

# Hnací jednotka s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou

Ľubomír Kormaňák

Bakalárska práce  
2015

 Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2014/2015

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Ľubomír Kormaňák**  
Osobní číslo: **T12066**  
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**  
Studijní obor: **Technologická zařízení**  
Forma studia: **kombinovaná**

Téma práce: **Hnací jednotka s planetovou převodovkou a poj. spojkou**

Zásady pro vypracování:

1. Literární rešerše
2. Návrh a konstrukce převodovky
3. Technická dokumentace
4. Ekonomické zhodnocení

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

**Dle doporučení vedoucího práce**

Vedoucí bakalářské práce:

**Ing. František Volek, CSc.**

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

**30. ledna 2015**

Termín odevzdání bakalářské práce:

**22. května 2015**

Ve Zlíně dne 9. února 2015



doc. Ing. Roman Čermák, Ph.D.  
*děkan*



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

## **ABSTRAKT**

Práca sa zaoberá návrhom pohonnej jednotky s planétovou prevodovkou a trecou poistnou spojkou. V prvej časti práce sa budem venovať problematike ozubených prevodov, obzvlášť v oblasti planetárnych prevodoviek, kde sa zhodnotí ich význam a využitie. Ďalej budeme skúmať tému poistných spojok, výber a typy vhodného materiálu prihliadajúc na cenu a kvalitu pohonnej jednotky. V druhej časti práce, praktickej, navrhнем pohonnú jednotku. Táto časť bude obsahovať všetky výpočty ktoré budú potrebné k zhotoveniu jednotky. Práca bude obsahovať ďalej výkresovú dokumentáciu jednotlivých dielov zostavy.

Kľúčové slová: ozubený prevod, planétová prevodovka, poistná spojka,

## **ABSTRACT**

This project deals with the design of power unit with planetary gearbox and safety clutch. In the first part I will discuss the issue of gears, especially in the field of planetary gearboxes, which evaluate their importance and use. Next, we will explain main function of safety clutch, we will select types of suitable material taking into account the price and quality of the power unit. In the second part, the practical, I'll design the power unit. This section will contain all the calculations that will be needed for assembling the unit. The work will include further drawings of individual parts of the kit.

Keywords: gear, planetary gearbox, safety clutch,



Touto cestou chcem vysloviť poďakovanie p. prof. Františkovi Volkovi CSc. Za odborné vedenie pri vypracovaní mojej bakalárskej práce. Za pomoc, cenné rady a pripomienky, ktoré dopomôhli k naplneniu cieľa. Prehlasujem že som prácu vypracoval samostatne. Myšlienky a state z literatúry ktoré som v práci použil boli vyznačené len ako forma citácie.

Prehlasujem, že odovzdaná verzia bakalárskej práce a elektronická verzia nahratá do systému IS/STAG sú totožné.

V Zlíně

.....  
podpis

# OBSAH

<b>OBSAH</b> .....	<b>6</b>
<b>ÚVOD</b> .....	<b>12</b>
<b>I. TEORETICKÁ ČASŤ</b> .....	<b>13</b>
<b>1 PREVODY</b> .....	<b>14</b>
1.1 TRECIE PREVODY .....	15
1.2 REMEŇOVÉ PREVODY .....	16
1.3 REŤAZOVÉ PREVODY .....	17
1.4 OZUBENÉ PREVODY.....	18
1.4.1 Základne rozdelenie prevodov .....	19
<b>2 ČELNÉ PREVODY</b> .....	<b>21</b>
2.1 ZÁKLADNÁ TEÓRIA OZUBENIA .....	21
2.1.1 Podmienka správnosti ozubenia.....	21
2.1.2 Podmienky správneho záberu pri ozubených prevodoch.....	23
2.2 GEOMETRIA ČELNÝCH KOLIES S PRIAMYM OZUBENÍM .....	23
2.3 ZUBOVÉ PROFILY .....	25
2.4 KONŠTRUKCIA OZUBENIA KOLESA .....	26
2.5 ČIARA ZÁBERU.....	28
2.6 MINIMÁLNY POČET ZUBOV.....	28
2.7 VÝROBA EVOLVENTNÉHO OZUBENIA .....	29
2.8 KOREKCIA OZUBENIA.....	30
2.8.1 Minimálna korekcia .....	30
2.8.2 Korekcia najmenšieho posunutia profilu .....	31
2.8.3 Korekcia súkolesia posunutím profilu .....	32
2.9 MAZANIE OZUBENÝCH PREVODOV .....	32
2.9.1 Materiál pre výrobu ozubených kolies.....	33
<b>3 PLANÉTOVÉ OZUBENÉ PREVODY</b> .....	<b>34</b>
3.1 ZÁKLADNÉ TYPY PLANETÁRNYCH PREVODOV.....	34
3.1.1 Typ <i>K-U</i> .....	34
3.1.2 Typ <i>K-K</i> .....	35
3.1.3 Typ <i>U-S</i> .....	35
3.2 KINEMATIKA PLANÉTOVÉHO PREVODU .....	36
3.2.1 Symboly a označenie .....	36
3.2.2 Prevodový pomer .....	36
3.3 PODMIENKY SÚKOLESIA S JEDNODUCHÝMI PREVODMI.....	37
3.3.1 Podmienka súosia hlavných hriadeľov .....	37
3.3.2 Podmienka zmontovateľnosti.....	37
3.3.3 Podmienka vôle medzi susednými satelitmi .....	38
<b>4 HRIADEĽOVÉ SPOJKY</b> .....	<b>39</b>

4.1	MOŽNOSTI POUŽITIA SPOJOK:.....	39
4.2	ROZDELENIE HRIADELOVÝCH SPOJOK: .....	40
	Nepružné spojky .....	40
	Vyrovňavacie spojky.....	41
	Pružné spojky.....	42
	Výsuvné spojky.....	43
	Poistné spojky .....	44
	Rozbehové spojky .....	44
	Voľnobežné spojky .....	44
	<i>Hydraulické spojky</i> .....	44
4.2.1	Elektrické spojky.....	45
<b>II. PRAKTICKÁ ČASŤ.....</b>		<b>46</b>
<b>5</b>	<b>VÝPOČET A NÁVRH POHÁŇACEJ JEDNOTKY S PLANÉTOVOU PREVODOVKOU A POISTNOU SPOJKOU.....</b>	<b>47</b>
5.1	ZADANIE .....	47
5.1.1	Schéma .....	47
5.1.2	Voľba elektromotora .....	48
5.1.3	Výpočet remenice: .....	49
	Určenie priemeru malej remenice .....	49
	Prevodový pomer .....	49
	Výpočet veľkej remenice .....	49
	Výpočet obvodovej rýchlosti .....	49
5.1.4	Výpočet prevodovky .....	51
	Výpočet počtu zubov a účinnosti .....	52
	Výpočet točivého momentu hnacieho a hnaného hriadeľa $\eta_z = 1$ .....	53
5.1.5	Výpočet súkolesia vstupnej časti A planetárnej prevodovky.....	54
	5.1.5.1 Výpočet modulu vstupnej časti A .....	56
	5.1.5.2 Kontrola časti A na ohyb a otláčenie podľa ČSN 01 4686 .....	56
	5.1.5.3 Základné rozmery ozubenia vo vstupnej časti A .....	59
5.1.6	Výpočet súkolesia časti B planetárnej prevodovky .....	60
	5.1.6.1 Výpočet modulu časti B .....	62
	5.1.6.2 Kontrola časti B na ohyb a otláčenie podľa ČSN 01 4686 .....	62
	5.1.6.3 Základné rozmery ozubenia časti B .....	65
5.1.7	Výpočet súkolesia časti C planetárnej prevodovky .....	66
	5.1.7.1 Výpočet modulu časti C .....	68
	5.1.7.2 Kontrola časti C na ohyb a otláčenie podľa ČSN 01 4686 .....	68
	5.1.7.3 Základné rozmery ozubenia časti C .....	71
5.1.8	Silové pomery .....	72
5.1.9	Výpočet hriadelí .....	72
	5.1.9.1 Výpočet hriadele I .....	72
	5.1.9.2 Výpočet hriadele II.....	75
	5.1.9.3 Výpočet hriadele III. ....	78
	5.1.9.4 Výpočet hriadele IV. ....	81

5.2	DOPLŇUJÚCE GEOMETRICKÉ PODMIENKY .....	84
5.2.1	Podmienka zmontovateľnosti.....	84
5.2.2	Podmienka vôle medzi satelitmi .....	84
5.3	VÝPOČET POISTNEJ SPOJKY SO STRIŽNÝMI KOLÍKMI.....	84
	<i>Koniec drážkového hriadeľa.....</i>	85
5.4	EKONOMICKÉ ZHODNOTENIE.....	85
<b>6</b>	<b>ZÁVER .....</b>	<b>87</b>
	<b>ZOZNAM POUŽITÉJ LITERATÚRY .....</b>	<b>88</b>
	<b>ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK .....</b>	<b>89</b>
	<b>ZOZNAM OBRÁZKOV.....</b>	<b>92</b>
	<b>ZOZNAM PRÍLOH .....</b>	<b>94</b>
	<b>PII – VÝKRESOVÁ DOKUMENTÁCIA</b>	



PARTS LIST			
ITEM	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY
1	Centrálne koleso 1.prevod- 1.75M 19T 20PA 34FW	PI-TZ-BC-006	1
2	Koleso s vnútorným ozubením 1.prevod	PI-TZ-BC-012	1
3	Satelit 1.prevod	PI-TZ-BC-009	1
4	Unášač 1-1	PI-TZ-BC-015	1
5	Unášač 1-2	PI-TZ-BC-016	1
6	Hriadel' č.1	PI-TZ-BC-003	1
7	PERO ISO 2491 5x3-28-A		1
8	LOŽISKO DIN 625 - 6002 - 12,SI,NC,12_68		9
9	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 15 x 1.5		4
10	Hriadel' Satelit č.1	PI-TZ-BC-021	3
11	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 16 x 1.5		6
13	Hriadel' č.2	PI-TZ-BC-004	1
14	LOŽISKO DIN 625 - 6007 - 14,SI,NC,14_68		1
15	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 38 x 2.5		1
16	Satelit 2.prevod	PI-TZ-BC-010	1
17	PERO A8 x 7 x 56 DIN 6885		1
18	Koleso s vnútorným ozubením 2.prevod	PI-TZ-BC-013	1
20	Unášač 2 - 1	PI-TZ-BC-017	1
21	LOŽISKO DIN 625 - 6005 - 14,SI,NC,14_68		1
22	Centrálne koleso 2.prevod	PI-TZ-BC-007	1
23	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 25 x 2		2
24	SKRUTKA ISO 4762 M4 x 12 --- 12N		6
25	Unášač 2 - 2	PI-TZ-BC-018	1
27	LOŽISKO DIN 625 - 6004 - 12,SI,NC,12_68		6
28	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 20 x 1.75		6
29	Hriadel' č.3	PI-TZ-BC-005	1
30	SKRUTKA DIN 912 M6 x 20 --- 20N		10
31	PERO A16 x 10 x 100 DIN 6885		2
32	LOŽISKO DIN 625 - 6012 - 18,SI,NC,18_68		1
33	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 60 x 3		1
34	Centrálne koleso 3.prevod	PI-TZ-BC-008	1
35	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 50 x 3		2
36	Koleso s vnútorným ozubením 3.prevod	PI-TZ-BC-014	1
37	Unášač 1 - 3	PI-TZ-BC-019	1
38	Satelit 3.prevod	PI-TZ-BC-011	3
39	Unášač 2 - 3	PI-TZ-BC-020	1
40	LOŽISKO DIN 625 - 6010 - 18,SI,NC,18_68		1
41	Hriadel' Satelit č.3	PI-TZ-BC-023	3
42	LOŽISKO DIN 625 - 6006 - 14,SI,NC,14_68		6
43	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 30 x 1.5		6



↓

PARTS LIST

ITEM	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY
44	Hriadeľ č.4	PI-TZ-BC-024	1
45	SKRUTKA ISO 4762 M10 x 30 --- 30N		10
46	LOŽISKO DIN 625 - 6017 - 20,SI,NC,20 68		1
47	Kryt 1.prevod	PI-TZ-BC-031	1
48	LOŽISKO DIN 625 - 6302 - 8,SI,NC,8 68		1
49	Kryt 2.prevod	PI-TZ-BC-032	1
50	Kryt 3.prevod	PI-TZ-BC-033	1
51	SKRUTKA ISO 4762 M6 x 10 --- 10N		14
52	SKRUTKA ISO 4762 M6 x 35 --- 24N		8
53	SKRUTKA ISO 4762 M10 x 65 --- 32N		8
54	SKRUTKA ISO 4762 M12 x 50 --- 50N		8
55	PERO A5 x 5 x 20 DIN 6885		1
56	SKRUTKA DIN 912 M12 x 65 --- 36N		12
57	TESNENIE DIN 988-16x22x1.5		2
58	SKRUTKA DIN 6921 - M16 x 35 x 35-N		2
59	Tesnenie		1
60	Viko 1	PI-TZ-BC-002	1
61	SKRUTKA DIN 7972-ST4.8x16-C-N		4
62	Tesnenie 2		1
63	Viko 2	PI-TZ-BC-028	1
64	SKRUTKA DIN 7972-ST9.5x38-C-N		6
66	PODLOŽKA DIN 6340-25		8
67	SKRUTKA DIN 6914 - M24 x 150 x 37-N		8
74	PODLOŽKA DIN 7349-13-St		4
75	SKRUTKA DIN 6914 - M12 x 60 x 23-N		4
78	Spojka časť 1 -2	PI-TZ-BC-025	2
79	Hriadeľ č.5		1
80	LOŽISKO DIN 625 - 6014 - 18,SI,NC,18 68		2
81	Púzdro	PI-TZ-BC-029	1
82	Stojan	PI-TZ-BC-027	1
83	PERO ISO 2338 - 10 h6 x 85 - St		6
85	SKRUTKA ISO 7045 - M5 x 12 - Z --- 12N		8
86	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 472 - 34 x 1.5		1
87	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 15 x 1		1
88	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 70 x 4		1
89	PODLOŽKA DIN 7349-25-St		4
90	SKRUTKA ISO 4018 - M24 x 90-WN		4



## ÚVOD

Prevod sa považuje za jeden z najstarších vynálezov aké ľudstvo kedy vymyslelo. Výhody využitia ozubenia či iných druhov spojovacích článkov viedlo ku skonštruovaniu jedného z najgeniálnejších čínskych prístrojov – vozíka ukazujúceho stále na juh. Bol to určitý mechanický kompas z 27 storočia pred. n.l, dvojkoľosovej káricky a postavičky figúrky, ktorá ukazovala stále na juh. Neskoršie spomienky na prevody sa spájajú v 4.storočí pred n.l. s Aristotelom. V 3.storočí pred n.l. grécky vynálezcovia používali prevody pri konštruovaní mlynov. Niektoré historické zápisky s obdobia renesancie s témou prevodu sa viažu tiež s menom významného maliara, spisovateľa, matematika Leonarda da Vinciho.

Prvé prevody boli vyrobené z dreva s valcovými čapmi a boli často mazané zvieracím tukom. Ozubenia a prevody boli ďalej využívané vo veterných a vodných mlynoch. V čase priemyselnej revolúcie v Anglicku sa do činnosti uviedli prvé kovové ozubenia. A v 19 storočí sa rozvoj v oblasti prevodov rozšíril a začali sa vyrábať prvé prevodovky. V roku 1828 Bernard Lessimon ako prvý použil planetárny prevod, išlo vtedy o strúhadlo na ceruzky. Táto technológia sa dlho používala pod názvom cykloidný prevod. V súčasnosti sa jedná o prevodový mechanizmus s najvyšším nárokom na zmontovanie a výrobu. Preto v minulosti výrobu týchto prevodoviek nebolo možné zaviesť sériovo. Planetárny prevod sa dnes využíva napríklad pri pohonoch v kuchynských robotoch, alebo prevod u bicyklov. Čo prevodovka vlastne je? Prevodovkou alebo prevodovým ústrojenstvom chápeme súbor prvkov, alebo členov ktorým zabezpečujeme prenos, prerušenie alebo zmenu výkonu motora a krútiaceho momentu tak, aby bola čo najviac využitá jeho ideálna oblasť. Dnes najvýznamnejšie miesto z hľadiska vývoja prevodoviek zastáva rozvoj výrobných materiálov. Moderné metalurgie výrazne zvýšili životnosť priemyselných a automobilových prevodoviek. V spotrebnej elektronike sa objavujú plastové ozubenia ktoré priviedli vývoj na novú úroveň. Význam maziva tak pri týchto prevodoch ustupuje. Nové prevodovky sú zabezpečené spoľahlivosťou a tichým chodom.

V dnešnej dobe sa prevodovky s planetárnym prevodom objavujú čoraz častejšie. Aj napriek cene, náročnej technológii na zmontovanie a prevedenia sa u tohto typu prevodovky dá doceliť vysoký prevodový pomer, čo posúva v súčasnosti tento typ prevodu stále viac do popredia.



## I. TEORETICKÁ ČÁST

## 1 PREVODY

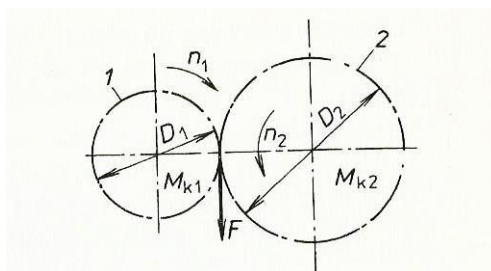
Prevody sa používajú na prenos mechanickej energie. Sú tvorené najmenej dvoma členmi. Rotačný pohyb je vždy prenášaný z hnacieho mechanizmu na hnaný. Ak je miera otáčok pri hnacom a hnanom mechanizme rovnaká, spájame koniec hriadeľa hnacieho stroja so začiatkom hriadeľa hnaného stroja vyrovnávacou, pružnou alebo výsuvnou spojku. Ak by bol počet otáčok na hnacom stroji menší, alebo väčší ako požadujeme otáčky na výstupe, potom musíme vložiť medzi hnací a hnaný stroj prevod. Prevody môžeme teda ďalej použiť na zmenu otáčok, na zmenu veľkosti prenášaného krútiaceho momentu a k zmene smeru rotačného pohybu. Veličiny hnacieho stroja označujeme s indexom 1 a indexy hnaného stroja číslom 2. Jednou zo základných veličín, ktoré charakterizujú prevod je **prevodový pomer**. Je určený pomerom otáčok hnacieho a hnaného hriadeľa, prípadne pomerom hlavného priemeru hnacieho a hnaného kolesa, alebo pomerom počtu zubov hnacieho a hnaného kolesa. [3]

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

$n_1$ - počet otáčok hnacieho hriadeľa,  $n_2$ - počet otáčok hnaného hriadeľa,  $D_1$ - priemer hnacieho kolesa,  $D_2$ - priemer hnaného kolesa,  $z_1$ - počet zubov hnacieho kolesa,  $z_2$ - počet zubov hnaného kolesa

Ak je prevodový pomer  $i > 1$ , jedná sa o prevod kde otáčky na výstupnom hriadeľi sú väčšie ako na vstupnom hriadeľi. Naopak ak je prevodový pomer  $i < 1$  otáčky na vstupnom hriadeľi musia byť nižšie ako na hriadeľi výstupnom.

Pri prenášaní výkonu musí byť **obvodová sila** na hnacom aj hnanom kolese rovnaká. V opačnom prípade by došlo k prerušeniu prevodu. Obvodovú silu vypočítame zo vzťahu [3,1]



Obr. 1-1 Prevod [2]

$$F = \frac{2M_{k1}}{D_1} = \frac{2M_{k1}}{D_1} = \frac{p}{v}$$

kde:  $M_{k1}$ - krútiaci moment hnacieho hriadeľa,  $M_{k1}$ - krútiaci moment hnaného hriadeľa,  $D_1$ - priemer hnacieho kolesa,  $D_2$ - priemer hnaného kolesa,  $p$ - prenášaný výkon,  $v$ - obvodová rýchlosť

Straty energie ktoré vznikajú vplyvom trenia ložísk na hnacom a hnanom hriadeľi, alebo v dôsledku trenia vlastného prevodu môžeme vypočítať zo vzťahu

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1}$$

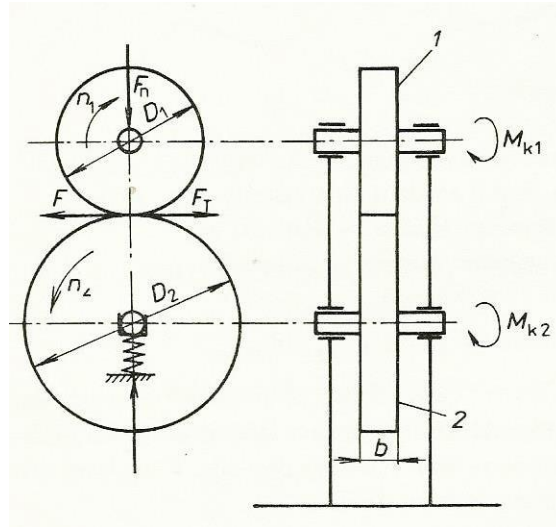
$P_1$ - výkon na konci hnacieho hriadeľa,  $P_2$ - výkon na začiatku hnaného hriadeľa,  $\eta$ - účinnosť prevodu

Účinnosť jednoduchého prevodu  $\eta_{1,2} = \eta_{11} \cdot \eta_p \cdot \eta_{12}$

$\eta_{11}$ - straty trením v ložiskách hnacieho hriadeľa,  $\eta_{12}$ - straty trením v ložiskách hnaného hriadeľa,  $\eta_p$ - straty vo vlastnom prevode

## 1.1 Trecie prevody

Pri trecích prevodoch sa prenáša obvodová sila medzi vzájomne pritláčanými kolesami, alebo kotúčmi pomocou trenia (*obr. 1-2*). Trecie prevody môžu byť so stálym prevodovým pomerom, alebo s plynule meniteľným prevodovým pomerom. Sú vhodnejšie na prenos menších výkonov. Nárazové preťaženia sa vyrovnávajú preklzávaním trecích kolies. V dôsledku trecieho obloženia je chod tohto prevodu pokojný a takmer nehlučný. Vzdialenosť osí je pomerne malý čo zaručuje príslušnú úsporu miesta v prevodových skriniach. Výhodou je tiež, že trecie obloženie je možné meniť čo prináša dlhšiu trvanlivosť. Pri tomto type prevodu je možné meniť otáčky plynule za chodu, zaťaženie však nesmie byť vysoké. Nevýhodou je nestálosť prevodového pomeru a veľký tlak ktorý pôsobí na ložiska a hriadele mechanizmu. [2,3]

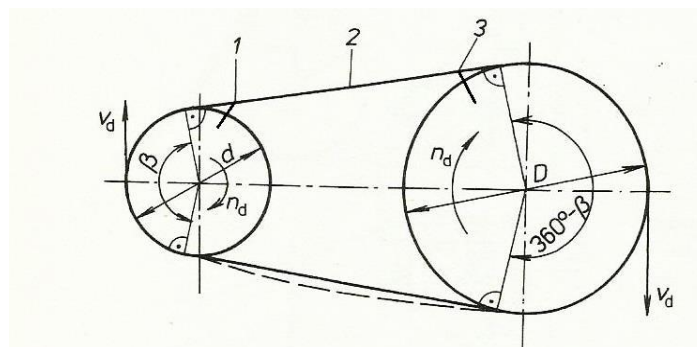


Obr. 1-2 Trecí prevod [2]

Trecí prevod s valcovými kolesami: Prítlačná sila  $F_n$  vyvolaná tlakom pružiny na hnací hriadeľ s kolesom

## 1.2 Remeňové prevody

„Pri remeňových prevodoch sa krútiaci moment prenáša z hnacieho hriadeľa na hnaný remeňom, ktorý je opásaný okolo remenic naklinovaných na hriadeľoch (obr. 1-3). Pri otáčaní hnacieho hriadeľa vzniká na ploche dotyku venca hnacej remenice a remeňa trenie v dôsledku silového styku a pohyb sa prenáša remeňom na hnanú remenicu“ [1]

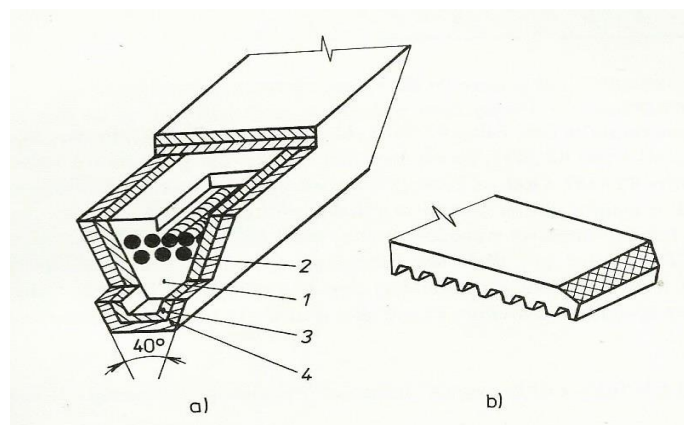


Obr. 1-3 Remeňový prevod [2]

Obr. 1-3. 1- Hnacie koleso, 2- Ťažný člen, 3- Hnané koleso,  $n_a$ - otáčkový hnacieho kolesa,  $n_D$ -otáčkový hnaného kolesa,  $d$  – priemer hnacieho kolesa,  $D$ - priemer hnaného kolesa

Remeňové prevody sa používajú pri menej presných prevodoch, alebo tam kde je pre iný druh prevodu veľká vzájomná vzdialenosť hriadeľov. Ich výhodou je lacná a jednoduchá výroba, je možné týmito prevodmi poháňať niekoľko hriadeľov súčasne a majú schopnosť tlmiť rázy v pohone. Ich nevýhodou je zlá odolnosť voči teplotám, potreba dodatočného napínania a nutný sklz remeňa.

Remene rozlišujeme podľa konštrukcie na ploché, klinové a ozubené. **Klinové remene** bývajú zväčša uzavreté, v opačnom prípade je nutná spojka. Ich prierez má tvar lichobežníka, sú vyrobené z gumeny so zaliatou vystužovacou vložkou (zvyšuje pevnosť remeňa). [1]

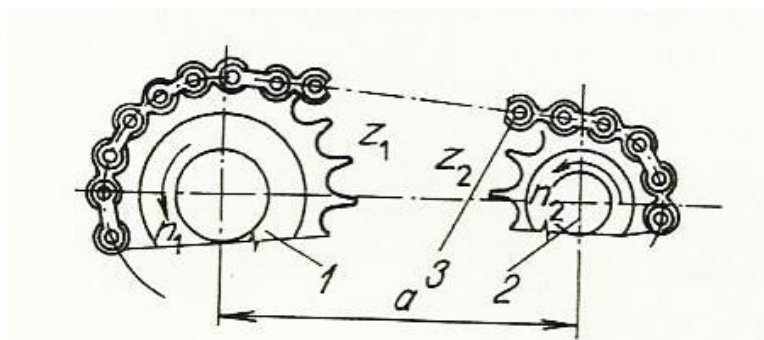


Obr. 1-4 Klinový remeň [2]

- a) 1- gumené jadro, 2- textilná ťažná časť, 3- gumený nárazník, 4- pogumovaný textilný obal  
b) široký klinový remeň pre variátory

### 1.3 Reťazové prevody

Pri reťazových prevodoch sa prenáša obvodová sila z hnacieho hriadeľa na hnaný tvarovým stykom, tj. z ozubeného kolesa hnacieho hriadeľa na reťaz a z nej nahnané reťazové koleso. [1,4]



Obr. 1-5 Reťazový prevod [2]

*Jednoduchý reťazový prevod: 1 - hnacie koleso, 2 - hnané koleso, 3 - reťaz*

Využitie je rozsiahle a to vo všetkých odvetviach v strojárenského, poľnohospodárskeho, textilného či stavebného priemyslu, pri vozidlách a zdvihákoch, vo výrobných linkách, pohyblivých schodiskách a pod. Je vhodný všade tam kde je potrebný rovnomerný prenos krútiaceho momentu na strednú vzdialenosť. Medzi jeho výhody patrí: je použiteľný aj pri väčších vzdialenostiach hriadel'ov (až 5m) pri účinnosti 95%, menšie namáhanie hriadel'ov a ložísk ako pri remeňových prevodoch, možnosť poháňať jednou reťazou niekoľko hriadel'ov naraz (musí platiť podmienka uhol opísanej kružnice  $\rightarrow \beta \geq 90^\circ$ ). Nevýhodou reťazového pohonu je pomerná hlučnosť, chod prevodu behom jednej otáčky nie je celkom rovnomerný, hlavne pri malom počte zubov malého reťazového kolesa. Citlivosť prevodu na presnú montáž (zmontovanie presne v rovine) a pomerne vysoká cena. [1,4]

## 1.4 Ozubené prevody

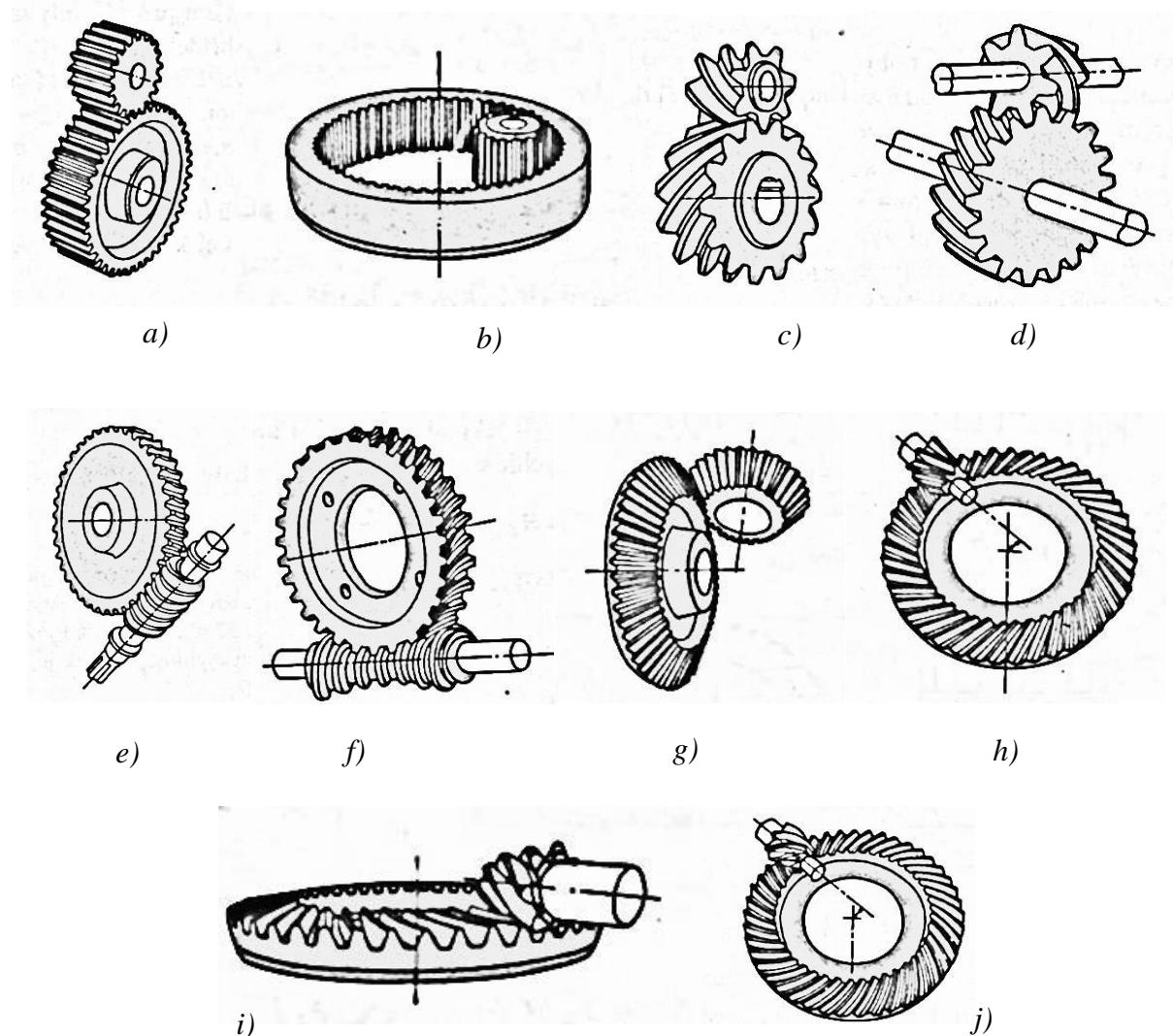
Ozubené prevody alebo ozubené súkolesia vytvárajú tvarovú väzbu medzi hnacím a hnaným hriadel'om a umožňujú tak prenos a transformáciu výkonu. Osy hriadel'a môžu byť rovnobežné, rôznobežné a mimobežné. Podľa toho sa prevádza základné rozdelenie ozubených prevodov. [2]

Ich účinnosť je veľká a vyznačujú sa spoľahlivosťou, dlhou životnosťou, kompaktným usporiadaním a jednoduchou obsluhou. Používame ich na prenos výkonu z hnacieho hriadel'a na hnaný hriadel' bez sklzu. Výroba ozubených kolies potrebuje špeciálne nástroje a vybavenie. Chyby vo výrobe môžu spôsobovať chvenie ozubeného kolesa prípadne jeho hlučnosť za chodu. Sú vhodné pre malé osové vzdialenosti. Jednoduchý prevod pozostáva z jedného páru ozubených kolies – pastorka a ozubeného kolesa.

