třecích ploch. Čelní třecí spojky mají větší počet čelních třecích ploch (z důvodu menších rozměrů) jako čelní lamelové spojky.[1]



Obr.35. Čelní třecí spojka

Princip výpočtu třecí spojky vychází z předpokladu, že krouticí moment M_v se musí přenést třením.

U lamelové spojky podle obr. 35 je:

$$M_v = i \cdot f \cdot N \cdot R_s \quad [N \cdot mm]$$

Přítláčná síla N pak je:

$$N = \frac{M_V}{i \cdot f \cdot R_S} \quad [N]$$

kde: i – počet třecích ploch [1]

f – součinitel tření [1]

N – přítláčná síla ve stykové ploše [N]

R_s – střední třecí poloměr [mm]

Tlak ve stykové ploše (nezávisí na počtu lamel):

$$p = \frac{N}{S} = \frac{N}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)} \leq p_D \quad [MPa]$$

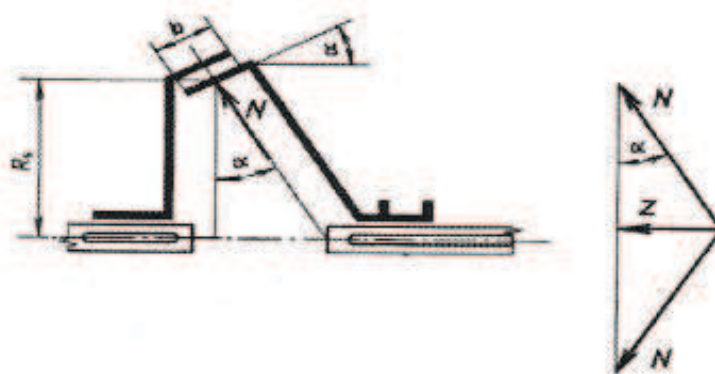
kde: S – styková plocha lamel (rozhoduje styk plocha jedné lamely) [mm²]

D_2, D_1 – vnější a vnitřní průměr obložení [mm]

p_D – dovolený měrný tlak [MPa]

[1]

U kuželové třecí spojky podle obr.36 je:



Obr.36. Schéma kuželové třecí spojky

$$M_V = f \cdot N \cdot R_S = f \cdot \frac{Z}{\sin \alpha} \cdot R_S \quad [N \cdot mm]$$

a zasouvací (přítláčná) síla:

$$Z = \frac{M_V \cdot \sin \alpha}{f \cdot R_S} \quad [N]$$

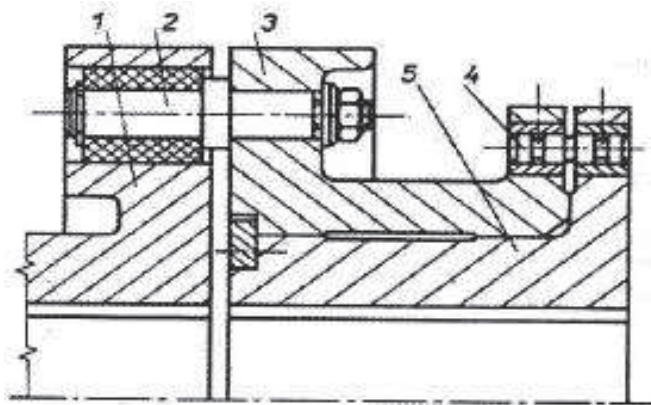
Tlak ve stykové ploše:

$$p = \frac{N}{2 \cdot \pi \cdot R_S \cdot b} = \frac{M_V}{2 \cdot \pi \cdot R_S^2 \cdot b \cdot f} \leq p_D \quad [MPa]$$

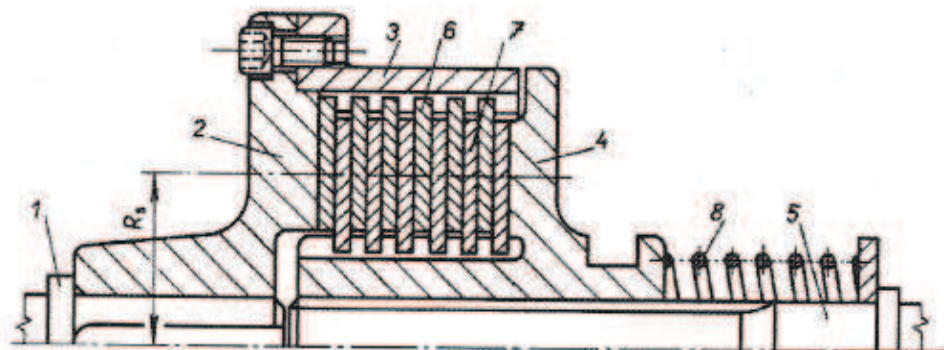
Hodnoty p_D a f jsou stejné jako u lamelových spojek. Podle druhu obložení se volí úhel kužele $\alpha = 12-20^\circ$. [1]

4.2.2 Pojistné spojky

V provozu některých strojů dochází k přetížení, důsledkem čehož může dojít ke kritické deformaci až k porušení některého členu technologického zařízení. Aby se tomuto zabránilo jsou do kinematického řetězce zařazeny pojistné spojky, jejichž funkce je v okamžiku přetížení přerušit přenos krouticího momentu z hnaného na hnaný hřídel. Jakmile poklesne zatížení, spojka znovu automaticky spojí funkční celky, stroj pracuje dál. Pojistné spojky dělíme na spojky s rozrušitelnými prvky (střížný kolík) (obr.37), spojky vysmekávací a na spojky prokluzovací (obr.38). [1]



Obr.37. Pojistná spojka se střížným kolíkem



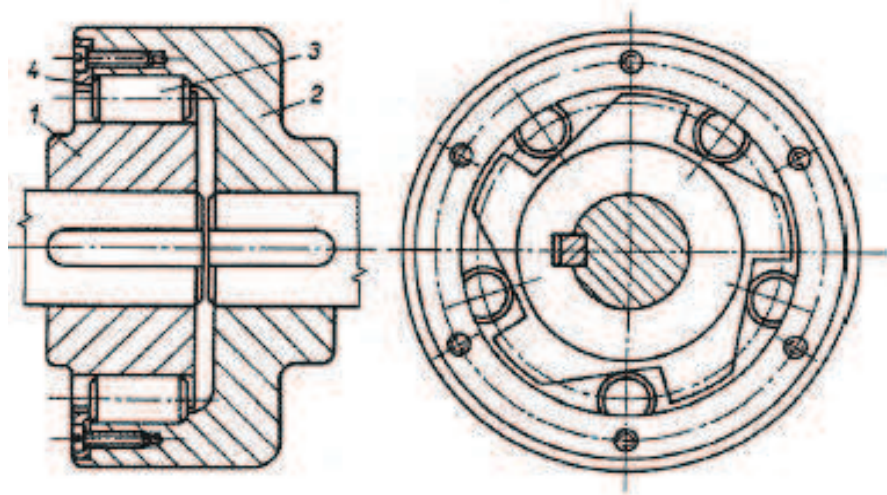
Obr.38. Třecí lamelová spojka prokluzovací

4.2.3 Rozběhové spojky

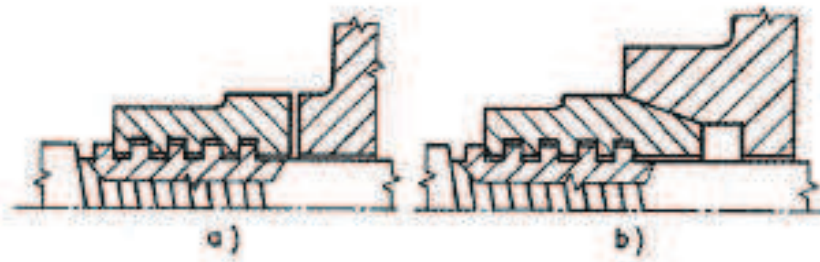
Rozběhové spojky jsou spojky s automatickým zapínáním po dosažení určitých otáček. Pracují na principu odstředivé síly. Umožňují rozběh bez zatížení u těch hnacích strojů, u kterých se krouticí moment mění v závislosti na otáčkách, např. u asynchronních elektromotorů s kotvou nakrátko, spalovacích motorů vznětových. Používají se rozběhové spojky s neřízeným záběrem, se záběrem řízeným pružinami a se zpožděným programovatelným záběrem. [1]

4.2.4 Volnoběžné spojky

Volnoběžné spojky umožňují spojení hnacího a hnaného hřídele při otáčení pouze v jednom směru. Předbíhá-li např. hnaná část, spojení se automaticky přeruší. Volnoběžná spojka působí taky ve směru otáčení jako závora, proti směru otáčení jako volnoběh. Z hlediska konstrukce a směru působení sil rozdělujeme volnoběžky na radiální (obr.39) – ke spojení hnací a hnané strany slouží válečky a axiální (obr.40.) kde hnací část je šroub s posuvnou maticí, která má buď čelní (obr.40a) nebo kuželovou (obr.40b) třecí plochu, ke které se šroub posune při otáčení v jednom směru, v opačném se vzdálí a nespojí obě strany. [1]



Obr.39. Volnoběžná radiální spojka



Obr.40. Volnoběžná axiální spojka

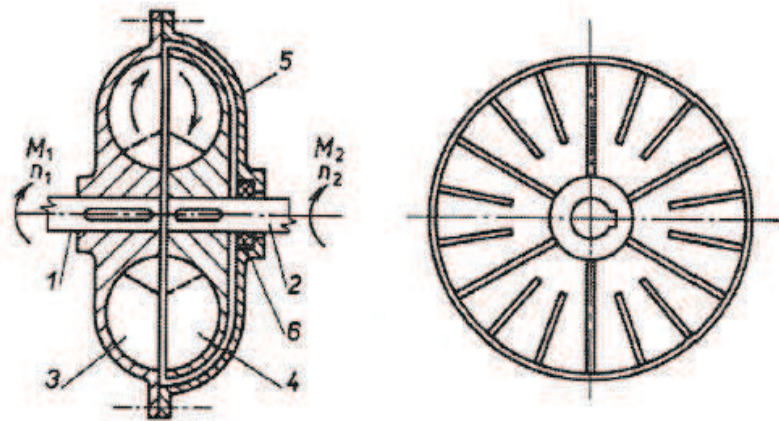
4.3 Hydraulické spojky

Hydrostatické spojky pro přenos krouticího momentu využívají hydrodynamický nebo hydrostaticky účinek kapaliny. Hydraulické spojky rozdělujeme dle tabulky 3.

Hydraulické spojky	hydrodynamické	s uzavřeným okruhem	neřízené
			samočinně řízené
			řízené
	s otevřeným okruhem		
hydrostatické			

Tab.3. Rozdělení hydraulických spojek

U hydrodynamické spojky (obr.41) čerpadlové kolo (odstředivé čerpadlo) je poháněno hnacím strojem, který uděluje protékající kapalině kinetickou energii. Tuto energii přejímá turbínové kolo (turbína) a předává ji hnanému stroji s nímž je spojeno. Oběh je umožněn rozdílem tlaku kapaliny v čerpadlovém a turbínovém kole, rozdílem tlaků se překonávají odpory proti pohybu kapaliny v mezi lopatkových kanálech kol. K tomu je třeba, aby čerpadlové kolo mělo větší otáčky než turbínové kolo, spojka je v podstatě skluzová. [1]



Obr.41. Hydrodynamická spojka

4.4 Elektrické spojky

Pro přenos středně velkých krouticích momentů se v technologických zařízeních používají elektrické spojky pracující na indukčním principu, jako spojky rozběhových i pojistných. Rozdělujeme je na asynchronní (s kotvou vířivou nebo klecovou) a synchronní (s reduktanční a s buzenou kotvou) (tab.4). [1]

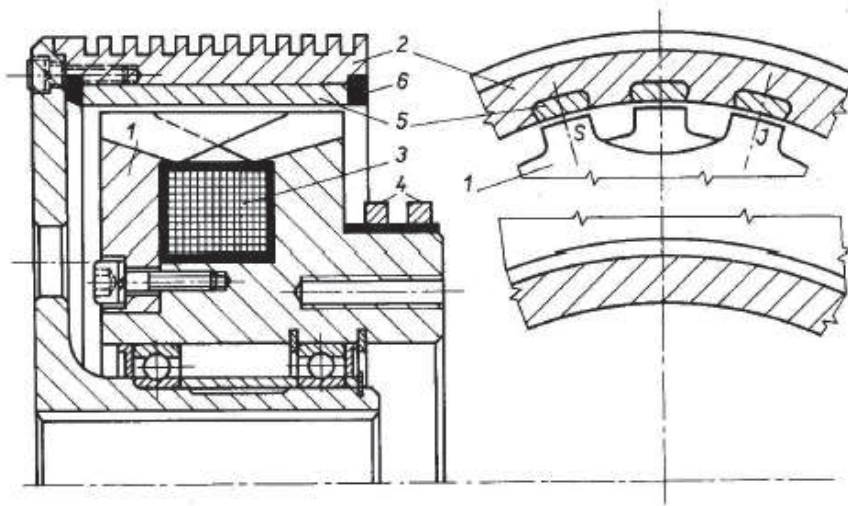
Elektrické spojky	asynchronní	s vířivou kotvou
		s klecovou kotvou
	synchronní	s reluktanční kotvou
		s buzenou kotvou

Tab.4. Rozdělení elektrických spojek

Jejich výhodou je možnost snadného rozběhu zařízení s velkou setrvačnou hmotou, snadné řízení rychlosti změnou buzení při stálém i proměnlivém krouticím momentu, bezpečné zajištění ochrany hnacího i hnaného stroje před náhlým přetížením a možnost tlumení rázů při pružném spojení obou částí. Nevýhodou jsou poměrně značné ztráty přenášeného výkonu, které jsou úměrné skluzu a přenášenému krouticímu momentu. [1]

Elektrické indukční spojky se skládají ze dvou rotačních částí, z nichž jedna je upevněna na hnacím a druhá na hnaném hřídeli (obr.42). Část spojky, ve které je budicí vinutí s rotační cívkou 3, je magnetové kolo 1, druhá část je kotva 2. Stejnoseměrný budicí proud

je přivádí kroužky 4. Mezi magnetovým kolem a kotvou je malá vzduchová mezera. Magnetové kolo je uloženo v kuličkových ložiskách na náboji hnacího stroje. Ve vybráních kotvy jsou tyče 5 z nemagnetického dobře vodivého materiálu (měď, mosaz). Tyče 5 jsou navzájem spojeny nakrátko kroužkem 6. Počet pólů na magnetovém kole se shoduje s počtem tyčí 5 na kotvě (stejné rozteče). [2]



Obr.42. Elektrická indukční spojka

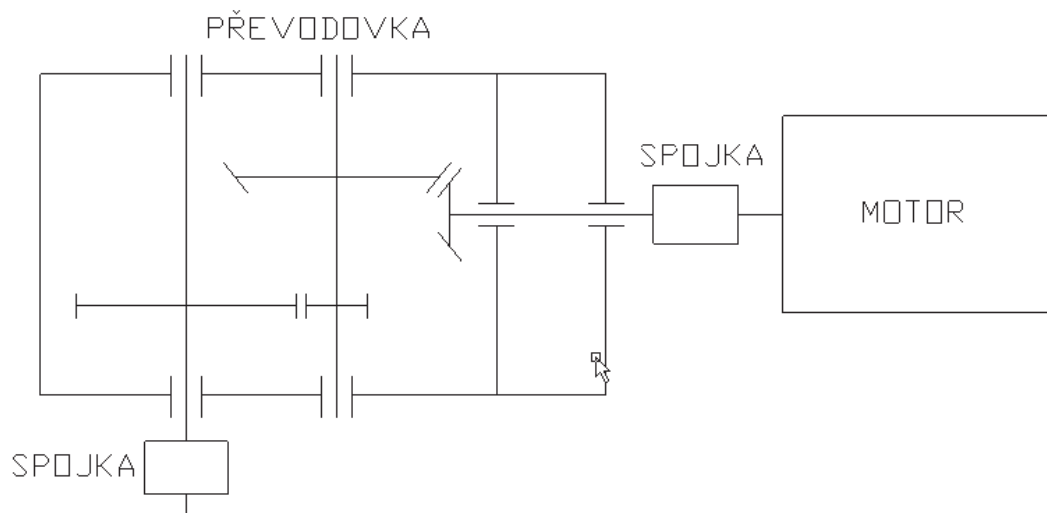
II. PRAKTICKÁ ČÁST

5 NÁVRH POHONU DOPRAVNÍKU PRO PECE

Cílem praktické části je návrh pohonu dopravníku pro pec na úpravu křemíkových desek dle daných konstrukčních parametrů.

5.1 Zadané konstrukční parametry

- výkon: 2000W
- výstupní otáčky: $n_v=50 \text{ min}^{-1}$
- prostorové uspořádání dle schématu:



Obr. 43. Schéma pohonu dopravníku

6 NÁVRH ELEKTROMOTORU

Volím trojfázový asynchronní elektromotor určený k pohonu průmyslových zařízení od firmy Siemens: 1LA7 133-8AB10.

Parametry motoru pro výpočet:

- výkon: $3\text{kW} = 3000\text{W}$
- účinnost: 0,74
- otáčky: $n_m = 700\text{ min}^{-1}$
- jmenovitý krouticí moment: 40 Nm
- průměr výstupního hřídele: 38mm

6.1 Výpočet skutečného výkonu elektromotoru

$$P_s = P_M \cdot \mu_M = 3000 \cdot 0,74 = 2220\text{W}$$

7 NÁVRH PŘEVODOVKY

7.1 Návrh převodového poměru

Dle vstupních a výstupních otáček z převodovky:

$$i_{1,3} = \frac{n_m}{n_v} = \frac{700}{50} = 14$$

Jednotlivé převodové poměry:

- pro kuželové soukolí: $i_{1,2} = 3,5$

- pro čelní soukolí: $i_{2,3} = 4$

Kontrola převodového poměru:

$$i_{1,3} = i_{1,2} \cdot i_{2,3} = 3,5 \cdot 4 = 14$$

7.2 Stanovení otáček převodů:

$$n_1 = n_m = 700 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{700}{3,5} = 200 \text{ min}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{2,3}} = \frac{200}{4} = 50 \text{ min}^{-1}$$

7.3 Stanovení krouticích momentů:

$$M_{k1} = \frac{P_s \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{2220 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 700} = 30,285 \text{ Nm}$$

$$M_{k2} = i_{1,2} \cdot M_{k1} = 3,5 \cdot 30,285 = 105,996 \text{ Nm}$$

$$M_{k3} = i_{2,3} \cdot M_{k2} = 4 \cdot 105,996 = 423,984 \text{ Nm}$$

7.4 Stanovení ozubených soukolí:

7.4.1 Kuželové soukolí:

Volba materiálu ozubeného kola a pastorku dle [4]: ocel 15 241.

7.4.1.1 Stanovení počtu zubů:

Volím počet zubů $z_1 = 20$

$$z_2 = z_1 \cdot i_{1,2} = 20 \cdot 3,5 = 70$$

7.4.1.2 Stanovení modulu:

Dle [4] [1] $c = 10\text{MPa}$, $\psi = 15$.

$$m_{1,2} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k1}}{c \cdot \psi \cdot z_1}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{30285}{10 \cdot 15 \cdot 20}} = 1,859$$

Dle ČSN 01 4608 volím modul $m_{1,2} = 2$.

7.4.1.3 Stanovení hlavních rozměrů:

Průměr roztečné kružnice pastorku: $D_1 = m_{1,2} \cdot z_1 = 2 \cdot 20 = 40\text{mm}$

Průměr roztečné kružnice kola: $D_2 = m_{1,2} \cdot z_2 = 2 \cdot 70 = 140\text{mm}$

Úhel roztečného kužele kola:

$$\text{tg } \delta_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{70}{20} = 74,05^\circ$$

Úhel roztečného kužele pastorku:

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90 - 74,05 = 15,95^\circ$$

Výška hlavy zubu: $h_{a1,2} = m_{1,2} = 2\text{mm}$

Výška paty zubu: $h_{f1,2} = 1,25 \cdot m_{1,2} = 1,25 \cdot 2 = 2,5\text{mm}$

Průměr hlavové kružnice pastorku:

$$D_{a1} = D_1 + 2 \cdot h_{a1,2} \cdot \cos \delta_1 = 40 + 2 \cdot 2 \cdot \cos 15,95 = 43,85\text{mm}$$

Průměr hlavové kružnice kola:

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_{a1,2} \cdot \cos \delta_2 = 140 + 2 \cdot 2 \cdot \cos 74,05 = 141,1\text{mm}$$

Průměr patní kružnice pastorku:

$$D_{f1} = D_1 - 2 \cdot h_{f1,2} \cdot \cos \delta_1 = 40 - 2 \cdot 2,5 \cdot \cos 15,95 = 35,19\text{mm}$$

Průměr patní kružnice kola:

$$D_{f2} = D_2 - 2 \cdot h_{f1,2} \cdot \cos \delta_2 = 140 - 2 \cdot 2,5 \cdot \cos 74,05 = 138,63 \text{ mm}$$

Šířka ozubení:

$$b_{1,2} = 0,25 \cdot 0,5 \cdot m_{1,2} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,25 \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot \sqrt{20^2 + 70^2} = 18,2 \text{ mm} \gg 20 \text{ mm}$$

Rozteč: $t_{1,2} = \pi \cdot m_{1,2} = \pi \cdot 2 = 6,283 \text{ mm}$

7.4.2 Čelní soukolí:

Volba materiálu ozubeného kola a pastorku dle [4]: ocel 15 241.

7.4.2.1 Stanovení počtu zubů:

Volím počet zubů $z_3 = 20$

$$z_4 = z_3 \cdot i_{2,3} = 20 \cdot 4 = 80$$

7.4.2.2 Stanovení modulu:

Dle [4] [1] $c = 10 \text{ MPa}$, $\psi = 15$.

$$m_{3,4} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k2}}{c \cdot \psi \cdot z_3}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{105996}{10 \cdot 15 \cdot 20}} = 2,82$$

Dle ČSN 01 4608 volím modul $m_{3,4} = 3$.

7.4.2.3 Stanovení hlavních rozměrů:

Průměr roztečné kružnice pastorku: $D_3 = m_{3,4} \cdot z_3 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice kola: $D_4 = m_{3,4} \cdot z_4 = 3 \cdot 80 = 240 \text{ mm}$

Výška hlavy zubu: $h_{a3,4} = m_{3,4} = 3 \text{ mm}$

Výška paty zubu: $h_{f3,4} = 1,25 \cdot m_{3,4} = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice pastorku:

$$D_{a3} = D_3 + 2 \cdot h_{a3,4} = 60 + 2 \cdot 3 = 66 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice kola:

$$D_{a4} = D_4 + 2 \cdot h_{a3,4} = 240 + 2 \cdot 3 = 246 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice pastorku:

$$D_{f3} = D_3 - 2 \cdot h_{f3,4} = 60 - 2 \cdot 3,75 = 52,5mm$$

Průměr patní kružnice kola:

$$D_{f4} = D_4 - 2 \cdot h_{f3,4} = 300 - 2 \cdot 3,75 = 232,5mm$$

Šířka ozubení: $b_{3,4} = \psi \cdot m_{3,4} = 15 \cdot 3 = 45mm$

Rozteč: $t_{3,4} = \pi \cdot m_{3,4} = \pi \cdot 3 = 9,425mm$

Tloušťka zubu:

$$s_{3,4} = \frac{\pi \cdot m_{3,4}}{2} = \frac{\pi \cdot 3}{2} = 4,712mm$$

Tloušťka zubové mezery:

$$s_{u3,4} = \frac{\pi \cdot m_{3,4}}{2} = \frac{\pi \cdot 3}{2} = 4,712mm$$

7.5 Stanovení sil v soukolí:

7.5.1 V kuželovém soukolí:

$$F_{1,2} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 30285}{40} = 1514,25N$$

7.5.2 V čelním soukolí:

$$F_{3,4} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_3} = \frac{2 \cdot 105996}{60} = 3533,2N$$

7.6 Pevnostní kontrola soukolí:

Dle [4] (ocel 15 241): $\sigma_{D0} = 225 \text{ MPa}$, $\sigma_{Dd} = 38,5 \text{ MPa}$, $r_o = 0,6$, $r_d = 0,66$, $y_o = 5$, $y_d = 1,22$

Pro ohyb:

$$c_o = \frac{\sigma_{D0} \cdot r_o}{y_o} = \frac{225 \cdot 0,6}{5} = 27MPa$$

Pro otláčení:

$$c_d = \frac{\sigma_{Dd} \cdot r_d}{y_d} = \frac{38,5 \cdot 0,66}{1,22} = 20,828MPa$$

7.6.1 Dovolené zatížení v kuželovém soukolí:

$$F_{D1,2} = c_{min} \cdot b_{1,2} \cdot \pi \cdot m_{1,2} = 20,828 \cdot 25 \cdot \pi \cdot 2 = 3271,7N$$

$$F_{D1,2} > F_{1,2} = 3271,7N > 1514,25N \gg \text{VYHOVUJE}$$

7.6.2 Dovolené zatížení v čelním soukolí:

$$F_{D3,4} = c_{min} \cdot b_{3,4} \cdot \pi \cdot m_{3,4} = 20,828 \cdot 45 \cdot \pi \cdot 3 = 8833,5N$$

$$F_{D3,4} > F_{3,4} = 8833,5N > 3533,2N \gg \text{VYHOVUJE}$$

7.7 Stanovení hřídelů a ložisek:

Volba materiálu hřídelů dle [4]: ocel 11 500 – $\tau_{DK}=300\text{MPa}$, $\sigma_{DO}=90\text{MPa}$.

7.7.1 Výpočet první hřídele:**7.7.1.1 Výpočet konce hřídele:**

$$\tau = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{1,1}^3} \leq \tau_{DK} \quad \gg \quad d_{1,1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 30285}{\pi \cdot 300}} = 8,01\text{mm}$$

Volba konce hřídele dle [4]: $d_{1,1}=12\text{mm}$.

7.7.1.2 Návrh pera pro konec hřídele:

Tečna síla působící na pero:

$$T_1 = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{1,1}} = \frac{2 \cdot 30285}{12} = 5137,5N$$

Délka pera s podmínky pro stříh:

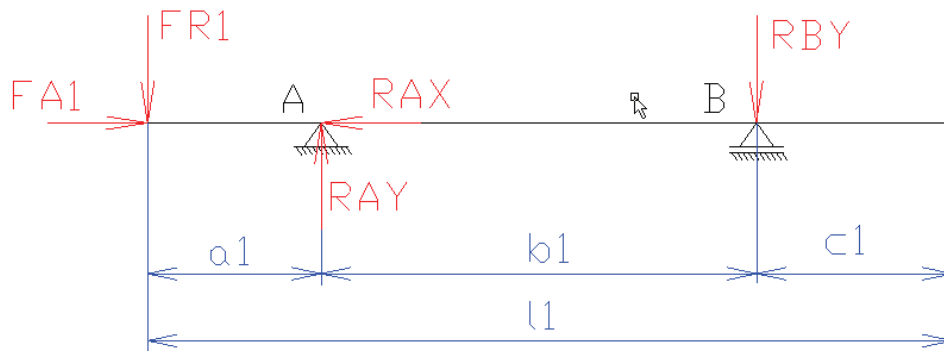
$$\tau_s = \frac{T_1}{b_{1,1} \cdot l_{1,1}} \leq \tau_{SDOV} \quad \gg \quad l_{1,1} = \frac{T_1}{b_{1,1} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{5137,5}{5,85} = 12,1\text{mm}$$

Délka pera s podmínky pro otláčení:

$$p = \frac{T_1}{t_{1,1} \cdot l_{1,1}} \leq p_{DOV} \quad \gg \quad l_{1,1} = \frac{T_1}{t_{1,1} \cdot p_{DOV}} = \frac{5137,5}{2,1 \cdot 100} = 24,46\text{mm}$$

Volba pera dle ČSN 02 2562 [4]: PERO 5e7 x 5 x 25.

7.7.1.3 Reakce, posouvající síly a ohybové momenty:



Obr.44. Silové rozložení na první hřídeli

Délky: $a_1=52,5\text{mm}$, $b_1=80\text{mm}$, $c_1=52,5\text{mm}$, $l_1=185\text{mm}$

Radiální síla: $F_{R1} = F_{1,2} \cdot \text{tg } \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1514,25 \cdot \text{tg } 20 \cdot \cos 74,05 = 151,45\text{N}$

Axiální síla: $F_{A1} = F_{1,2} \cdot \text{tg } \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1514,25 \cdot \text{tg } 20 \cdot \sin 74,05 = 529,92\text{N}$

Reakce:

$$\sum F_X = 0$$

$$F_{A1} - R_{AX} = 0$$

$$R_{AX} = F_{A1} = 529,92\text{N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$-F_{R1} + R_{AY} - R_{BY} = 0$$

$$R_{BY} = R_{AY} - F_{R1} = 250,84 - 151,45 = 99,39\text{N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{R1} \cdot (a_1 + b_1) - R_{AY} \cdot b_1 = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_{R1} \cdot (a_1 + b_1)}{b_1} = \frac{151,45 \cdot (52,5 + 80)}{80} = 250,84\text{N}$$

Posouvající síly:

$$T_I(x_1) = -F_{R1} = -151,45\text{N}$$

$$T_{II}(x_2) = -F_{R1} + R_{AY} = -151,45 + 250,84 = 99,39\text{N}$$

$$T_{III}(x_3) = -F_{R1} + R_{AY} - R_{BY} = -151,45 + 250,84 - 151,45 = 0N$$

Ohybový moment:

$$M_I(x_1 = 0) = -F_{R1} \cdot x_1 = -151,45 \cdot 0 = 0Nm$$

$$M_I(x_1 = 0,0525) = -F_{R1} \cdot x_1 = -151,45 \cdot 0,0525 = -7,951Nm$$

$$\begin{aligned} M_{II}(x_2 = 0) &= -F_{R1} \cdot (a_1 + x_2) + R_{AY} \cdot x_2 = -151,45 \cdot (0,0525 + 0) + 250,84 \cdot 0 \\ &= -7,951Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{II}(x_2 = 0,08) &= -F_{R1} \cdot (a_1 + x_2) + R_{AY} \cdot x_2 \\ &= -151,45 \cdot (0,0525 + 0,08) + 250,84 \cdot 0,08 = 20,7Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{III}(x_3 = 0) &= -F_{R1} \cdot (a_1 + b_1 + x_3) + R_{AY} \cdot (b_1 + x_3) - R_{BY} \cdot x_3 \\ &= -151,45 \cdot (0,0525 + 0,08 + 0) + 250,84 \cdot (0,08 + 0) - 99,39 \cdot 0 \\ &= 20,7Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{III}(x_3 = 0,0525) &= -F_{R1} \cdot (a_1 + b_1 + x_3) + R_{AY} \cdot (b_1 + x_3) - R_{BY} \cdot x_3 \\ &= -151,45 \cdot (0,0525 + 0,08 + 0,0525) + 250,84 \cdot (0,08 + 0,0525) \\ &\quad - 99,39 \cdot 0,0525 = 0Nm \end{aligned}$$

7.7.1.4 Výpočet hřídele pod pastorkem:

$$M_{ORED1} = \sqrt{M_{OMAX1}^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot M_{k1})^2} = \sqrt{20,7^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot 30,825)^2} = 29,742Nm$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ORED1}}{W_o} = \frac{M_{ORED1}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{1,2}^3} \leq \sigma_{DO} \quad \gg \quad d_{1,2} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED1}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 29742}{\pi \cdot 90}} = 14,99mm$$

Volba hřídele dle [4]: $d_{1,2} = 16mm$

7.7.1.5 Návrh pera pod pastorek:

Tečna síla působící na pero:

$$T_2 = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{1,2}} = \frac{2 \cdot 30825}{16} = 3853,125N$$

Délka pera s podmínky pro stříh:

$$\tau_s = \frac{T_2}{b_{1,2} \cdot l_{1,2}} \leq \tau_{SDOV} \quad \gg \quad l_{1,2} = \frac{T_2}{b_{1,2} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{3853,125}{5,85} = 9,1mm$$

Délka pera s podmínky pro otláčení:

$$p = \frac{T_1}{t_{1,2} \cdot l_{1,2}} \leq p_{DOV} \quad \gg \quad l_{1,2} = \frac{T_2}{t_{1,2} \cdot p_{DOV}} = \frac{3853,125}{2,1 \cdot 100} = 18,35 \text{ mm}$$

Volba pera dle ČSN 02 2562 [4]: PERO 5e7 x 5 x 20.

7.7.1.6 Stanovení ložisek:

Dle [4]: X=1, Y=0. Kontrola v místě A (větší radiální rekce). Požadovaná životnost ložisek: L=20 000h.

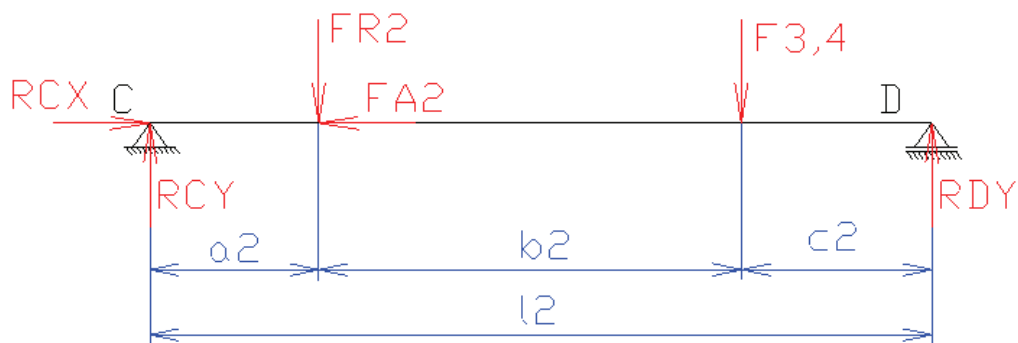
$$F_{LA} = R_{AY} \cdot X + R_{AX} \cdot Y = 250,84 \cdot 1 + 529,92 \cdot 0 = 250,84 \text{ N}$$

$$C_A = \sqrt[3]{\frac{L \cdot 3600 \cdot n_1}{10^6 \cdot 60} \cdot F_{LA}^3} = \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3600 \cdot 700}{10^6 \cdot 60} \cdot 250,84^3} = 2366,8 \text{ N}$$

Dle ČSN 02 4630 [4] volím ložisko s dynamickou únosností C=7200N: LOŽISKO 6004.

7.7.2 Výpočet druhého hřídele:

7.7.2.1 Reakce, posouvající síly a ohybové momenty:



Obr.45. Silové rozložení na druhém hřídeli

Délky: $a_2=37,5\text{mm}$, $b_2=42,5\text{mm}$, $c_2=50\text{mm}$, $l_2=130\text{mm}$

Radiální síla: $F_{R2} = F_{1,2} \cdot \text{tg } \alpha \cdot \cos \delta_2 = 1514,25 \cdot \text{tg } 20 \cdot \cos 15,95 = 529,92 \text{ N}$

Axiální síla: $F_{A2} = F_{1,2} \cdot \text{tg } \alpha \cdot \sin \delta_2 = 1514,25 \cdot \text{tg } 20 \cdot \sin 15,95 = 151,45 \text{ N}$

Reakce:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{CX} - F_{A2} = 0$$

$$R_{CX} = F_{A2} = 151,45 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$-R_{CY} + F_{R2} + F_{3,4} - R_{DY} = 0$$

$$R_{CY} = F_{R2} + F_{3,4} - R_{DY} = 529,92 + 3533,2 - 2327,14 = 1735,98N$$

$$\sum M_C = 0$$

$$-F_{R2} \cdot (a_2) - F_{3,4} \cdot (a_2 + b_2) + R_{DY} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) = 0$$

$$R_{DY} = \frac{F_{R2} \cdot (a_2) + F_{3,4} \cdot (a_2 + b_2)}{(a_2 + b_2 + c_2)} = \frac{529,92 \cdot (37,5) + 3533,2 \cdot (37,5 + 42,5)}{130} \\ = 2327,14N$$

Posouvající síly:

$$T_I(x_1) = R_{CY} = 1735,98N$$

$$T_{II}(x_2) = R_{CY} - F_{R2} = 1735,98 - 529,92 = 1206,06N$$

$$T_{III}(x_3) = R_{CY} - F_{R2} - F_{3,4} = 1735,98 - 529,92 - 3533,2 = -2327,14N$$

Ohybový moment:

$$M_I(x_1 = 0) = R_{CY} \cdot x_1 = 1735,98 \cdot 0 = 0Nm$$

$$M_I(x_1 = 0,0375) = R_{CY} \cdot x_1 = 1735,98 \cdot 0,0375 = 65,1Nm$$

$$M_{II}(x_2 = 0) = R_{CY} \cdot (a_2 + x_2) - F_{R2} \cdot x_2 = 1735,98 \cdot (0,0375 + 0) - 529,92 \cdot 0 \\ = 65,1Nm$$

$$M_{II}(x_2 = 0,0425) = R_{CY} \cdot (a_2 + x_2) - F_{R2} \cdot x_2 \\ = 1735,98 \cdot (0,0375 + 0,0425) - 529,92 \cdot 0,0425 = 116,4Nm$$

$$M_{III}(x_3 = 0) = R_{CY} \cdot (a_2 + b_2 + x_3) - F_{R2} \cdot (b_2 + x_3) - F_{3,4} \cdot x_3 \\ = 1735,98 \cdot (0,0375 + 0,0425 + 0) - 529,92 \cdot (0,0425 + 0) - 3533,2 \cdot 0 \\ = 116,4Nm$$

$$M_{III}(x_3 = 0,05) = R_{CY} \cdot (a_2 + b_2 + x_3) - F_{R2} \cdot (b_2 + x_3) - F_{3,4} \cdot x_3 \\ = 1735,98 \cdot (0,0375 + 0,0425 + 0,05) - 529,92 \cdot (0,0425 + 0,05) \\ - 3533,2 \cdot 0,05 = 0Nm$$

7.7.2.2 Výpočet hřídele pod kuželovým kolem a pastorkem:

$$M_{ORED2} = \sqrt{M_{OMAX2}^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot M_{k2})^2} = \sqrt{116,4^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot 105,996)^2}$$

$$= 137,629 Nm$$

$$\sigma_O = \frac{M_{ORED2}}{W_O} = \frac{M_{ORED2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_2^3} \leq \sigma_{DO} \quad \gg \quad d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED2}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 137629}{\pi \cdot 90}} = 24,97 mm$$

Volba hřídele dle [4]: kuželové kolo- $d_{2,1}=35mm$, pastorek- $d_{2,2}=30mm$.