Podľa tvaru krivky profilu zuba ozubeného kolesa rozoznávame ozubení [1,4]

- evolventné
- cykloidné

## 1.4.1 Základne rozdelenie prevodov



Obr. 1-6 Prehľad typov ozubených prevodov [5]

valivé súkolesie – boky zubov spolu zaberajúcich kolies sa odvalujú: a) čelné súkolesie s vonkajším ozubením, b) čelné súkolesie s vnútorným ozubením, c) čelné súkolesie so šikmými zubami, d) skrutkové súkolesie, e) závitkové súkolesie – valcová skrutka a globoidné skrutkové koleso, f) závitkové súkolesie – globoidná skrutka a globoidné skrutkové koleso, g) kuželové súkolesie s priamymi zubmi, h) skrutkové súkolesie s priamymi zubmi, i) kuželové súkolesie so šikmými zubmi, j) skrutkové súkolesie so šikmými zubmi

– z hľadiska vzájomnej polohy osí existuje súkolesie [2]

rovnobežné - vonkajšie (čelné) ozubenie s rovnými, šikmými, šípovými zubami,  
vnútorné ozubenie s rovnými, šikmými zubami,

čelné s hrebeňom, čelné – obr. a, b, c

rôznobežné - kuželové ozubenie s rovnými, šikmými, zakrivenými zubmi, kuželové – obr. g, i

mimobežné - čelné hypoidné kolesa pravouhlé,

čelné hypoidné kolesá obecné, kuželové hypoidné kolesá obecné,

závitovkové prevody - obr. e, f, skrutkové – obr. d, h, j

– z hľadiska tvaru ozubenia môže byť súkolesie [2]

priame – obr. a, b, g, h

šikmé – obr. c, i, j

zakrivené, šípové, špirálové, poloidné, eloidné a s kruhovými zubmi

– z hľadiska vzájomnej polohy spolu zaberajúcich kolies

vonkajšie súkolesie – obr. a

vnútorné súkolesie – obr. b

– z hľadiska veľkosti prevodového pomeru

do pomala (redukcia) - ( $i > 1$ ) - znižovanie otáčok

do rýchla (multiplikácia) - ( $i < 1$ ) - zvyšovanie otáčok

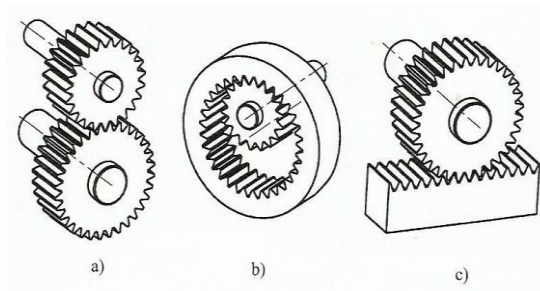


## 2 ČELNÉ PREVODY

Hovoríme o ňom vtedy, keď sú zuby rovné a kolmo postavené na čelnú rovinu. Čelné súkolesie transformuje a prenáša výkon medzi hriadeľmi, ktorých osi rotácie sú rovnobežné. Podľa tvaru bočnej krivky zubov, ktorá vznikne ako priesečnica boku zuba so súosím valcom ozubeného kolesa, je možné tak rozdeliť ozubené kolesá na:

- Ozubené kolesá s priamymi zubami
- Ozubené kolesá so šikmými zubami
- Ozubené kolesá so šípovými zubami

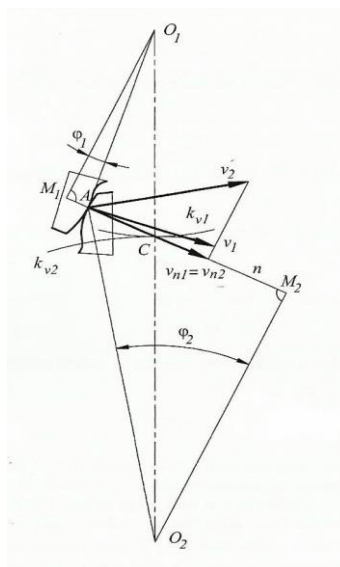
V súkolesí sa menšie koleso nazýva pastorok.



Obr. 2-1 Čelné súkolesie s ozubenými kolesami priamymi zubmi [2]

### 2.1 Základná teória ozubenia

#### 2.1.1 Podmienka správnosti ozubenia



Obr. 2-2 Podmienka správnosti ozubenia [2]

Ak sa bok zuba hnacieho koleša 1 otáča uhlovou rýchlosťou  $\omega_1$  a pritom sa dotýka boka zuba hnacieho koleša 2, bude jeho uhlová rýchlosť  $\omega_2$ . V dotykovej úsečke, na ktorej leží bod záberu A, majú boky zubov spoločnú dotyčnicu a normálu. Rýchlosť záberového bodu A koleša 1 je

$$v_1 = \omega_1 \cdot \overline{O_1A}$$

a koleša 2 je

$$v_2 = \omega_2 \cdot \overline{O_2A}$$

Zložky  $v_1$  a  $v_2$  do smeru spoločnej normály  $n$  oboch bokov zubov v záberovom bode A sa vypočítajú zo vzťahov [2,7]

$$v_{n1} = \omega_1 \cdot \overline{O_1A} \cdot \cos\varphi_1 = v_1 \cdot \cos\varphi_1$$

$$v_{n2} = \omega_2 \cdot \overline{O_2A} \cdot \cos\varphi_2 = v_2 \cdot \cos\varphi_2$$

tieto zložky sa musia rovnať lebo inak by sa boky zubov od seba vzdľaľovali, alebo by do seba narážali. Platí teda pre ne vzťah [2,7]

$$v_{n1} = v_{n2}$$

Spoločná normála  $n$  bokov zubov v bode A pretína spojnicu stredov otáčania  $O_1$  a  $O_2$  ozubených kolies v bode C. Päty kolmíc spustených z týchto stredov valivých kružníc  $k_{v1}, k_{v2}$  na spoločnú normálu označme ako  $M_1$  a  $M_2$ . Z obrázka vidíme že trojuholníky  $O_1M_1C$  a  $O_2M_2C$  sú podobné a platí pre ne vzťah [2]

$$\frac{\overline{O_1C}}{\overline{O_2C}} = \frac{\overline{O_1M_1}}{\overline{O_1M_2}}$$

ďalej platí že,

$$\overline{O_1M_1} = \overline{O_1A} \cdot \cos\varphi_1 \quad a \quad \overline{O_1M_2} = \overline{O_2A} \cdot \cos\varphi_2$$

Z toho vypočítame hodnotu prevodového pomeru  $i$

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}} = \text{konšt.}$$

Je to podmienka správnosti ozubenia a hovorí nám že spoločná normála  $n$  bokov zubov v ľubovoľnom bode záberu A musí vždy prechádzať valivým bodom C. Po dodržaní tejto podmienky môžeme považovať prevodový pomer  $i$  za konštantný.

Šírka ozubenia je totožná s dĺžkou zuba a označuje sa  $b$ . Pre osovú vzdialenosť  $a_v$  ozubených kolies platí vzťah [2]

$$a_v = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

### 2.1.2 Podmienky správneho záberu pri ozubených prevodoch

Aby ozubené kolesá mohli spolu zaberat', čiže boky obidvoch zubov boli stále v zábere a prevodový pomer bol konštantný, musia byť splnené tieto podmienky: [7]

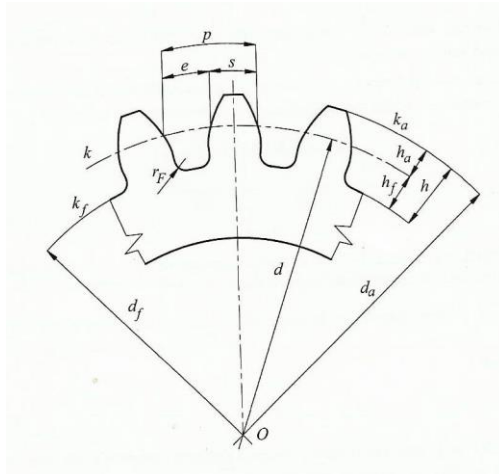
- *Musia byť normálové rýchlosti v obecnom mieste dotyku rovnaké.*
- *Aby bol prevodový pomer konštantný, musí spoločná normála v každom bode záberu prechádzať valivým bodom C, ktorý delí vzdialenosť osí v prevodovom pomere.*
- *Rozstupy obidvoch spolu zaberajúcich kolies musia byť rovnaké.*

*Prevody s ozubenými kolesami majú splňať nasledovné požiadavky: [7]*

- prevodový pomer má byť konštantný,
- prevod nemá byť citlivý na zmenu osovej vzdialenosti a v rámci tolerančných odchýlok
- výroba ozubenia má byť presná, lacná, jednoduchá s možnosťou kontroly,
- straty v ozubení majú byť čo najmenšie.

## 2.2 Geometria čelných kolies s priamym ozubením

Ozubenie je vytvorené buď na vonkajšej alebo na vnútornej strane kolesa, medzi priermi  $d_a$  a  $d_f$ . Čelná rovina je rovina kolmá na os rotácie. Rez kolesa touto rovinou predstavuje geometrický útvar pozostávajúci z počtov z rovnakých profilov jednotlivých zubov. [2,7]



Obr. 2-3 Geometria čelného ozubenia [2]

Kde  $p$  je vzdialenosť odpovedajúcich si bodov dvoch susedných zubov na rozstupovej kružnici  $k$  s priemerom  $d$ . Môžeme ju tiež vypočítať zo vzťahu [2,7]

$$p = s + e$$

pričom,  $s$  je hrúbka zuba a  $e$  šírka zubovej medzery. Kružnica  $k$  rozdeľuje ozubenie na hlavovú časť a pätnú s indexmi  $a$  a  $f$ . Vzťah medzi priemerom  $d$  roztečenej kružnice, počtom zubov  $z$  a vzdialenosťou  $p$  môžeme vyjadriť rovnicou

$$\pi \cdot d = p \cdot z$$

z toho

$$d = \frac{p}{\pi} \cdot z$$

Zlomok zo vzťahu predstavuje charakteristickú veličinu ozubenia **modul**  $m$ , ktorý teda môžeme definovať vzťahom

$$m = \frac{p}{\pi} \quad \text{prípadne} \quad m = \frac{d}{z}$$

Modul  $m$  je teda časť priemeru rozstupovej kružnice  $k$  pripadajúca na jeden zub. Je pomerom medzi priemerom  $d$  rozstupovej kružnice a počtom zubov  $z$ . Nakoľko všetky základné rozmery ozubenia sú charakterizované modulom, **modul považujeme za charakteristické číslo ozubenia**. Jeho veľkosti sú normalizované.

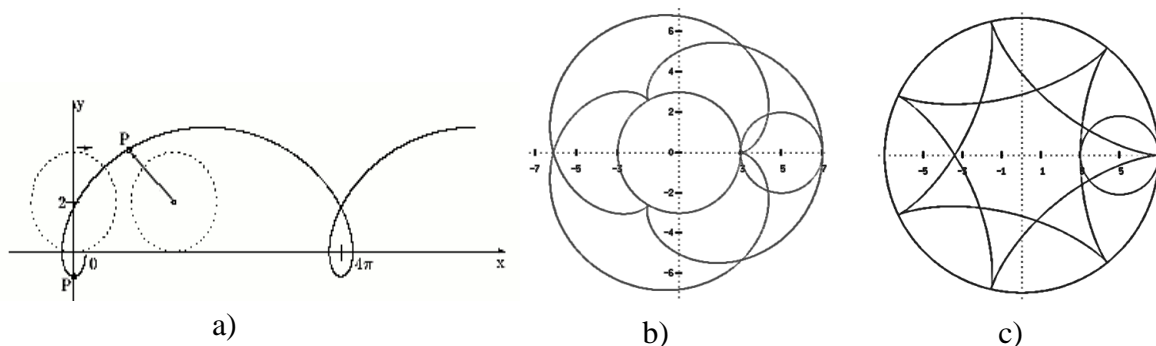
Normalizovaná rada modulov: 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,25; 3,5; 3,75; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 8; 9; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22 .....

Pomocou modulu sa vypočítavajú ďalšie rozmery nekorigovaného ozubenia s rovnými zubami

$d = m \cdot z$	– rozstupový priemer,
$d_a = d + 2 \cdot h_a$	– priemer hlavnej kružnice,
$d_f = d - 2 \cdot h_f$	– priemer pätej kružnice,
$p = \pi \cdot m$	– rozstup,
$p = s + e$	– rozstup,
$s = e = \frac{p}{2}$	– hrúbka zuba a šírka zubnej medzery pre nekorigované ozubenia je rovnaká,
$h = h_a + h_f$	– výška zuba,
$h_a = h_a^* \cdot m$	– výška hlavy zuba,
$h_f = (h_a^* + c_a^*) \cdot m$	– výška päty zuba,
$h_a^* = 1$	– súčiniteľ výšky hlavy zuba, platí pre nekorigované (neupravované) ozubenie,
$c_a^* = 0,25$	– súčiniteľ hlavnej vôle

### 2.3 Zubové profily

Technický význam má pre nás hlavne ozubenie cykloidné, s kruhovým oblúkom alebo evolventné. *Cykloida* – vzniká pri odvaľovaní kružnice po priamke, alebo po kružnici v vonkajšej strane, alebo z vnútra. Každý bod tvoriaci kružnice opisuje pri hrebeňoch **cykloidu** (obr.2-4a), pri kolesách **epicykloidu** (obr.2-4b), alebo **hypocykloidu** (obr.2-4c) [5]



Obr. 2-4 Cykloidné ozubenie

V porovnaní s evolventným ozubením má cykloidné ozubenie menší tlak na dotyku ozubenia, menšie opotrebenie a je možné pri ňom použiť menší počet zubov na pastorku. Nevýhodou je zložitejší výrobný nástroj. Používajú sa prevažne v hodinárstve.

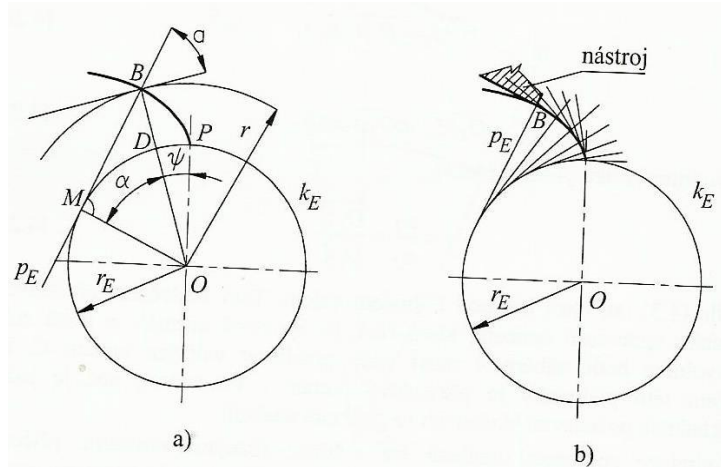
Profil zuba evolventného ozubenia vyrábaného odvaľovacím spôsobom sa skladá z evolventy a prechodovej krivky. Úlohou prechodovej krivky je vytvoriť plynulý prechod medzi evolventou a pätnou kružnicou. Je to dôležité miesto ozubenia, preto že ovplyvňuje jeho ohybovú pevnosť a interferenčný jav pri zábere. Ak má ozubené koleso práve minimálny počet zubov dochádza k plynulému napojeniu evolventnej a prechodovej krivky na základnú kružnicu. V bode napojenia má evolventa a prechodová krivka spoločnú dotyčnicu, ktorá prechádza stredom vyrábaného kolesa. Súkolesie kedy pastorok má vonkajšie ozubenie a koleso vnútorné ozubenie sa z hľadiska kinematiky vyznačuje rovnakým zmyslom relatívneho otáčania oboch kolies. Výhodou je že má menšie nároky na priestor z hľadiska konštrukcie, ako súkolesie s dvoma kolesami. Jeho využitie je prevažne v planetárnych prevodovkách. Pri ozubeniach s kruhovým oblúkom, ktoré poznáme pod menom Wildhaber-Novikov, majú spolu zaberajúce kolesá konvexné, prípadne konkávne boky, tvorené kruhovým oblúkom. Dotyk v nezaťaženom stave je bodový a po zaťažení sa zmení na malú plochu. Výhodou tohto ozubenia je pomerne malý tlak na styku, z čoho vyplýva že jeho oblasť použitia je prevažne pri viac zaťažených prevodoch s nižšími otáčkami (napr. redukcia valcových stolíc). Jeho účinnosť dosahuje 99,5%.

V strojárstve sa prevažne používa *normalizované evolventné ozubenie*. [5]

## 2.4 Konštrukcia ozubenia kolesa

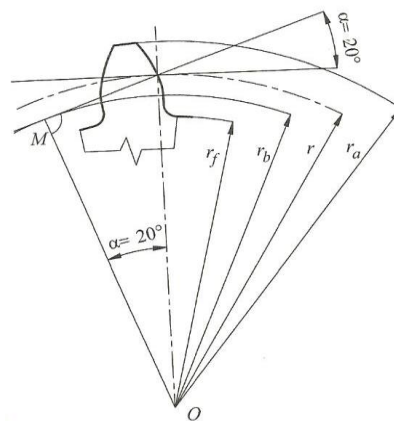
Z hľadiska geometrie je evolventa krivkou vznikajúcou ako dráha bodu priamky ktorá sa odvaľuje po kružnici (obr.2-5). Budeme hovoriť o tvoriacej priamke  $p_E$ , tvoriacej kružnici  $k_E$  a tvoriacom bode B. Kolmica spustená zo stredu O tvoriacej kružnice  $k_E$ , na tvoriacu priamku  $p_E$  zvierá so spojnicou BO tlakový uhol  $\alpha$ .

Z hľadiska výroby je dôležité pripomenúť že evolventa vznikne aj ako obálka polôh úsečky, ktorá je kolmá na tvoriacu priamku  $p_E$  v bode B. Táto skutočnosť umožňuje vyrábať evolventné ozubenie aj nástrojom s priamou hranou ostria, pri zaistení jeho odvaľovania voči polotovaru. [2]



Obr. 2-5 Konštrukcia a výroba evolventného ozubenía

**Evolventa** je nekonečne dlhá krivka a preto jej časť ktorá určuje profil zuba je definovaná prostredníctvom tlakového uhla  $\alpha$ . Krivka profilu zuba splýva s krivkou evolventy okolo jeho bodu s polárnymi súradnicami  $\psi = \text{inv}\alpha$ , kde  $\alpha = 20^\circ$  a



Obr. 2-6 Profil zuba

Úsek evolventy je potom ohraničený hlavovou a pätnou kružnicou s polomeri  $r_a$  a  $r_f$ . Tvoríaca kružnica evolventy  $k_E$  sa v geometrii ozubenía nazýva základná a označuje sa ako  $r_b$ . A platí pre ňu vzťah [2]

$$r_b = r \cdot \cos \alpha$$





K priamej časti nástroja prenikne do základnej kružnice  $k_b$  dôjde podrezaniu zuba. V opačnom prípade k podrezaniu nedôjde.

Pri normálnych ozubených kolesách neprekročíme hranicu podrezania zubov práve v medznom prípade. Medzný stav môžeme charakterizovať ako jav. Uvažujme pod podmienkou že pri odvaľovaní spôsobom výroby ozubenia, kedy evolventa vzniká len na spoločnej normále  $n$ , koncový bod  $K$  rovnej časti ostria nástroja, vytvorí posledný bod evolventy práve na základnej kružnici  $k_b$  v bode  $M$  vyrábaného polotovaru ozubeného kolesa. Za tohto predpokladu bude vyrobené ozubené koleso s teoreticky minimálnym počtom zubov  $z_{tmin}$ .

Podľa obr.1-12 možno vyjadriť výšku hlavy základného profilu zuba nástroja, ktorá je rovná modulu  $m$ , a platí pre ňu vzťah [2,7]

$$m = r - r_b \cdot \cos\alpha$$

$$r_b = r \cdot \cos\alpha$$

Po dosadení do vzťahu platí:

$$m = r \cdot \sin^2\alpha$$

Počet zubov je rovný v medznom stave rovný teoretickému minimálnemu počtu zubov  $z_{tmin}$  dostaneme pre  $\alpha = 20^\circ$

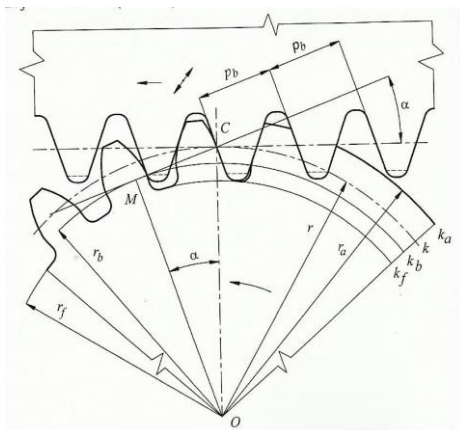
$$z_{tmin} = \frac{2}{\sin^2\alpha} \cong 17$$

V praxi sa sa z ekonomických dôvodov pripúšťa nepodstatné podrezanie päty zuba a zavádza sa praktický minimálny počet zubov [7]

$$z'_{min} = 14$$

## 2.7 Výroba evolventného ozubenia

Evolventné ozubenie sa vyrába na základe vzniku evolventy odvaľovaním. Využíva sa prevažne spôsob odvaľovaním, ktorý vychádza zo skutočnosti, že množstvo evolventných kriviek zostrojovaných k tej istej kružnici  $k_b$  má spoločnú normálu  $n$  a dotýčnice k evolventným krivkám v ich priesečníku s normálou  $n$  sú od seba v rovnakej vzdialenosti ako je vzdialenosť zubov  $p_b$  na základnej kružnici. [2]

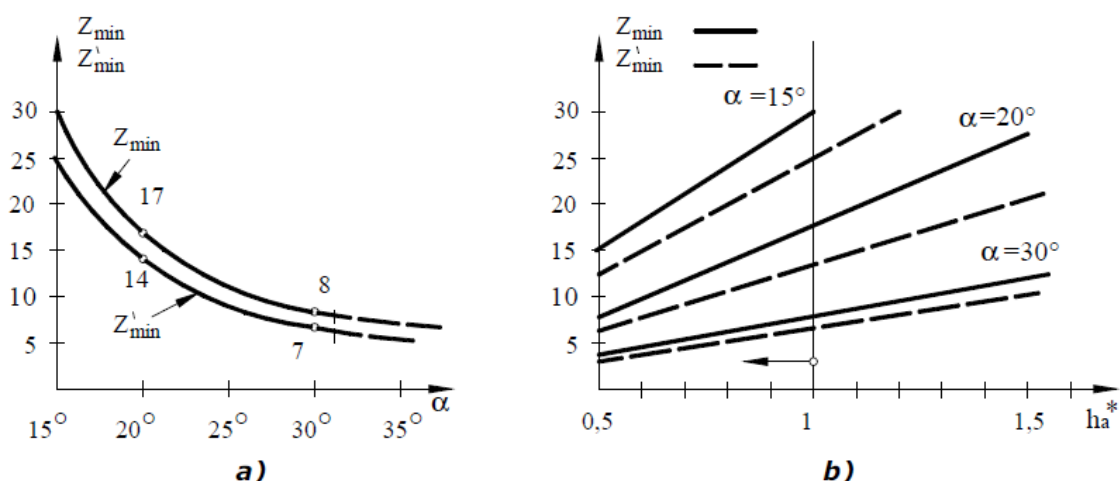


Obr. 2-9 Výroba evolventného ozubenia

## 2.8 Korekcia ozubenia

### 2.8.1 Minimálna korekcia

Uvedené vzťahy v kapitole 2.6, minimálneho počtu zubov  $z_{min}$  sú základom pre tzv. minimálne korekcie. To znamená, že riešenie problému pre zabránenie podrezávania zuba pri výrobe práve aplikáciou minimálneho počtu zubov je potrebné chápať ako minimálnu korekciu ozubenia. Do istej miery možno zabrániť podrezanie pri malých počtoch zubov kola zvyšovaním uhla záberu (obr. a). Obmedzenie tu tvorí tzv. špicatost' zubov, ku ktorej dochádza pri výrobe tým, že evolventy vytvárajúce pravý a ľavý bok zuba, sa pretnú na hlavovej kružnici alebo pod ňou. U bežného ozubenia nastáva špicatost' zubov pri uhle záberu  $\alpha = 32^\circ$  pri počte zubov  $z_{min} < 8$ . Zabránenie podrezaniu je možné realizovať znižovaním súčiniteľa výšky hlavy nástroja  $h_a^*$  (obr. b). [7]



Obr. 2-10 Minimálna korekcia

Korekcia  $x$  za účelom odstránenia podrezania päty zuba pri výrobe ozubeného kolesa s menším počtom zubov  $z$  ako je  $z_{tmin}$  sa nazýva teoretická minimálna jednotková korekcia  $x_{tmin}$ . Ak sa má vyrobiť koleso s menším počtom zubov ako 17, musíme nástroj vysunúť o hodnotu  $x_{tmin} \cdot m$ . [2,7]

$$x_{tmin} = \frac{17 - z}{17}$$

### 2.8.2 Korekcia najmenšieho posunutia profilu

Zabránenie podrezania zuba pri výrobe s malým počtom zubov sa zabezpečuje vysunutím nástroja o určitú malú hodnotu, ktorá sa označuje ako súčin tzv. jednotkového posunutia základného profilu  $x$  (*jednotkové posunutie, jednotková korekcia*) a modulu  $m$ :  $x \cdot m$ . Pri výrobe sa potom nebude rozstupová priamka hrebeňa (nástroja) dotýkať rozstupovej kružnice kolesa, ako to bolo u nekorigovaného kolesa, ale bude od nej vzdialená o hodnotu  $x \cdot m$ . Súčasne s vysunutím nástroja o hodnotu  $x \cdot m$  je potrebné zmeniť polomer hlavovej i pätnjej kružnice o tú istú hodnotu, aby zostala výška zuba normálna. V dôsledku korekcie sa menia hodnoty väčšiny geometrických veličín ozubeného kolesa: [2,7]

$$h_a = (h_a^* + x_{tmin}) \cdot m \quad - \quad \text{výška hlavy zuba}$$

$$h_f = (h_a^* + c^* - x_{tmin}) \cdot m \quad - \quad \text{výška päty zuba}$$

$$s = \frac{p}{2} + 2 \cdot x_{tmin} \cdot m \cdot \tan a \quad - \quad \text{hrúbka zuba}$$

$$e = \frac{p}{2} - 2 \cdot x_{tmin} \cdot m \cdot \tan a \quad - \quad \text{šírka zubovej medzery}$$

U ozubenia korigovaného metódou posunutia nástroja sa:

<b>mení</b>	<b>nemení</b>
- výška hlavy zuba,	- priemer rozstupovej kružnice,
- výška päty zuba,	- priemer základnej kružnice,
- priemer hlavnej kružnice,	- rozstup na rozstupovej kružnici.
- priemer pätnjej kružnice,	
- hrúbka zuba,	
- šírka zubovej medzery	

### 2.8.3 Korekcia súkolesia posunutím profilu

Zatiaľ boli odvodené dva druhy korekcií, ktoré venovali pozornosť korigovaniu len jedného kolesa príslušného súkolesia: [7]

- korekcia najmenším posunutím nástroja,
- korekcia prípustným podrezaním,

Korekciu súkolesia s korigovaním dvoch ozubených kolies súčasne, delíme na:

- korekcia VN – bez zmeny osovej vzdialenosti,
- korekcia V – so zmenou osovej vzdialenosti.

#### korekcia – VN

V danom prípade sa vysúva nástroj pri obrábaní pastorka o hodnotu:  $+x_1 \cdot m$  a o tú istú hodnotu:  $-x_2 \cdot m$  sa zasúva pri výrobe koleso.