7.7.2.3 Návrh pera pod kuželové kolo:

Tečna síla působící na pero:

$$T_3 = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{2,1}} = \frac{2 \cdot 105996}{35} = 6056,91 N$$

Délka pera s podmínky pro stříh:

$$\tau_S = \frac{T_3}{b_{2,1} \cdot l_{2,1}} \leq \tau_{SDOV} \quad \gg \quad l_{2,1} = \frac{T_3}{b_{2,1} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{6056,91}{10,85} = 7,13 mm$$

Délka pera s podmínky pro otláčení:

$$p = \frac{T_3}{t_{2,1} \cdot l_{2,1}} \leq p_{DOV} \quad \gg \quad l_{2,1} = \frac{T_3}{t_{2,1} \cdot p_{DOV}} = \frac{6056,91}{3,3 \cdot 100} = 18,35 mm$$

Volba pera dle ČSN 02 2562 [4]: PERO 10e7 x 8 x 20.

7.7.2.4 Návrh pera pod pastorek:

Tečna síla působící na pero:

$$T_4 = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{2,2}} = \frac{2 \cdot 105996}{30} = 7066,4 N$$

Délka pera s podmínky pro stříh:

$$\tau_S = \frac{T_4}{b_{2,2} \cdot l_{2,2}} \leq \tau_{SDOV} \quad \gg \quad l_{2,2} = \frac{T_4}{b_{2,2} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{7066,4}{8,85} = 10,4 mm$$

Délka pera s podmínky pro otláčení:

$$p = \frac{T_4}{t_{2,2} \cdot l_{2,2}} \leq p_{DOV} \quad \gg \quad l_{2,2} = \frac{T_4}{t_{2,2} \cdot p_{DOV}} = \frac{7066,4}{2,9 \cdot 100} = 24,36 mm$$

Volba pera dle ČSN 02 2562 [4]: PERO 8e7 x 7 x 25.

7.7.2.5 Stanovení ložisek:

Dle [4]: $X=1$, $Y=0$. Kontrola v místě D (větší radiální rekce). Požadovaná životnost ložisek: $L=20\ 000h$.

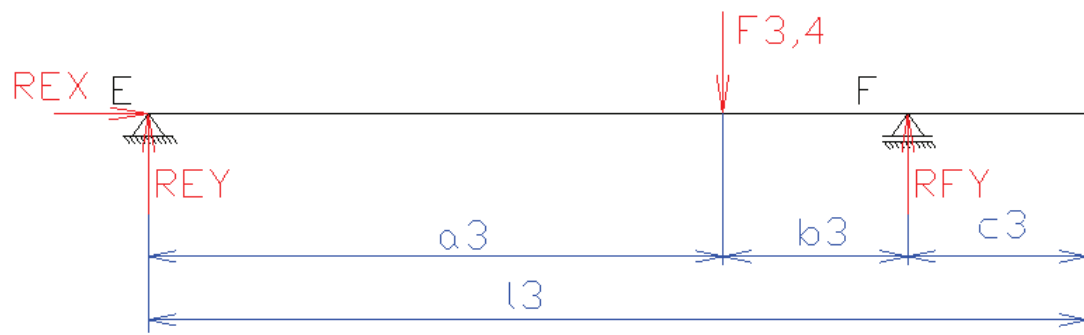
$$F_{LD} = R_{DY} \cdot X + R_{DX} \cdot Y = 2327,14 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 2327,14N$$

$$C_D = \sqrt[3]{\frac{L \cdot 3600 \cdot n_2}{10^6 \cdot 60} \cdot F_{LD}^3} = \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3600 \cdot 200}{10^6 \cdot 60} \cdot 2327,14^3} = 14463,5N$$

Dle ČSN 02 4630 [4] volím ložisko s dynamickou únosností $C=15600N$: LOŽISKO 6305.

7.7.3 Výpočet třetího hřídele:

7.7.3.1 Reakce, posouvající síly a ohybové momenty:



Obr.46. Silové rozložení na třetím hřídeli

Délky: $a_3=80mm$, $b_3=50mm$, $c_3=100mm$, $l_3=230mm$

Reakce:

$$\sum F_X = 0$$

$$R_{EX} = 0$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$-R_{EY} + F_{3,4} - R_{FY} = 0$$

$$R_{EY} = F_{3,4} - R_{FY} = 3533,2 - 2174,28 = 1358,92N$$

$$\sum M_E = 0$$

$$-F_{3,4} \cdot (a_3) + R_{FY} \cdot (a_3 + b_3) = 0$$

$$R_{FY} = \frac{F_{3,4} \cdot (a_{13})}{(a_3 + b_3)} = \frac{3533,2 \cdot (80)}{130} = 2174,28N$$

Posouvající síly:

$$T_I(x_1) = R_{EY} = 1358,92N$$

$$T_{II}(x_2) = R_{EY} - F_{3,4} = 1358,92 - 3533,2 = -2174,28N$$

$$T_{III}(x_3) = R_{EY} - F_{3,4} + R_{DY} = 1358,92 - 3533,2 + 2174,28 = 0N$$

Ohybový moment:

$$M_I(x_1 = 0) = R_{EY} \cdot x_1 = 1358,92 \cdot 0 = 0Nm$$

$$M_I(x_1 = 0,08) = R_{EY} \cdot x_1 = 1358,92 \cdot 0,08 = 108,71Nm$$

$$\begin{aligned} M_{II}(x_2 = 0) &= R_{EY} \cdot (a_3 + x_2) - F_{3,4} \cdot x_2 = 1358,92 \cdot (0,08 + 0) - 3533,2 \cdot 0 \\ &= 108,71Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{II}(x_2 = 0,05) &= R_{EY} \cdot (a_3 + x_2) - F_{3,4} \cdot x_2 = 1358,92 \cdot (0,08 + 0,05) - 3533,2 \cdot 0,05 \\ &= 0Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{III}(x_3 = 0) &= R_{EY} \cdot (a_3 + b_3 + x_3) - F_{3,4} \cdot (b_3 + x_3) + R_{FY} \cdot x_3 \\ &= 1358,92 \cdot (0,08 + 0,05 + 0) - 3533,2 \cdot (0,05 + 0) + 2174,28 \cdot 0 = 0Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{III}(x_3 = 0,1) &= R_{EY} \cdot (a_3 + b_3 + x_3) - F_{3,4} \cdot (b_3 + x_3) + R_{FY} \cdot x_3 \\ &= 1358,92 \cdot (0,08 + 0,05 + 0,1) - 3533,2 \cdot (0,05 + 0,1) + 2174,28 \cdot 0,1 \\ &= 0Nm \end{aligned}$$

Výpočet hřídele pod ozubeným kolem:

$$\begin{aligned} M_{ORED3} &= \sqrt{M_{OMAX3}^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot M_{k3})^2} = \sqrt{108,71^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot 423,984)^2} \\ &= 313,215Nm \end{aligned}$$

$$\sigma_O = \frac{M_{ORED3}}{W_O} = \frac{M_{ORED3}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_3^3} \leq \sigma_{DO} \quad \gg \quad d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED3}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 313215}{\pi \cdot 90}} = 32,85mm$$

Volba hřídele dle [4]: ozubené kolo- $d_{3,1}=50mm$.

7.7.3.2 Návrh pera pod čelní kolo:

Tečna síla působící na pero:

$$T_5 = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_{3,1}} = \frac{2 \cdot 2423984}{50} = 16959,4N$$

Délka pera s podmínky pro stříh:

$$\tau_S = \frac{T_5}{b_{3,1} \cdot l_{3,1}} \leq \tau_{SDOV} \quad \gg \quad l_{3,1} = \frac{T_5}{b_{3,1} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{16959,4}{16,85} = 12,5mm$$

Délka pera s podmínky pro otláčení:

$$p = \frac{T_5}{t_{3,1} \cdot l_{3,1}} \leq p_{DOV} \quad \gg \quad l_{3,1} = \frac{T_5}{t_{3,1} \cdot p_{DOV}} = \frac{16959,4}{3,8 \cdot 100} = 44,63mm$$

Volba pera dle ČSN 02 2562 [4]: PERO 16e7 x 10 x 45.

7.7.3.3 Návrh pera na výstupním konci hřídele:

$$\tau = \frac{M_{k3}}{W_k} = \frac{M_{k3}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{3,2}^3} \leq \tau_{Dk} \quad \gg \quad d_{3,2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k3}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2423984}{\pi \cdot 300}} = 19,3mm$$

Volba konce hřídele dle [4]: $d_{3,2}=38mm$.

Tečna síla působící na pero:

$$T_6 = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_{3,2}} = \frac{2 \cdot 2423984}{38} = 22315N$$

Délka pera s podmínky pro stříh:

$$\tau_S = \frac{T_6}{b_{3,2} \cdot l_{3,2}} \leq \tau_{SDOV} \quad \gg \quad l_{3,2} = \frac{T_6}{b_{3,2} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{22315}{10,85} = 26,3mm$$

Délka pera s podmínky pro otláčení:

$$p = \frac{T_6}{t_{3,2} \cdot l_{3,2}} \leq p_{DOV} \quad \gg \quad l_{3,2} = \frac{T_6}{t_{3,2} \cdot p_{DOV}} = \frac{22315}{3,3 \cdot 100} = 67,62mm$$

Volba pera dle ČSN 02 2562 [4]: PERO 10e7 x 8 x 70.

7.7.3.4 Stanovení ložisek:

Dle [4]: X=1, Y=0. Kontrola v místě F (větší radiální rekce). Požadovaná životnost ložisek: L=20 000h.

$$F_{LF} = R_{FY} \cdot X + R_{FX} \cdot Y = 2174,28 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 2174,28 \text{ N}$$

$$C_F = \sqrt[3]{\frac{L \cdot 3600 \cdot n_2}{10^6 \cdot 60} \cdot F_{LF}^3} = \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3600 \cdot 50}{10^6 \cdot 60} \cdot 2174,28^3} = 8512,02 \text{ N}$$

Dle ČSN 02 4630 [4] volím ložisko s dynamickou únosností $C=12900\text{N}$: LOŽISKO 6008.

8 NÁVRH SPOJKY

8.1 Návrh spojky mezi elektromotorem a převodovkou

Volím pružnou spojku Giflex od firmy MATIS, vyrobenou z oceli a pružným elementem je článek z termoplastu. Vyrovnává drobné nesouososti a úhlové odchylky mezi spojovanými hřídeli a tlumí vibrace.

Pružná spojka Giflex: obj.č. GE-T 12A - 38B.

Parametry spojky:

- průměr náboje B: 38mm = výstupnímu průměru hřídele motoru
- průměr náboje A: 12mm = vstupnímu průměru hřídele převodovky
- dokončený otvor v souladu se standardy ISO, tolerancí H7, drážka pro pero DIN 6885
- max. otáčky spojky: 8500min^{-1} > otáčky motoru (převodu): 700min^{-1}
- krouticí moment spojky: 160Nm > krouticí moment $M_{k1}=30,3\text{Nm}$

=> spojka VYHOVUJE.

8.2 Návrh výstupní spojky z převodovky

Volím pojistnou třecí spojky typu RK od firmy TEATECHNIK. Pojistná třecí spojky typ RK slouží jako ochrana proti přetížení zařízení při spojení dvou hřídelů. Spojka se skládá z třecího náboje RT a řetězové spojky. Pojistná třecí spojka typ RK je nenáročná na údržbu. Výhodou je snadná montáž a demontáž. Jen u tohoto typu spojky lze po sejmutí řetězu radiálně oddělit montážní celek bez axiálního vyosení.

Pojistná třecí spojka RK: obj.č. RK 1200.

Parametry spojky:

- průměr náboje D_1 : 38mm = výstupnímu průměru hřídele z převodovky.
- průměr náboje D_2 : 40mm = průměr hřídele dopravníku
- dokončený otvor v souladu se standardy ISO, tolerancí H7, drážka pro pero DIN 6885
- max. otáčky spojky: 340min^{-1} > výstupní otáčky: 50min^{-1}
- krouticí moment spojky: 1200Nm > krouticí moment $M_{k3}=424\text{Nm}$

=> spojka VYHOVUJE.

ZÁVĚR

První část bakalářské práce je zaměřená na literární rešerši. V této části jsou teoreticky popsány dopravníky, na které plynule navazují jednotlivé části pohonů, jako jsou elektromotory, převodovky, jejich převody a hřídelové spojky.

V praktické části je proveden návrh pohonu dle zadání. Převodovka je dvoustupňová a její uspořádání je dané vymezeným prostorem v zařízení. V první řadě, je zde navrhnutý elektromotor, od kterého se odvíjí převodový poměr. Na kterém začíná návrh konkrétní převodovky a stanovení jednotlivých soukolí. Výpočtem jsou stanoveny podrobné rozměry ozubení a jejich tvar. Jsou stanoveny rozměry hřídelů, navrženy drážky pro pero a provedena jejich pevnostní kontrola. Je zde provedena pevnostní kontrola ložisek a jsou navrženy pro všechny hřídele převodovky. Závěrem výpočtu je návrh spojek, první spojka mezi motorem a převodovkou je navržena pružná spojka. Druhá spojka výstupní z převodovky je navržena pojistná třecí spojka.

Další částí je výkresová dokumentace, která se skládá ze sestavy pohonu a výrobních výkresů jednotlivých dílů. Výrobní dokumentace byla vytvořena v programu Solidworks a je přiložena v příloze.

V návrhu je z ekonomických důvodů použito co nejvíce normalizovaných součástí součástí, jako jsou například elektromotor, ložiska, spojky, šrouby, podložky a pera.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů I*. 1. vyd. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN a kol. *Části strojů: 1. svazek*. Páté, přepracované vydání. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03 00046-7.
- [3] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN a kol. *Části strojů: 2. svazek*. Páté. Praha: SNTL, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [4] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Třetí, doplněné vydání. Praha: Scietia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [5] LEINVEBER, Jan, Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Druhé doplněné vydání. Praha: ALBRA, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [6] UHLÍŘ, Ivan a kol. *Elektrické stroje a pohony*. Druhé přepracované vydání. Praha: ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03730-0.
- [7] TKOTZ, Klaus. Přeložil Jiří HANDLÍŘ. *Příručka pro elektrotechnika: překlad z německého 23. vydání knihy Fachkunde Elektrotechnik*. Praha: Europa Sobotáles, 2002. ISBN 80-86706-00-1.
- [8] *Wikipedie: Otevřená encyklopedie* [online]. 21.1.2013 [cit. 2013-01-26]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Elektromotor>.
- [9] MAŇAS, Miroslav, Michal STANĚK a David MAŇAS. *Výrobní stroje a zařízení I: Stroje gumárenské a plastikářské I*. První. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2007. ISBN 978-80-7318-596-1.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

a_1	Délkový rozměr prvního hřídele	[mm]
a_2	Délkový rozměr druhého hřídele	[mm]
a_3	Délkový rozměr třetího hřídele	[mm]
b_1	Délkový rozměr prvního hřídele	[mm]
$b_{1,1}$	Šířka pera hřídele $d_{1,1}$	[mm]
$b_{1,2}$	Šířka kuželového ozubení	[mm]
$b_{1,2}$	Šířka pera hřídele $d_{1,2}$	[mm]
b_2	Délkový rozměr druhého hřídele	[mm]
$b_{2,1}$	Šířka pera hřídele $d_{2,1}$	[mm]
$b_{2,2}$	Šířka pera hřídele $d_{2,2}$	[mm]
b_3	Délkový rozměr třetího hřídele	[mm]
$b_{3,1}$	Šířka pera hřídele $d_{3,1}$	[mm]
$b_{3,2}$	Šířka pera hřídele $d_{3,2}$	[mm]
$b_{3,4}$	Šířka čelního ozubení	[mm]
c	Součinitel materiálu	[MPa]
c_1	Délkový rozměr prvního hřídele	[mm]
c_2	Délkový rozměr druhého hřídele	[mm]
c_3	Délkový rozměr třetího hřídele	[mm]
C_A	Dynamická únosnost ložiska v místě A	[N]
c_d	Srovnávací hodnota pro otláčení	[1]
C_D	Dynamická únosnost ložiska v místě D	[N]
C_F	Dynamická únosnost ložiska v místě F	[N]
c_{\min}	Minimální srovnávací hodnota pro otláčení/ohyb	[1]
c_o	Srovnávací hodnota pro ohyb	[1]