#### korekcia – V

Korekcia so zmenou osovej vzdialenosti sa delí na tri druhy:

na pozitívnu korekciu pastorka a kolesa +V

na pozitívnu korekciu pastorka +V a negatívnu korekciu kolesa -V

na pozitívnu korekciu pastorka +V

## 2.9 Mazanie ozubených prevodov

Mazivo určené k mazaniu ozubených prevodov znižuje trenie medzi zubami a zároveň odvádza teplo, ktoré vzniká pri zábere zubov a v ložiskách kolies. Pri dokonalom mazaní sú zuby kolesa oddelené súvislou vrstvou maziva. Málo zaťažené súkolesia s obvodovou rýchlosťou menšou ako  $v < 1m \cdot s^{-1}$  sa mažu plastickým mazivom. Pre vyššie rýchlosti  $1m \cdot s^{-1} = v < 12m \cdot s^{-1}$ , s praktického hľadiska sa vyskytujú najčastejšie, sa používa rozstrekovacie mazanie a pre rýchlosti  $v > 12m \cdot s^{-1}$  používame obehové mazanie. Olej je poháňaný zubovým čerpadlom z nádrže do trysiek cez ktoré sa vstrekuje priamo na ozubenie. Základným kritériom pre voľbu maziva je jeho viskozita a odolnosť proti starnutiu.

Platí, že čím sú vyššie obvodové rýchlosti, tým sa musí voliť nižšia viskozita oleja.

Teplota v olejovej skrini by nemala presiahnuť teplotu [4,5]

50°C pre  $m = 1,25$  až  $2mm$

60°C pre  $m = 2,25$  až  $8mm$

70°C prezávitovkové prevody

### 2.9.1 Materiál pre výrobu ozubených kolies

Materiály ktoré sú dominantné pri výrobe ozubených kolies sú oceľ a liatina. Keď je počet zubov malý koleso sa zhotoví zväčša priamo na hriadeli (pastorok). Väčšie kolesá sa zhotovujú osobitne a pri montáži sa na hriadeľ nasadzujú. Skladajú sa z troch častí náboj, veniec a kotúč. Náboj musí byť pevný a dostatočne dlhý. Niektoré ozubené kolesa bývajú delené. Pri týchto sa zuby zhotovujú na veniec a ten sa nalisuje na odliate teleso. Výhodou je že pri opotrebení materiálu zubov sa vymení len časť, veniec. Malé kolesá zo sivej liatiny majú tvrdý povrch bokov a dobre odolávajú opotrebeniu, nekorodujú a majú tiež dobré klzné vlastnosti. Kolesa z konštrukčnej ocele sa zhotovujú z výkovekov, zvárajú sa alebo sú z výliskov

Podľa tvrdosti bokov zubov rozoznávame kolesá

- tvrdé – presnejšie tvrdené, s tvrdosťou bokov zubov  $HV > 360$

materiálom pre tieto kolesá sú ocele určené na povrchové kalenie, cementovanie a kalenie, nitroce-mentovanie, nitridovanie a karbonitridovanie

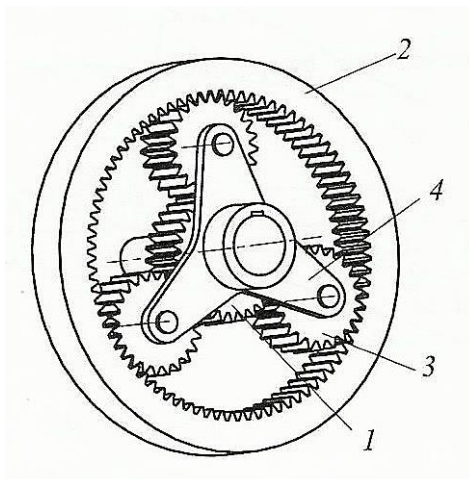
- mäkké – alebo netvrdené s tvrdosťou bokov zubov  $HV \leq 360$

materiálom sú konštrukčné a legované ocele, ocele na odliatky v prírodnom stave, žíhanom alebo zušľachtenom a ďalej odliatky z tvárnej liatiny alebo sivej.

Pri väčších obvodoých rýchlostiach sú kovové kolesá hlučné a prenášajú vibrácie na celý mecha-nizmus, ak by sa zhotovilo veľké koleso z plastu, chod by sa tak značne utlmil. Nekomové materiály ktoré používame na výrobu ozubených kolies sú napríklad, tvrdené tkaniny, polykarbonáty, polyamidy a plasty na baze uhl'ovodíka. [1,5]

### 3 PLANÉTOVÉ OZUBENÉ PREVODY

Sú to prevody ozubených kolies, skladajúcich sa z **centrálnych kolies** a **unášačov** rotujúcich okolo hlavnej osi a zo satelitov, ktoré vykonávajú dva pohyby: rotujú okolo vlastnej osi a pritom sú unášané unášačom okolo hlavnej osi. [5]



Obr. 3-1 Planétový prevod [2]

Obr 3-1. Planétový prevod: 1-centrálne koleso, 2-korunové koleso, 3-satelit, 4-unášač

Výhody planétových súkolesí spočíva v množstve dosiahnutia väčších prevodových pomerov, ako je to v prípade predlohových súkolesí. Výkon z hnacieho členu na hnaný sa prenáša cez viac satelitov, tým sa znižuje rozmer prevodov a znižuje sa tak aj namáhanie ozubenia. To, že je rozloženie satelitov rovnomerné, minimalizuje zaťaženie ložísiak hlavných hriadel'ov súkolesia. Moduly ozubení sú malé čo prispieva k presnosti kolies. Chod prevodu je pomerne tichý a jeho účinnosť je väčšia ako u predlohových súkolesiach. Nevýhodou je zložitejšia výroba a montáž. Aj pri malých prevodoch je potrebné väčšie množstvo kolies. [2]

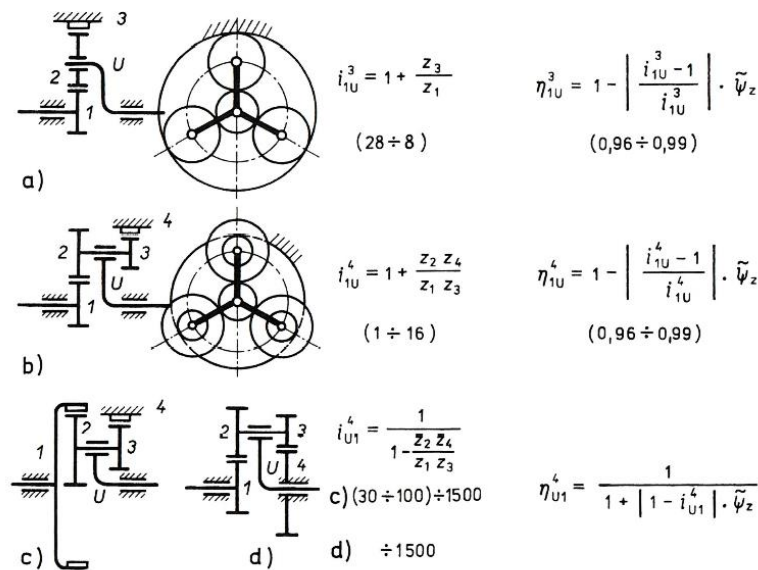
Planétové prevody nachádzajú uplatnenie dnes už v širokej sfére. Používajú sa pri výrobe zdvíhačiek, pri textilných obrábacích strojoch, pri plynových turbínach, v prevodovkách lodí, v letectve a pri výrobe automobilov [4]

#### 3.1 Základné typy planetárnych prevodov

##### 3.1.1 Typ K-U

Tento typ sa vyznačuje tým že na jednom z vnútorných hriadelí je uložený unášač  $u$ . Druhá hriadeľ nesie korunové koleso. Používajú sa prevažne ako silové prevody. Ich mechanická účinnosť je vysoká. Tieto prevody s vyvedeným pohybom unášača sú najčastejšie s jednoduchými alebo dvojitými satelitmi (obr. 3-2 a, b). Planétové prevody na (obr.3-2 c, d) používame na vysoké prevodové po-

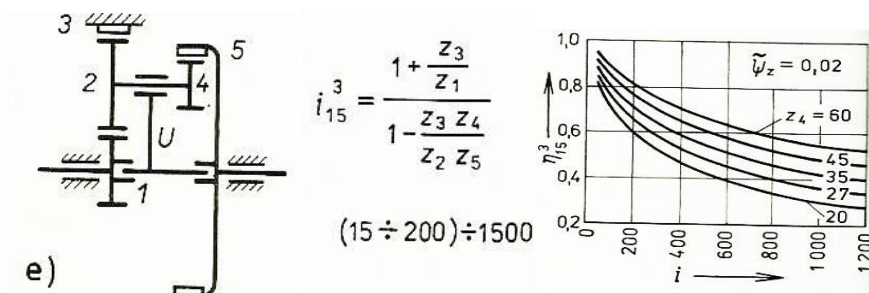
mery, ich účinnosť však s rastúcim prevodovým pomerom značne klesá. Preto ich používame ako prevody nesilové – kinematické



Obr. 3-2 Typ K-U

### 3.1.2 Typ K-K

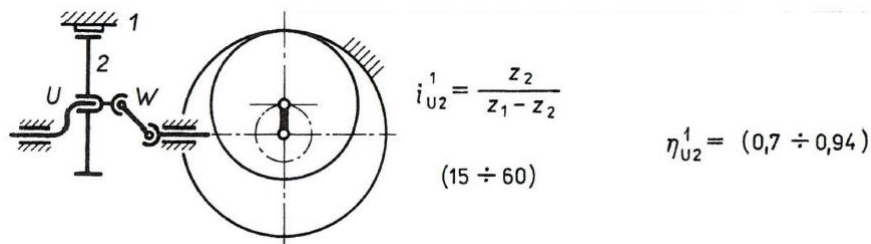
Obidva vonkajšie hriadele sú osadené korunovými kolesami (obr. 3-3 e). Unášač slúži len ako opora satelitov. Tento prevod sa používa pre veľké prevodové pomery, pričom jeho účinnosť je nižšia.



Obr. 3-3 Typ K-K

### 3.1.3 Typ U-S

Jedná sa o typ prevodu s vyvedenými pohybom satelitov. Na hnacom hriadeľi je uložený unášač a spoj medzi hnaným hriadeľom a satelitom sa realizuje prídavným zariadením W. Na obr. 3-4 f) je to hriadeľ s dvoma kĺbami v homokinetickom usporiadaní. Týmto prevodom dosiahneme veľké prevodové pomery a zároveň dosiahneme pomerne dobrú účinnosť prevodu.



Obr. 3-4 Typ U-S

### 3.2 Kinematika planétového prevodu

Planétové súkolesia majú obyčajne tri hriadele, z ktorých jeden alebo dva môžu byť hnacie. Z hľadiska kinematického určenia prevodu je dôležité definovať vzájomnú väzbu uhlových rýchlostí hlavných hriadelí a teda funkčnú závislosť

$$f = (\omega_I, \omega_{II}, \omega_u) = 0$$

pričom  $\omega_u$  charakterizujeme ako uhlovú rýchlosť unášača a  $\omega_I, \omega_{II}$  uhlové rýchlosti hlavných hriadelí. Odvodenie kinematickej väzby sa najčastejšie prevádza zámennou planétového súkolesia za predlohové. Uhlové rýchlosti hlavných hriadelí sa uvažujú vzhľadom na rám. Stanovisko pozorovateľa sa presunie na rameno unášača, tým sa mu javí celé súkolesie ako predlohové s relatívnymi uhlovými rýchlosťami voči unášaču.

Platí teda pre vstupnú  $\omega_I - \omega_u$  a pre výstupnú  $\omega_{II} - \omega_u$  [2]

#### 3.2.1 Symboly a označenie

Prevodový pomer sa mení podľa toho ktorý základný člen prevodu sa zastaví. Je zavedené označenie  $i_{a,b}^{(c)}$ , kde horný index označuje *zastavený člen*, dolný prvý index označuje *vstupný člen* a dolný druhý index *výstupný člen prevodu*. [5]

#### 3.2.2 Prevodový pomer

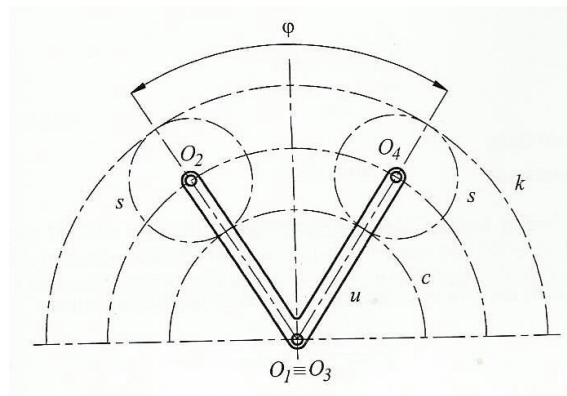
Uvažujme že čelné planétové súkolesie s jednoduchými satelitmi má uhlovú rýchlosť centrálného kolesa  $\omega_c$ , korunového kolesa  $\omega_k$ , uhlovú rýchlosť satelitu  $\omega_s$  okolo osi čapu unášača a uhlovú rýchlosť unášača  $\omega_u$ .



### 3.3 Podmienky súkolesia s jednoduchými prevodmi

#### 3.3.1 Podmienka súosia hlavných hriadeľov

Planétové súkolesie s jednoduchými satelitmi ako sme spomínali v úvode kapitoly pozostáva z centrálného kolesa  $c$ , korunového kolesa  $k$ , unášača  $u$  a satelitov  $s$ . [2]



Obr. 3-5 Montážne podmienky planétového súkolesia s jednoduchými satelitmi [2]

Pri konštrukcii planétového súkolesia musí byť splnená **podmienka súosia hlavných hriadeľov**.

Pre nekorigované súkolesia je ju možno zapísať v tvare

$$r_c + 2r_s = r_k$$

kde  $r_c$  a  $r_k$  sú polomery kružníc centrálného a korunového kolesa a  $r_s$  polomer satelitu.

Ak by sa jednalo o korigované ozubené kolesá, musí platiť

$$r_u = r_{vc} + r_{vs} = r_{vk} - r_{vs}$$

kde  $r_u$  je polomer rotácie osí čapu unášača,  $r_{vc}$ ,  $r_{vk}$ ,  $r_{vs}$  sú valivé polomery ozubených kolies [2]

#### 3.3.2 Podmienka zmontovateľnosti

Niekedy nie je možné prevodovku zmontovať aj v dôsledku toho, že sa nepodarí všetky kolesá uviesť do vzájomného záberu a to aj po dodržaní všetkých podmienok a zásad. Pre tento prípad musí platiť *podmienka zmontovateľnosti*.

*Pre dvojité satelity:*

$$\frac{z_1}{s} = \text{celé číslo}$$

$$\frac{z_2}{s} = \text{celé číslo}$$

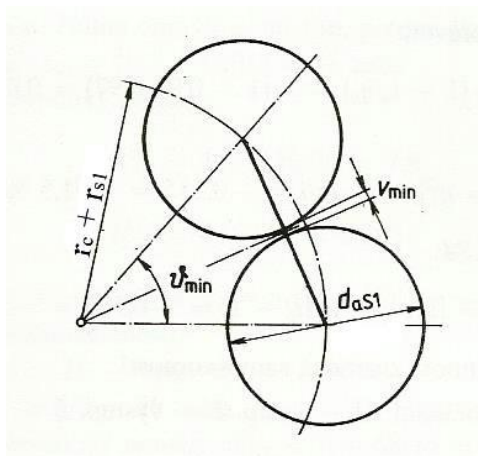
Pre jednoduché satelity:

$$\frac{z_c + z_k}{s} = \text{celé číslo}$$

kde  $s$  je počet satelitov [2,5].

### 3.3.3 Podmienka vôle medzi susednými satelitmi

Uvažujme prípad planetárneho prevodu s viacerými satelitmi. Pre zabezpečenie správneho chodu ozubenia je ďalej potrebné overiť, že medzi hlavami valcov susedných satelitov je aspoň minimálna vôľa. Overenie môžeme previesť aj prostredníctvom uhlu  $\nu$  (uhol ktorý zvierajú osi dvoch susedných ramien unášača). Z technického hľadiska sa vôľa medzi dvoma satelitmi  $\nu_{min}$  volí minimálne 1 - 2 mm a platí vzťah:



Obr. 3-6 Minimálna vôľa [2].

$$\nu = \frac{360^\circ}{s} \geq \nu_{min}$$

$$\nu_{min} = \sin^{-1} \frac{d_{as1} + \nu_{min}}{d_c + d_{s1}}$$

Maximálny počet satelitov (zaokrúhlené dolu na celé číslo) [2,5].

$$s_{max} = \frac{360^\circ}{\nu_{min}}$$

## 4 HRIADEĽOVÉ SPOJKY

Hriadeľové spojky prenášajú otáčavý pohyb a krútiaci moment z hnacieho hriadeľa na hnaný pri zachovaní otáčok a veľkosti krútiaceho momentu. Spojky umožňujú rozpojenie hriadeľov, a tak chránia stroje pred nebezpečným preťažením. Väzba hriadeľov vytvorená spojkou môže byť tvarová, trecia, elektromagnetická, hydraulická, pružná a pod. Veľmi často sa používa spojka pre účel zníženia prenosu dynamického prenosu alebo pre tlmenie momentového rázu. [2,9].

*Spojka sa skladá z:*

- hnacieho člena
- hnaného člena
- spojovacieho člena
- ovládacie zariadenie

Hnací a hnaný člen obopínajú konce hriadeľov. Spojovací člen je súhrn súčiastok (skrutky, čapy, pružiny...) alebo látok (guma, plasty, kvapalina...), ktoré spájajú hnacie členy s hnanými.

Časti spojok sa vyrábajú odlievaním zo sivej liatiny, z ocele na odliatky, prípadne ako oceľové výkovky. Z bezpečnostného hľadiska musia byť všetky rotujúce a vyčnievajúce časti spojky zakryté, ostré hrany skosené alebo zaoblené. Pri vyšších otáčkach musia byť spojky staticky a dynamicky vyvážené. [9].

### 4.1 Možnosti použitia spojok:

*Spojku možno použiť*

- na trvalý spoj dvoch hriadeľov, hriadele nemožno vyrábať a dopravovať v ľubovoľnej dĺžke.
- na prenos krútiaceho momentu medzi hriadeľmi aj vtedy, ak nie sú v jednej osi,
- na vyrovnávanie malých odchýlok súsovitosti (tepelné dilatácie)
- ochrana hnacích mechanizmov a strojového zariadenia tlmením nárazov alebo ochrana proti preťaženiu, plynulý rozbeh strojov [9].

*Výpočet spojok*

Konstruktúriu a druh spojky navrhujeme podľa prevádzkových požiadaviek a podľa charakteru zaťaženia. Veľkosť spojky sa určuje z výpočtového krútiaceho momentu spojky. [2].

## 4.2 Rozdelenie hriadeľových spojok:

- mechanicky neovládané
- mechanicky ovládané
- vyrovnávacie
- ostatné

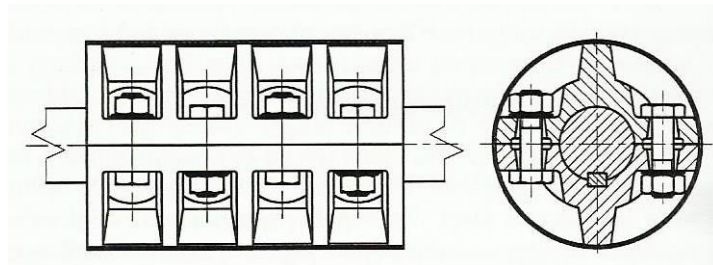
### Nepružné spojky

Trvalo spájajú dva súosové hriadele bez možnosti ich osového posuvu. Krútiaci moment sa má prenášať iba prostredníctvom spojovacích členov a má byť konštantný, pretože sa prenáša na hnanú časť bez tlmenia nárazov.

### Korýtková (misková) spojka

Obidva konce hriadeľov musia mať rovnaký priemer. Spojenie hriadeľa so spojkou je silovým stykom. Krútiaci moment sa má prenášať iba trením.

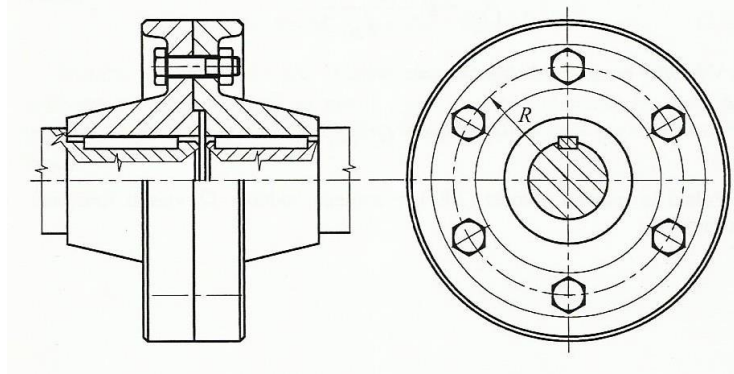
*Použitie:* spojenie transmisných hriadeľov.



Obr. 4-1 Korýtková spojka

### Kotúčková spojka

Dva kotúče nasadené na konce hriadeľov sú spojené skrutkami. Obidva kotúče poist'uje pero, klin alebo tlakový spoj. Krútiaci moment sa má prenášať silovým stykom, skrutky sa nemajú namáhať šmykom. Spojka je vhodná aj na prenášanie veľkých výkonov, možnosť spojenia hriadeľov rôznych priemerov.



Obr. 4-2 Kotúčová spojka

Spojka s čelnými zubmi (Hirthova)

Na čelných plochách sú v radiálnom smere zuby na jednostrannej alebo dvojstrannej kužeľovej ploche. Obidve časti sa stiahnu skrutkami. Zuby sa namáhajú ohybom a otláčením. Tvarový spoj pomocou zubov poskytuje úsporu miesta a materiálu. Nevýhodou spojky sú veľké výrobné náklady.

Vyrovnávacie spojky

Svojou konštrukciou dovoľujú posuv spájaných hriadeľov v smere osi hriadeľa (axiálny posuv), vyrovnanie tepelnej dilatácie. Vôľa medzi jednotlivými dielcami hnanej a hnacej časti spojky umožňuje menšie radiálne a uhlové výchylky. Prenášajú krútiaci moment bez tlmenia nárazov súosových a nesúosových hriadeľov.

Axiálna ozubcová spojka

Obidva konce hriadeľov musia mať rovnaký priemer. Zuby sú namáhané na ohyb a otláčenie. Nevýhodou je veľká náročnosť na presnú výrobu a montáž.

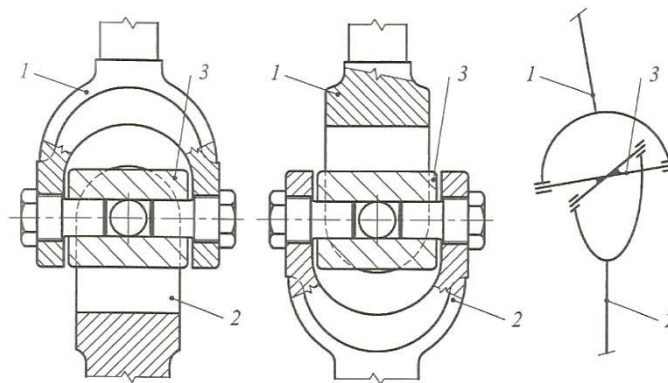
*Použitie:* pre väčšie krútiace momenty pri umožnení axiálneho posuvu.

Kĺbová čapová spojka (kardan)

Vyrába sa v dvoch vyhotoveniach: jednoduché a dvojité. Podľa konštrukcie kĺbu môžu byť krížové alebo guľové spojky. Hnací a hnaný hriadeľ musia byť rovnobežné s rovnakým uhlom vychýlenia.

Umožňuje spojenie rôznobežných hriadeľov s max. uhlom vychýlenia 42 až 45°.

*Použitie:* v obrábacích strojoch, automobiloch, žeriavoch.



Obr. 4-3 Klíbová čapová spojka

Univerzálna zubová spojka

Spojka umožňuje súčasne uhlové výchylky a osový posun.

*Použitie:* spojenie častí strojov tam, kde nie je zaručená presná súosovosť spojovaných hriadeľov, alebo kde by pevným spojením nastalo zvýšené namáhanie niektorých častí strojov: žeriavy, turbíny, valcovacie stolice.

Pružné spojky

Spojovacím členom je jeden alebo viac pružných článkov, ktoré sa vyrábajú z pružinovej ocele, gummy, kože alebo plastov. Pružné spoje tlmia nárazy tým, že čiastočne pohlcujú ich energiu pružnými článkami a menia ju na tepelnú energiu, čiastočne na deformačnú prácu.

*Príklady vyhotovenia pružných spojok:*

- s kovovými členmi: skrutkovité, tvarové alebo listové pružiny, oceľové puzdra alebo ihly
- s nekovovými členmi: guma, koža a plasty v tvare čapov, puzdier, hranolov, obrúčí, kotúčov

Pružná spojka so skrutkovitými pružinami

Spojka so silovým a tvarovým stykom. Pracuje ako pružná pri obvodovej sile väčšinou ako predpätie pružín. Používa sa najmä v obrábacích textilných strojoch.

Pružná spojka s hadovitými pružinami (Bibi)

Spoj s tvarovým stykom. Pri zaťažení a preťažení sa pružina deformuje.

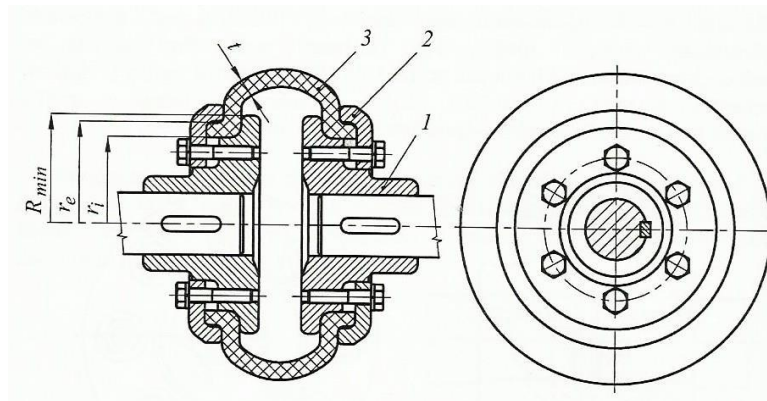
*Použitie:* na pohon s rázmi a prenos veľkých krútiacich momentov – valcovacie stolice.

Pružná spojka s nekovovými puzdrami (čapová)

Spoj s tvarovým stykom. Spojka má tichý chod. Je vhodná na menšie a stredné krútiace momenty. Počet čapov sa určuje z otláčenia gummy medzi čapom a kotúčom spojky. Čapy sú vymeniteľne bez demontáže spojky. Najpoužívanejšia spojka.

Pružná obrúčová spojka (Periflex)

Tvarové spojenie. Jednoduchá montáž a demontáž bez posunutia hriadeľov.



Obr. 4-4 pružná obrúčová spojka

### Výsuvné spojky

Umožňujú spojenie a rozpojenie hnacieho a hnaného hriadeľa v pokoji alebo za chodu.

*Požiadavky na výsuvné spojky:*

- ľahké, rýchle a bez rázové zapínanie a vypínanie
- spoľahlivé spojenie po zapnutí
- malé opotrebenie a zahrievanie aj pri častom zapínaní
- čo najmenšie rozmery

*Podľa tvaru stykových elementov sú výsuvné spojky:*

- *zubové* – zuby na čelnej alebo valcovej ploche
- *trecie* – trecie sily vznikajú v trecích plochách

*Výsuvné spojky sú:*

- mechanicky zaraďované (lamelová trecia spojka, trecia kotúčová dvojplochá spojka (disková spojka))

Výsuvné spojky zaraďované mechanicky sú ovládané pákovým mechanizmom. Výsuvné spojky zaraďované pneumaticky alebo hydraulicky majú podobnú konštrukciu ovládania. Líšia sa najmä v utesnení tlakového valca:

- hydraulicky zaraďované – kovové krúžky
- pneumaticky zaraďované – gumové krúžky

Výsuvné spojky zaraďované elektricky – spojky sa ovládajú jednosmerným prúdom napätia 24 V.

### **Poistné spojky**

Zamedzujú preťaženiu strojov, pri prekročení dovoleného krútiaceho momentu sa samy vypínajú porušením poistného elementu alebo prekĺznutím hnanej a hnacej časti spojky. Ochrana proti preťaženiu je nevyhnutná, pretože by mohla nastať plastická deformácia alebo porušenie strojových súčiastok.

*Poistné spojky sú:*

#### **Poistná spojka so strižnými kolíkmi**

Dva kotúče spájajú strižné kolíky, ktoré sa vkladajú do kalených puzdier v každej polovici spojky. Kolíky sú oceľové hladké alebo ryhované. Pri preťažení sa kolíky prestrihnú. Nevýhodou sú strato-  
vé časy pri výmene kolíkov.

*Použitie:* aj na prenos veľkých krútiacich momentov.

#### **Preklzávací lamelová spojka**

Tlak pružín sa nastavuje skrutkami. Spojka so silovým stykom. Pri prekročení dovoleného krútiaceho momentu spojka začne prekĺzavať a hnaná časť sa otáča na bronzovom puzdre.

### **Rozbehové spojky**

Sú spojky s automatickým zapínaním odstredivou silou. Umožňujú rozbeh bez zaťaženia a zapínajú sa až pri vopred stanovenom počte otáčok.

### **Voľnobežné spojky**

Prenášajú krútiaci moment iba v jednom zmysle. Pôsobia ako pevné spojky, ak hnacia časť predbieha hnanú, a naopak spojenie sa preruší, ak hnaná časť predbieha hnaciu – spojka je potom voľnobežom. Najjednoduchším typom sú guľkové a valčekové voľnobežné spojky.

### **Hydraulické spojky**

Navrhujú sa tak, aby pri menovitom krútiacom momente bol sklz 2 až 3%. Pri väčšom sklze spojka prenáša väčší moment, ale pracuje s nižšou účinnosťou. Konštrukcia musí zabezpečiť odvod tepla vhodným rebrovaním skrine alebo chladením kvapaliny mimo priestoru spojky. Ochrana proti pre-



hriatiu kvapaliny sa zabezpečuje tepelnou poistkou, ktorá pri prekročení dovolenej teploty umožní vyprázdnenie spojky, a tým sa preruší väzba.

#### **4.2.1 Elektrické spojky**

Pri zapnutí prúdu vznikne elektrické pole, ktoré sa otáča s magnetovým kolesom. V kotve sa indukuje elektrický prúd. Vzájomným pôsobením prúdu v kotve a magnetického poľa magnetového kolesa vzniká krútiaci moment.