D_1	Roztečná kružnice kuželového soukolí - pastorku	[mm]
$d_{1,1}$	Průměr konce prvního hřídele	[mm]
$d_{1,2}$	Průměr hřídele pod pastorkem kuželového soukolí	[mm]
D_2	Roztečná kružnice kuželového soukolí - kola	[mm]
$d_{2,1}$	Průměr druhé hřídele pod kolem kuželového soukolí	[mm]
$d_{2,2}$	Průměr druhé hřídele pod pastorkem čelního soukolí	[mm]
D_3	Roztečná kružnice čelního soukolí - pastorku	[mm]
$d_{3,1}$	Průměr třetího hřídele pod kolem čelního soukolí	[mm]
$d_{3,2}$	Průměr konce třetího hřídele	[mm]
D_4	Roztečná kružnice čelního soukolí - kola	[mm]
D_{a1}	Průměr hlavové kružnice kuželového soukolí - pastorku	[mm]
D_{a2}	Průměr hlavové kružnice kuželového soukolí - kola	[mm]
D_{a3}	Průměr hlavové kružnice čelního soukolí - pastorku	[mm]
D_{a4}	Průměr hlavové kružnice čelního soukolí - kola	[mm]
D_{f1}	Průměr patní kružnice kuželového soukolí - pastorku	[mm]
D_{f2}	Průměr patní kružnice kuželového soukolí - kola	[mm]
D_{f3}	Průměr patní kružnice čelního soukolí - pastorku	[mm]
D_{f4}	Průměr patní kružnice čelního soukolí - kola	[mm]
$F_{1,2}$	Obvodová síla na kuželovém soukolí	[N]
$F_{3,4}$	Obvodová síla na čelním soukolí	[N]
F_{A1}	Axiální síla na pastorku kuželového soukolí	[N]
F_{A2}	Axiální síla na kole kuželového soukolí	[N]
$F_{D1,2}$	Dovolené zatížení v kuželovém soukolí	[N]
$F_{D3,4}$	Dovolené zatížení v čelním soukolí	[N]
F_{LA}	Ekvivalentní zatížení ložiska v místě A	[N]
F_{LD}	Ekvivalentní zatížení ložiska v místě D	[N]

F_{LF}	Ekvivalentní zatížení ložiska v místě F	[N]
F_{R1}	Radiální síla na pastorku kuželového soukolí	[N]
F_{R2}	Radiální síla na kole kuželového soukolí	[N]
$h_{a1,2}$	Výška hlavy zubu kuželového soukolí	[mm]
$h_{a3,4}$	Výška hlavy zubu čelního soukolí	[mm]
$h_{f1,2}$	Výška paty zubu kuželového soukolí	[mm]
$h_{f3,4}$	Výška paty zubu čelního soukolí	[mm]
$i_{1,2}$	Převodový poměr kuželového soukolí	[1]
$i_{1,3}$	Celkový převodový poměr	[1]
$i_{2,3}$	Převodový poměr čelního soukolí	[1]
L	Životnost ložisek	[hod.]
l_1	Délkový rozměr prvního hřídele	[mm]
$l_{1,1}$	Délka pera hřídele $d_{1,1}$	[mm]
$l_{1,2}$	Délka pera hřídele $d_{1,2}$	[mm]
l_2	Délkový rozměr druhého hřídele	[mm]
$l_{2,1}$	Délka pera hřídele $d_{2,1}$	[mm]
$l_{2,2}$	Délka pera hřídele $d_{2,2}$	[mm]
l_3	Délkový rozměr třetího hřídele	[mm]
$l_{3,1}$	Délka pera hřídele $d_{3,1}$	[mm]
$l_{3,2}$	Délka pera hřídele $d_{3,2}$	[mm]
$m_{1,2}$	modul kuželového soukolí	[1]
$m_{3,4}$	modul čelního soukolí	[1]
M_I	Ohybový moment v prvním úseku	[Nm]
M_{II}	Ohybový moment v druhém úseku	[Nm]
M_{III}	Ohybový moment ve třetím úseku	[Nm]
M_{k1}	Krouticí moment prvního hřídele	[Nm]

M_{k2}	Krouticí moment druhého hřídele	[Nm]
M_{k3}	Krouticí moment třetího hřídele	[Nm]
M_{OMAX1}	Maximální ohybový moment na prvním hřídeli	[Nm]
M_{OMAX2}	Maximální ohybový moment na druhém hřídeli	[Nm]
M_{OMAX3}	Maximální ohybový moment na třetím hřídeli	[Nm]
M_{ORED1}	Redukovaný moment na prvním hřídeli	[Nm]
M_{ORED2}	Redukovaný moment na druhém hřídeli	[Nm]
M_{ORED3}	Redukovaný moment na třetím hřídeli	[Nm]
n_1	Otáčky prvního hřídele	[min ⁻¹]
n_2	Otáčky druhého hřídele	[min ⁻¹]
n_3	Otáčky třetího hřídele	[min ⁻¹]
n_m	Otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_v	Výstupní otáčky převodovky	[min ⁻¹]
p	Měrný tlak	[MPa]
p_{DOV}	Dovolený měrný tlak	[MPa]
P_M	Výkon elektromotoru	[W]
P_S	Skutečný výkon elektromotoru	[W]
R_{AX}	Axiální reakce v místě A	[N]
R_{AY}	Radiální reakce v místě A	[N]
R_{BY}	Radiální reakce v místě B	[N]
R_{CX}	Axiální reakce v místě C	[N]
R_{CY}	Radiální reakce v místě C	[N]
r_d	Rychlostní součinitel pro otláčení	[1]
R_{DY}	Radiální reakce v místě D	[N]
R_{EX}	Axiální reakce v místě X	[N]
R_{EY}	Radiální reakce v místě E	[N]

R_{FY}	Radiální reakce v místě F	[N]
r_o	Rychlostní součinitel pro ohyb	[1]
$s_{3,4}$	Tloušťka zubu čelního ozubení	[mm]
$s_{u3,4}$	Tloušťka zubové mezery čelního ozubení	[mm]
T_1	Tečna síla působící na pero hřídele $d_{1,1}$	[N]
$t_{1,1}$	Hloubka drážky pro pero hřídele $d_{1,1}$	[mm]
$t_{1,2}$	Rozteč kuželového ozubení	[mm]
$t_{1,2}$	Hloubka drážky pro pero hřídele $d_{1,2}$	[mm]
T_2	Tečna síla působící na pero hřídele $d_{1,2}$	[N]
$t_{2,1}$	Hloubka drážky pro pero hřídele $d_{2,1}$	[mm]
$t_{2,2}$	Hloubka drážky pro pero hřídele $d_{2,2}$	[mm]
T_3	Tečna síla působící na pero hřídele $d_{2,1}$	[N]
$t_{3,1}$	Hloubka drážky pro pero hřídele $d_{3,1}$	[mm]
$t_{3,2}$	Hloubka drážky pro pero hřídele $d_{3,2}$	[mm]
$t_{3,4}$	Rozteč čelního ozubení	[mm]
T_4	Tečna síla působící na pero hřídele $d_{2,2}$	[N]
T_5	Tečna síla působící na pero hřídele $d_{3,1}$	[N]
T_6	Tečna síla působící na pero hřídele $d_{3,2}$	[N]
T_I	Posouvající síla v prvním úseku	[N]
T_{II}	Posouvající síla v druhém úseku	[N]
T_{III}	Posouvající síla ve třetím úseku	[N]
W_k	Průřezový modul v krutu	[mm ⁻³]
W_o	Průřezový modul v ohybu	[mm ⁻³]
X	Mezní seřizení osové vzdálenosti	[mm]
Y	Mezní seřizení osové vzdálenosti	[mm]
y_d	Tvarový součinitel pro otláčení	[1]

y_0	Tvarový součinitel pro ohyb	[1]
z_1	Počet zubů kuželového soukolí - pastorku	[1]
z_2	Počet zubů kuželového soukolí – ozubeného kola	[1]
z_3	Počet zubů čelního soukolí - pastorku	[1]
z_4	Počet zubů čelního soukolí – ozubeného kola	[1]
δ_1	Úhel roztečného kužele kuželového kola	[°]
δ_2	Úhel roztečného kužele pastorku	[°]
μ_M	Účinnost elektromotoru	[1]
σ_{Dd}	Dovolené napětí pro otláčení	[MPa]
σ_{Do}	Dovolené napětí pro ohyb	[MPa]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
τ	Napětí v krutu	[MPa]
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_s	Napětí ve stříhu	[MPa]
τ_{sDOV}	Dovolené napětí ve stříhu	[MPa]
ψ	Součinitel přesnosti ozubení	[1]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr.1. Pásový dopravník	13
Obr.2. Korečkový dopravník	14
Obr.3. Šnekový dopravník	15
Obr.4. Trojfázový motor s kotvou nakrátko	18
Obr.5 Princip stejnosměrného motoru	22
Obr.6. Ozubená kola	26
Obr.7. Čelní soukolí s přímými zuby	28
Obr.8. Korekce ozubení +V nebo -V	30
Obr.9. Možnosti korekce	30
Obr.10. Schéma zatížení zubu	31
Obr.11. Zatížení zubu	32
Obr.12. Soukolí se šikmými zuby	35
Obr.13. Silové poměry soukolí se šikmými zuby	36
Obr.14. Vnější kuželové soukolí	37
Obr.15. Základní kuželové soukolí	38
Obr.16. Vnitřní kuželové soukolí	38
17. Schéma kuželového soukolí	39
Obr.18. Silové poměry v kuželovém soukolí	40
Obr.19. Válcové a kuželové šroubové soukolí	41
Obr.20. Válcové šroubové soukolí	42
Obr.21. Provedení šnekových soukolí	43
Obr.22. Šnek	44
Obr.23. Silové poměry na šneku	45
Obr.24. Rozklad sil na šneku	46
Obr.25. Schéma základních typů převodovek sestavených ze soukolí valivých	48
Obr.26. Schémata základních typů převodovek šnekových a kombinovaných	48
Obr.27. Konstrukční provedení trubkových spojek	51
Obr.28. Provedení přírubové spojky	51
Obr.29. Kotoučová spojka	53
Obr.30. Vyrovnávací spojka kolíková	54
Obr.31. Spojka vyrovnávací trubková	54
Obr.32. Kotoučová spojka s koženými kroužky	55

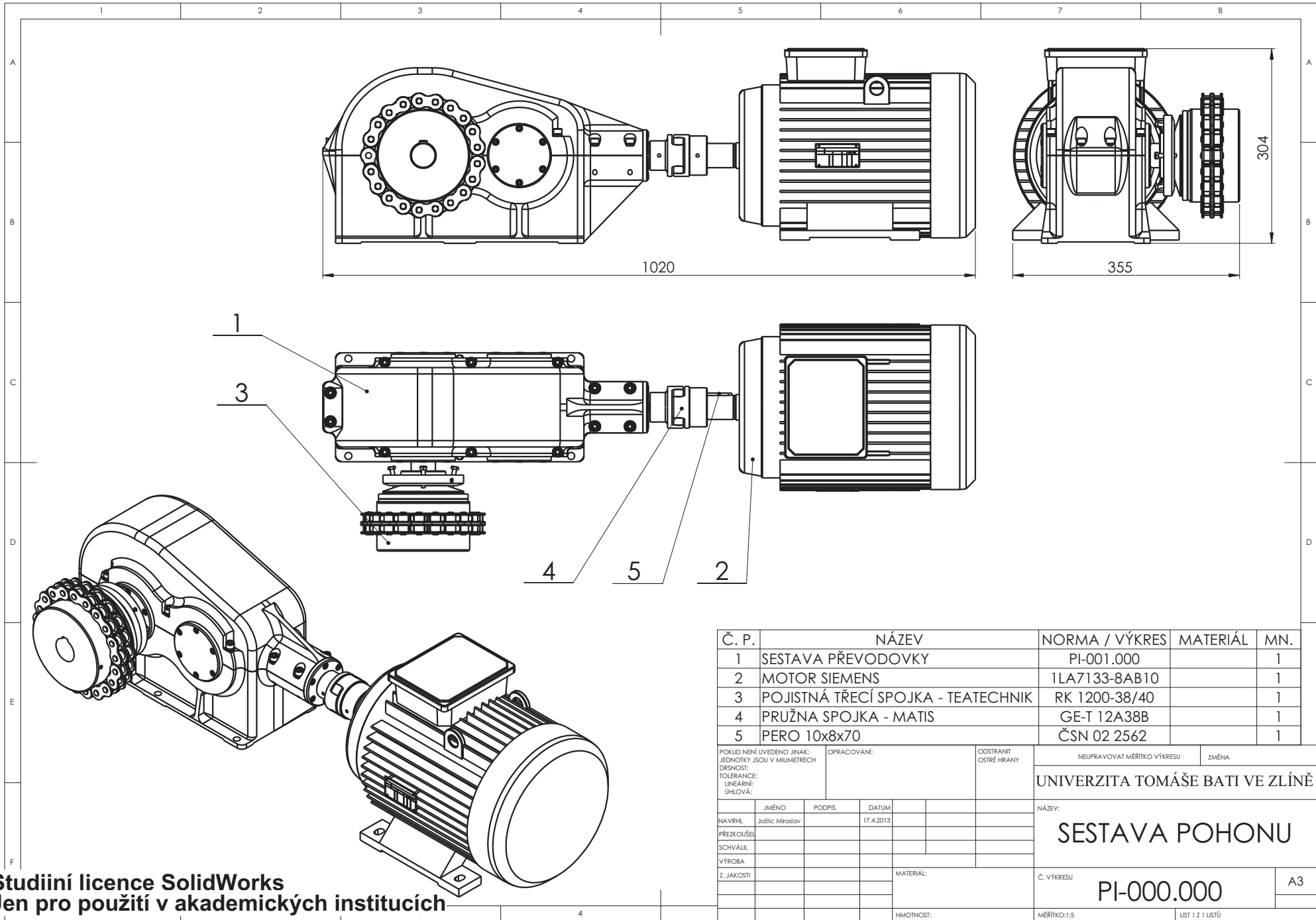
Obr.33. Obručová spojka (Periflex).....	55
Obr.34. Zubová výsuvná spojka	57
Obr.35. Čelní třecí spojka	57
Obr.36. Schéma kuželové třecí spojky	58
Obr.37. Pojistná spojka se střížným kolíkem	59
Obr.38. Třecí lamelová spojka prokluzovací.....	59
Obr.39. Volnoběžná radiální spojka	60
Obr.40. Volnoběžná axiální spojka.....	61
Obr.41. Hydrodynamická spojka	62
Obr.42. Elektrická indukční spojka	63
Obr. 43. Schéma pohonu dopravníku	65
Obr.44. Silové rozložení na první hřídeli	72
Obr.45. Silové rozložení na druhém hřídeli.....	74
Obr.46. Silové rozložení na třetím hřídeli	77

SEZNAM TABULEK

Tab.1. Rozdělení mechanicky neovládaných spojek	50
Tab.2. Rozdělení mechaniky ovládaných spojek.....	56
Tab.3. Rozdělení hydraulických spojek.....	61
Tab.4. Rozdělení elektrických spojek.....	62

SEZNAM PŘÍLOH

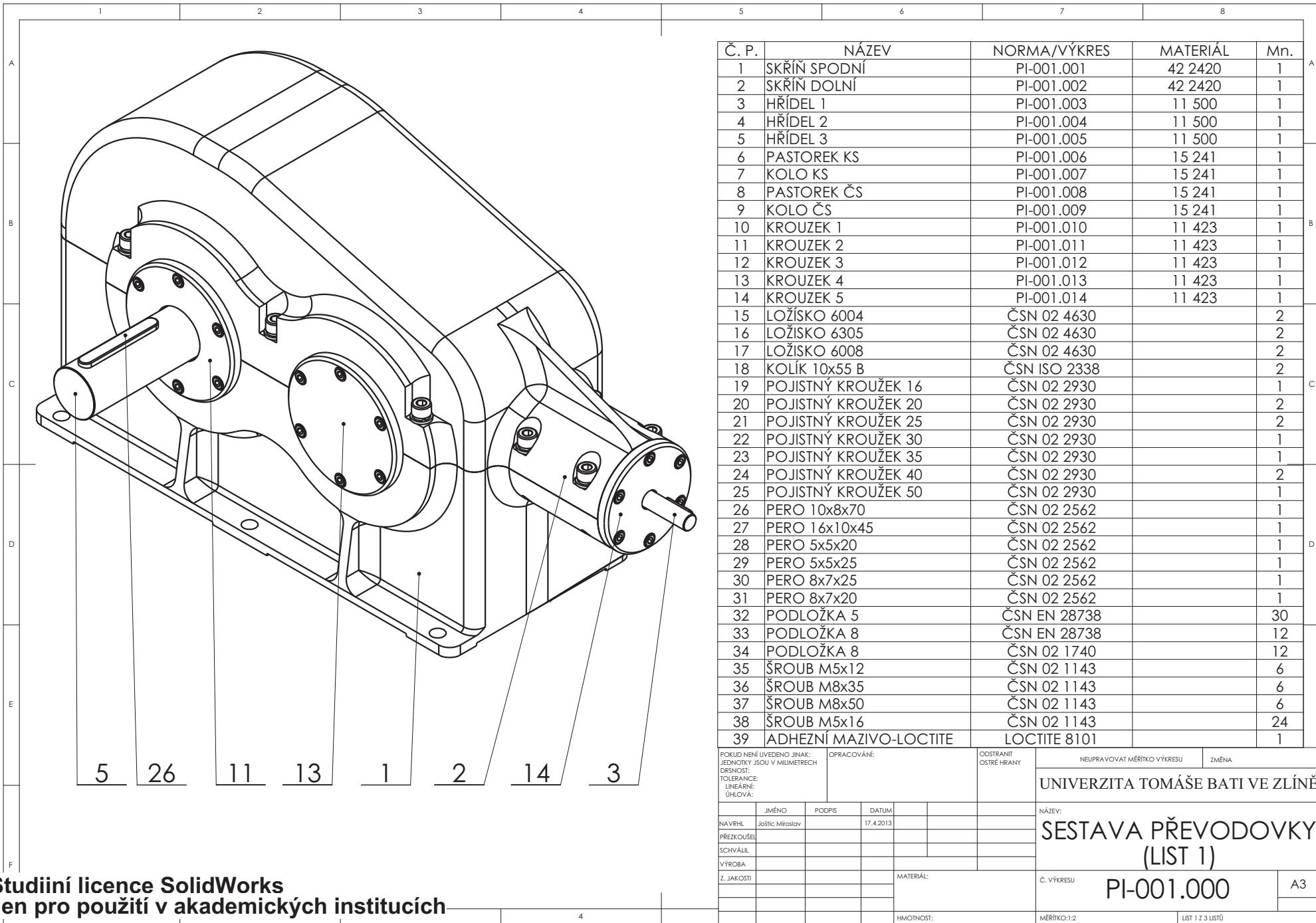
1. PI-000.000 – SESTAVA POHONU
2. PI-001.000 – SESTAVA PŘEVODOVKY
3. PI-001.001 – SKŘÍŇ SPODNÍ
4. PI-001.002 – SKŘÍŇ HORNÍ
5. PI-001.003 – HŘÍDEL 1
6. PI-001.004 – HŘÍDEL 2
7. PI-001.005 – HŘÍDEL 3
8. PI-001.006 – PASTOREK KS
9. PI-001.007 – KOLO KS
10. PI-001.008 – PASTOREK ČS
11. PI-001.009 – KOLO ČS
12. PI-001.010 – KROUŽEK 1
13. PI-001.011 – KROUŽEK 2
14. PI-001.012 – KROUŽEK 3
15. PI-001.013 – KROUŽEK 4
16. PI-001.014 – KROUŽEK 5