Používajú sa dva druhy spojok:

- asynchrónne elektrické spojky – používajú sa ako rozbehové alebo poistné
- synchronne elektrické spojky – používajú sa na reguláciu otáčok, aj ako poistné a pružné spojky

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 5 VÝPOČET A NÁVRH POHÁŇACEJ JEDNOTKY S PLANÉTOVOU PREVODOVKOU A POISTNOU SPOJKOU

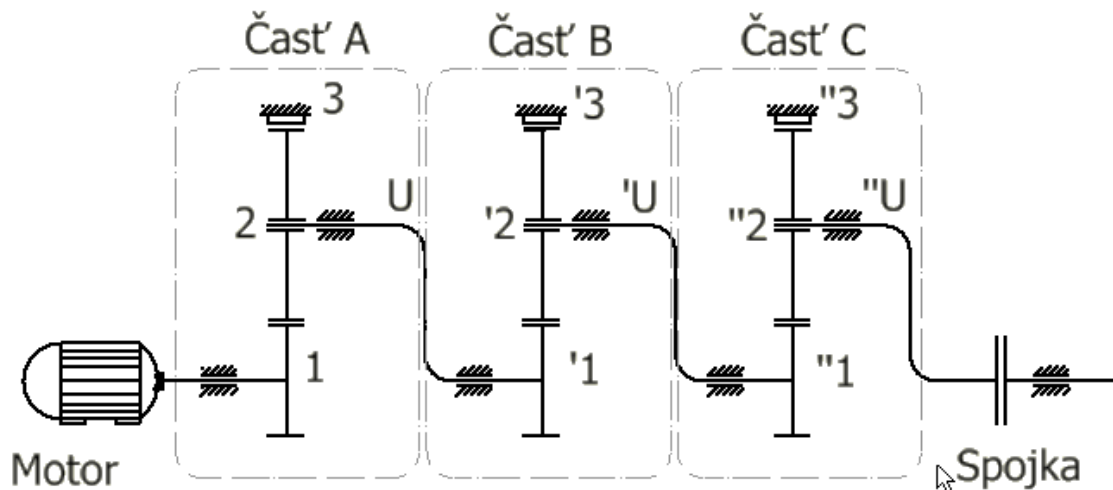
V tejto kapitole sa budem venovať praktickému návrhu planetárnej jednotky s pohonom a trecou poistnou spojkou

### 5.1 Zadanie

Cieľom je návrh zabezpečovacieho pohonu (motor, prevodovka, poistná spojka) výrobného zariadenia s príkonom  $P = 4 \text{ kW}$ . Požadované otáčky na výstupe  $n = 10 \text{ ot/min}$ . Celkový prevodový pomer je  $i = 290$ .

Celkový príkon	$P = 4 \text{ kW}$
Výstupné otáčky	$n_{vyst} = 10 \text{ min}^{-1}$
Prevodový pomer	$i = 290$

#### 5.1.1 Schéma



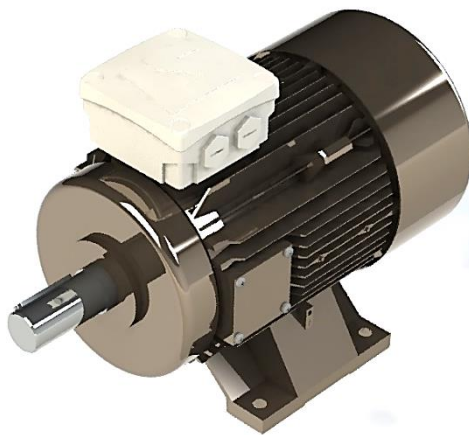
Obr. 5-1 Dispozícia pohonu

$3,3',3''$  - korunové koleso pevné,  $2,2',2''$  - satelity,  $1,1',1''$  - centrálné kolesá,  
 $U,U',U''$  - unášače

### 5.1.2 Volba elektromotora

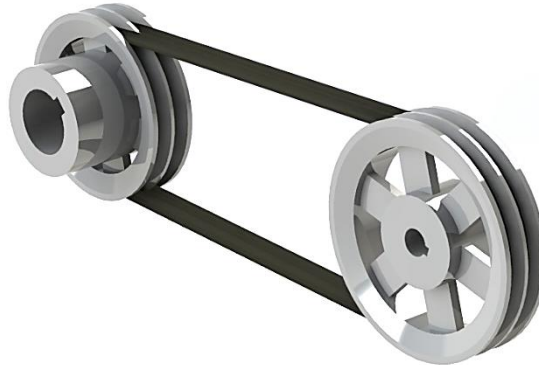
Zvolil som elektromotor značky SIEMENS 1LE1002– 1CA0

Veľkosť (osová výška):	132S
Výkon:	5.5 kW
Otáčky:	2905 min <sup>-1</sup>
Napätie:	400/690V,50Hz
Ložisko strana D	6208 2ZC3
Ložisko strana ND	6208 2ZC3
Krytie:	IP55
Vyváženie motora:	stupeň vibrácie A
Štandardný náter:	RAL 7030
Váha:	35kg



Obr. 5-2 Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1CA0, 5.5kW,2905ot

### 5.1.3 Výpočet remenice:



Obr. 5-3 Remeňový prevod

Súčiniteľ prevozného zaťaženia:  $c_2 = 1,2$

$$P_j = P \cdot c_2 = 5500 \cdot 1,2 = 6600 \text{ W}$$

#### Určenie priemeru malej remenice

Podľa tabuliek volím priemer malej remenice  $d_p = 106 \text{ mm}$

#### Prevodový pomer

$$i_{d,D} = \frac{n_d}{n_D} = \frac{2905}{2500} = 1,162$$

#### Výpočet veľkej remenice

$$i = \frac{D_p}{d_p} = \frac{n_d}{n_D} \Rightarrow D_p = \frac{d_p \cdot n_d}{n_D} = \frac{106 \cdot 2905}{2500} = 123,2 \text{ mm}$$

#### Výpočet obvodovej rýchlosti

$$v = \frac{d_p \cdot n_d}{19100} = \frac{106 \cdot 2905}{19100} = 16,12 \text{ m/s}$$

#### Výpočet dĺžky klinového remeňa

$$0,7 \cdot (D_p + d_p) \leq C \leq 2 \cdot (D_p + d_p)$$

$$0,7 \cdot (123,2 + 106) \leq C \leq 2 \cdot (123,2 + 106)$$

$$160,44 \leq C \leq 458,4 \Rightarrow \text{vyberám } C = 250 \text{ mm}$$

$$L_w \approx 2 \cdot C + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot C}$$

$$= 2 \cdot 250 + 1,57 \cdot (123,2 + 106) + \frac{(123,2 - 106)^2}{4 \cdot 250} = 860,14 \text{ mm}$$

Normalizovaná délka klinového remeňa  $L_w = 900 \text{ mm}$

### Osová vzdialenosť remeníc

$$C_{1,2} = p + \sqrt{p^2 - q}$$

$$\text{kde: } p = 0,25 \cdot L_w - 0,393 \cdot (D_p + d_p) = 0,25 \cdot 900 - 0,393 \cdot (123,2 + 106) = 134,92 \text{ mm}$$

$$q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2 = 0,125 \cdot (123,2 - 106)^2 = 36,98 \text{ mm}$$

$$C_{1,2} = p + \sqrt{p^2 - q} = 134,92 + \sqrt{134,92^2 - 36,98} = 269,7 \text{ mm} \Rightarrow \text{zvolím si } C_{1,2} = 270,9 \text{ mm}$$

### Uhol opisania malej remenice

$$\beta = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_p - d_p}{C_{1,2}} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{123,2 - 106}{270,9} = 176,18^\circ =$$

> podľa tabuliek si zvolím  $\beta = 177^\circ$

### Počet klinových remeňov

vyberám zo strojnícych tabuliek  $c_1 = 0,99, c_2 = 1,2, c_3 = 0,88$

$$z = \frac{P_j \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{6600 \cdot 1,2}{5500 \cdot 0,99 \cdot 0,88} = 1,65 \Rightarrow \text{volím } 2$$

### Ohybová frekvencia

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_w} = \frac{2000 \cdot 16,12}{900} = 36 \text{ s}^{-1}$$

### Obvodová sila

$$F = \frac{102 \cdot P_j \cdot 9,81}{v} = \frac{102 \cdot 6600 \cdot 9,81}{16,12} = 409,683 \text{ kN}$$

Pracovné predpätie remenice

$$F_u = (1,5 \text{ až } 2) \cdot F = 1,5 \cdot 299433,9 = 614524,5 \text{ N}$$

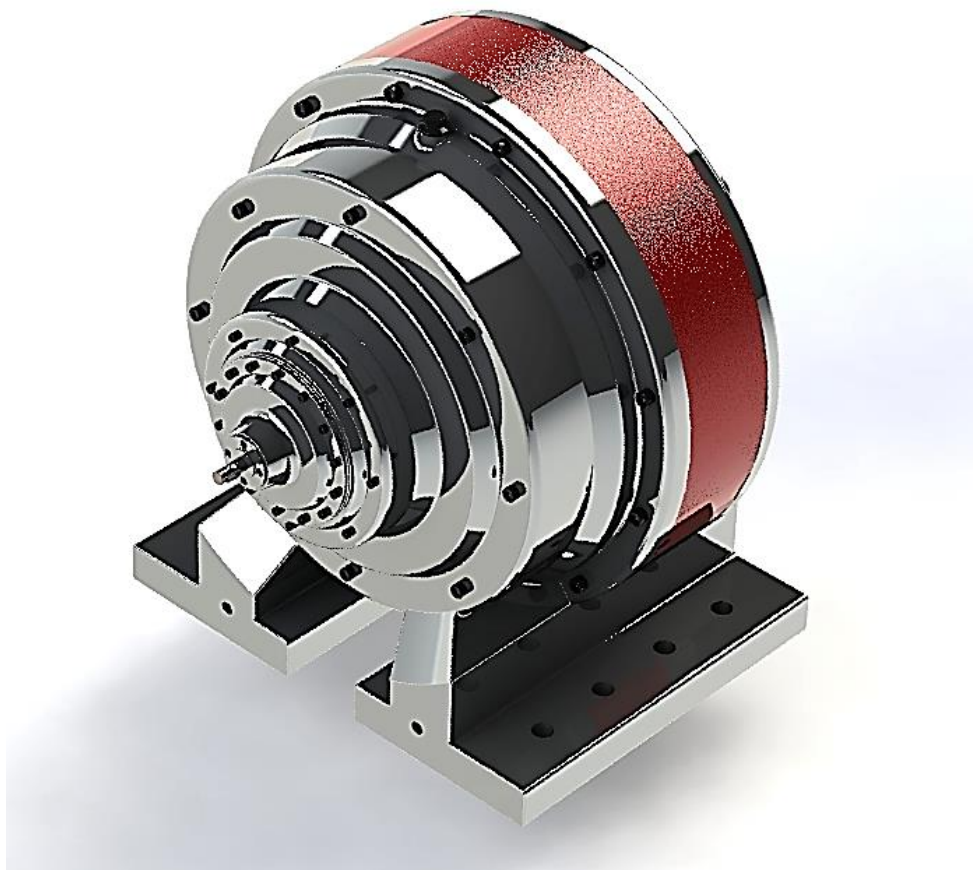
Medze zariadenia osovej vzdialenosti

$$X \geq 0,03 \cdot L_w = 0,03 \cdot 900 = 27 \text{ mm}$$

$$Y \geq 0,015 \cdot L_w = 0,015 \cdot 900 = 13,5 \text{ mm}$$

Výber remeňa:

Na základe získaných výpočtov zvolím podľa ČSN 02 3112 - 2 remene typu SPZ - 900 L<sub>w</sub> 9,7 x913 L<sub>a</sub>

**5.1.4 Výpočet prevodovky**

Obr. 5-4 Planetárna prevodovka

Výpočet počtu zubov a účinnosti

$$i = i_{1,U} \cdot i_{1',U'} \cdot i_{1'',U''}$$

Zvolím pomer medzi jednotlivými prevodmi - 7,263 : 6,71 : 5,13

Výpočet počtu zubov vstupnej časti A:

Zvolím  $z_1 = 19$

$$i_{1,U} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \Rightarrow z_3 = (i_{1,U} - 1) \cdot z_1 = (7,263 - 1) \cdot 19 = 119$$

$$z_2 = \frac{D_2}{m_{n1}} = \frac{87,5}{1,75} = 50$$

$$z_1 = 19, z_2 = 50, z_3 = 119$$

Výpočet počtu zubov časti B:

Zvolím  $z_{1'} = 17$

$$i_{1',U'} = 1 + \frac{z_{3'}}{z_{1'}} \Rightarrow z_{3'} = (i_{1',U'} - 1) \cdot z_{1'} = (6,71 - 1) \cdot 17 = 97$$

$$z_{2'} = \frac{D_{2'}}{m_{n2}} = \frac{140}{3,5} = 40$$

$$z_{1'} = 17, z_{2'} = 40, z_{3'} = 97$$

Výpočet počtu zubov výstupnej časti C:

Zvolím  $z_{1''} = 24$

$$i_{1'',U''} = 1 + \frac{z_{3''}}{z_{1''}} \Rightarrow z_{3''} = (i_{1'',U''} - 1) \cdot z_{1''} = (5,13 - 1) \cdot 24 = 99$$

$$z_{2''} = \frac{D_{2''}}{m_{n3}} = \frac{171}{4,5} = 38$$

$$z_{1''} = 24, z_{2''} = 38, z_{3''} = 99$$



Účinnost převodovky

Podľa obr. 3-3 volím  $\tilde{\psi}_z = 0,02$

$$\eta_{1,U''} = \eta_{1,U} \cdot \eta_{1',U'} \cdot \eta_{1'',U''}$$

$$\eta_{1,U} = 1 - \left( \frac{i_{1,U} - 1}{i_{1,U}} \right) \cdot \tilde{\psi}_z = 1 - \left( \frac{7,263 - 1}{7,263} \right) \cdot 0,02 = 0,983$$

$$\eta_{1',U'} = 1 - \left( \frac{i_{1',U'} - 1}{i_{1',U'}} \right) \cdot \tilde{\psi}_z = 1 - \left( \frac{6,71 - 1}{6,71} \right) \cdot 0,02 = 0,983$$

$$\eta_{1'',U''} = 1 - \left( \frac{i_{1'',U''} - 1}{i_{1'',U''}} \right) \cdot \tilde{\psi}_z = 1 - \left( \frac{5,13 - 1}{5,13} \right) \cdot 0,02 = 0,984$$

$$\eta_{1,U''} = 0,983 \cdot 0,983 \cdot 0,984 = 0,95$$

Výpočet točivého momentu hnacieho a hnaného hriadeľa  $\eta_z = 1$ 

$$\eta_z = 1$$

$$P = 5,5 \text{ kW}; n_m = 2500 \text{ min}^{-1} = 41,66 \text{ s}^{-1}$$

Hnací hriadeľ:

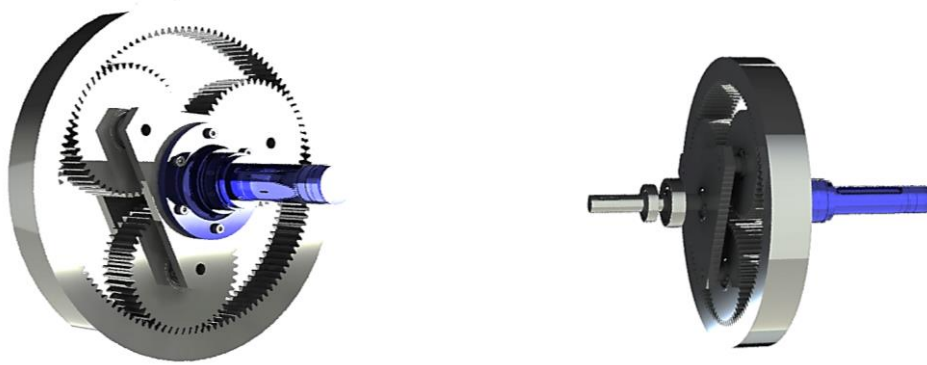
$$M_{k1} = 159,2 \cdot \frac{P}{n_m} = 159,2 \cdot \frac{5500}{\frac{2500}{60}} = 21014,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Hnaný hriadeľ:

$$M_{kU''} = M_{k1} \cdot \eta \cdot i_{1,U''} = 21014,4 \cdot 1 \cdot 250 = 5\,253\,600 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Prevod budem počítať na maximálny dosiahnuteľný krútiaci moment  $M_{kU''} = 5\,253\,600 \text{ N} \cdot \text{mm}$

### 5.1.5 Výpočet súkolesia vstupnej časti A planetárnej prevodovky



Obr. 5-5 1. Prevodový stupeň

Výpočet podľa normy ČSN 01 4686

Materiál centrálného kolesa je konštrukčná oceľ ušľachtilá uhlíková, 12061,

karbonitridovaná, Medza pevnosti v ťahu  $\sigma_{pt1} = 740 \text{ MPa}$ , Medza únavy v dotyku –  $\sigma_{c1} = 800 \text{ MPa}$ , Medza únavy v ohybe –  $\sigma_{CN1} = 650 \text{ MPa}$

Materiál satelitu je konštrukčná oceľ ušľachtilá uhlíková, 12051, povrchovo kalená, s medzou pevnosti v ťahu

$\sigma_{pt2} = 640 \text{ MPa}$ , Medza únavy v dotyku –  $\sigma_{c2} = 1140 \text{ MPa}$ , Medza únavy v ohybe –  $\sigma_{CN2} = 605 \text{ MPa}$

Materiál korunového kolesa je konštrukčná oceľ ušľachtilá uhlíková, 12051, povrchovo kalená,

s medzou pevnosti v ťahu  $\sigma_{pt3} = 640 \text{ MPa}$ , Medza únavy v dotyku –  $\sigma_{c3} = 1140 \text{ MPa}$ ,

Medza únavy v ohybe –  $\sigma_{CN3} = 605 \text{ MPa}$

Koeficienty prídavných zaťažení

$$k_{a1} = 1,341, k_{a2} = 1,789, k_{a3} = 1,184$$

$$Y_{FS1} = 4,995, Y_{FS2} = 4,444, Y_{FS3} = 5,533$$

$k_{a1}, k_{a2}, k_{a3}$  - vrubový súčiniteľ

$Y_{FS1}, Y_{FS2}, Y_{FS3}$  – súčiniteľ tvaru zuba a koncentrácie napätia

### Medza únavovej pevnosti v ohybe

$$\sigma_{CN1} = 650 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN2} = 605 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN3} = 605 \text{ MPa}$$

### Súčiniteľ vrubu:

Centrálne koleso:  $k_{\beta1} = \eta_{1,U''} \cdot k_{a1} = 0,95 \cdot 1,341 = 1,274$

Satelit:  $k_{\beta2} = \eta_{1,U''} \cdot k_{a2} = 0,95 \cdot 1,883 = 1,789$

Korunové koleso:  $k_{\beta3} = \eta_{1,U''} \cdot k_{a3} = 0,95 \cdot 1,184 = 1,125$

### Dovolené namáhanie v ohybe

Predbežne zvolené:  $S_{Fmin} = 1,5, Y_{R1} = 0,931, Y_{R2,3} = 0,969, Y_M = 1$  (pre pastorok aj ozubené koleso),

Súčiniteľ kvality povrchu prechodovej vrstvy -  $Y_R$ , redukčný súčiniteľ -  $Y_M$

$$\sigma_{FDov1} = \frac{Y_{R1} \cdot Y_M \cdot \sigma_{CN1}}{S_{Fmin} \cdot k_{\beta1}} = \frac{0,931 \cdot 1 \cdot 650}{1,5 \cdot 1,274} = 316,59 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FDov2} = \frac{Y_{R2} \cdot Y_M \cdot \sigma_{CN2}}{S_{Fmin} \cdot k_{\beta2}} = \frac{0,969 \cdot 1 \cdot 605}{1,5 \cdot 1,789} = 218,40 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FDov3} = \frac{Y_{R3} \cdot Y_M \cdot \sigma_{CN3}}{S_{Fmin} \cdot k_{\beta3}} = \frac{0,969 \cdot 1 \cdot 605}{1,5 \cdot 1,125} = 347,44 \text{ MPa}$$

### Pomerné hodnoty:

$$\frac{\sigma_{FD1}}{Y_{FS1}} = \frac{316,59}{4,995} = 43,5 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD2}}{Y_{FS2}} = \frac{218,40}{4,444} = 31,52 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD3}}{Y_{FS3}} = \frac{347,44}{5,533} = 49,56 \text{ MPa}$$

Pretože pomerná hodnota satelitu je menšia ako ozubeného kolesa je potrebné sa pri výpočte modulu zamerať na pastorok.

### 5.1.5.1 Výpočet modulu vstupnej časti A

Súčiniteľ zaťaženia si zvolím  $K_F = 2,370$  a pomernú šírku venca  $\psi_m = 20$

$$M_{kU} = M_{k1} \cdot i_{1,U} = 21014,4 \cdot 7,263 = 152627,59 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$m_{n1} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot 1/3 \cdot M_{kU}}{\sigma_{FD1} \cdot \psi_m \cdot z_1}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2,37 \cdot 1/3 \cdot 152627,59}{316,59 \cdot 20 \cdot 19}} = 1,27$$

Podľa normy ČSN 01 4608 volím modul  $m_{n1} = 1,75$

### 5.1.5.2 Kontrola časti A na ohyb a otláčenie podľa ČSN 01 4686

Kontrola na ohyb:

$$F_t = \frac{M_{K1} \cdot 2}{D_1 \cdot 3} = \frac{21014,4 \cdot 2}{33,25 \cdot 3} = 421,3 \text{ N}$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} \geq S_{Fmin}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{F_{t1}}{b_{w1} \cdot m_{n1}} \cdot Y_{FS1} \cdot Y_{\beta1} \cdot Y_{\varepsilon1} \cdot K_A \cdot K_{V1} \cdot K_{F\beta1} \cdot K_{F\alpha1} \\ &= \frac{421,3}{34 \cdot 1,75} \cdot 4,995 \cdot 1 \cdot 0,716 \cdot 1 \cdot 1,112 \cdot 1,092 \cdot 1,951 = 60 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= \frac{F_{t1}}{b_{w2} \cdot m_{n1}} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_{\beta1} \cdot Y_{\varepsilon1} \cdot K_A \cdot K_{V1} \cdot K_{F\beta1} \cdot K_{F\alpha1} \\ &= \frac{421,3}{35 \cdot 1,75} \cdot 4,444 \cdot 1 \cdot 0,716 \cdot 1 \cdot 1,112 \cdot 1,092 \cdot 1,951 = 51,9 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= \frac{F_{t1}}{b_{w2} \cdot m_{n1}} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_{\beta2} \cdot Y_{\varepsilon2} \cdot K_A \cdot K_{V2} \cdot K_{F\beta2} \cdot K_{F\alpha2} \\ &= \frac{421,3}{35 \cdot 1,75} \cdot 4,444 \cdot 1 \cdot 0,644 \cdot 1 \cdot 1,291 \cdot 1,070 \cdot 2,409 = 65,5 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{F3} &= \frac{F_{t1}}{b_{w3} \cdot m_{n1}} \cdot Y_{FS3} \cdot Y_{\beta2} \cdot Y_{\varepsilon2} \cdot K_A \cdot K_{V2} \cdot K_{F\beta2} \cdot K_{F\alpha2} \\ &= \frac{421,3}{34 \cdot 1,75} \cdot 5,533 \cdot 1 \cdot 0,644 \cdot 1 \cdot 1,291 \cdot 1,070 \cdot 2,409 = 84 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim1} &= \sigma_{CN1} \cdot Y_{St} \cdot Y_{N1} \cdot Y_{\delta1} \cdot Y_{R1} \cdot Y_{X1} \cdot Y_{A1} \cdot Y_{T1} = 650 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,985 \cdot 0,931 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \\ &= 506,6 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim2} &= \sigma_{CN2} \cdot Y_{St} \cdot Y_{N2} \cdot Y_{\delta2} \cdot Y_{R2} \cdot Y_{X2} \cdot Y_{A2} \cdot Y_{T2} = 605 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1,002 \cdot 0,969 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 \\ &= 349,5 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim2} &= \sigma_{CN2} \cdot Y_{St} \cdot Y_{N2} \cdot Y_{\delta2} \cdot Y_{R2} \cdot Y_{X2} \cdot Y_{A2} \cdot Y_{T2} = 605 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1,002 \cdot 0,969 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 \\ &= 349,5 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim3} &= \sigma_{CN3} \cdot Y_{St} \cdot Y_{N3} \cdot Y_{\delta3} \cdot Y_{R3} \cdot Y_{X3} \cdot Y_{A3} \cdot Y_{T3} = 605 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1,116 \cdot 0,969 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \\ &= 556 \text{ MPa}\end{aligned}$$

### Statická bezpečnost v ohybe

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1}}{\sigma_{F1}} = \frac{506,6}{60} = 8,44 \quad - \text{ vyhovuje (C-S)}$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Fkrit2}}{\sigma_{F2}} = \frac{349,5}{51,9} = 6,73 \quad - \text{ vyhovuje (C-S)}$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Fkrit2}}{\sigma_{F2}} = \frac{349,5}{65,5} = 5,33 \quad - \text{ vyhovuje (S-K)}$$

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Fkrit3}}{\sigma_{F3}} = \frac{556}{84} = 6,62 \quad - \text{ vyhovuje (S-K)}$$

Kontrola na otláčení podľa ČSN 01 4686 :

Súčinitel materiálu  $z_E = 189,81$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{\sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}} \geq S_{Hmin}$$

$$K_{H1} = K_F = K_A \cdot K_{H\beta 1} \cdot K_{H\alpha 1} \cdot K_{V1} = 1 \cdot 1,099 \cdot 1,255 \cdot 1,112 = 1,534$$

$$K_{H2} = K_F = K_A \cdot K_{H\beta 2} \cdot K_{H\alpha 2} \cdot K_{V2} = 1 \cdot 1,074 \cdot 1,430 \cdot 1,291 = 1,983$$

Velikost tlaku v ozubení:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{19} = 2,631$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HO1} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_w \cdot D_1} \cdot \frac{i+1}{i}} = 189,81 \cdot 2,495 \cdot 0,893 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{421,3}{34 \cdot 33,25} \cdot \frac{2,631+1}{2,631}} \\ &= 303,2 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$i = \frac{z_3}{z_2} = \frac{119}{50} = 2,38$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HO2} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_w \cdot D_3} \cdot \frac{i+1}{i}} = 189,81 \cdot 2,495 \cdot 0,836 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{421,3}{34 \cdot 208,5} \cdot \frac{2,38+1}{2,38}} \\ &= 115 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H1} &= Z_{B1} \cdot \sigma_{HO1} \cdot \sqrt{(K_A \cdot K_{V1} \cdot K_{H\beta 1} \cdot K_{H\alpha 1})} = 1,081 \cdot 303,2 \cdot \sqrt{1 \cdot 1,112 \cdot 1,099 \cdot 1,255} \\ &= 405,9 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H2} &= Z_{B2} \cdot \sigma_{HO2} \cdot \sqrt{(K_A \cdot K_{V2} \cdot K_{H\beta 2} \cdot K_{H\alpha 2})} = 1,041 \cdot 115 \cdot \sqrt{1 \cdot 1,291 \cdot 1,074 \cdot 1,430} \\ &= 168,57 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Medza únavy v otláčení:

$$\sigma_{Hkrit1} = \sigma_{Hlim1} \cdot Z_{N1} \cdot Z_{L1} \cdot Z_{V1} \cdot Z_{R1} \cdot Z_{W1} = 800 \cdot 0,850 \cdot 1,134 \cdot 0,948 \cdot 0,840 \cdot 1 = 614 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{Hkrit2} &= \sigma_{Hlim2} \cdot Z_{N2} \cdot Z_{L2} \cdot Z_{V2} \cdot Z_{R2} \cdot Z_{W2} = 1140 \cdot 0,850 \cdot 1,082 \cdot 0,971 \cdot 0,899 \cdot 1 \\ &= 915 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Bezpečnost v otláčení:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hkrit1}}{\sigma_{H1}} = \frac{614}{405,9} = 1,51 \quad \text{vyhovuje}$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hkrit2}}{\sigma_{H2}} = \frac{915}{168,57} = 5,43 \quad \text{vyhovuje}$$

### 5.1.5.3 Základné rozmery ozubenia vo vstupnej časti A

Čelná rozteč:  $t = \pi \cdot m_{n1} = 3,14 \cdot 1,75 = 5,49 \text{ mm}$

Výška hlavy zuba:  $h_a = m_{n1} = 1,75 \text{ mm}$

Pracovná šírka zuba:  $b_w = \psi_m \cdot m_{n1} = 19,5 \cdot 1,75 = 34 \text{ mm}$

Hrúbka zuba:  $s_f = \frac{\pi \cdot m_{n1}}{2} = \frac{3,14 \cdot 1,75}{2} = 2,75 \text{ mm}$

Výška päty zuba:  $h_f = 1,25 \cdot m_{n1} = 1,25 \cdot 1,75 = 2,1875 \text{ mm}$

Priemer roztečnej kružnice:  $D_1 = m_{n1} \cdot z_1 = 1,75 \cdot 19 = 33,25 \text{ mm}$

$$D_2 = m_{n1} \cdot z_2 = 1,75 \cdot 50 = 87,5 \text{ mm}$$

$$D_3 = m_{n1} \cdot z_3 = 1,75 \cdot 119 = 208,25 \text{ mm}$$

Priemer hlavovej kružnice:  $D_{a1} = D_1 + 2 \cdot m_{n1} = 33,25 + 2 \cdot 1,75 = 36,75 \text{ mm}$

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot m_{n1} = 87,5 + 2 \cdot 1,75 = 90,825 \text{ mm}$$

$$D_{a3} = D_3 - 2 \cdot m_{n1} = 208,25 - 2 \cdot 1,75 = 204,75 \text{ mm}$$

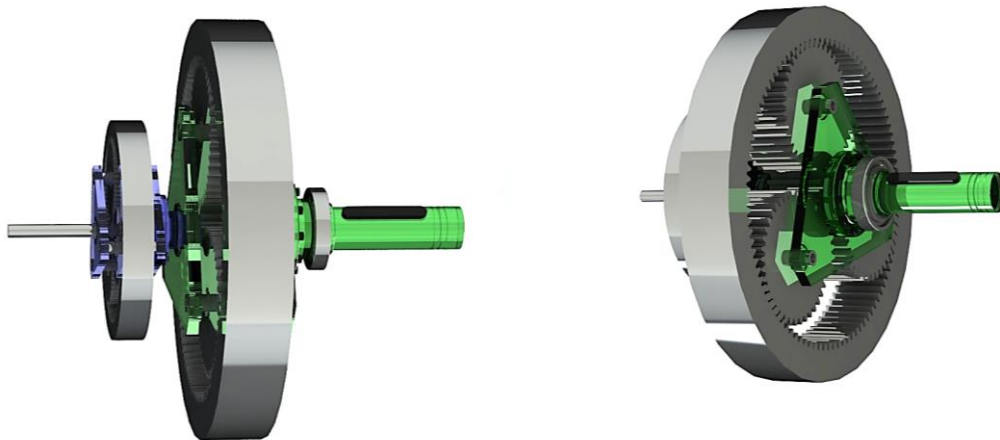
Priemer pätnjej kružnice:  $D_{f1} = (z_1 - 2,5) \cdot m_{n1} = (19 - 2,5) \cdot 1,75 = 28,875 \text{ mm}$

$$D_{f2} = (z_2 - 2,5) \cdot m_{n1} = (50 - 2,5) \cdot 1,75 = 83,125 \text{ mm}$$

$$D_{f3} = (z_3 + 2,5) \cdot m_{n1} = (119 + 2,5) \cdot 1,75 = 212,625 \text{ mm}$$