Č. P.	NÁZEV	NORMA / VÝKRES	MATERIÁL	MN.
1	SESTAVA PŘEVODOVKY	PI-001.000		1
2	MOTOR SIEMENS	1LA7133-8AB10		1
3	POJISTNÁ TŘECÍ SPOJKA - TEATECHNIK	RK 1200-38/40		1
4	PRUŽNÁ SPOJKA - MATIS	GE-T 12A38B		1
5	PERO 10x8x70	ČSN 02 2562		1

POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH		OPRACOVÁNÍ:		ODSTRANIT OSTŘE HRANY	
DĚLNOST:				NEUPRAVOVAT MĚŘITKO VÝKRESU	
TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:				ZMĚNA	
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ					
NAVRHL Jablík Miroslav		PODPIS		NÁZEV: SESTAVA POHONU	
PŘEZKOUSEL		DATUM 17.4.2013			
SCHVÁLIL					
VÝROBA					
Z. JAKOSTI				MATERIÁL:	
				C. VÝKRESU PI-000.000	
				MĚŘITKO:1:5	
				HMOTNOST:	
				LIST 1 Z 1 LISTŮ	

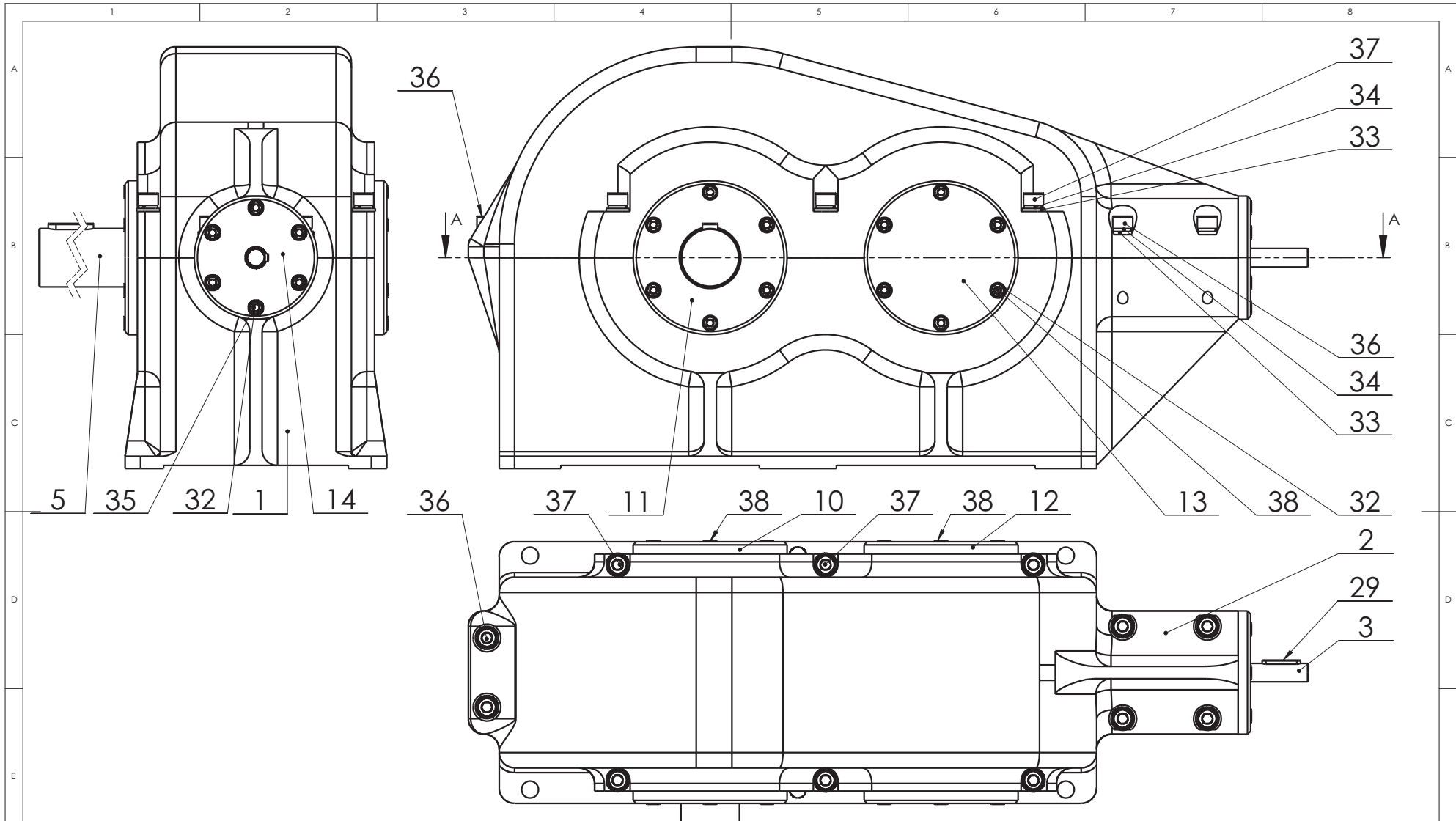
Studií licence SolidWorks
Jen pro použití v akademických institucích



Č. P.	NÁZEV	NORMA/VÝKRES	MATERIÁL	Mn.
1	SKŘÍŇ SPODNÍ	PI-001.001	42 2420	1
2	SKŘÍŇ DOLNÍ	PI-001.002	42 2420	1
3	HŘÍDEL 1	PI-001.003	11 500	1
4	HŘÍDEL 2	PI-001.004	11 500	1
5	HŘÍDEL 3	PI-001.005	11 500	1
6	PASTOREK KS	PI-001.006	15 241	1
7	KOLO KS	PI-001.007	15 241	1
8	PASTOREK ČS	PI-001.008	15 241	1
9	KOLO ČS	PI-001.009	15 241	1
10	KROUZEK 1	PI-001.010	11 423	1
11	KROUZEK 2	PI-001.011	11 423	1
12	KROUZEK 3	PI-001.012	11 423	1
13	KROUZEK 4	PI-001.013	11 423	1
14	KROUZEK 5	PI-001.014	11 423	1
15	LOŽISKO 6004	ČSN 02 4630		2
16	LOŽISKO 6305	ČSN 02 4630		2
17	LOŽISKO 6008	ČSN 02 4630		2
18	KOLÍK 10x55 B	ČSN ISO 2338		2
19	POJISTNÝ KROUZEK 16	ČSN 02 2930		1
20	POJISTNÝ KROUZEK 20	ČSN 02 2930		2
21	POJISTNÝ KROUZEK 25	ČSN 02 2930		2
22	POJISTNÝ KROUZEK 30	ČSN 02 2930		1
23	POJISTNÝ KROUZEK 35	ČSN 02 2930		1
24	POJISTNÝ KROUZEK 40	ČSN 02 2930		2
25	POJISTNÝ KROUZEK 50	ČSN 02 2930		1
26	PERO 10x8x70	ČSN 02 2562		1
27	PERO 16x10x45	ČSN 02 2562		1
28	PERO 5x5x20	ČSN 02 2562		1
29	PERO 5x5x25	ČSN 02 2562		1
30	PERO 8x7x25	ČSN 02 2562		1
31	PERO 8x7x20	ČSN 02 2562		1
32	PODLOŽKA 5	ČSN EN 28738		30
33	PODLOŽKA 8	ČSN EN 28738		12
34	PODLOŽKA 8	ČSN 02 1740		12
35	ŠROUB M5x12	ČSN 02 1143		6
36	ŠROUB M8x35	ČSN 02 1143		6
37	ŠROUB M8x50	ČSN 02 1143		6
38	ŠROUB M5x16	ČSN 02 1143		24
39	ADHEZNÍ MAZIVO-LOCTITE	LOCTITE 8101		1

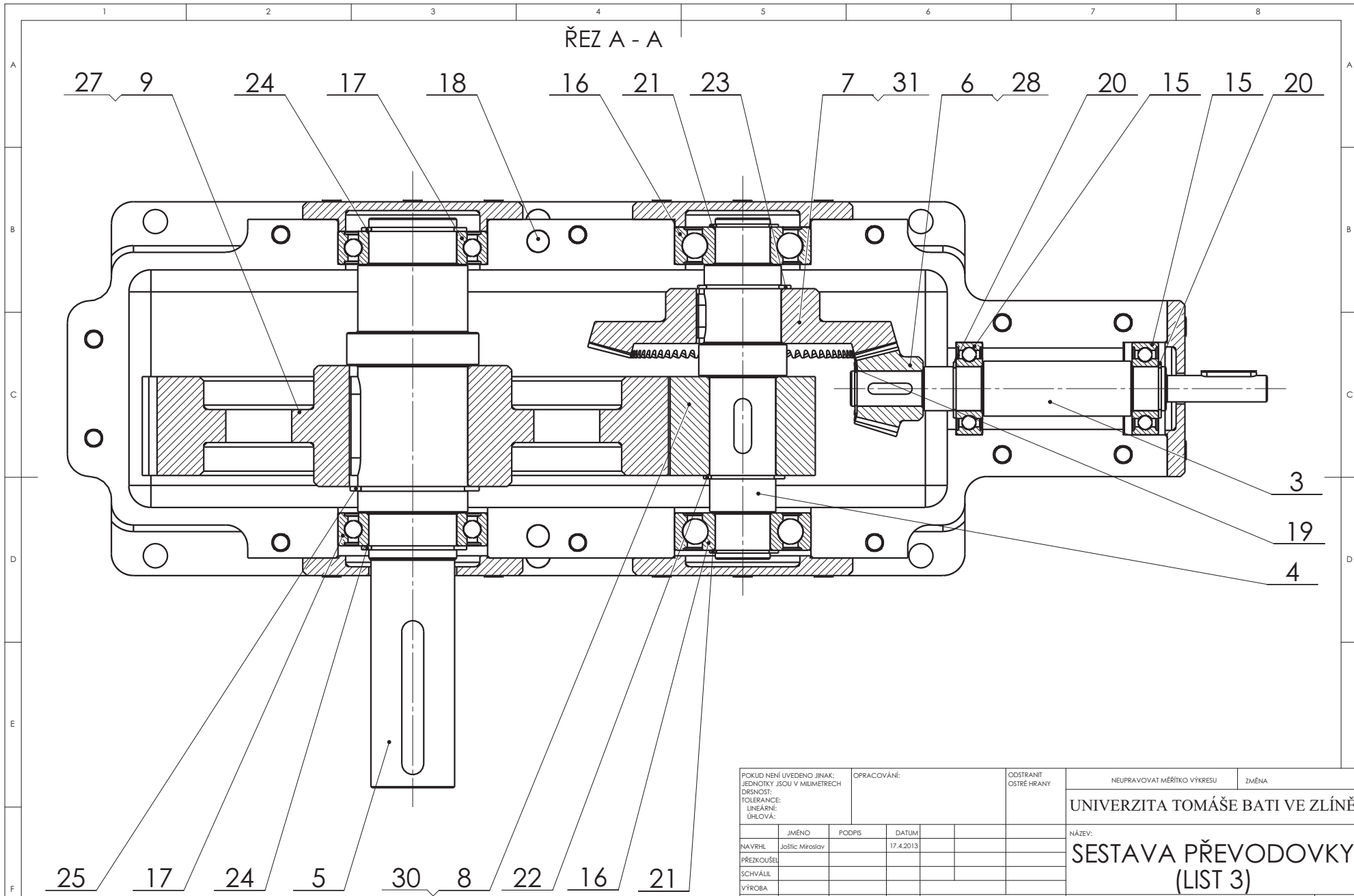
POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH		OPRACOVÁNÍ:		ODSTRANIT OSTŘE HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘIKO VÝKRESU		ZMĚNA	
DĚLNOST:						UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			
TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:						NÁZEV: SESTAVA PŘEVODOVKY (LIST 1)			
NAVŘHL	JMÉNO	PODPIS	DATUM			Č. VÝKRESU		A3	
PŘEZKOUSEL	Joštic Mikoslav		17.4.2013			PI-001.000			
SCHVÁLIL						MĚŘÍTKO:1:2			
VÝROBA						LIST 1 Z 3 LISTŮ			
Z. JAKOSTI									

Studiní licence SolidWorks
Jen pro použití v akademických institucích



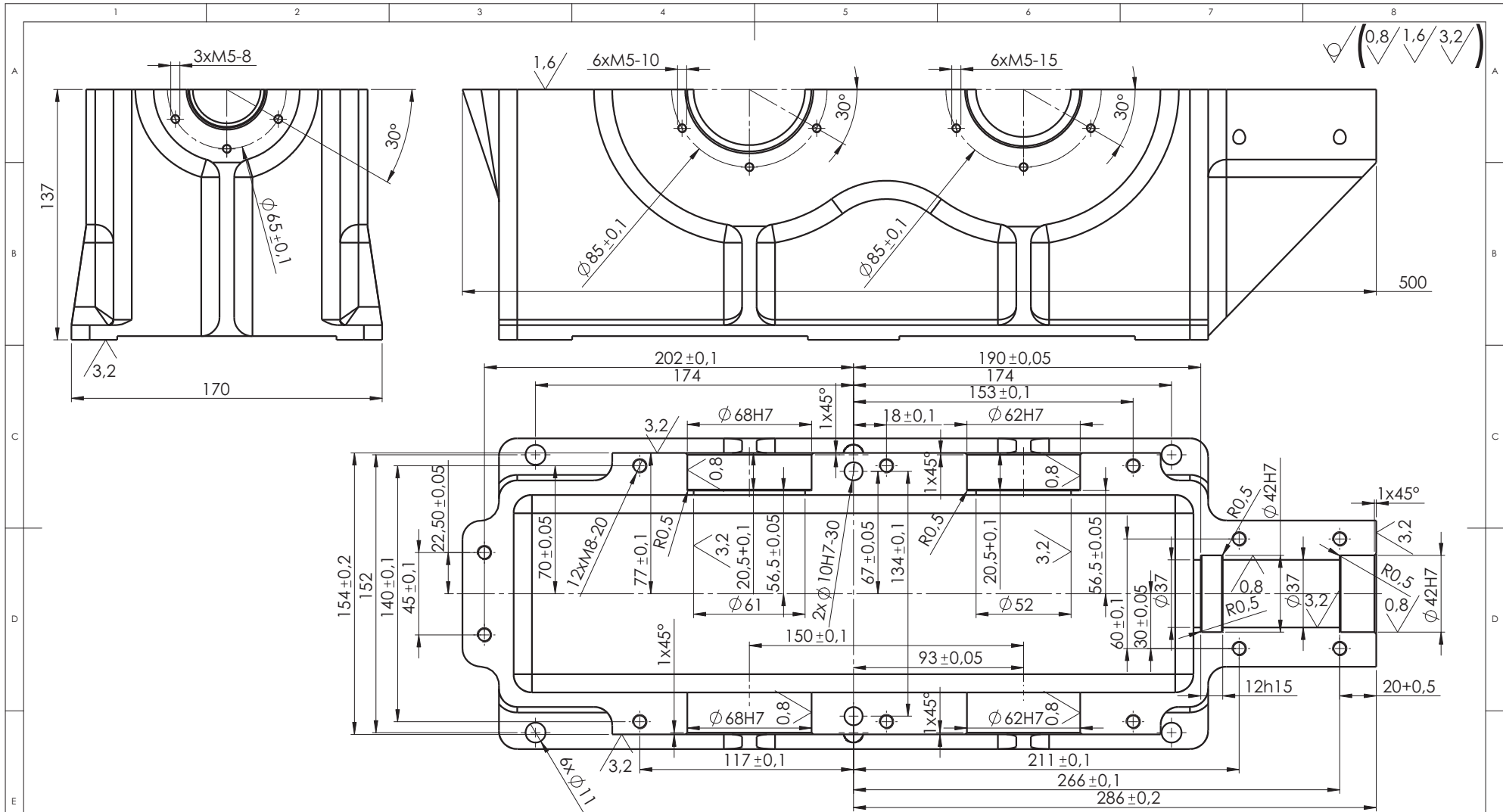
Studiiní licence SolidWorks
Jen pro použití v akademických institucích

POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH				OPRACOVÁNÍ:		ODSTRANIT OSTŘE HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘITKO VÝKRESU		ZMĚNA	
DĚLNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:								UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			
NAVRHL	JMÉNO	PODPIS	DATUM					NÁZEV: SESTAVA PŘEVODOVKY (LIST 2)			
PŘEZKOUSEL	Jošic Miroslav		17.4.2013					C. VÝKRESU PI-001.000			
SCHVÁLIL										A3	
VÝROBA											
Z. JAKOSTI						MATERIÁL:					
						HMOTNOST:					
								MĚŘITKO:1:2		LIST 2 Z 3 LISTŮ	