Vzdialenosť osí:  $a_1 = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{33,25 + 87,5}{2} = 60,375 \text{ mm}$

### 5.1.6 Výpočet súkolesia časti B planetárnej prevodovky



Obr. 5-6 2. Prevodový stupeň

Výpočet podľa normy ČSN 01 4686

Materiál centrálného kolesa je konštrukčná oceľ ušľachtilá uhlíková, 12061,

karbonitridovaná, Medza pevnosti v ťahu  $\sigma_{pt1} = 740 \text{ MPa}$ , Medza únavy v dotyku –  $\sigma_{c1} = 800 \text{ MPa}$ , Medza únavy v ohybe –  $\sigma_{cN1} = 650 \text{ MPa}$

Materiál satelitu je konštrukčná oceľ ušľachtilá uhlíková, 12051, povrchovo kalená, s medzou pevnosti v ťahu

$\sigma_{pt2} = 640 \text{ MPa}$ , Medza únavy v dotyku –  $\sigma_{c2} = 1140 \text{ MPa}$ , Medza únavy v ohybe –  $\sigma_{cN2} = 605 \text{ MPa}$

Materiál korunového kolesa je konštrukčná oceľ ušľachtilá uhlíková, 12051, povrchovo kalená, s medzou pevnosti v ťahu  $\sigma_{pt3} = 640 \text{ MPa}$ , Medza únavy v dotyku –  $\sigma_{c3} = 1140 \text{ MPa}$ ,

Medza únavy v ohybe –  $\sigma_{cN3} = 605 \text{ MPa}$

#### Koeficienty prídavných zaťažení

$$k_{a1'} = 1,277, k_{a2'} = 1,798, k_{a3'} = 1,184$$

$$Y_{FS1'} = 5,125, Y_{FS2'} = 4,486, Y_{FS3'} = 5,555$$



$k_{a1'}$ ,  $k_{a2'}$ ,  $k_{a3'}$  - vrubový súčiniteľ súkolesia časti B

$Y_{FS1'}$ ,  $Y_{FS2'}$ ,  $Y_{FS3'}$  - súčiniteľ tvaru zuba a koncentrácie napätia súkolesia časti B

Medza únavovej pevnosti v ohybe

$$\sigma_{CN1} = 650 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN2} = 605 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN3} = 605 \text{ MPa}$$

Súčiniteľ vrubu:

Centrálne koleso:  $k_{\beta1'} = \eta_{1,U''} \cdot k_{a1'} = 0,95 \cdot 1,344 = 1,277$

Satelit:  $k_{\beta2'} = \eta_{1,U''} \cdot k_{a2'} = 0,95 \cdot 1,893 = 1,798$

Korunové koleso:  $k_{\beta3'} = \eta_{1,U''} \cdot k_{a3'} = 0,95 \cdot 1,184 = 1,125$

Dovolené namáhanie v ohybe

Predbežné zvolene:  $S_{Fmin'} = 1,5$ ,  $Y_{R1'} = 0,931$ ,  $Y_{R2',3'} = 0,969$ ,  $Y_{M'} = 1$  (pre pastorok aj ozubené koleso),

Súčiniteľ kvality povrchu prechodovej vrstvy -  $Y_R$ , redukčný súčiniteľ -  $Y_M$

$$\sigma_{FDov1'} = \frac{Y_{R1'} \cdot Y_{M'} \cdot \sigma_{CN1}}{S_{Fmin'} \cdot k_{\beta1'}} = \frac{0,931 \cdot 1 \cdot 650}{1,5 \cdot 1,277} = 315,97 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FDov2'} = \frac{Y_{R2'} \cdot Y_{M'} \cdot \sigma_{CN2}}{S_{Fmin'} \cdot k_{\beta2'}} = \frac{0,969 \cdot 1 \cdot 605}{1,5 \cdot 1,798} = 217,38 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FDov3'} = \frac{Y_{R3'} \cdot Y_{M'} \cdot \sigma_{CN3}}{S_{Fmin'} \cdot k_{\beta3'}} = \frac{0,969 \cdot 1 \cdot 605}{1,5 \cdot 1,125} = 347,44 \text{ MPa}$$

Pomerné hodnoty:

$$\frac{\sigma_{FD1'}}{Y_{FS1'}} = \frac{315,97}{5,125} = 61,65 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD2'}}{Y_{FS2'}} = \frac{217,38}{4,486} = 48,46 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD3'}}{Y_{FS3'}} = \frac{347,44}{5,555} = 62,54 \text{ MPa}$$

Pretože pomerná hodnota satelitu je menšia ako pomerná hodnota ozubeného kolesa je potrebné sa pri výpočte modulu opäť zamerať na pastorok.

### 5.1.6.1 Výpočet modulu časti B

Súčiniteľ zaťaženia si zvolím  $K_{F'} = 2,737$  a pomernú šírku венca  $\psi_{m'} = 17$

$$M_{kU'} = M_{k1} \cdot i_{1,U'} = 21014,4 \cdot 48,73 = 1024131,11 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$m_{n2} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_{F'} \cdot \frac{1}{3} \cdot M_{kU'}}{\sigma_{FD2} \cdot \psi_{m'} \cdot z_1'}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2,737 \cdot \frac{1}{3} \cdot 1024131,11}{218,4 \cdot 17 \cdot 17}} = 3,09$$

Podľa normy ČSN 01 4608 volím modul  $m_{n2} = 4$

### 5.1.6.2 Kontrola časti B na ohyb a otláčenie podľa ČSN 01 4686

Kontrola na ohyb:

$$F_{t'} = \frac{M_{K1} \cdot i_{1,U'} \cdot 2}{D_1 \cdot 3} = \frac{21014,4 \cdot 7,263 \cdot 2}{68 \cdot 3} = 1496,32 \text{ N}$$

$$S_{F'} = \frac{\sigma'_{Flim}}{\sigma'_F} \geq S_{Fmin'}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F1'} &= \frac{F_{t1'}}{b_{w1'} \cdot m_{n2}} \cdot Y_{FS1'} \cdot Y_{\beta1'} \cdot Y_{\varepsilon1'} \cdot K_{A'} \cdot K_{V1'} \cdot K_{F\beta1'} \cdot K_{F\alpha1'} \\ &= \frac{1496,32}{70 \cdot 4} \cdot 5,125 \cdot 1 \cdot 0,726 \cdot 1 \cdot 1,027 \cdot 1,092 \cdot 1,898 = 42,32 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2'} &= \frac{F_{t1}}{b_{w2'} \cdot m_{n2}} \cdot Y_{FS2'} \cdot Y_{\beta1'} \cdot Y_{\varepsilon1'} \cdot K_{A'} \cdot K_{V1'} \cdot K_{F\beta1'} \cdot K_{F\alpha1'} \\ &= \frac{1496,32}{72 \cdot 4} \cdot 4,486 \cdot 1 \cdot 0,726 \cdot 1 \cdot 1,027 \cdot 1,092 \cdot 1,898 = 36,01 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{F2'} &= \frac{F_{t1}}{b_{w2'} \cdot m_{n2}} \cdot Y_{FS2'} \cdot Y_{\beta2'} \cdot Y_{\varepsilon2'} \cdot K_{A'} \cdot K_{V2'} \cdot K_{F\beta2'} \cdot K_{F\alpha2'} \\ &= \frac{1496,32}{72 \cdot 4} \cdot 4,486 \cdot 1 \cdot 0,644 \cdot 1 \cdot 1,065 \cdot 1,074 \cdot 2,411 = 41,39 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{F3'} &= \frac{F_{t1}}{b_{w3'} \cdot m_{n2}} \cdot Y_{FS3'} \cdot Y_{\beta2'} \cdot Y_{\varepsilon2'} \cdot K_{A'} \cdot K_{V2'} \cdot K_{F\beta2'} \cdot K_{F\alpha2'} \\ &= \frac{1496,32}{70 \cdot 4} \cdot 5,555 \cdot 1 \cdot 0,644 \cdot 1 \cdot 1,065 \cdot 1,074 \cdot 2,411 = 52,72 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim1'} &= \sigma_{CN1} \cdot Y_{St'} \cdot Y_{N1'} \cdot Y_{\delta1'} \cdot Y_{R1'} \cdot Y_{X1'} \cdot Y_{A1'} \cdot Y_{T1'} = 650 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,983 \cdot 0,931 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \\ &= 505,63 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim2'} &= \sigma_{CN2} \cdot Y_{St'} \cdot Y_{N2'} \cdot Y_{\delta2'} \cdot Y_{R2'} \cdot Y_{X2'} \cdot Y_{A2'} \cdot Y_{T2'} = 605 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,998 \cdot 0,969 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 \\ &= 348,11 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim2'} &= \sigma_{CN2} \cdot Y_{St'} \cdot Y_{N2'} \cdot Y_{\delta2'} \cdot Y_{R2'} \cdot Y_{X2'} \cdot Y_{A2'} \cdot Y_{T2'} = 605 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,998 \cdot 0,969 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 \\ &= 348,11 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim3'} &= \sigma_{CN3} \cdot Y_{St'} \cdot Y_{N3'} \cdot Y_{\delta3'} \cdot Y_{R3'} \cdot Y_{X3'} \cdot Y_{A3'} \cdot Y_{T3'} = 605 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1,116 \cdot 0,969 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \\ &= 556 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Statická bezpečnost v ohybe:

$$S_{F1'} = \frac{\sigma_{Flim1'}}{\sigma_{F1'}} = \frac{505,63}{42,32} = 11,95 \quad - \text{ vyhovuje (C-S)}$$

$$S_{F2'} = \frac{\sigma_{Fkrit2'}}{\sigma_{F2'}} = \frac{348,11}{36,01} = 9,66 \quad - \text{ vyhovuje (C-S)}$$

$$S_{F2'} = \frac{\sigma_{Fkrit2'}}{\sigma_{F2'}} = \frac{348,11}{41,39} = 8,41 \quad - \text{ vyhovuje (S-K)}$$

$$S_{F3'} = \frac{\sigma_{Fkrit3'}}{\sigma_{F3'}} = \frac{556}{52,72} = 10,54 \quad - \text{ vyhovuje (S-K)}$$

Kontrola na otláčení podľa ČSN 01 4686 :

Súčiniteľ materiálu  $z_E = 189,81$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim'}}{\sigma_{HO'}} \geq S_{Hmin'}$$

$$K_{H1'} = K_{F1'} = K_{A'} \cdot K_{H\beta1'} \cdot K_{H\alpha1'} \cdot K_{V1'} = 1 \cdot 1,099 \cdot 1,238 \cdot 1,027 = 1,397$$

$$K_{H2'} = K_{F2'} = K_{A'} \cdot K_{H\beta2'} \cdot K_{H\alpha2'} \cdot K_{V2'} = 1 \cdot 1,079 \cdot 1,431 \cdot 1,065 = 1,644$$

Velikost tlaku v ozubení:

$$i_1' = \frac{z_2'}{z_1'} = \frac{40}{17} = 2,353$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H01'} &= Z_{E1'} \cdot Z_{H1'} \cdot Z_{\varepsilon1'} \cdot Z_{\beta1'} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_{w1'} \cdot D_1'} \cdot \frac{i_1' + 1}{i_1'}} \\ &= 189,81 \cdot 2,495 \cdot 0,899 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{1496,32}{70 \cdot 68} \cdot \frac{2,353 + 1}{2,353}} = 284,9 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$i_2' = \frac{z_3'}{z_2'} = \frac{97}{40} = 2,425$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H02'} &= Z_{E2'} \cdot Z_{H2'} \cdot Z_{\varepsilon2'} \cdot Z_{\beta2'} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_{w2'} \cdot D_3'} \cdot \frac{i_2' + 1}{i_2'}} \\ &= 189,81 \cdot 2,495 \cdot 0,836 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{1496,32}{70 \cdot 388} \cdot \frac{2,425 + 1}{2,425}} = 110,4 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H1'} &= Z_{B1'} \cdot \sigma_{H01'} \cdot \sqrt{(K_{A'} \cdot K_{V1'} \cdot K_{H\beta1'} \cdot K_{H\alpha1'})} = 1,096 \cdot 284,9 \cdot \sqrt{1 \cdot 1,027 \cdot 1,099 \cdot 1,238} \\ &= 369,1 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H2'} &= Z_{B2'} \cdot \sigma_{H02'} \cdot \sqrt{(K_{A'} \cdot K_{V2'} \cdot K_{H\beta2'} \cdot K_{H\alpha2'})} = 1,059 \cdot 110,4 \cdot \sqrt{1 \cdot 1,065 \cdot 1,079 \cdot 1,431} \\ &= 149,9 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Medza únavy v otlačení:

$$\begin{aligned} \sigma_{Hkrit1'} &= \sigma_{Hlim1'} \cdot Z_{N1'} \cdot Z_{L1'} \cdot Z_{V1'} \cdot Z_{R1'} \cdot Z_{W1'} = 800 \cdot 0,850 \cdot 1,190 \cdot 0,903 \cdot 0,840 \cdot 1 \\ &= 614 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{Hkrit2'} &= \sigma_{Hlim2'} \cdot Z_{N2'} \cdot Z_{L2'} \cdot Z_{V2'} \cdot Z_{R2'} \cdot Z_{W2'} = 1140 \cdot 0,940 \cdot 1,116 \cdot 0,946 \cdot 0,899 \cdot 1 \\ &= 1017 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Bezpečnost v otlačení:

$$S_{H1'} = \frac{\sigma_{Hkrit1'}}{\sigma_{H1'}} = \frac{614}{369,1} = 1,66 \quad \text{vyhovuje}$$

$$S_{H2'} = \frac{\sigma_{Hkrit2'}}{\sigma_{H2'}} = \frac{1017}{149,9} = 6,78 \quad \text{vyhovuje}$$

### 5.1.6.3 Základné rozmery ozubenia časti B

Čelná rozteč:  $t' = \pi \cdot m_{n2} = 3,14 \cdot 3,5 = 12,56 \text{ mm}$

Výška hlavy zuba:  $h'_a = m_{n2} = 4 \text{ mm}$

Pracovná šírka zuba:  $b'_w = \psi'_m \cdot m_{n2} = 17 \cdot 4 = 68 \text{ mm} \Rightarrow 70 \text{ mm}$

Hrúbka zuba:  $s'_f = \frac{\pi \cdot m_{n2}}{2} = \frac{3,14 \cdot 4}{2} = 6,28 \text{ mm}$

Výška päty zuba:  $h'_f = 1,25 \cdot m_{n2} = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$

Priemer roztečnej kružnice:  $D_{1'} = m_{n2} \cdot z_{1'} = 4 \cdot 17 = 68 \text{ mm}$

$$D_{2'} = m_{n2} \cdot z_{2'} = 4 \cdot 40 = 160 \text{ mm}$$

$$D_{3'} = m_{n2} \cdot z_{3'} = 4 \cdot 97 = 388 \text{ mm}$$

Priemer hlavovej kružnice:  $D_{a1'} = D_{1'} + 2 \cdot m_{n2} = 68 + 2 \cdot 4 = 76 \text{ mm}$

$$D_{a2'} = D_{2'} + 2 \cdot m_{n2} = 160 + 2 \cdot 4 = 168 \text{ mm}$$

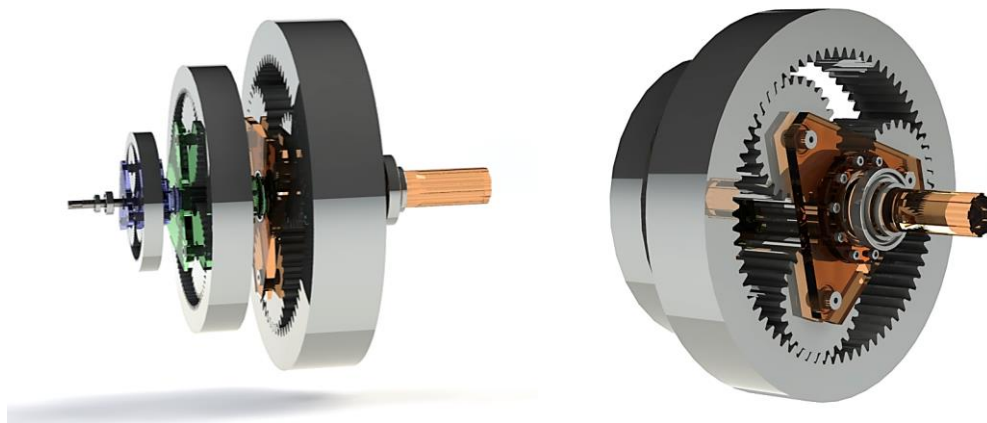
$$D_{a3'} = D_{3'} - 2 \cdot m_{n2} = 388 - 2 \cdot 4 = 380 \text{ mm}$$

Priemer pätnjej kružnice:  $D_{f1'} = (z_{1'} - 2,5) \cdot m_{n2} = (17 - 2,5) \cdot 4 = 58 \text{ mm}$

$$D_{f2'} = (z_{2'} - 2,5) \cdot m_{n2} = (40 - 2,5) \cdot 4 = 150 \text{ mm}$$

$$D_{f3'} = (z_{3'} + 2,5) \cdot m_{n2} = (97 + 2,5) \cdot 4 = 398 \text{ mm}$$

Vzdialenosť osí:  $a_{1'} = \frac{D_{1'} + D_{2'}}{2} = \frac{68 + 160}{2} = 114 \text{ mm}$



Obr. 5-7 3.Prevodový stupeň

### 5.1.7 Výpočet súkolesia časti C planetárnej prevodovky

Výpočet podľa normy ČSN 01 4686

Materiál centrálného kolesa je konštrukčná oceľ ušľachtilá uhlíková, 12061,

karbonitridovaná, Medza pevnosti v ťahu  $\sigma_{pt1} = 740 \text{ MPa}$ , Medza únavy v dotyku –  $\sigma_{c1} = 800 \text{ MPa}$ , Medza únavy v ohybe –  $\sigma_{CN1} = 650 \text{ MPa}$

Materiál satelitu je konštrukčná oceľ ušľachtilá uhlíková, 12051, povrchovo kalená, s medzou pevnosti v ťahu

$\sigma_{pt2} = 640 \text{ MPa}$ , Medza únavy v dotyku –  $\sigma_{c2} = 1140 \text{ MPa}$ , Medza únavy v ohybe –  $\sigma_{CN2} = 605 \text{ MPa}$

Materiál korunového kolesa je konštrukčná oceľ ušľachtilá uhlíková, 12051, povrchovo kalená, s medzou pevnosti v ťahu  $\sigma_{pt3} = 640 \text{ MPa}$ , Medza únavy v dotyku –  $\sigma_{c3} = 1140 \text{ MPa}$ , Medza únavy v ohybe –  $\sigma_{CN3} = 605 \text{ MPa}$

#### Koeficienty prídavných zaťažení

$$k_{a1''} = 1,36, k_{a2''} = 1,946, k_{a3''} = 1,187$$

$$Y_{FS1''} = 5,125, Y_{FS2''} = 4,643, Y_{FS3''} = 4,660$$

$k_{a1''}, k_{a2''}, k_{a3''}$  - vrubový súčiniteľ súkolesia časti C

$Y_{FS1''}, Y_{FS2''}, Y_{FS3''}$  - súčiniteľ tvaru zuba a koncentrácie napätia súkolesia časti C

Medza únavovej pevnosti v ohybe

$$\sigma_{CN1} = 650 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN2} = 605 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN3} = 605 \text{ MPa}$$

Súčiniteľ vrubu:

Centrálné koleso:  $k_{\beta 1''} = \eta_{1,U''} \cdot k_{a1''} = 0,95 \cdot 1,36 = 1,292$

Satelit:  $k_{\beta 2''} = \eta_{1,U''} \cdot k_{a2''} = 0,95 \cdot 1,946 = 1,849$

Korunové koleso:  $k_{\beta 3''} = \eta_{1,U''} \cdot k_{a3''} = 0,95 \cdot 1,187 = 1,128$

Dovolené namáhanie v ohybe

Predbežné zvolene:  $S_{Fmin''} = 1,5$ ,  $Y_{R1''} = 0,931$ ,  $Y_{R2'',3''} = 0,969$ ,  $Y_{M''} = 1$  (pre pastorok aj ozubené koleso),

Súčiniteľ kvality povrchu prechodovej vrstvy -  $Y_R$ , redukčný súčiniteľ -  $Y_M$

$$\sigma_{FDov1''} = \frac{Y_{R1''} \cdot Y_{M''} \cdot \sigma_{CN1}}{S_{Fmin''} \cdot k_{\beta 1''}} = \frac{0,931 \cdot 1 \cdot 650}{1,5 \cdot 1,292} = 312,17 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FDov2''} = \frac{Y_{R2''} \cdot Y_{M''} \cdot \sigma_{CN2}}{S_{Fmin''} \cdot k_{\beta 2''}} = \frac{0,969 \cdot 1 \cdot 605}{1,5 \cdot 1,849} = 211,32 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FDov3''} = \frac{Y_{R3''} \cdot Y_{M''} \cdot \sigma_{CN3}}{S_{Fmin''} \cdot k_{\beta 3''}} = \frac{0,969 \cdot 1 \cdot 605}{1,5 \cdot 1,128} = 346,39 \text{ MPa}$$

Pomerné hodnoty:

$$\frac{\sigma_{FD1''}}{Y_{FS1''}} = \frac{312,17}{5,125} = 60,91 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD2''}}{Y_{FS2''}} = \frac{211,32}{4,643} = 45,51 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD3''}}{Y_{FS3''}} = \frac{346,39}{4,660} = 74,33 \text{ MPa}$$

Pretože pomerná hodnota satelitu je menšia ako pomerná hodnota ozubeného kolesa je potrebné sa pri výpočte modulu opäť zamerať na pastorok.

### 5.1.7.1 Výpočet modulu časti C

Súčiniteľ zaťaženia si zvolím  $K_{F''} = 2,433$  a pomernú šírku венca  $\psi_{m''} = 17$

$$M_{kU''} = M_{k1} \cdot i_{1,U''} = 21014,4 \cdot 250 = 5253600 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$m_{n3} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_{F''} \cdot \frac{1}{3} \cdot M_{kU''}}{\sigma_{FD2''} \cdot \psi_{m''} \cdot z_{1''}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2,433 \cdot \frac{1}{3} \cdot 1024131,11}{211,32 \cdot 17 \cdot 17}} = 5,2$$

Podľa normy ČSN 01 4608 volím modul  $m_{n3} = 7$

### 5.1.7.2 Kontrola časti C na ohyb a otláčenie podľa ČSN 01 4686

Kontrola na ohyb:

$$F_{t''} = \frac{M_{K1} \cdot i_{1,U''} \cdot 2}{D_{1''} \cdot 3} = \frac{21014,4 \cdot 7,263 \cdot 6,71 \cdot 2}{119 \cdot 3} = 5732,67 \text{ N}$$

$$S_{F''} = \frac{\sigma_{Flim''}}{\sigma_{F''}} \geq S_{Fmin''}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F1''} &= \frac{F_{t1''}}{b_{w1''} \cdot m_{n2}} \cdot Y_{FS1''} \cdot Y_{\beta1''} \cdot Y_{\epsilon1''} \cdot K_{A''} \cdot K_{V1''} \cdot K_{F\beta1''} \cdot K_{F\alpha1''} \\ &= \frac{5732,67}{123 \cdot 7} \cdot 5,125 \cdot 1 \cdot 0,738 \cdot 1 \cdot 1,006 \cdot 1,092 \cdot 1,836 = 50,79 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2''} &= \frac{F_{t1''}}{b_{w2''} \cdot m_{n2}} \cdot Y_{FS2''} \cdot Y_{\beta1''} \cdot Y_{\epsilon1''} \cdot K_{A''} \cdot K_{V1''} \cdot K_{F\beta1''} \cdot K_{F\alpha1''} \\ &= \frac{5732,67}{127 \cdot 7} \cdot 4,643 \cdot 1 \cdot 0,738 \cdot 1 \cdot 1,006 \cdot 1,092 \cdot 1,836 = 44,56 \text{ MPa} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\sigma_{F2''} &= \frac{F_{t1''}}{b_{w2''} \cdot m_{n2}} \cdot Y_{FS2''} \cdot Y_{\beta 2''} \cdot Y_{\varepsilon 2''} \cdot K_A'' \cdot K_{V2''} \cdot K_{F\beta 2''} \cdot K_{F\alpha 2''} \\ &= \frac{5732,67}{127 \cdot 7} \cdot 4,643 \cdot 1 \cdot 0,675 \cdot 1 \cdot 1,011 \cdot 1,097 \cdot 2,194 = 49,17 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{F3''} &= \frac{F_{t1''}}{b_{w3''} \cdot m_{n2}} \cdot Y_{FS3''} \cdot Y_{\beta 2''} \cdot Y_{\varepsilon 2''} \cdot K_A'' \cdot K_{V2''} \cdot K_{F\beta 2''} \cdot K_{F\alpha 2''} \\ &= \frac{5732,67}{124 \cdot 7} \cdot 4,660 \cdot 1 \cdot 0,675 \cdot 1 \cdot 1,011 \cdot 1,097 \cdot 2,194 = 50,5 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim1''} &= \sigma_{CN1} \cdot Y_{St''} \cdot Y_{N1''} \cdot Y_{\delta 1''} \cdot Y_{R1''} \cdot Y_{X1''} \cdot Y_{A1''} \cdot Y_{T1''} \\ &= 650 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,983 \cdot 0,931 \cdot 0,988 \cdot 1 \cdot 1 = 499,5 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim2''} &= \sigma_{CN2} \cdot Y_{St''} \cdot Y_{N2''} \cdot Y_{\delta 2''} \cdot Y_{R2''} \cdot Y_{X2''} \cdot Y_{A2''} \cdot Y_{T2''} \\ &= 605 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,990 \cdot 0,969 \cdot 0,980 \cdot 0,7 \cdot 1 = 338,1 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim2''} &= \sigma_{CN2} \cdot Y_{St''} \cdot Y_{N2''} \cdot Y_{\delta 2''} \cdot Y_{R2''} \cdot Y_{X2''} \cdot Y_{A2''} \cdot Y_{T2''} \\ &= 605 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,990 \cdot 0,969 \cdot 0,980 \cdot 0,7 \cdot 1 = 338,1 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim3''} &= \sigma_{CN3} \cdot Y_{St''} \cdot Y_{N3''} \cdot Y_{\delta 3''} \cdot Y_{R3''} \cdot Y_{X3''} \cdot Y_{A3''} \cdot Y_{T3''} \\ &= 605 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1,135 \cdot 0,969 \cdot 0,980 \cdot 1 \cdot 1 = 554,27 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Statická bezpečnost v ohybe:

$$S_{F1''} = \frac{\sigma_{Flim1''}}{\sigma_{F1''}} = \frac{499,5}{50,79} = 9,83 \quad - \text{ vyhovuje (C - S)}$$

$$S_{F2''} = \frac{\sigma_{Fkrit2''}}{\sigma_{F2''}} = \frac{338,1}{44,56} = 7,58 \quad - \text{ vyhovuje (C-S)}$$

$$S_{F2''} = \frac{\sigma_{Fkrit2''}}{\sigma_{F2''}} = \frac{338,1}{49,17} = 6,87 \quad - \text{ vyhovuje (S-K)}$$

$$S_{F3''} = \frac{\sigma_{Fkrit3''}}{\sigma_{F3''}} = \frac{554,27}{50,5} = 11,04 \quad - \text{ vyhovuje (S-K)}$$

Kontrola na otláčení podľa ČSN 01 4686 :

Súčiniteľ materiálu  $z_E = 189,81$

$$S_{H''} = \frac{\sigma_{Hlim''}}{\sigma_{HO''}} \geq S_{Hmin''}$$

$$K_{H1''} = K_{F1''} = K_{A''} \cdot K_{H\beta1''} \cdot K_{H\alpha1''} \cdot K_{V1''} = 1 \cdot 1,1 \cdot 1,218 \cdot 1,006 = 1,347$$

$$K_{H2''} = K_{F2''} = K_{A''} \cdot K_{H\beta2''} \cdot K_{H\alpha2''} \cdot K_{V2''} = 1 \cdot 1,104 \cdot 1,342 \cdot 1,011 = 1,498$$

Velikost tlaku v ozubení:

$$i_1'' = \frac{z_2''}{z_1''} = \frac{27}{17} = 1,588$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HO1''} &= Z_{E1''} \cdot Z_{H1''} \cdot Z_{\epsilon1''} \cdot Z_{\beta1''} \sqrt{\frac{F_{t1''}}{b_{w1''} \cdot D_1''} \cdot \frac{i_1'' + 1}{i_1''}} \\ &= 189,81 \cdot 2,495 \cdot 0,906 \cdot 1 \sqrt{\frac{5732,67}{123 \cdot 119} \cdot \frac{1,588 + 1}{1,588}} = 342,8 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$i_2'' = \frac{z_3''}{z_2''} = \frac{70}{27} = 2,593$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HO2''} &= Z_{E2''} \cdot Z_{H2''} \cdot Z_{\epsilon2''} \cdot Z_{\beta2''} \sqrt{\frac{F_{t1''}}{b_{w2''} \cdot D_3''} \cdot \frac{i_2'' + 1}{i_2''}} \\ &= 189,81 \cdot 2,292 \cdot 0,863 \cdot 1 \sqrt{\frac{5732,67}{124 \cdot 490} \cdot \frac{2,593 + 1}{2,593}} = 134,2 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H1''} &= Z_{B1''} \cdot \sigma_{HO1''} \cdot \sqrt{(K_{A''} \cdot K_{V1''} \cdot K_{H\beta1''} \cdot K_{H\alpha1''})} = 1,072 \cdot 342,8 \cdot \sqrt{1 \cdot 1,006 \cdot 1,100 \cdot 1,218} \\ &= 426,6 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H2''} &= Z_{B2''} \cdot \sigma_{HO2''} \cdot \sqrt{(K_{A''} \cdot K_{V2''} \cdot K_{H\beta2''} \cdot K_{H\alpha2''})} = 1,242 \cdot 134,2 \cdot \sqrt{1 \cdot 1,011 \cdot 1,104 \cdot 1,342} \\ &= 203,99 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Medza únavy v otláčení:

$$\begin{aligned} \sigma_{Hkrit1''} &= \sigma_{Hlim1''} \cdot Z_{N1''} \cdot Z_{L1''} \cdot Z_{V1''} \cdot Z_{R1''} \cdot Z_{W1''} = 800 \cdot 0,961 \cdot 1,198 \cdot 0,877 \cdot 0,840 \cdot 1 \\ &= 678,5 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{Hkrit2''} &= \sigma_{Hlim2''} \cdot Z_{N2''} \cdot Z_{L2''} \cdot Z_{V2''} \cdot Z_{R2''} \cdot Z_{W2''} = 1140 \cdot 1,107 \cdot 1,121 \cdot 0,931 \cdot 0,899 \cdot 1 \\ &= 1184 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Bezpečnost v otláčení:

$$S_{H1''} = \frac{\sigma_{Hkrit1''}}{\sigma_{H1''}} = \frac{678,5}{426,6} = 1,6 \quad \text{vyhovuje}$$

$$S_{H2''} = \frac{\sigma_{Hkrit2''}}{\sigma_{H2''}} = \frac{1084}{203,99} = 5,31 \quad \text{vyhovuje}$$