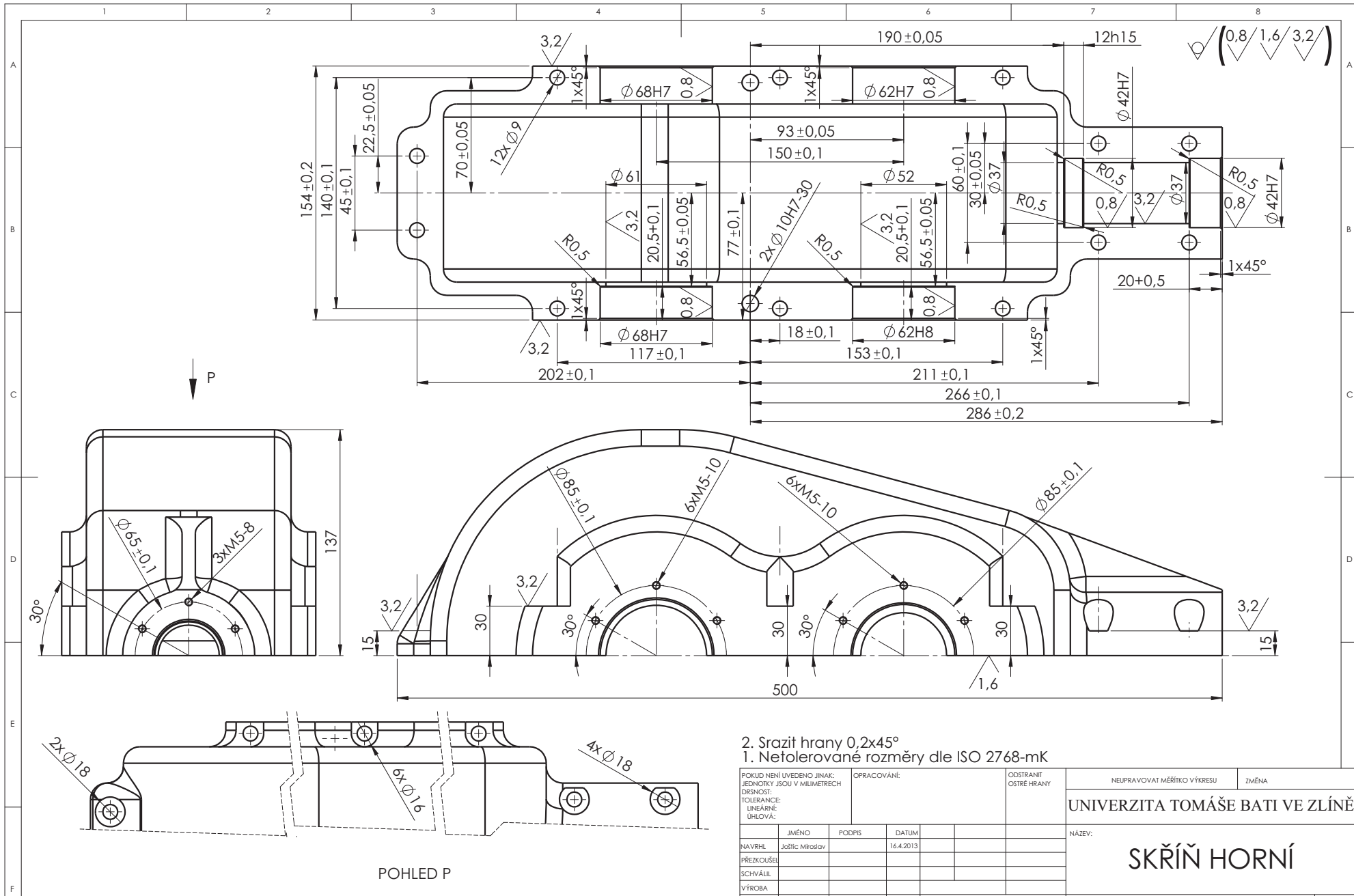
Studiální licence SolidWorks
 Jen pro použití v akademických institucích

POKUD NEJÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH				OPRACOVÁNÍ:		ODSTRANIT OSTŘE HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU		ZMĚNA	
DĚLNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:				DATUM: 17.4.2013				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ			
NAVRHL Jalík Miroslav		PODPIS		DATUM				NÁZEV: SESTAVA PŘEVODOVKY (LIST 3)			
PŘEZKOUSEL								Č. VÝKRESU PI-001.000			
SCHVÁLIL										A3	
VÝROBA											
Z. JAKOSTI						MATERIÁL:					
						HMOTNOST:					
								MĚŘÍTKO:1:2		LIST 3 Z 3 LISTŮ	



2. Sražit hrany 0,2x45°
 1. Netolerované rozměry dle ISO 2768-mK

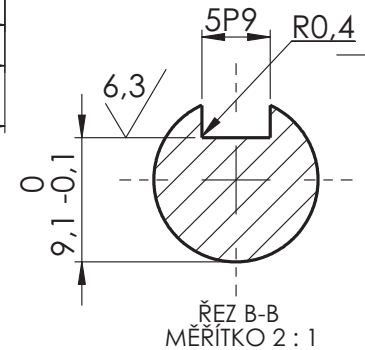
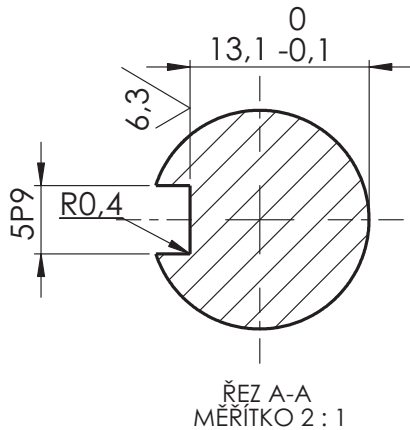
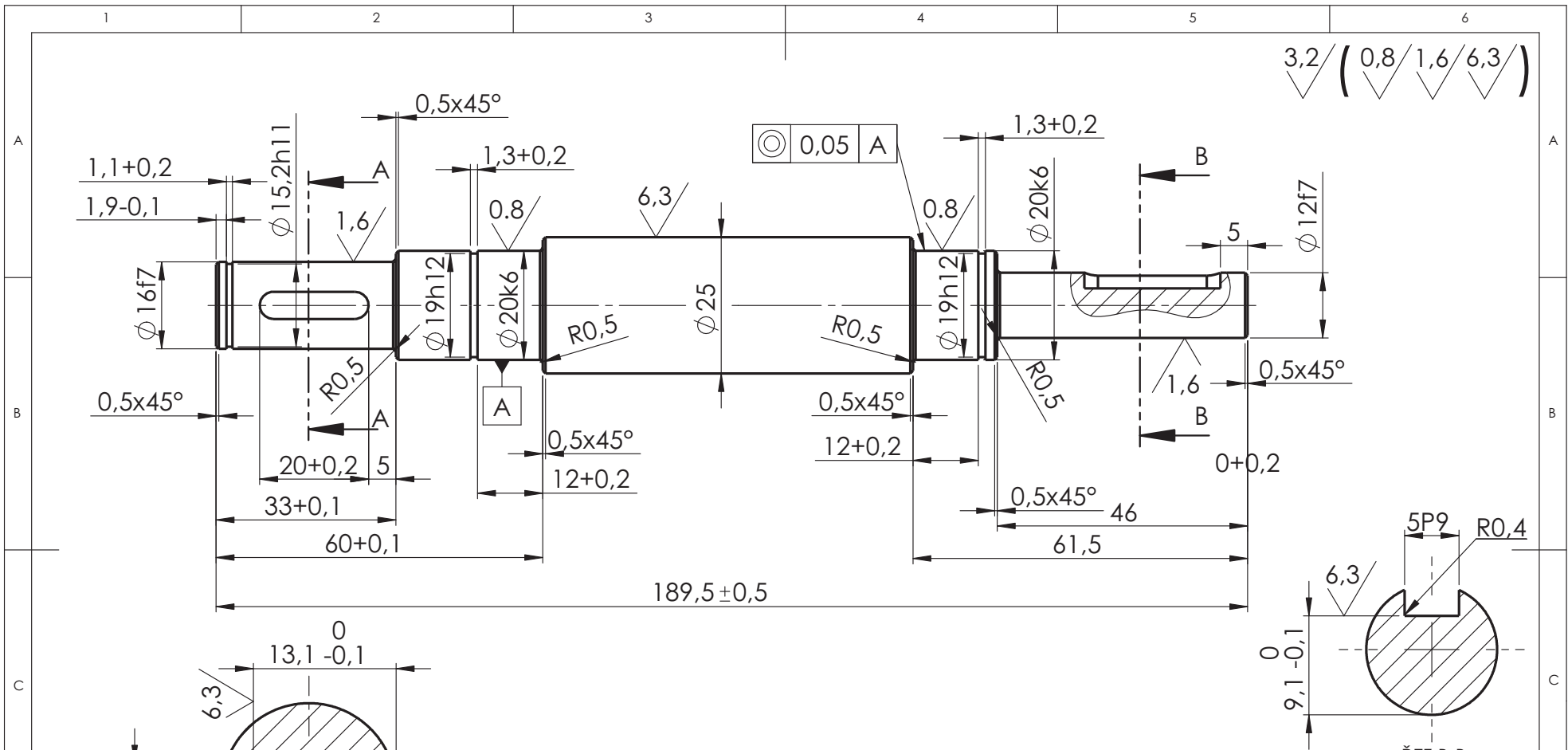
POKUD NEJÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH		OPRACOVÁNÍ:		ODSTRANIT OSTŘE HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘITKO VÝKRESU		ZMĚNA	
DEKADNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:								UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ	
NAVRHL	JMÉNO	PODPIS	DATUM			NÁZEV:		SKŘÍŇ ŠPONDŇÍ	
PŘEZKOUSEL	Jiřic Mikolav		15.4.2013						
SCHVÁLIL								C. VÝKRESU	
VÝROBA								PI-001.001	
Z. JAKOSTI				MATERIÁL:				A3	
				42 2420					
				HMOTNOST:		MĚŘITKO:1:2		LIST 1 Z 1 LISTŮ	



2. Sražit hrany 0,2x45°
 1. Netolerované rozměry dle ISO 2768-mK

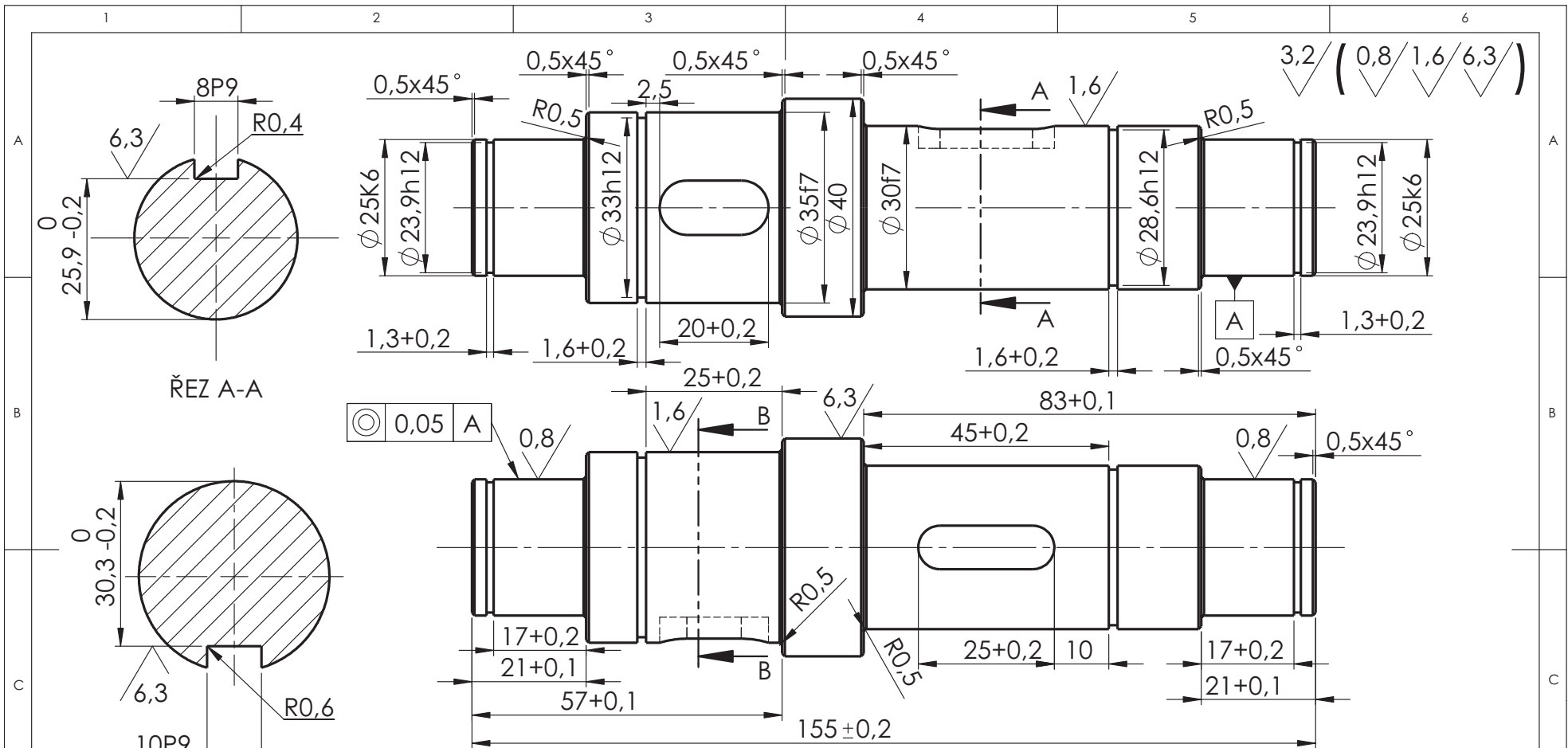
POKUD NEJÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH		OPRACOVÁNÍ:		ODSTRANIT OSTŘE HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘITKO VÝKRESU		ZMĚNA	
DOKONČENÍ: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:								UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ	
NAVRHL	JMÉNO	PODPIS	DATUM			NÁZEV:		SKŘÍŇ HORNÍ	
PŘEZKOUSEL	Jablic Miroslav		16.4.2013						
SCHVÁLIL									
VÝROBA									
Z. JAKOSTI				MATERIÁL:		Č. VÝKRESU		PI-001.002	
				42 2420				A3	
				HMOTNOST:		MĚŘITKO:1:2		LIST 1 Z 1 LISTŮ	

Studií licence SolidWorks
 Jen pro použití v akademických institucích



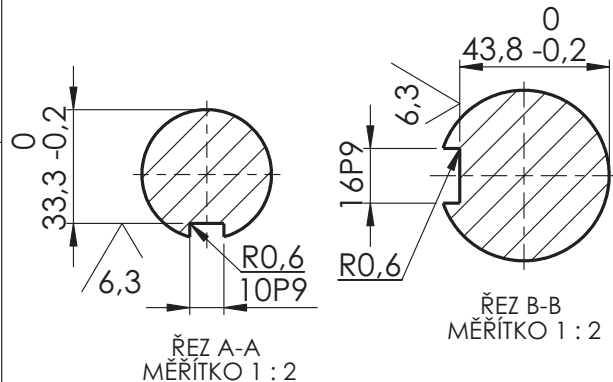
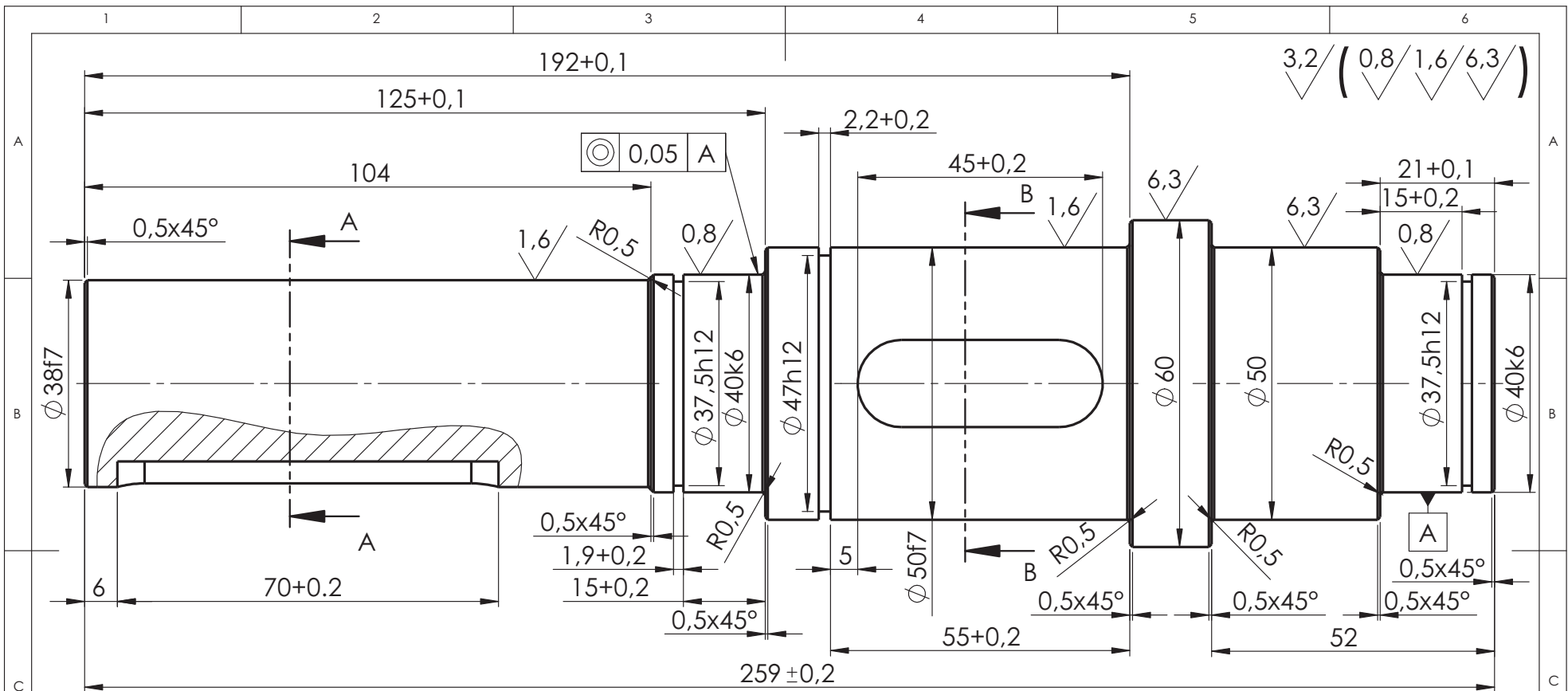
1. Netolerované rozměry dle ISO 2768-mK

POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH DRSNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:		OPRACOVÁNÍ:	ODSTRANIT OSTŘE HRANY	NEUPRAVOVAT MĚŘITKO VÝKRESU	ZMĚNA
				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ	
				NÁZEV: HŘÍDEL 1	
				Č. VÝKRESU PI-001.003	
				A4	
				MĚŘITKO: 1:1	
				LIST 1 Z 1 LISTŮ	