### 5.1.7.3 Základné rozmery ozubenia časti C

Čelná rozteč:  $t'' = \pi \cdot m_{n3} = 3,14 \cdot 7 = 21,98 \text{ mm}$

Výška hlavy zuba:  $h_{a''} = m_{n3} = 7 \text{ mm}$

Pracovná šírka zuba:  $b_{w''} = \psi_{m''} \cdot m_{n3} = 17 \cdot 7 = 119 \text{ mm} \Rightarrow 123 \text{ mm}$

Hrúbka zuba:  $s_{f''} = \frac{\pi \cdot m_{n3}}{2} = \frac{3,14 \cdot 7}{2} = 10,99 \text{ mm}$

Výška päty zuba:  $h_{f''} = 1,25 \cdot m_{n3} = 1,25 \cdot 7 = 8,75 \text{ mm}$

Priemer roztečnej kružnice:  $D_{1''} = m_{n3} \cdot z_{1''} = 7 \cdot 17 = 119 \text{ mm}$

$$D_{2''} = m_{n3} \cdot z_{2''} = 7 \cdot 27 = 189 \text{ mm}$$

$$D_{3''} = m_{n3} \cdot z_{3''} = 7 \cdot 70 = 490 \text{ mm}$$

Priemer hlavovej kružnice:  $D_{a1''} = D_{1''} + 2 \cdot m_{n3} = 119 + 2 \cdot 7 = 133 \text{ mm}$

$$D_{a2''} = D_{2''} + 2 \cdot m_{n3} = 189 + 2 \cdot 7 = 199 \text{ mm}$$

$$D_{a3''} = D_{3''} - 2 \cdot m_{n3} = 490 - 2 \cdot 7 = 476 \text{ mm}$$

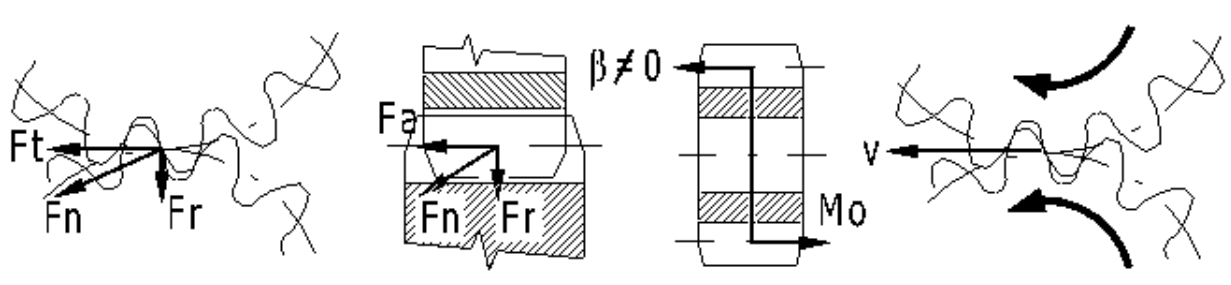
Priemer pätnjej kružnice:  $D_{f1''} = (z_{1''} - 2,5) \cdot m_{n3} = (17 - 2,5) \cdot 7 = 101,5 \text{ mm}$

$$D_{f2''} = (z_{2''} - 2,5) \cdot m_{n3} = (27 - 2,5) \cdot 7 = 171,5 \text{ mm}$$

$$D_{f3''} = (z_{3''} + 2,5) \cdot m_{n3} = (70 + 2,5) \cdot 7 = 472,5 \text{ mm}$$

Vzdialenosť osí:  $a_{1''} = \frac{D_{1''} + D_{2''}}{2} = \frac{119 + 189}{2} = 154 \text{ mm}$

### 5.1.8 Silové pomery



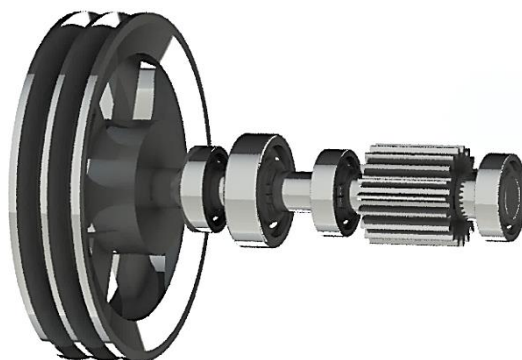
Obr. 5-8 Silové pomery

### 5.1.9 Výpočet hriadelí

Hriadele I, II, III volím z materiálu: 11500,

$$\tau_{Dov} = 60 \text{ MPa}, \sigma_D = 100 \text{ MPa}, R_{es} = 190 \text{ MPa}, R_e = 300 \text{ MPa}$$

#### 5.1.9.1 Výpočet hriadele I.



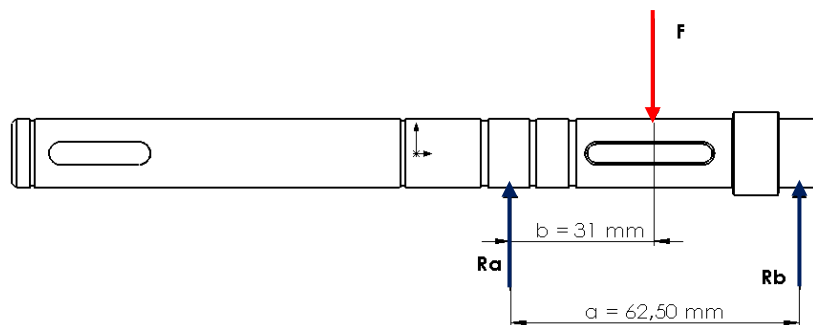
Obr. 5-9 Hriadeľ č.1

$$\tau_{Dov} = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} \leq \tau_{DK}$$

$$W_{k1} = 0,2 \cdot d_1^3 \Rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{k1}}{0,2 \cdot \tau_{Dov}}} = \sqrt[3]{\frac{21014,4}{0,2 \cdot 60}} = 12,05 \text{ mm}$$

Vypočítaný priemer  $d_1$  sa zväčší o hodnotu hĺbky drážky pre pero  $t$ , ktorá hriadeľ zoslabuje:

$$d_{1v} = d_1 + t = 12,05 + 2,9 = 14,95 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } \varnothing 15 \text{ mm}$$



Obr. 5-10 Hriadeľ č.1- silové pomery

$\Rightarrow$  volím  $a = 62 \text{ mm}$ ,  $b = 31 \text{ mm}$ .

$$F_t = \frac{M_{K1} \cdot 2}{D_1 \cdot 3} = \frac{21014,4 \cdot 2}{33,25 \cdot 3} = 421,3 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 421,3 \cdot \tan 20 = 153,34 \text{ N}$$

$$F_N = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{421,3}{\cos 20} = 448,29 \text{ N}$$

$$F_t = F_{t1}; F_r = F_{r1}; F_N = F_{N1}$$

Výpočet ložiska:

Voľba ložiska pre  $L_h = 25000 \text{ hod}$

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$R_b = \frac{F \cdot b}{a} = \frac{153,34 \cdot 31}{62,5} = 76,1 \text{ N}$$

$$R_a = F - R_b = 153,34 - 76,1 = 77,28 \text{ N}$$

$$F_{e1} = V \cdot X \cdot R_a + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1 \cdot 77,28 + 0 = 77,28 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{F_{e1}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}} \cdot F_{e1} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25000 \cdot 2500}{10^6}} \cdot 77,28$$

$$= 1200,6 \text{ N}$$

Podľa normy ČSN 02 4630 volím **LOŽISKO 6002**

Kontrola hriadele:

$$M_{k1} = 21014,4 \text{ Nmm}$$

$$\tau = \frac{M_{k1}}{J_p} \cdot \frac{d_{1v}}{2} = \frac{21014,4}{4967,6} \cdot \frac{15}{2} = 31,7$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_{1v}^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 15^4}{32} = 4967,6 \text{ N}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3 \cdot 31,7^2} = 54,9 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{54,9} = 5,46 \quad - \text{vyhovuje}$$

Volba pera:

$$\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}, p_{dov} = 63 \text{ MPa}$$

$$F_s = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{1v}} = \frac{2 \cdot 21014,4}{15} = 2801,92 \text{ N}$$

Kontrola na strih:

$$\tau_s = \frac{F_s}{S_s} \leq \tau_{DS}$$

$$\tau_s = \frac{F_s}{S_s} \Rightarrow S_s = \frac{F_s}{\tau_{DS}} = \frac{2801,92}{80} = 35 \text{ mm}^2$$

$$l_1 = \frac{S_s}{b} = \frac{35}{5} = 7 \text{ mm}$$

Kontrola na otláčení:

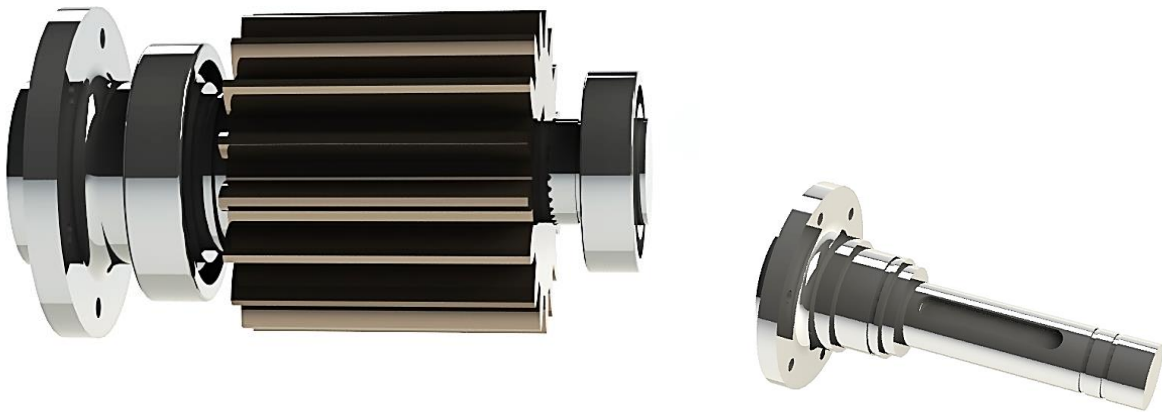
$$p = \frac{F_{S1}}{S_{S1}} \leq p_{dov}$$

$$p = \frac{F_{S1}}{S_{O1}} \Rightarrow S_{O1} = \frac{F_{S1}}{p_{dov}} = \frac{2801,92}{60} = 46,7 \text{ mm}^2$$

$$S_{O1} = \frac{h}{2} \cdot l_2 \Rightarrow l_2 = \frac{2 \cdot S_{O1}}{h} = \frac{2 \cdot 43,10}{5} = 17,24 \text{ mm}$$

Podľa normy ČSN 02 2562 volím **PERO 5e7 x 5 x 20**

### 5.1.9.2 Výpočet hriadele II.

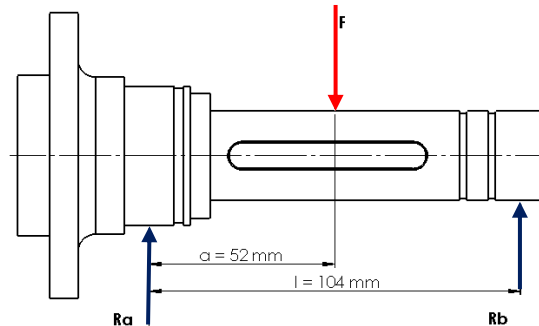


Obr. 5-11 Hriadeľ č.2

$$\tau_{Dov} = \frac{M_{k1} \cdot i_{1,U}}{W_{k1'}} \leq \tau_{DK}$$

$$W_{k1'} = 0,2 \cdot d_2^3 \Rightarrow d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{k1} \cdot i_{1,U}}{0,2 \cdot \tau_{Dov}}} = \sqrt[3]{\frac{21014,4 \cdot 7,263}{0,2 \cdot 60}} = 23,34 \text{ mm}$$

$d_{2v}$  – volím  $\varnothing 25\text{mm}$



Obr. 5-12 Hriadel' č.2 – silové pomery

$\Rightarrow$  volím  $a = 52\text{mm}$ ,  $l = 104\text{ mm}$ .

$$F_{t'} = \frac{M_{K1} \cdot i_{1,U'} \cdot 2}{D_1' \cdot 3} = \frac{21014,4 \cdot 7,263 \cdot 2}{68 \cdot 3} = 1496,32\text{ N}$$

$$F_{r'} = F_{t'} \cdot \tan \alpha = 1496,32 \cdot \tan 20 = 544,62\text{ N}$$

$$F_{N'} = \frac{F_{t'}}{\cos \alpha} = \frac{1496,32}{\cos 20} = 1592,10\text{ N}$$

$$F_{t''} = F_{t'}; F_{r''} = F_{r'}; F_{N''} = F_{N'}$$

### Výpočet ložiska

Volba ložiska pre  $L_h = 25000\text{ hod}$

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$R_b = \frac{F \cdot a}{l} = \frac{544,62 \cdot 52}{104} = 272,31\text{ N}$$

$$R_a = F - R_b = 544,62 - 272,31 = 272,31\text{ N}$$

$$F_{e2} = V \cdot X \cdot R_a + Y \cdot F_a = 1 \cdot 273,31 + 0 = 273,31\text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{F_{e2}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}} \cdot F_{e2} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25000 \cdot 344,2}{10^6}} \cdot 272,3$$

$$= 2184,5\text{ N}$$



Podľa normy ČSN 02 4630 volím LOŽISKO 6005

Kontrola hriadele

$$M_{kU} = M_{k1} \cdot i_{1,U} = 21014,4 \cdot 7,263 = 152627,6 \text{ Nmm}$$

$$\tau = \frac{M_{kU}}{J_p} \cdot \frac{d_{2v}}{2} = \frac{152627,6}{38330} \cdot \frac{25}{2} = 49,77$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_{2v}^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 25^4}{32} = 38330 \text{ N}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3 \cdot 49,77^2} = 86,2 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{86,2} = 3,48$$

Volba pera:

$$\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}, p_{dov} = 63 \text{ MPa}$$

Kontrola na strih

$$\tau_s = \frac{F_{S'}}{S_{S'}} \leq \tau_{DS}$$

$$\tau_s = \frac{F_{S'}}{S_{S'}} \Rightarrow S_{S'} = \frac{F_{S'}}{\tau_{DS}} = \frac{10901,97}{80} = 136,27 \text{ mm}^2$$

$$l_1 = \frac{S_{S'}}{b} = \frac{136,27}{8} = 17 \text{ mm}$$

Kontrola na otláčenje:

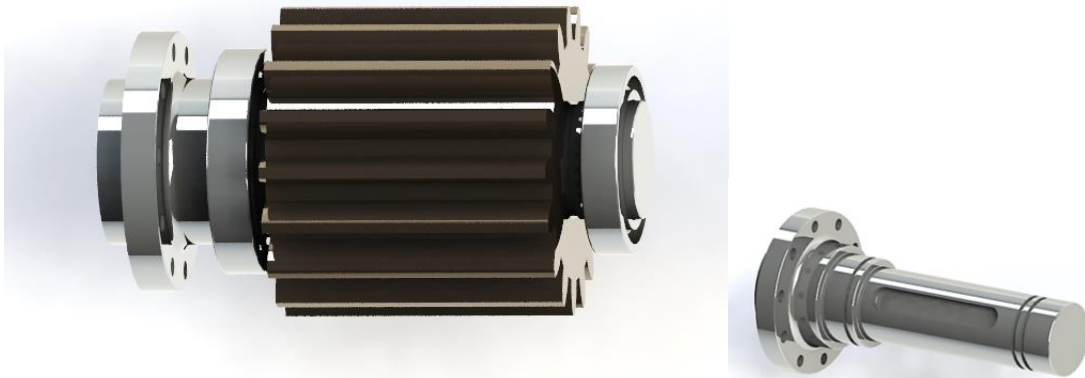
$$p = \frac{F_{S'}}{S_{O'}} \leq p_{dov}$$

$$p = \frac{F_{S'}}{S_{O'}} \Rightarrow S_{O'} = \frac{F_{S'}}{p_{dov}} = \frac{10901,97}{60} = 181,7 \text{ mm}^2$$

$$S_{O'} = \frac{h}{2} \cdot l_2 \Rightarrow l_2 = \frac{2 \cdot S_{O'}}{h} = \frac{2 \cdot 181,7}{7} = 52 \text{ mm}$$

Podľa normy ČSN 02 2562 volím **PERO 8e7 x 7 x 56**

### 5.1.9.3 Výpočet hriadele III.

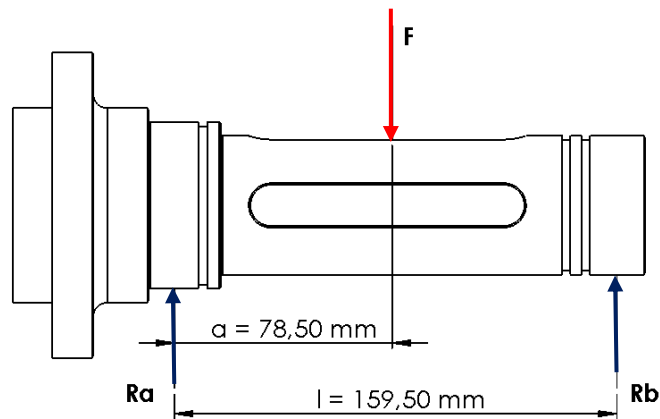


Obr. 5-13 Hriadel' č.3

$$\tau_{Dov} = \frac{M_{k1} \cdot i_{1,U'}}{W_{k1''}} \leq \tau_{DK}$$

$$W_{k1''} = 0,2 \cdot d_3^3 \Rightarrow d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{k1} \cdot i_{1,U'}}{0,2 \cdot \tau_{Dov}}} = \sqrt[3]{\frac{21014,4 \cdot 7,263 \cdot 6,71}{0,2 \cdot 60}} = 44 \text{ mm}$$

$d_{3v}$  – volím  $\varnothing 50\text{mm}$



Obr. 5-14 Hriadel' č.3 – silové pomery

⇒ volím  $a = 78,5 \text{ mm}$ ,  $l = 159,5 \text{ mm}$ .

$$F_{t''} = \frac{M_{K1} \cdot i_{1,U'} \cdot 2}{D_{1''} \cdot 3} = \frac{21014,4 \cdot 7,263 \cdot 6,71 \cdot 2}{119 \cdot 3} = 5732,67 \text{ N}$$

$$F_{r''} = F_{t''} \cdot \tan \alpha = 5732,67 \cdot \tan 20 = 2086,52 \text{ N}$$

$$F_{N''} = \frac{F_{t''}}{\cos \alpha} = \frac{5732,67}{\cos 20} = 6100 \text{ N}$$

$$F_{t5} = F_{t6}; F_{r5} = F_{r6}; F_{N5} = F_{N6}$$

### Výpočet ložiska

Volba ložiska pre  $L_h = 25000 \text{ hod}$

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$R_b = \frac{F \cdot a}{l} = \frac{2086,52 \cdot 78,5}{159,5} = 1026,9 \text{ N}$$

$$R_a = F - R_b = 2086,52 - 1026,9 = 1059,61 \text{ N}$$

$$F_{e3} = X \cdot R_a + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1059,61 + 0 = 1059,61 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{F_{e3}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}} \cdot F_{e3} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25000 \cdot 51,3}{10^6}} \cdot 1059,61$$

$$= 4506,94 \text{ N}$$

Podľa normy ČSN 02 4630 volím LOŽISKO 6010

### Kontrola hriadele

$$M_{kU'} = M_{k1} \cdot i_{1,U'} = 21014,4 \cdot 7,263 \cdot 6,71 = 1024131 \text{ Nmm}$$

$$\tau = \frac{M_{kU'}}{J_p} \cdot \frac{d_{3v}}{2} = \frac{1024131}{38330} \cdot \frac{50}{2} = 41,7 \text{ MPa}$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_{3v}^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 50^4}{32} = 613281,25 \text{ N}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3 \cdot 41,7^2} = 73,9 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{73,9} = 4$$

### Volba pera:

$$\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}, p_{dov} = 63 \text{ MPa}$$

### Kontrola na strih

$$\tau_s = \frac{F_{S''}}{S_{S''}} \leq \tau_{DS}$$

$$\tau_s = \frac{F_{S''}}{S_{S''}} \Rightarrow S_{S''} = \frac{F_{S''}}{\tau_{DS}} = \frac{42672}{80} = 533 \text{ mm}^2$$

$$l_1 = \frac{S_{S''}}{b} = \frac{533}{16} = 33 \text{ mm}$$

### Kontrola na otláčenie:

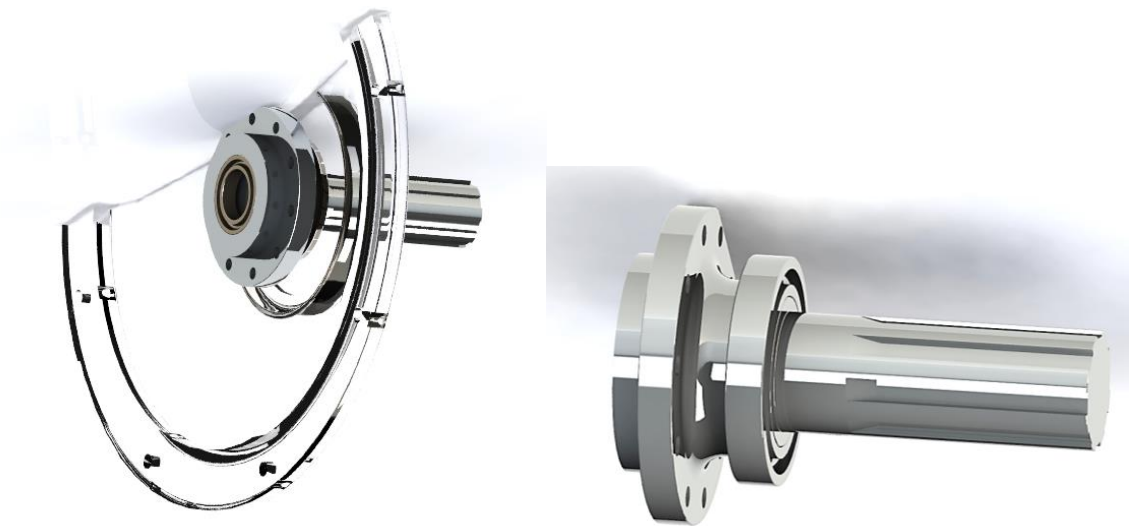
$$p = \frac{F_{S''}}{S_{S''}} \leq p_{dov}$$

$$p = \frac{F_{S''}}{S_{O''}} \Rightarrow S_{O''} = \frac{F_{S''}}{p_{dov}} = \frac{42672}{60} = 711,2 \text{ mm}^2$$

$$S_{O''} = \frac{h}{2} \cdot l_2 \Rightarrow l_2 = \frac{2 \cdot S_{O''}}{h} = \frac{2 \cdot 711,2}{7} = 142 \text{ mm}$$

Podľa normy ČSN 02 2562 volím 2 x PERO 16e7 x 10 x 100

#### 5.1.9.4 Výpočet hriadele IV.



Obr. 5-15 Hriadel' č.4

Volím material 14 240.6,  $\tau_{Dov} = 150 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_D = 270 \text{ MPa}$ ,  $R_{es} = 450 \text{ MPa}$ ,  $R_e = 80 \text{ MPa}$

$$\tau_{Dov} = \frac{M_{k1} \cdot i_{1,U''}}{W_{k1''}} \leq \tau_{DK}$$

$$W_{k1''} = 0,2 \cdot d_4^3 \Rightarrow d_4 = \sqrt[3]{\frac{M_{k1} \cdot i_{1,U''}}{0,2 \cdot \tau_{Dov}}} = \sqrt[3]{\frac{21014,4 \cdot 250}{0,2 \cdot 150}} = 57,26 \text{ mm}$$

$d_{4v}$  – volím  $\emptyset 68 \text{ mm}$

Výpočet ložiska

Voľba ložiska pre  $L_h = 25000$  hod

$$F_{e4} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 2470,77 + 0 = 52015,8 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{F_{e4}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}} \cdot F_{e4} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25000 \cdot 10}{10^6}} \cdot 2470,77$$

$$= 4506,94 \text{ N}$$

Podľa normy ČSN 02 4630 volím **LOŽISKO 6017**

Kontrola hriadele

$$M_{kU''} = M_{k1} \cdot i_{1,U'} = 21014,4 \cdot 250 = 5253600 \text{ Nmm}$$

$$\tau = \frac{M_{kU''}}{J_p} \cdot \frac{d_{4v}}{2} = \frac{52536000}{2098047,52} \cdot \frac{68}{2} = 85 \text{ MPa}$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_{4v}^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 68^4}{32} = 2098047,52 \text{ N}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3 \cdot 85^2} = 15,96 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{80}{15,9} = 5,03$$

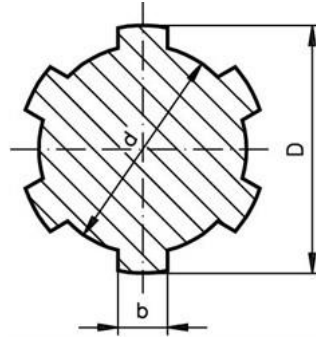
Voľba drážkovania hriadeľa:

$$\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}, p_{dov} = 63 \text{ MPa}$$

$$F_{s'''} = \frac{4 \cdot M_{kU''}}{D + d} = \frac{4 \cdot 5253600}{68 + 62} = 161649 \text{ N}$$

$$p = \frac{F_{s'''}}{0,75 \cdot l \cdot \frac{D-d}{2} \cdot i} \leq p_{dov} \rightarrow l = \frac{F_{s'''}}{0,75 \cdot p_{dov} \cdot \frac{D-d}{2} \cdot i} = \frac{161649}{0,75 \cdot 63 \cdot \frac{68-62}{2} \cdot 8}$$

$$= 142,5 \text{ mm} \rightarrow \text{dĺžku drážkovania } l \text{ volím } 150 \text{ mm}$$



Obr. 5-16 Drážková hriadeľ

Volím rovnoboké drážkovanie 8 x 68g7 x 62a11 x 12f7

Volba pera:

$$\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}, p_{dov} = 63 \text{ MPa}$$

Kontrola na strih

$$\tau_S = \frac{F_{S'''} }{S_{S'''} } \leq \tau_{DS}$$

$$\tau_S = \frac{F_{S'''} }{S_{S'''} } \Rightarrow S_{S'''} = \frac{F_{S'''} }{\tau_{DS}} = \frac{161649}{150} = 1077,66 \text{ mm}^2$$

$$l_1 = \frac{S_{S'''} }{b} = \frac{1077,66}{20} = 53,883 \text{ mm}$$

Kontrola na dotyk

$$p = \frac{F_{S''} }{S_{S''} } \leq p_{dov}$$

$$p = \frac{F_{S''} }{S_{S''} } \Rightarrow S_{S''} = \frac{F_{S''} }{p_{dov}} = \frac{161649}{270} = 598 \text{ mm}^2$$

$$S_{S''} = \frac{h}{2} \cdot l_2 \Rightarrow l_2 = \frac{2 \cdot S_{S''} }{h} = \frac{2 \cdot 598}{12} = 99,8 \text{ mm}$$

Podľa normy ČSN 02 2562 volím **PERO 20e7 x 12 x 100**

## 5.2 Doplnující geometrické podmínky

### 5.2.1 Podmínka zmontovatelnosti

Pre prevody s jednoduchými satelitmi platí podmínka zmontovatelnosti

$$z_1 + z_3 = k \cdot a_k$$

$a_k$  – počet satelitov *jednoduchého prevodu* a  $k$  je celé číslo

Prevod č.1

$$z_1 = 19, z_3 = 119 \Rightarrow z_1 + z_3 = k \cdot a_k$$

$$19 + 119 = k \cdot 3 \Rightarrow k = 46 \quad - \text{vyhovuje}$$

Prevod č.2

$$z_1 = 17, z_3 = 97 \Rightarrow z_1 + z_3 = k \cdot a_k$$

$$17 + 97 = k \cdot 3 \Rightarrow k = 38 \quad - \text{vyhovuje}$$

Prevod č.3

$$z_1 = 17, z_3 = 70 \Rightarrow z_1 + z_3 = k \cdot a_k$$

$$17 + 70 = k \cdot 3 \Rightarrow k = 29 \quad - \text{vyhovuje}$$

### 5.2.2 Podmínka vůle mezi satelitmi

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

Uhol  $\vartheta_{min}$  sa určí zo vzťahu

$$\sin \frac{\vartheta_{min}}{2} = \frac{\frac{D_{a2} + v_{min}}{2}}{a_{1,2}} = \frac{D_{a2} + v_{min}}{2 \cdot a_{1,2}} \Rightarrow \vartheta_{min} = \sin^{-1} \frac{D_{a2} + v_{min}}{2 \cdot a_{1,2}} = \frac{90,825 + 1,5}{2 \cdot 60,35} = 49^\circ 53'$$

$$\vartheta = \frac{360^\circ}{3} = 120^\circ \geq 49^\circ 53'$$

## 5.3 Výpočet poistnej spojky so strižnými kolíky



Koniec drážkového hriadeľa

Pre vstupnú hriadeľ poistnej trecej spojky platia rovnaké podmienky ako pre hriadeľ č.4.

Zvolím si materiál 14 240.6,  $\tau_{Dov} = 150\text{MPa}$ ,  $\sigma_D = 270\text{MPa}$ ,  $R_{es} = 450\text{MPa}$ ,  $R_e = 80\text{MPa}$

Vyberiem 6 čapov, materiál 12061,  $\tau_{Ds} = 120\text{MPa}$

Poistný krútiaci moment si zvolím o 10% väčší ako je maximálny krútiaci moment na výstupe plánetovej prevodovky

Výpočet priemeru strižného kolíka

$$R = d \cdot x = 68 \cdot 1,5 = 102\text{ mm}$$

$$F_{ts} = \frac{M_{1,U''} \cdot 1,1}{6 \cdot R} = 9442,75\text{ N}$$

$$S = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}, \tau = \frac{F_{ts}}{S} \leq \tau_{Ds}$$

$$\tau = \frac{F_{ts}}{\frac{\pi \cdot d_k^2}{4}} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{ts}}{\pi \cdot \tau_{Ds}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9442,75}{\pi \cdot 120}} = 10\text{ mm}$$

Skutočná hodnota R:

$$M_v = 1,1 \cdot M_{1,U''} = 1,1 \cdot 5253600 = 5778960\text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau = \frac{F_{ts}}{6 \cdot S}$$

$$F_{ts} = \frac{\pi \cdot 6 \cdot d_k^2}{4} \cdot \tau_{Ds} = \frac{3,14 \cdot 6 \cdot 10}{4} \cdot 120 = 56520\text{ N}$$

$$R_s = \frac{M_{1,U''}}{F_{ts}} = \frac{5778960}{56520} = 166,2\text{ mm}$$

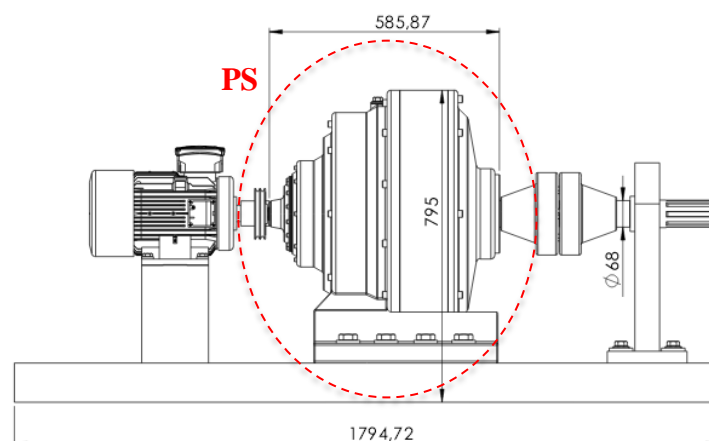
veľkosť  $R_s = 107,7\text{ mm}$

**5.4 Ekonomické zhodnotenie**

Ekonomické zhodnotenie výroby má významnú úlohu v každom technologickom projekte. V tejto bakalárskej práci bola ekonomickosť výroby hodnotená a navrhnutá zo strany výrobcu orintačnou sumou, z dôvodu neseriovej produkcie daného typu prevodovky v podniku.

Pre vypracovanie orientačnej ceny prevodovky bola oslovená spoločnosť ktorá nepochybne patrí k významným predstaviteľom výrobcov planetárnych prevodoviek na Slovensku. Spoločnosť ZŤS Sabinov, a.s. pôsobí na trhu viac ako 50 rokov. Približne až 90% produkcie exportuje podnik do priemyselných centier v európe, azii, afriky a severnej a južnej ameriky. Rozvoj firmy je zabezpečený vlastným vývojom výrobkov. Hlavnou činnosťou firmy je výroba čelných, kúžeľových, kúžeľočelných, závitovkových a planetárnych prevodoviek. Prevodovky sú vyrábané ako štandardné - v rôznych typoch a veľkostiach a neštandardné –vyrábané na základe požiadaviek zákazníkov.

Pri oceňovaní výrobku podnik ZŤS Sabinov, a.s., nezapočítal do celkovej sumy cenu výroby formy na odliatok, ani cenu samotného odliatku, ktorá tvorí prevažnú väčšinu sumy výrobku pri jednodusovej produkcii. Uvedená cena planetového systému nezahŕňa cenu elektromotora, súčastí remeňového prevodu ani spojky. Cena je výrobná nie pradájna a nie sú vnej započítané zisky.



Obr. 5-17 Planétový systém

**Cena ,pri výrobnej dávke 1ks : 8363 € za 1ks bez DPH.**

## 6 ZÁVER

V tomto protokole bol navrhnutý zabezpečovací pohon výrobného zariadenia s planétovou prevodkou a spojkou so strižnými kolíkmi. Požiadavky na pohon boli výkon 4kW, prevodový pomer o veľkosti 1:250 a výstupné otáčky 10 ot/s. Celú sústavu tak poháňa 5,5 kW trojfázový asynchrónny motor s otáčkami 2880ot/min.

Vzhľadom na možný väčší prevodový pomer a zvýšenia účinnosti, som si zvolil trojstupňovú planétovú prevodovku, kde som dosiahol účinnosť až 95%. Vzhľadom na vysoký krútiaci moment na výstupe prevodovky som si zvolil spojkou so šiestimi strižnými kolíkmi. Po prekročení výkonu o 10% dôjde k prestrihnutiu kolíkov a prerušeniu točivého momentu prenášaného na používané zariadenie, spoj sa preruší za účelom ochrany mechanizmu od preťaženia.

K danému mechanizmu je doložená výkresová dokumentácia. Z ekonomických dôvodov bolo pri navrhovaní zvolený čo najväčší počet normalizovaných súčiastok. Pre vyhotovenie výkresovej dokumentácie bol použitý software Autodesk Inventor 2013.

**ZOZNAM POUŽITÉJ LITERATÚRY**

- [1] HUŠKA, Zdeňek. Strojní součásti. 1. vyd. Praha: SNTL, 1989, 150 s. ISBN 80-03-00124-2
- [2] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů. 2. díl, 4. doplněné vyd. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 236 s. ISBN 978-80-7372-574-7
- [3] RADZEVICH Stephan P. Theory of gearing, 1. vyd. Florida: Taylor & Francis Group, 2013, 685s. ISBN 978-1-4665-1448-5
- [4] KŘÍŽ, Rudolf. Stavba a provoz strojů II. 1. vyd. Praha: SNTL, 1978, 176s. ISBN 04-223-78
- [5] KŘÍŽ, Rudolf. Strojírenská příručka II. 1. vyd. Brno: Scientia, 1995, 291s. ISBN 80-85827-88-3
- [6] LEINVEBER, J. – VÁVRA, P.: Strojnické tabulky. 5. upravené vyd. Praha: Albra, 2011, 927s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [7] VEREŠ, M. – BOŠANSKÝ, M.: Teória čelného rovinného ozubenia. 1. vyd. Bratislava: STU, 1999, 112s. ISBN 80-2271-226-4.
- [8] BOLEK, A., KOCHMAN, J., : Části strojů, 2.zvázok. 5.vydanie. Praha: SNTL, 1990, 712s. ISBN 80-03-00426-8

**ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK**

Symbol	Jednotka	Názov
P	[kW]	Celkový príkon
n	[/min]	Výstupné otáčky
i		Prevodový pomer
$c_2$		Súčiniteľ prevozného zaťaženia
$P_j$	W	Menovitý výkon
$d_p$	[mm]	priemer malej remenice
$D_p$	[mm]	priemer veľkej remenice
$i_{D,d}$		Prevodový pomer remeníc
z		Počty zubov
$b_w$	[mm]	Šírka koleša
$m_n$	[mm]	modul
a	[mm]	Osová vzdialenosť (roztečná)
$\alpha$	[°]	Uhol záberu
$\beta$	[°]	Uhol sklonu zubov
$D_a$	[mm]	Priemer hlavovej kružnice
D	[mm]	Priemer roztečnej kružnice
$D_f$	[mm]	Priemer pätkovej kružnice
$h_a$	[mm]	Výška hlavy zuba
$h_f$	[mm]	Výška päty zuba
$s_f$	[mm]	Hrúbka zuba
t	[mm]	Čelná rozteč
$K_{H\beta}$		Súčiniteľ nerovnomernosti zaťaženia po dĺžke zuba
$K_{H\alpha}$		Súčiniteľ nerovnomernosti zaťaženia zuba po obvode
$K_H$		Celkový Súčiniteľ prídavného zaťaženia
$Z_E$		Súčiniteľ mechanických vlastností

$Z_H$		Súčiniteľ tvaru
$Z_\beta$		Súčiniteľ sklonu zuba
$Z_\epsilon$		Súčiniteľ dotyku
$K_{F\beta}$		Súčiniteľ nerovnomernosti zaťaženia po dĺžke zuba
$K_{F\alpha}$		Súčiniteľ nerovnomernosti zaťaženia zuba po obvode
$Y_\beta$		Súčiniteľ sklonu zuba
$Y_\epsilon$		Súčiniteľ vplyvu záberu profilu
$Y_\delta$		Súčiniteľ vrubové citlivosti
$Y_S$		Súčiniteľ korekcie napätia
$Y_{Fa}$		Súčiniteľ tvaru zuba (ohyb)
$Y_{Sa}$		Súčiniteľ koncentrácie napätia
$Y_{FS}$		Súčiniteľ tvaru zuba a koncentrácie napätia
$\sigma_{H0}$	[MPa]	Menovité napätie v dotyku
$\sigma_H$	[MPa]	Výpočtové napätie v dotyku
$\sigma_{Hkrit}$	[MPa]	Medza únavy v dotyku
$\sigma_{HP}$	[MPa]	Dovolené napätie v dotyku
$\sigma_{F0}$	[MPa]	Menovité napätie v ohybe v päte zuba
$\sigma_F$	[MPa]	Výpočtové napätie v ohybe v päte zuba
$\sigma_{Flim}$	[MPa]	Medza únavy v ohybe
$\sigma_{FDov}$	[MPa]	Dovolené napätie v ohybe
$S_F$		Statická bezpečnosť v ohybe
$S_H$		Statická bezpečnosť v dotyku
$F_t$	[N]	Obvodová sila
$F_n$	[N]	Normálová sila
$F_a$	[N]	Axiálna sila
$F_r$	[N]	Radiálna sila

$\sigma_C$	[MPa]	Medza únavy v dotyku
$\sigma_{CN}$	[MPa]	Medza únavy v ohybe
$\sigma_{pt}$	[MPa]	Medza pevnosti v tahu

**ZOZNAM OBRÁZKOV**

Obr. 1-1 Prevod [2] .....	14
Obr. 1-2 Trecí prevod [2] .....	16
Obr. 1-3 Remeňový prevod [2] .....	16
Obr. 1-4 Klinový remeň [2] .....	17
Obr. 1-5 Reťazový prevod [2] .....	17
Obr. 1-6 Prehľad typov ozubených prevodov [5] .....	19
Obr. 2-1 Čelné súkolesie s ozubenými kolesami priamymi zubmi [2] .....	21
Obr. 2-2 Podmienka správnosti ozubenia [2] .....	21
Obr. 2-3 Geometria čelného ozubenia [2] .....	24
Obr. 2-4 Cykloidné ozubenie .....	25
Obr. 2-5 Konštrukcia a výroba evolventného ozubenia .....	27
Obr. 2-6 Profil zuba .....	27
Obr. 2-7 Čiara záberu .....	28
Obr. 2-8 Vznik podrezania päty zuba .....	28
Obr. 2-9 Výroba evolventného ozubenia .....	30
Obr. 2-10 Minimálna korekcia .....	30
Obr. 3-1 Planétový prevod [2] .....	34
Obr. 3-2 Typ K-U .....	35
Obr. 3-3 Typ K-K .....	35
Obr. 3-4 Typ U-S .....	36
Obr. 3-5 Montážne podmienky planétového súkolesia s jednoduchými satelitmi [2] .....	37
Obr. 3-6 Minimálna vôľa [2] .....	38
Obr. 4-1 Korýtková spojka .....	40
Obr. 4-2 Kotúčová spojka .....	41
Obr. 4-3 Kľbová čapová spojka .....	42
Obr. 4-4 pružná obrúčová spojka .....	43
Obr. 5-1 Dispozícia pohonu .....	47
Obr. 5-2 Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1CA0, 5.5kW,2905ot .....	48
Obr. 5-3 Remeňový prevod .....	49
Obr. 5-4 Planetárna prevodovka .....	51
Obr. 5-5 1.Prevodový stupeň .....	54
Obr. 5-6 2.Prevodový stupeň .....	60



---

Obr. 5-7 3.Prevodový stupeň .....	66
Obr. 5-8 Silové pomery.....	72
Obr. 5-9 Hriadel' č.1 .....	72
Obr. 5-10 Hriadel' č.1- silové pomery .....	73
Obr. 5-11 Hriadel' č.2.....	75
Obr. 5-12 Hriadel' č.2 – silové pomery .....	76
Obr. 5-13 Hriadel' č.3 .....	78
Obr. 5-14 Hriadel' č.3 – silové pomery .....	79
Obr. 5-15 Hriadel' č.4.....	81
Obr. 5-16 Drážková hriadel' .....	83
Obr. 5-17 Planétový systém .....	86

**ZOZNAM PRÍLOH****P I - Náhl'ad 3D Model (str. 95 - 98)****P II - Výkresová dokumentácia**

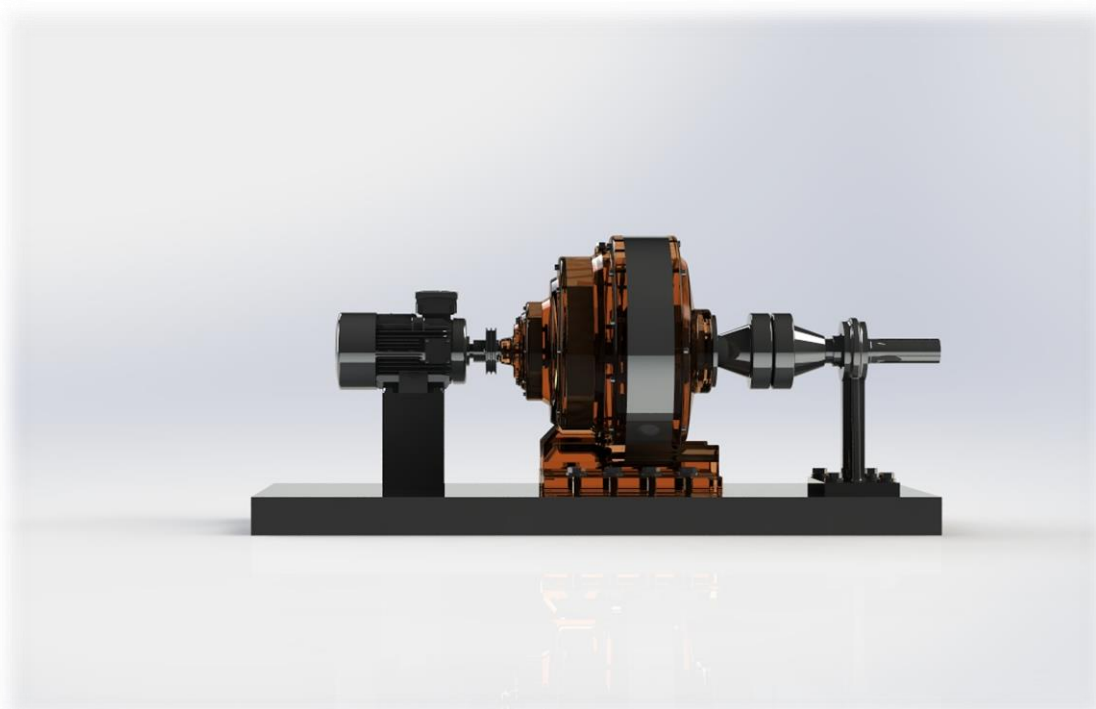
PI – TZ – BC – 000-0	Materiálový list 1.
PI – TZ – BC – 000-1	Materiálový list 2.
PI – TZ – BC – 001	Zostava prevodovky
PI – TZ – BC – 002	Viko 1
PI – TZ – BC – 003	Hriadeľ č.1
PI – TZ – BC – 004	Hriadeľ č.2
PI – TZ – BC – 005	Hriadeľ č.3
PI – TZ – BC – 006	Centrálne koleso 1.prevod
PI – TZ – BC – 007	Centrálne koleso 2.prevod
PI – TZ – BC – 008	Centrálne koleso 3.prevod
PI – TZ – BC – 009	Satelit 1.prevod
PI – TZ – BC – 010	Satelit 2.prevod
PI – TZ – BC – 011	Satelit 3.prevod
PI – TZ – BC – 012	Koelso s vnútorným ozubením 1.prevod
PI – TZ – BC – 013	Koelso s vnútorným ozubením 2.prevod
PI – TZ – BC – 014	Koelso s vnútorným ozubením 3.prevod
PI – TZ – BC – 015	Unášač 1 - 1
PI – TZ – BC – 016	Unášač 1 – 2
PI – TZ – BC – 017	Unášač 2 – 1
PI – TZ – BC – 018	Unášač 2 – 2
PI – TZ – BC – 019	Unášač 3 – 1
PI – TZ – BC – 020	Unášač 3 - 2
PI – TZ – BC – 021	Hriadeľ Satelit č.1
PI – TZ – BC – 022	Hriadeľ Satelit č.2
PI – TZ – BC – 023	Hriadeľ Satelit č.3
PI – TZ – BC – 024	Hriadeľ č.4
PI – TZ – BC – 025	Spojka 1 – 2.diel
PI – TZ – BC – 026	Strižný kolík

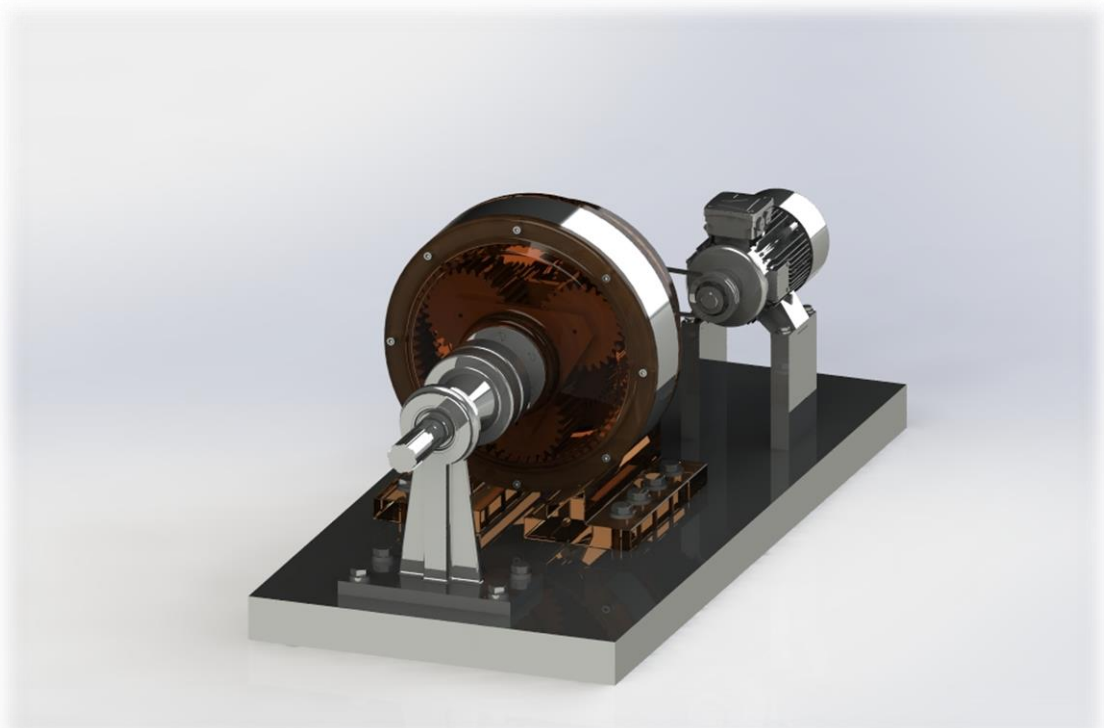
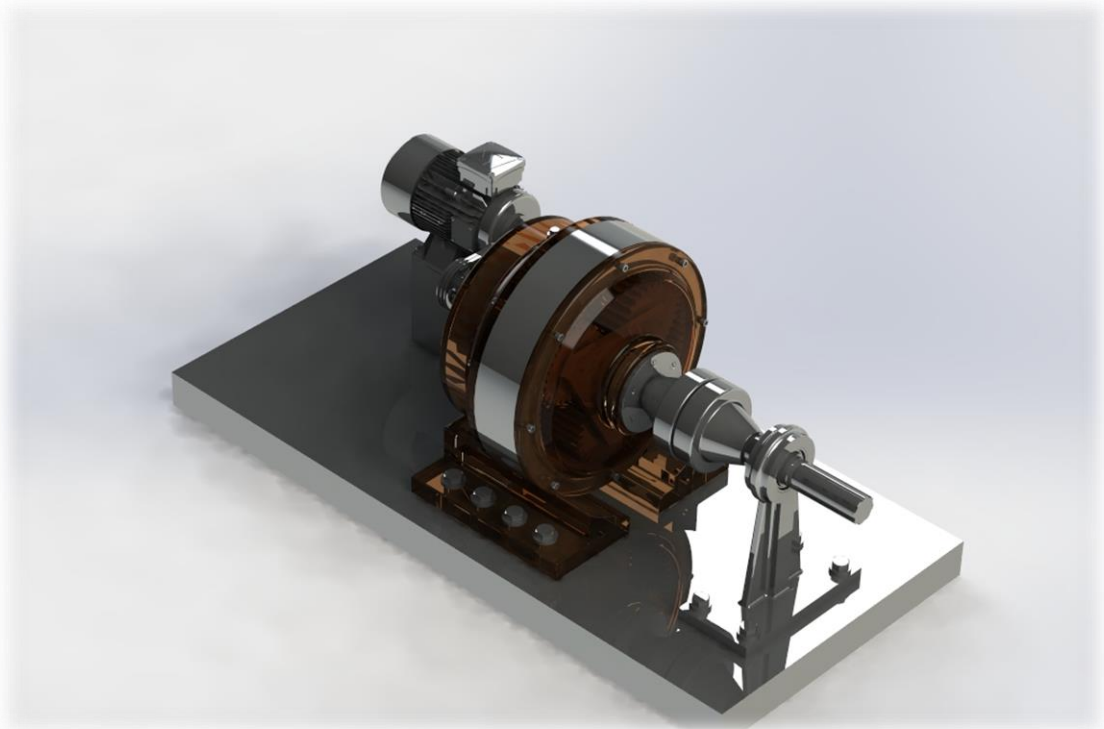
PI – TZ – BC – 027	Stojan
PI – TZ – BC – 028	Viko 2
PI – TZ – BC – 029	Púzdro
PI – TZ – BC – 030	Hriadeľ č.5
PI – TZ – BC – 031	Kryt 1.prevod
PI – TZ – BC – 032	Kryt 2.prevod
PI – TZ – BC – 033	Kryt 3.prevod

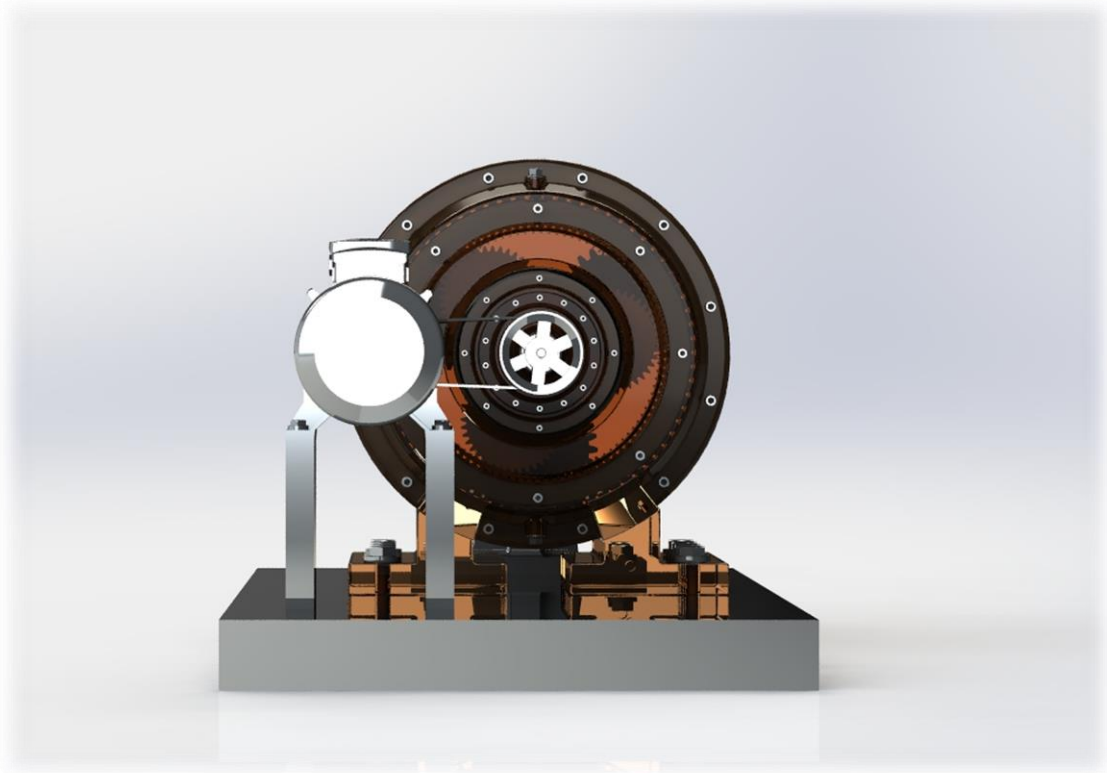
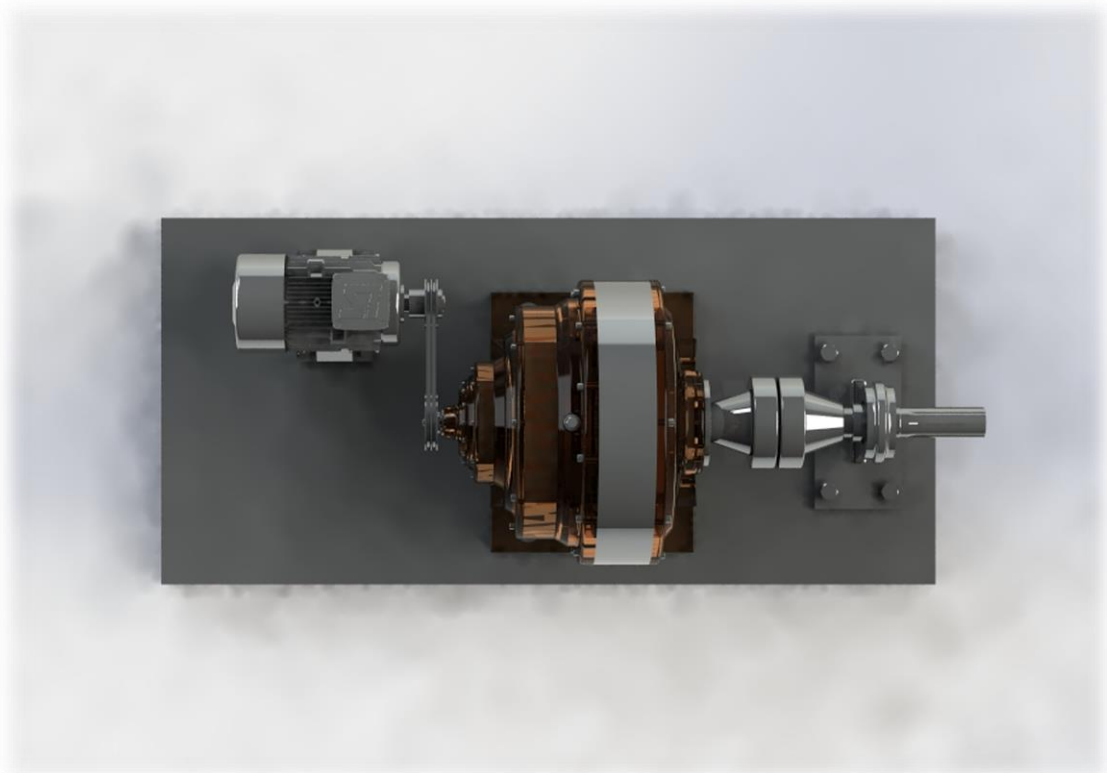
### **PIII - Elektronická dokumentácia**

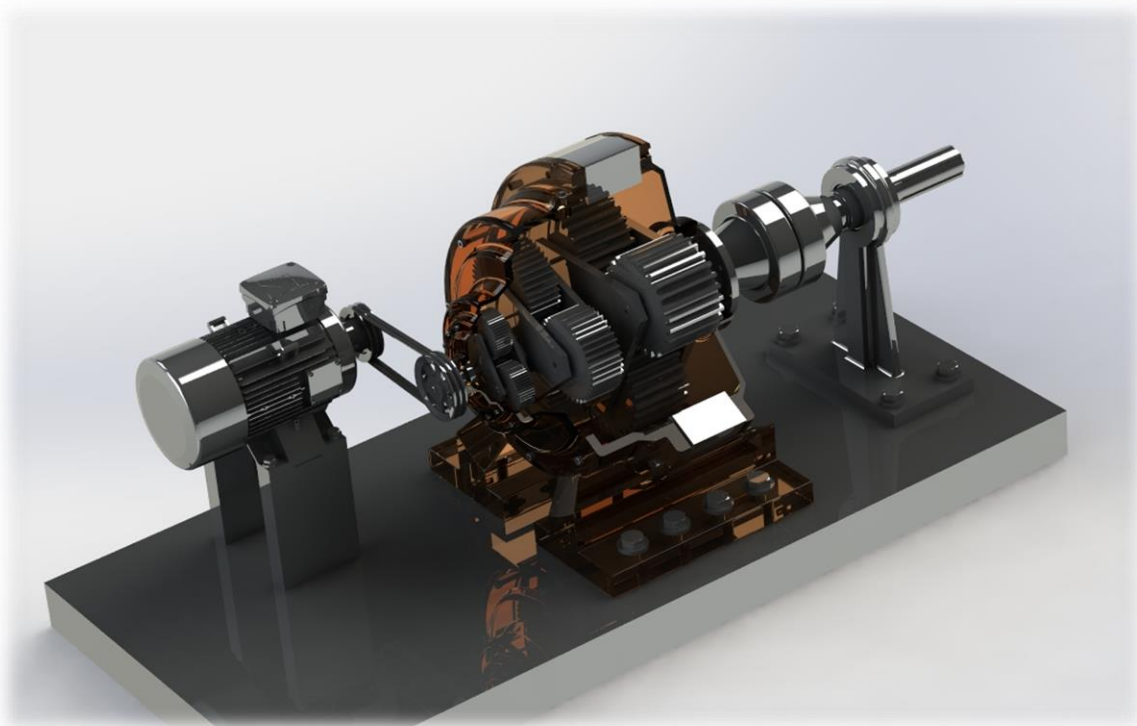
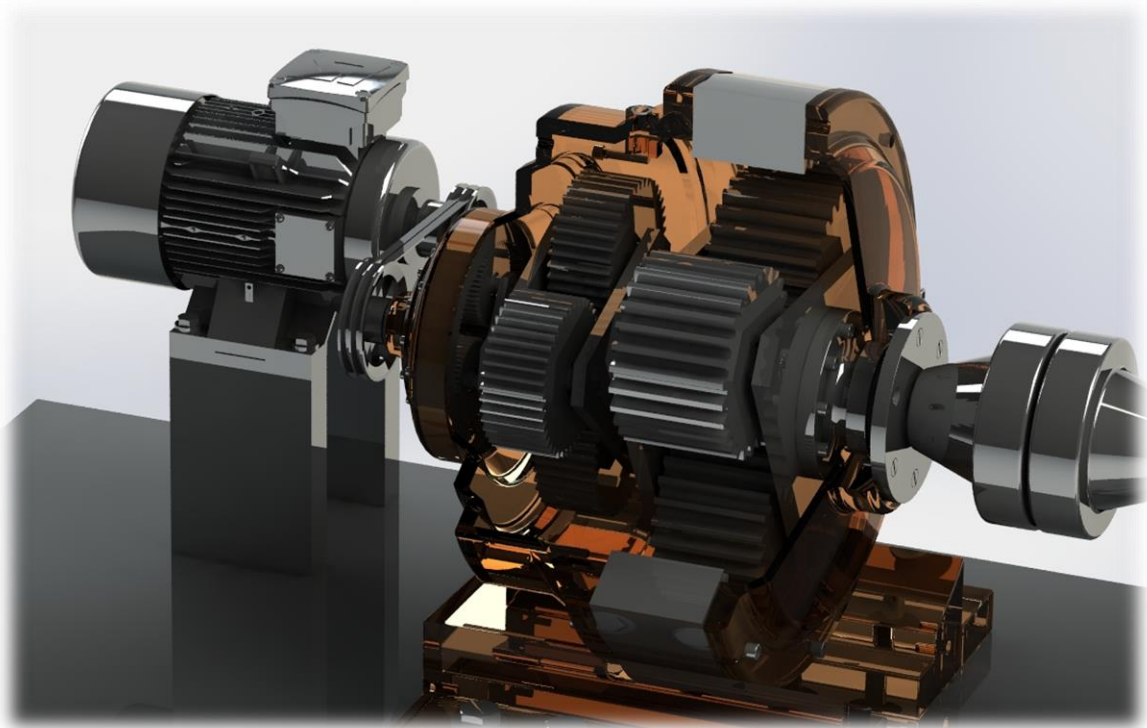
Priložené CD obsahuje , Elektronickú verziu Bakalárskej práce, výkresovú dokumentáciu a 3D snímky planetovej prevodovky, vytvorený v programe Solidworks.