1. Netolerované rozměry dle ISO 2768-mK

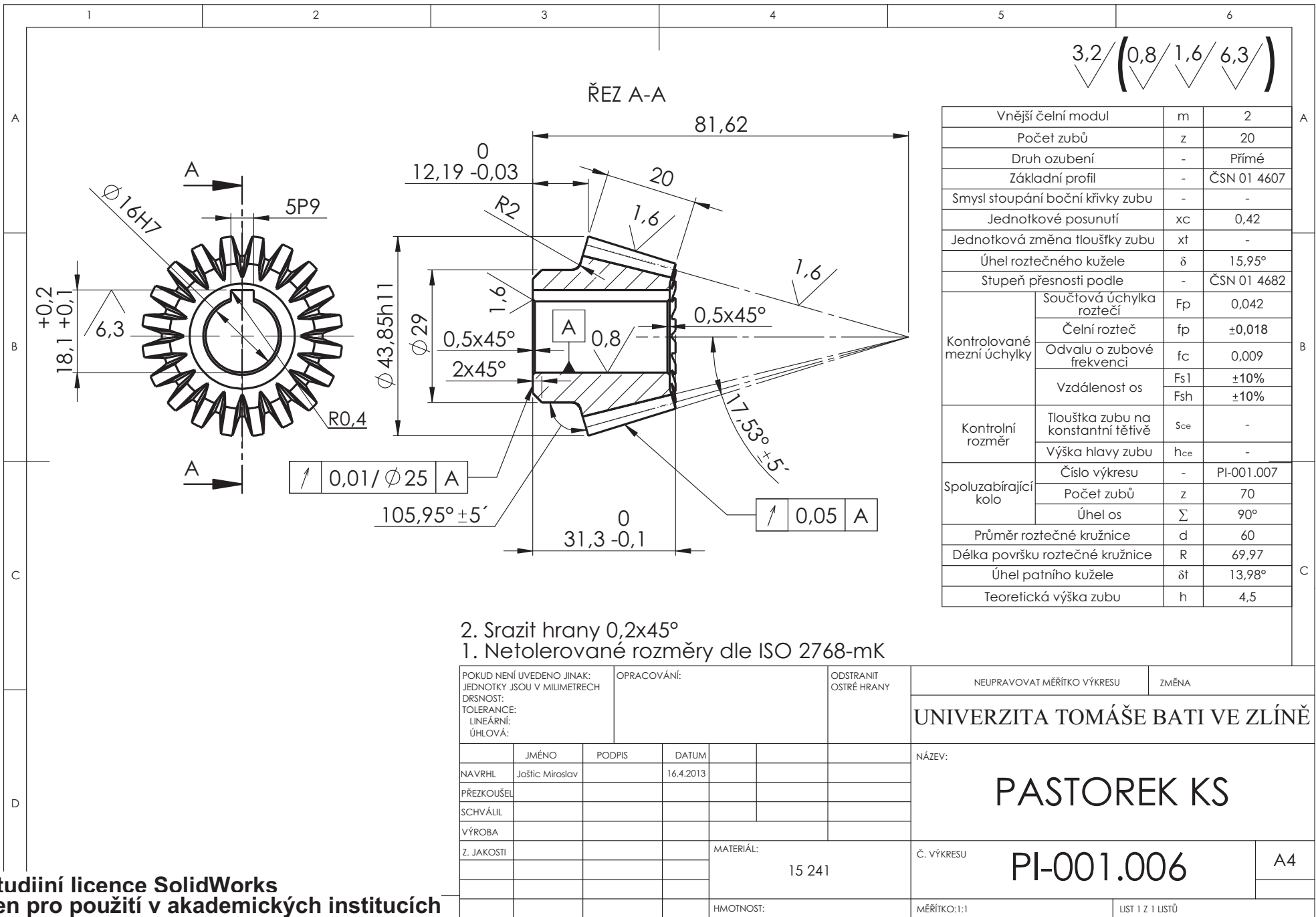
POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH DRSNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:			OPRACOVÁNÍ:		ODSTRANIT OSTŘÉ HRANY	NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU	ZMĚNA
						UNIVERZITA TOMAŠE BATI VE ZLÍNĚ	
						NÁZEV:	
						HŘÍDEL 2	
						Č. VÝKRESU	
						PI-001.004	
						A4	
						MĚŘÍTKO:1:1	
						LIST 1 Z 1 LISTŮ	

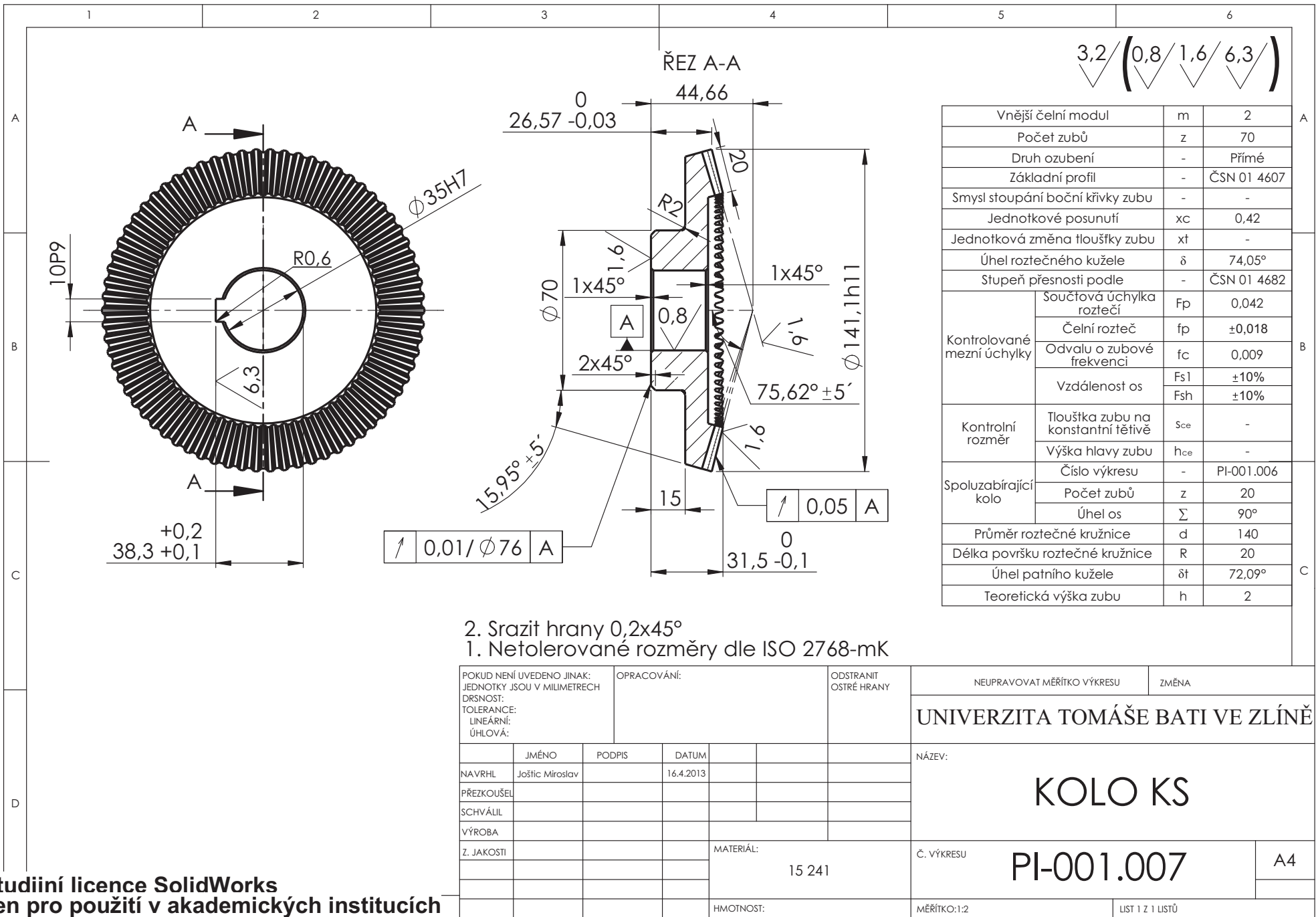


1. Netolerované rozměry dle ISO 2768-mK

POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH DRSNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:		OPRACOVÁNÍ:	ODSTRANIT OSTŘÉ HRANY	NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU	ZMĚNA
				UNIVERZITA TOMAŠE BATI VE ZLÍNĚ	
				NÁZEV: HŘÍDEL 3	
				Č. VÝKRESU PI-001.005	
				A4	
				MĚŘÍTKO:1:1	
				LIST 1 Z 1 LISTŮ	

JMÉNO	PODPS	DATUM			
NAVRHL	Joštic Miroslav	15.4.2013			
PŘEZKOUSEL					
SCHVÁLIL					
VÝROBA					
Z. JAKOSTI			MATERIÁL:	11 500	
			HMOTNOST:		

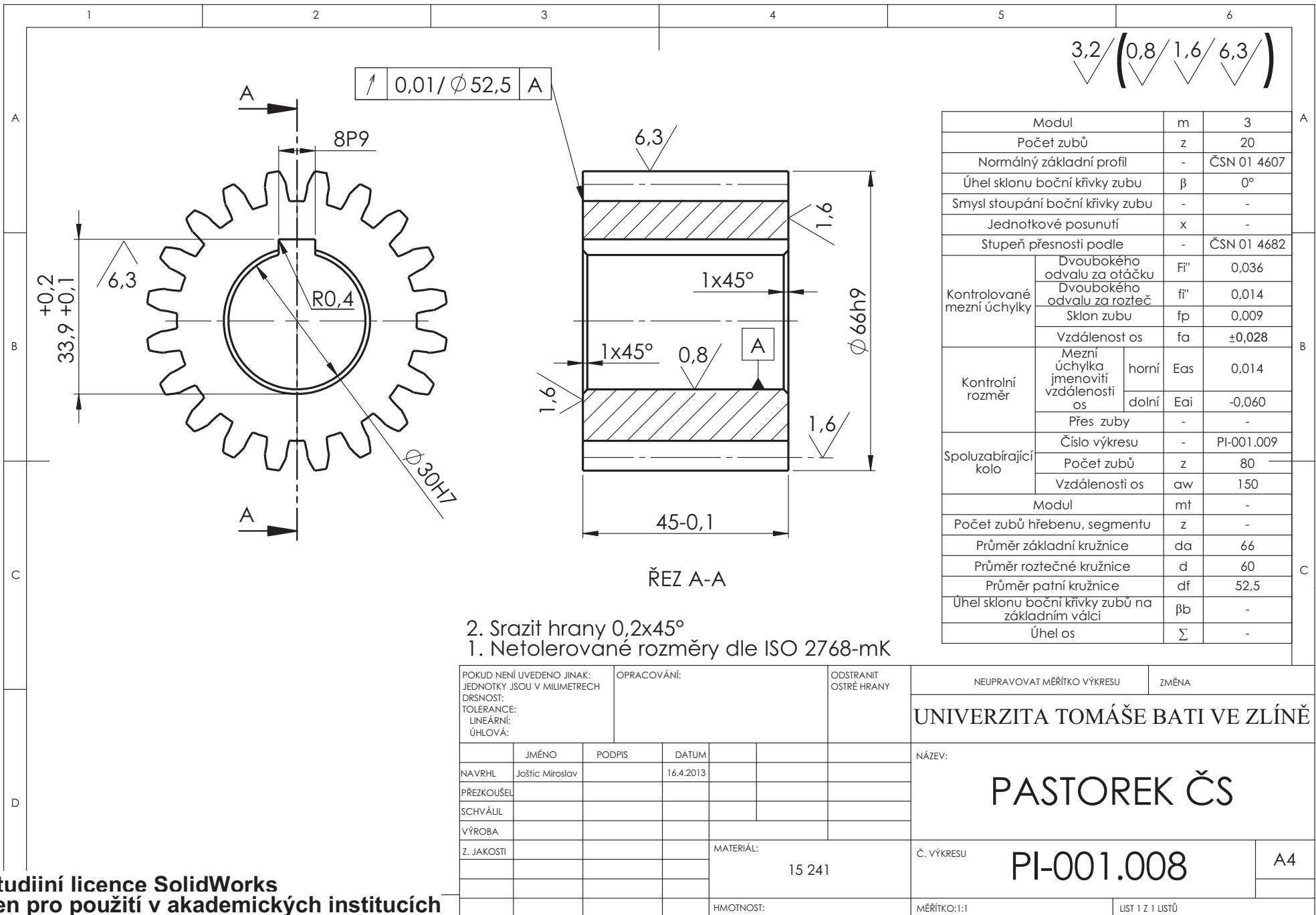




Vnější čelní modul	m	2	A	
Počet zubů	z	70		
Druh ozubení	-	Přímé		
Základní profil	-	ČSN 01 4607		
Smysl stoupání boční křivky zubu	-	-		
Jednotkové posunutí	xc	0,42		
Jednotková změna tloušťky zubu	xt	-		
Úhel roztečného kužele	δ	74,05°		
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682		
Kontrolované mezní úchytky	Součtová úchytka roztečí	Fp		0,042
	Čelní rozteč	fp	±0,018	
	Odvalu o zubové frekvenci	fc	0,009	
Kontrolní rozměr	Vzdálenost os	Fs1	±10%	C
		Fsh	±10%	
Spoluzabírající kolo	Tloušťka zubu na konstantní tětivě	Sce	-	C
	Výška hlavy zubu	hce	-	
Spoluzabírající kolo	Číslo výkresu	-	PI-001.006	C
	Počet zubů	z	20	
	Úhel os	Σ	90°	
Průměr roztečné kružnice	d	140		
Délka površku roztečné kružnice	R	20		
Úhel patního kužele	δt	72,09°		
Teoretická výška zubu	h	2		

2. Srazit hrany 0,2x45°
1. Netolerované rozměry dle ISO 2768-mK

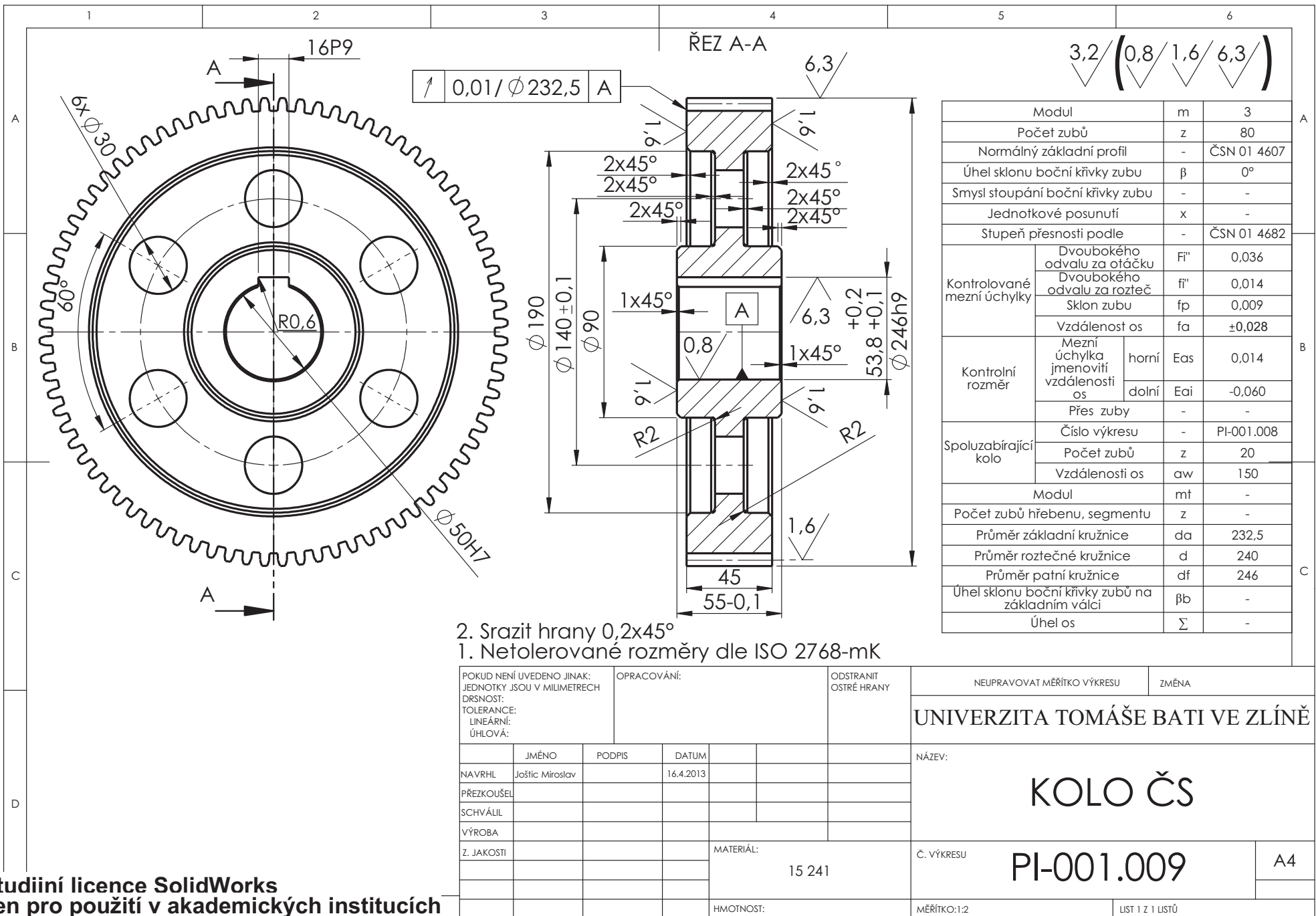
POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH DRSNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:	OPRACOVÁNÍ:			ODSTRANIT OSTRÉ HRANY	NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU	ZMĚNA
	JMÉNO PODPIS DATUM				UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ	
NAVRHL	Joštic Miroslav		16.4.2013	NÁZEV:		
PŘEZKOŠEL				<h1>KOLO KS</h1>		
SCHVÁLIL						
VÝROBA				Č. VÝKRESU		
Z. JAKOSTI				MATERIÁL:	15 241	PI-001.007
						A4
				HMOTNOST:		MĚŘÍTKO:1:2
						LIST 1 Z 1 LISTŮ

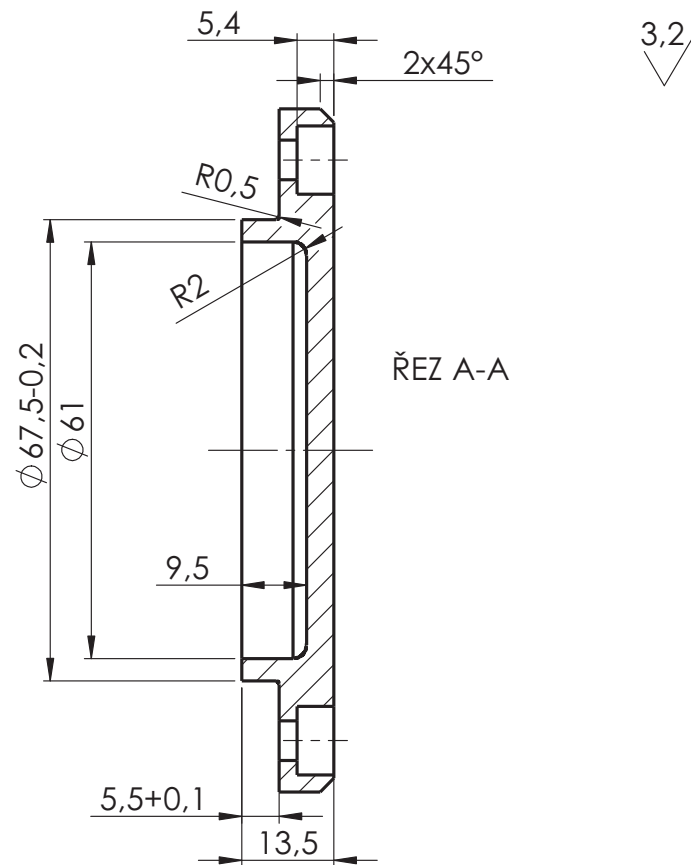
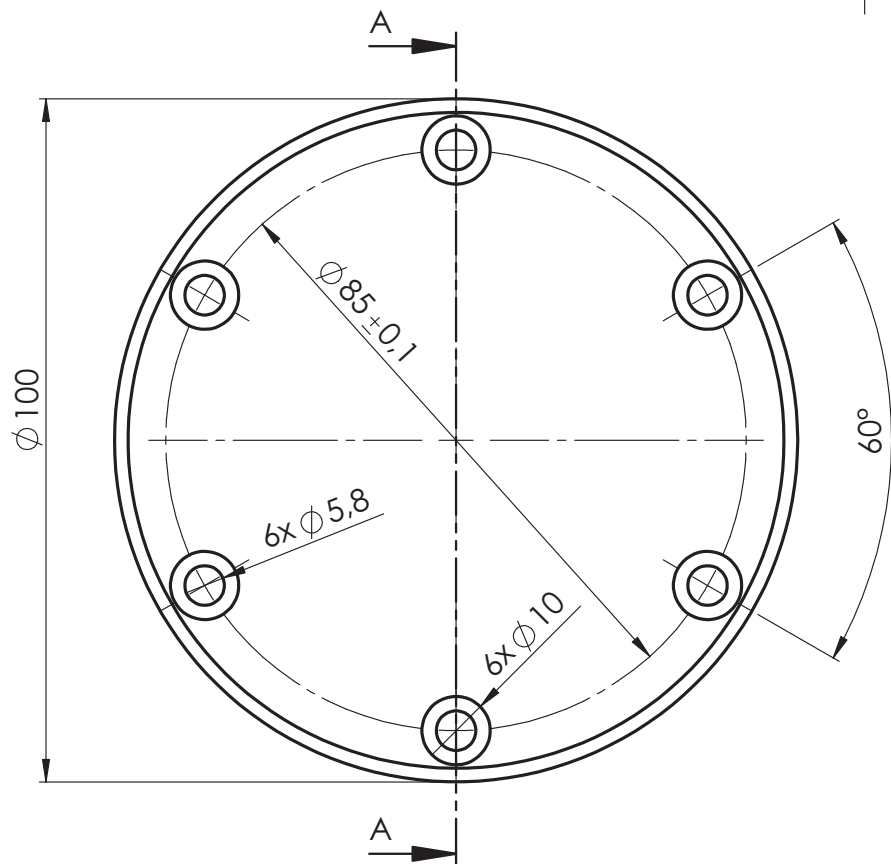


Modul	m	3		
Počet zubů	z	20		
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607		
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	0°		
Smysl stoupání boční křivky zubu	-	-		
Jednotkové posunutí	x	-		
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682		
Kontrolované mezní úchytky	Dvoubokého odvalu za otáčku	Fi"	0,036	
	Dvoubokého odvalu za rozteč	fi"	0,014	
	Sklon zubu	fp	0,009	
	Vzdálenost os	fa	±0,028	
Kontrolní rozměr	Mezní úchytky jmenovití vzdálenosti os	horní	Eas	0,014
		dolní	Eai	-0,060
	Přes zuby	-	-	
Spoluzabírající kolo	Číslo výkresu	-	PI-001.009	
	Počet zubů	z	80	
	Vzdálenosti os	aw	150	
Modul	m	-		
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-		
Průměr základní kružnice	da	66		
Průměr roztečné kružnice	d	60		
Průměr patní kružnice	df	52,5		
Úhel sklonu boční křivky zubů na základním válci	β_b	-		
Úhel os	Σ	-		

2. Srazit hrany 0,2x45°
1. Netolerované rozměry dle ISO 2768-mK

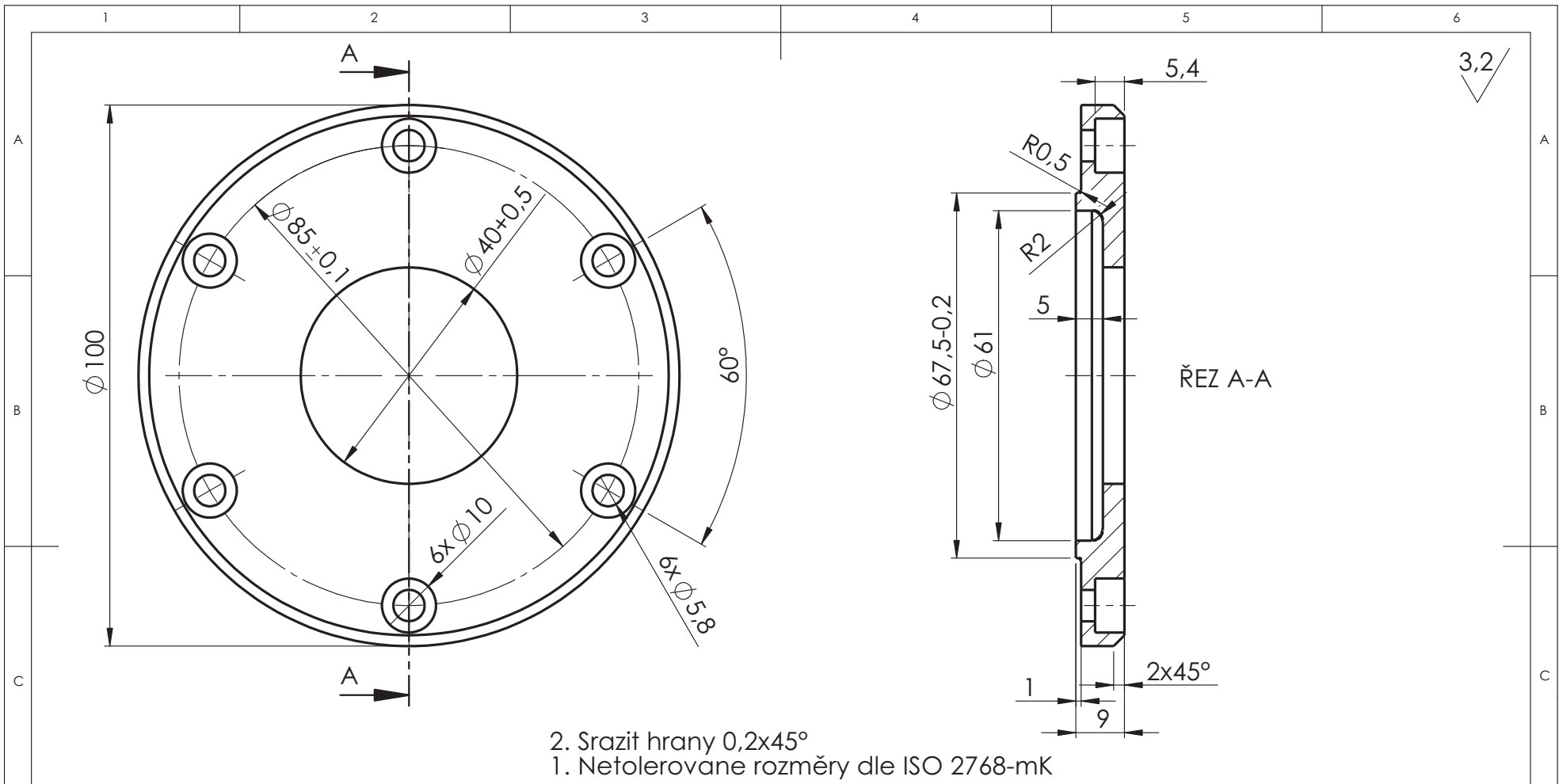
POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH DRSNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:			OPRACOVÁNÍ:			ODSTRANIT OSTŘE HRANY			NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU		ZMĚNA	
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ												
NÁZEV: <h1 style="text-align: center;">PASTOREK ČS</h1>												
JMÉNO						MATERIÁL:						
PODPSIS						15 241						
DATUM						HMOTNOST:						
16.4.2013						MĚŘÍTKO:1:1						
Z. JAKOSTI						LIST 1 Z 1 LISTŮ						
Č. VÝKRESU						PI-001.008						
A4												



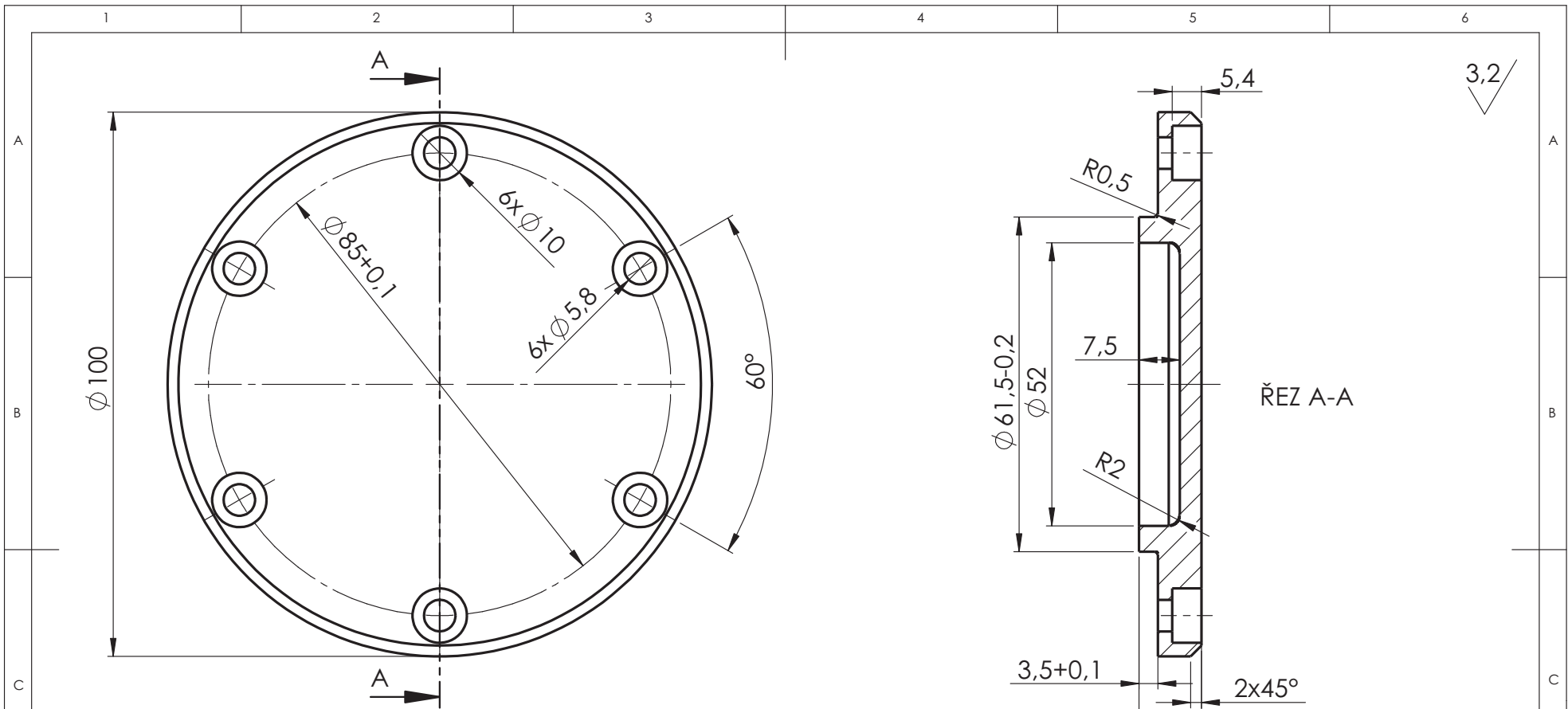


2. Srazit hrany 0,2x45°
 1. Netolerované rozměry dle ISO 2768-mK

POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH DRSNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:			OPRACOVÁNÍ:			ODSTRANIT OSTŘÉ HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU		ZMĚNA	
						UNIVERZITA TOMAŠE BATI VE ZLÍNĚ					
						NÁZEV:					
						KROUŽEK 1					
						Č. VÝKRESU				A4	
						MATERIÁL:				MĚŘÍTKO:1:1	
						11 423				LIST 1 Z 1 LISTŮ	
						HMOTNOST:					

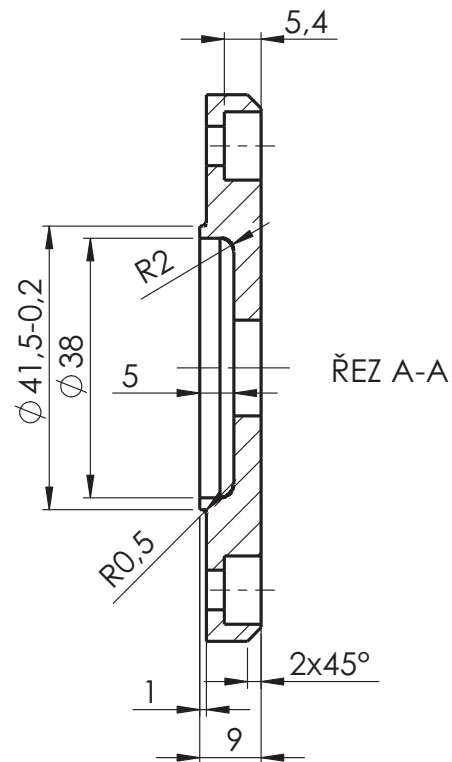
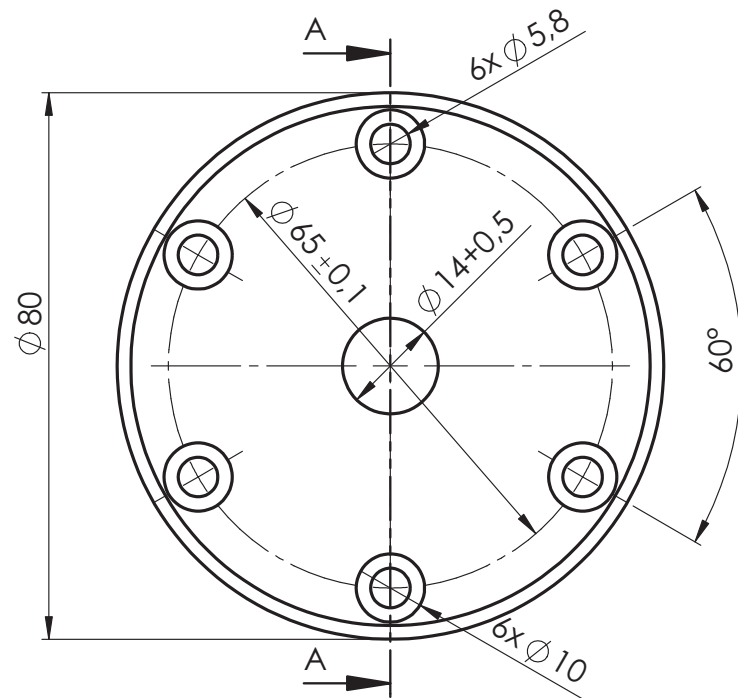


POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH DRSNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:			OPRACOVÁNÍ:			ODSTRANIT OSTŘÉ HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU		ZMĚNA	
						UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ					
						NÁZEV:					
						KROUŽEK 2					
						MATERIÁL:		Č. VÝKRESU		A4	
						11 423		PI-001.011			
						HMOTNOST:		MĚŘÍTKO:1:1		LIST 1 Z 1 LISTŮ	



2. Srazit hrany 0,2x45°
 1. Nefolované rozměry dle ISO 2768-mK

POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH DRSNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:		OPRACOVÁNÍ:		ODSTRANIT OSTŘÉ HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU		ZMĚNA		
						UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ				
						NÁZEV:				
						KROUŽEK 3				
						Č. VÝKRESU		PI-001.012		A4
						MĚŘÍTKO:1:1		LIST 1 Z 1 LISTŮ		
JMÉNO		PODPIS		DATUM		MATERIÁL:				
NAVRHL		Joštic Miroslav		15.4.2013		11 423				
PŘEZKOŮŠEL										
SCHVÁLIL										
VÝROBA										
Z. JAKOSTI										



3,2/

- 2. Srazit hrany 0,2x45°
- 1. Netolerované rozměry dle ISO 2768-mK

POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH DRSNOST: TOLERANCE: LINEÁRNÍ: ÚHLOVÁ:			OPRACOVÁNÍ:			ODSTRANIT OSTŘÉ HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU		ZMĚNA	
						UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ					
						NÁZEV: PI-001.014KROUŽEK 5					
						Č. VÝKRESU PI-001.014				A4	
						MĚŘÍTKO:1:1				LIST 1 Z 1 LISTŮ	
JMÉNO			PODPIS			DATUM					
NAVRHL			Joštic Miroslav			15.4.2013					
PŘEZKOŮSEL											
SCHVÁLIL											
VÝROBA											
Z. JAKOSTI						MATERIÁL:					
						11 423					
						HMOTNOST:					