**PRÍLOHA P I: 3D MODEL**









## PII – VÝKRESOVÁ DOKUMENTÁCIA



PARTS LIST			
ITEM	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY
1	Centrálne koleso 1.prevod- 1.75M 19T 20PA 34FW	PI-TZ-BC-006	1
2	Koleso s vnútorným ozubením 1.prevod	PI-TZ-BC-012	1
3	Satelit 1.prevod	PI-TZ-BC-009	1
4	Unášač 1-1	PI-TZ-BC-015	1
5	Unášač 1-2	PI-TZ-BC-016	1
6	Hriadel' č.1	PI-TZ-BC-003	1
7	PERO ISO 2491 5x3-28-A		1
8	LOŽISKO DIN 625 - 6002 - 12,SI,NC,12_68		9
9	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 15 x 1.5		4
10	Hriadel' Satelit č.1	PI-TZ-BC-021	3
11	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 16 x 1.5		6
13	Hriadel' č.2	PI-TZ-BC-004	1
14	LOŽISKO DIN 625 - 6007 - 14,SI,NC,14_68		1
15	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 38 x 2.5		1
16	Satelit 2.prevod	PI-TZ-BC-010	1
17	PERO A8 x 7 x 56 DIN 6885		1
18	Koleso s vnútorným ozubením 2.prevod	PI-TZ-BC-013	1
20	Unášač 2 - 1	PI-TZ-BC-017	1
21	LOŽISKO DIN 625 - 6005 - 14,SI,NC,14_68		1
22	Centrálne koleso 2.prevod	PI-TZ-BC-007	1
23	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 25 x 2		2
24	SKRUTKA ISO 4762 M4 x 12 --- 12N		6
25	Unášač 2 - 2	PI-TZ-BC-018	1
27	LOŽISKO DIN 625 - 6004 - 12,SI,NC,12_68		6
28	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 20 x 1.75		6
29	Hriadel' č.3	PI-TZ-BC-005	1
30	SKRUTKA DIN 912 M6 x 20 --- 20N		10
31	PERO A16 x 10 x 100 DIN 6885		2
32	LOŽISKO DIN 625 - 6012 - 18,SI,NC,18_68		1
33	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 60 x 3		1
34	Centrálne koleso 3.prevod	PI-TZ-BC-008	1
35	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 50 x 3		2
36	Koleso s vnútorným ozubením 3.prevod	PI-TZ-BC-014	1
37	Unášač 1 - 3	PI-TZ-BC-019	1
38	Satelit 3.prevod	PI-TZ-BC-011	3
39	Unášač 2 - 3	PI-TZ-BC-020	1
40	LOŽISKO DIN 625 - 6010 - 18,SI,NC,18_68		1
41	Hriadel' Satelit č.3	PI-TZ-BC-023	3
42	LOŽISKO DIN 625 - 6006 - 14,SI,NC,14_68		6
43	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 30 x 1.5		6

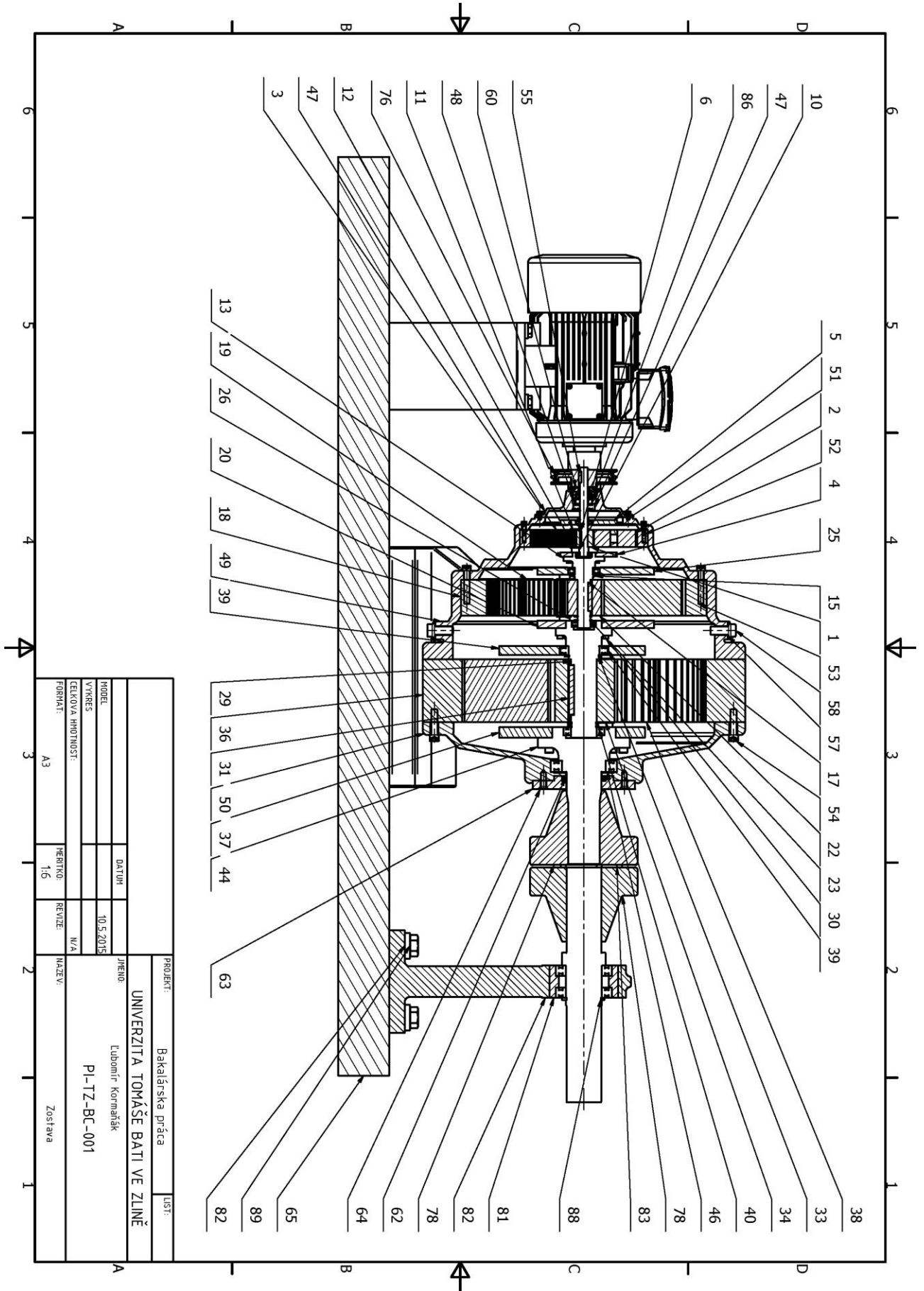






PARTS LIST			
ITEM	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY
44	Hriadel' č.4	PI-TZ-BC-024	1
45	SKRUTKA ISO 4762 M10 x 30 --- 30N		10
46	LOŽISKO DIN 625 - 6017 - 20,SI,NC,20_68		1
47	Kryt 1.prevod	PI-TZ-BC-031	1
48	LOŽISKO DIN 625 - 6302 - 8,SI,NC,8_68		1
49	Kryt 2.prevod	PI-TZ-BC-032	1
50	Kryt 3.prevod	PI-TZ-BC-033	1
51	SKRUTKA ISO 4762 M6 x 10 --- 10N		14
52	SKRUTKA ISO 4762 M6 x 35 --- 24N		8
53	SKRUTKA ISO 4762 M10 x 65 --- 32N		8
54	SKRUTKA ISO 4762 M12 x 50 --- 50N		8
55	PERO A5 x 5 x 20 DIN 6885		1
56	SKRUTKA DIN 912 M12 x 65 --- 36N		12
57	TESNENIE DIN 988-16x22x1.5		2
58	SKRUTKA DIN 6921 - M16 x 35 x 35-N		2
59	Tesnenie		1
60	Viko 1	PI-TZ-BC-002	1
61	SKRUTKA DIN 7972-ST4.8x16-C-N		4
62	Tesnenie 2		1
63	Viko 2	PI-TZ-BC-028	1
64	SKRUTKA DIN 7972-ST9.5x38-C-N		6
66	PODLOŽKA DIN 6340-25		8
67	SKRUTKA DIN 6914 - M24 x 150 x 37-N		8
74	PODLOŽKA DIN 7349-13-St		4
75	SKRUTKA DIN 6914 - M12 x 60 x 23-N		4
78	Spojka část' 1 -2	PI-TZ-BC-025	2
79	Hriadel' č.5		1
80	LOŽISKO DIN 625 - 6014 - 18,SI,NC,18_68		2
81	Púzdro	PI-TZ-BC-029	1
82	Stojan	PI-TZ-BC-027	1
83	PERO ISO 2338 - 10 h6 x 85 - St		6
85	SKRUTKA ISO 7045 - M5 x 12 - Z --- 12N		8
86	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 472 - 34 x 1.5		1
87	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 15 x 1		1
88	POISTNÝ KRÚŽOK DIN 471 - 70 x 4		1
89	PODLOŽKA DIN 7349-25-St		4
90	SKRUTKA ISO 4018 - M24 x 90-WN		4



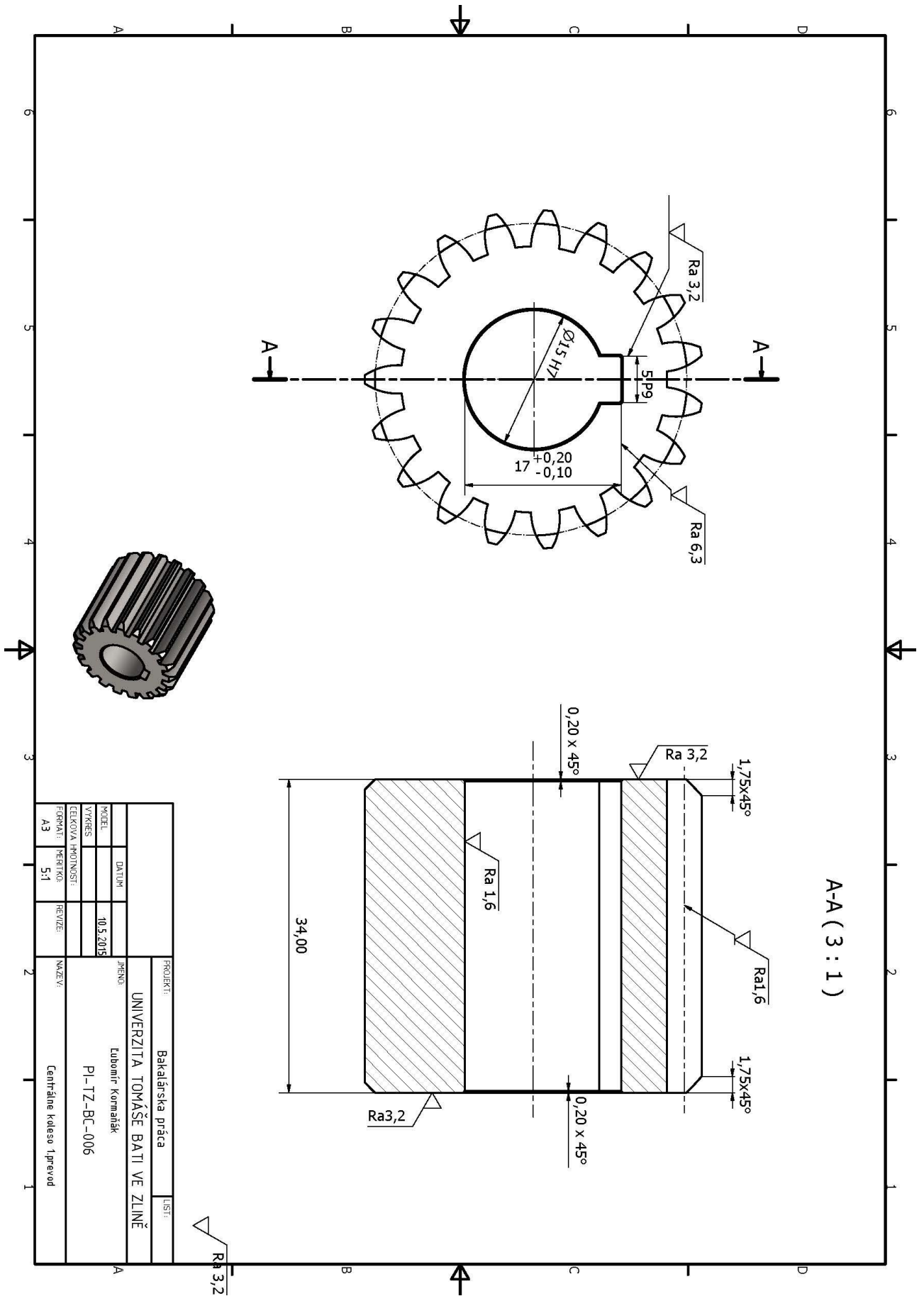






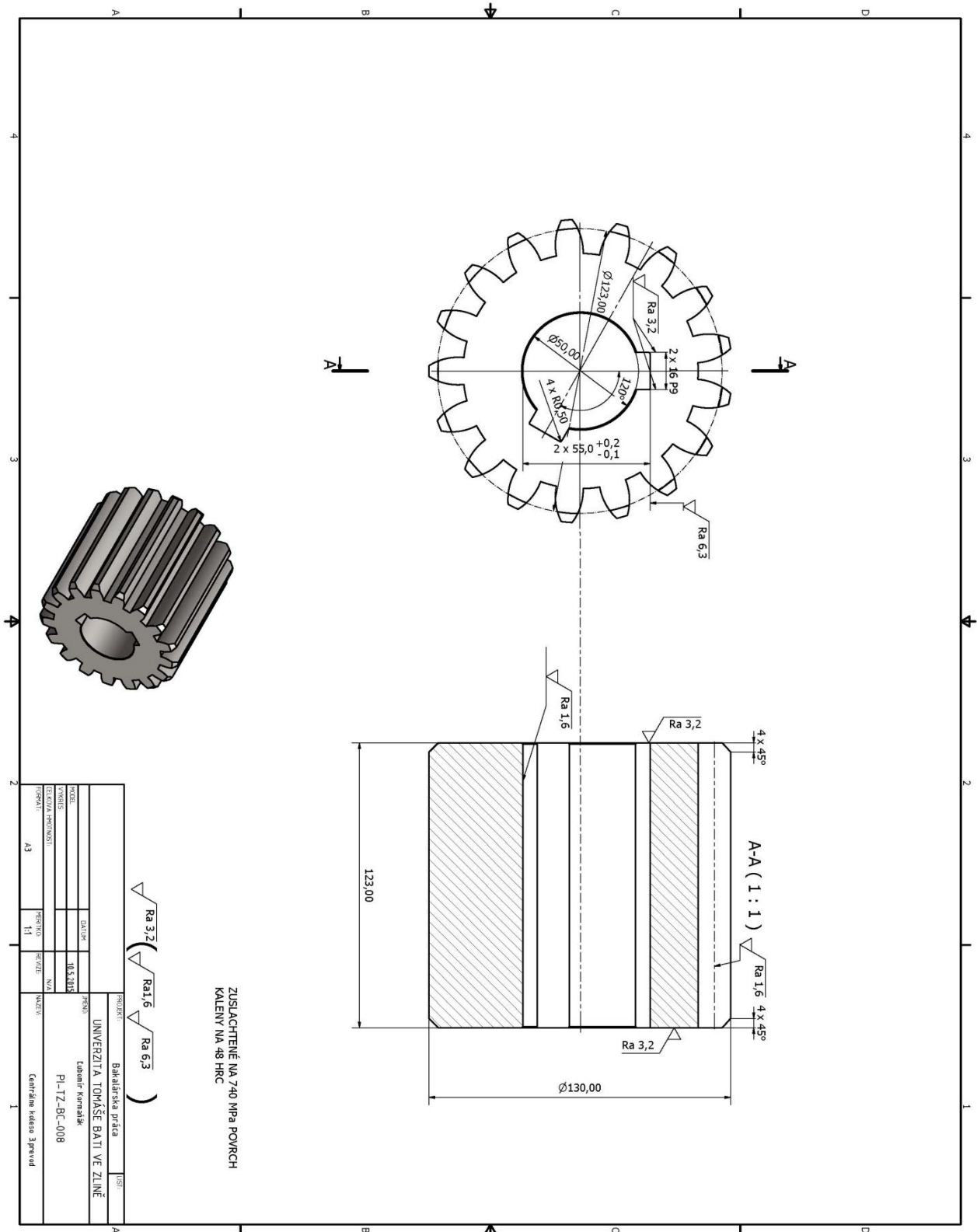










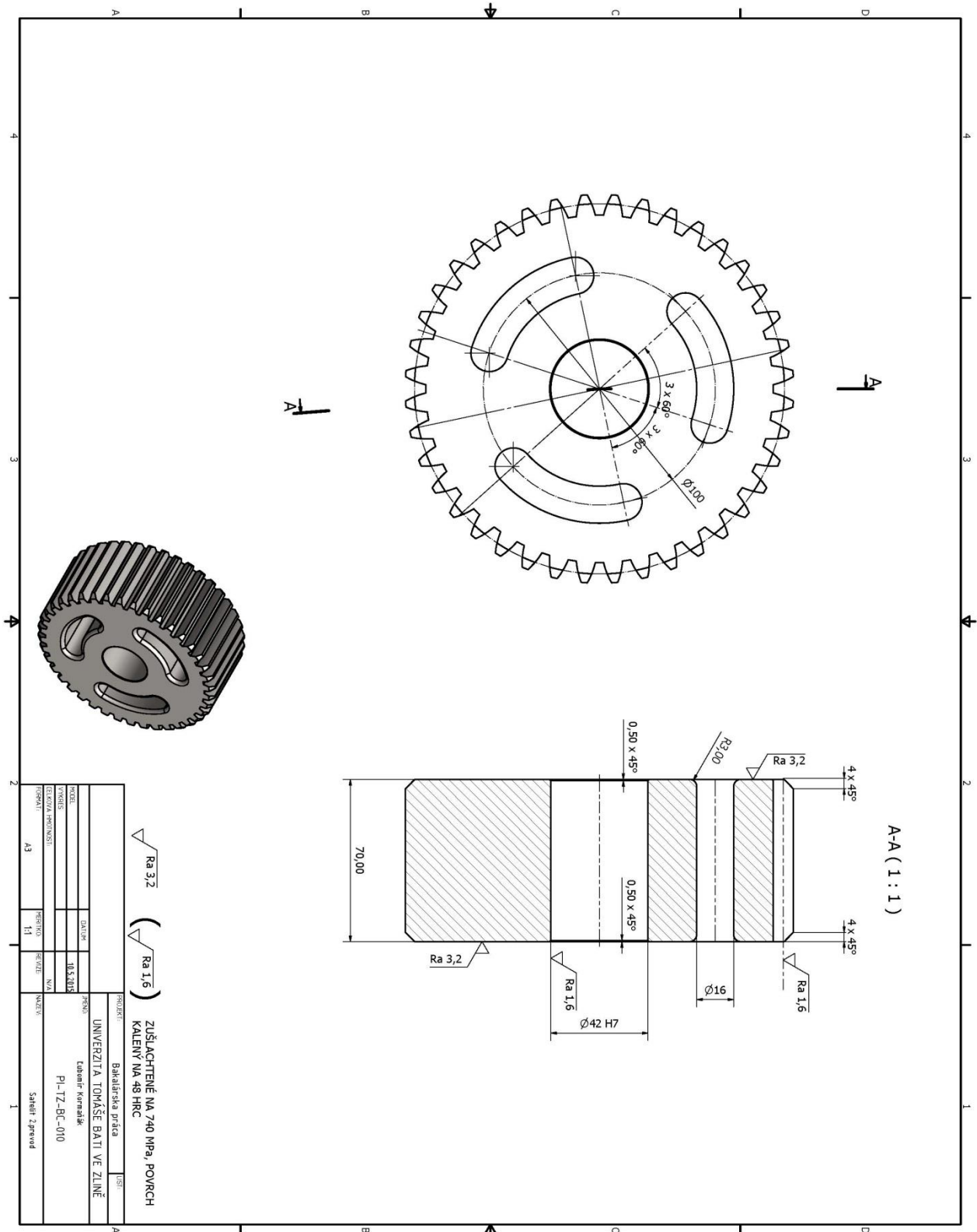


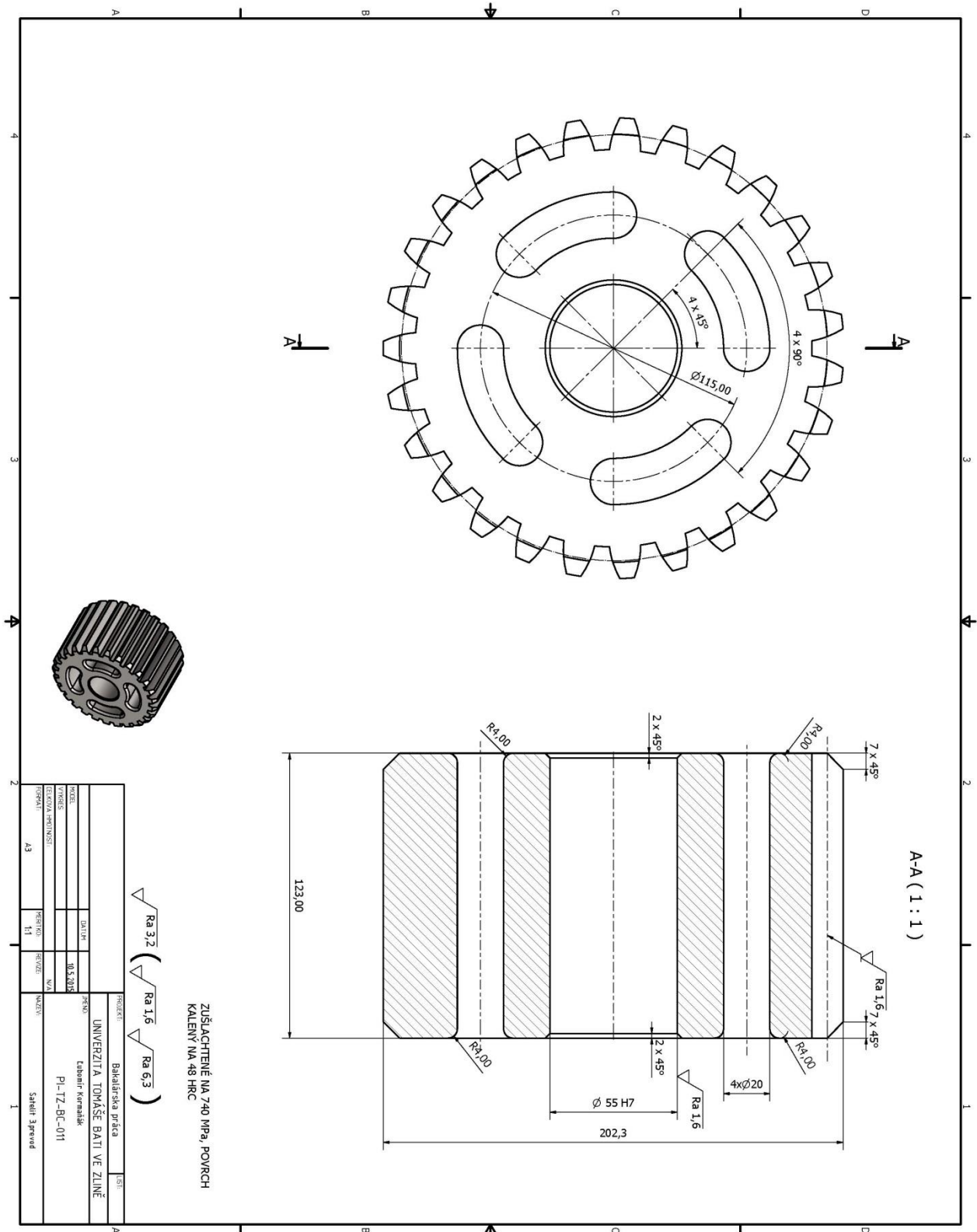
ZUSLACHTENÉ NA 740 MPa PAVRCH  
KALENY NA 48 HRC

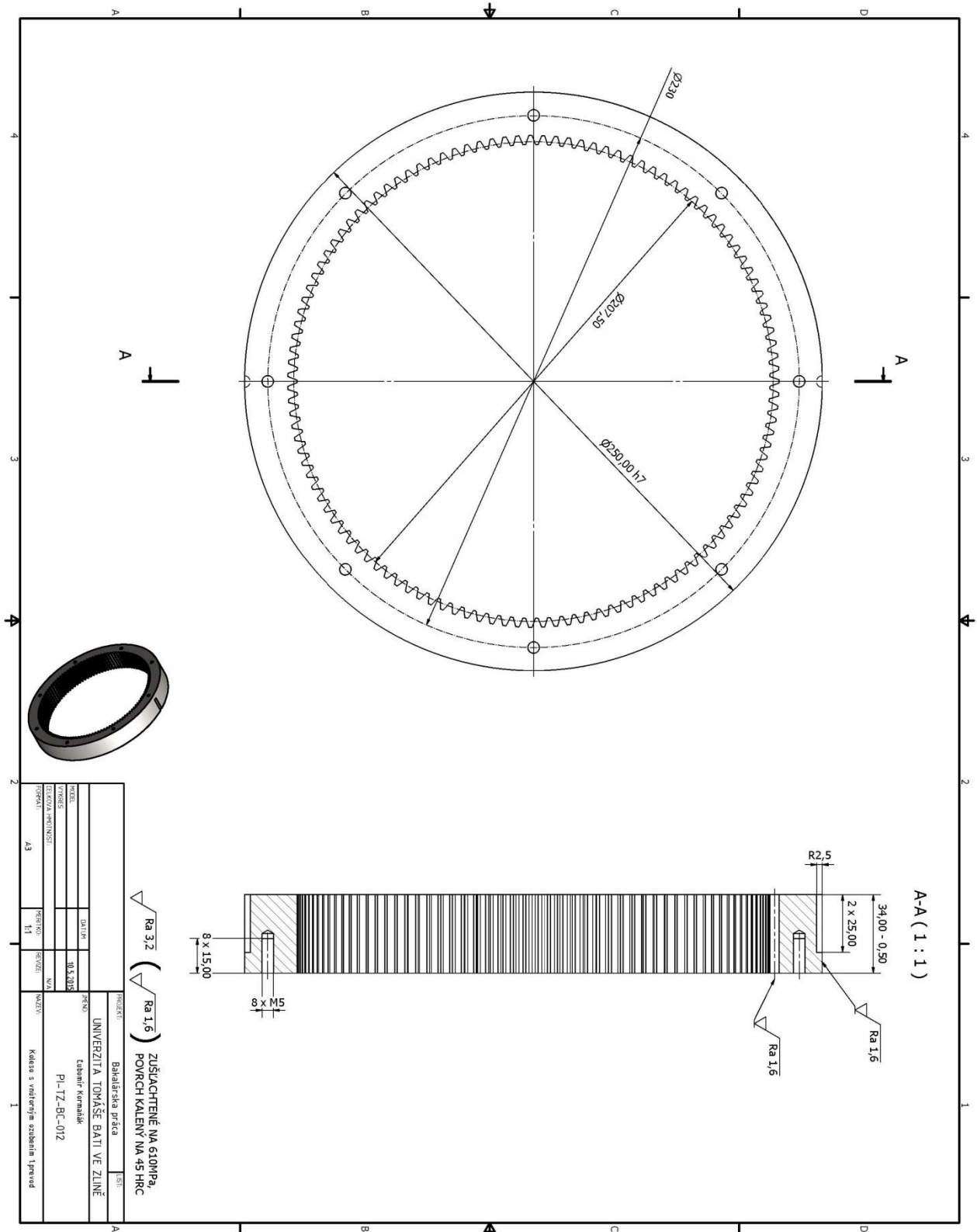
PROJEKT		Bakalářská práce	
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		FYZIK	
KOJEL	UMIŠK	Číslování Komentář	
TYMOS	10.5.015	PI-TZ-BT-008	
EDUKAČNÍ PRŮBĚH	NAVA	Čestná káseka 3.prvud	
POSKAŤ	1:1		

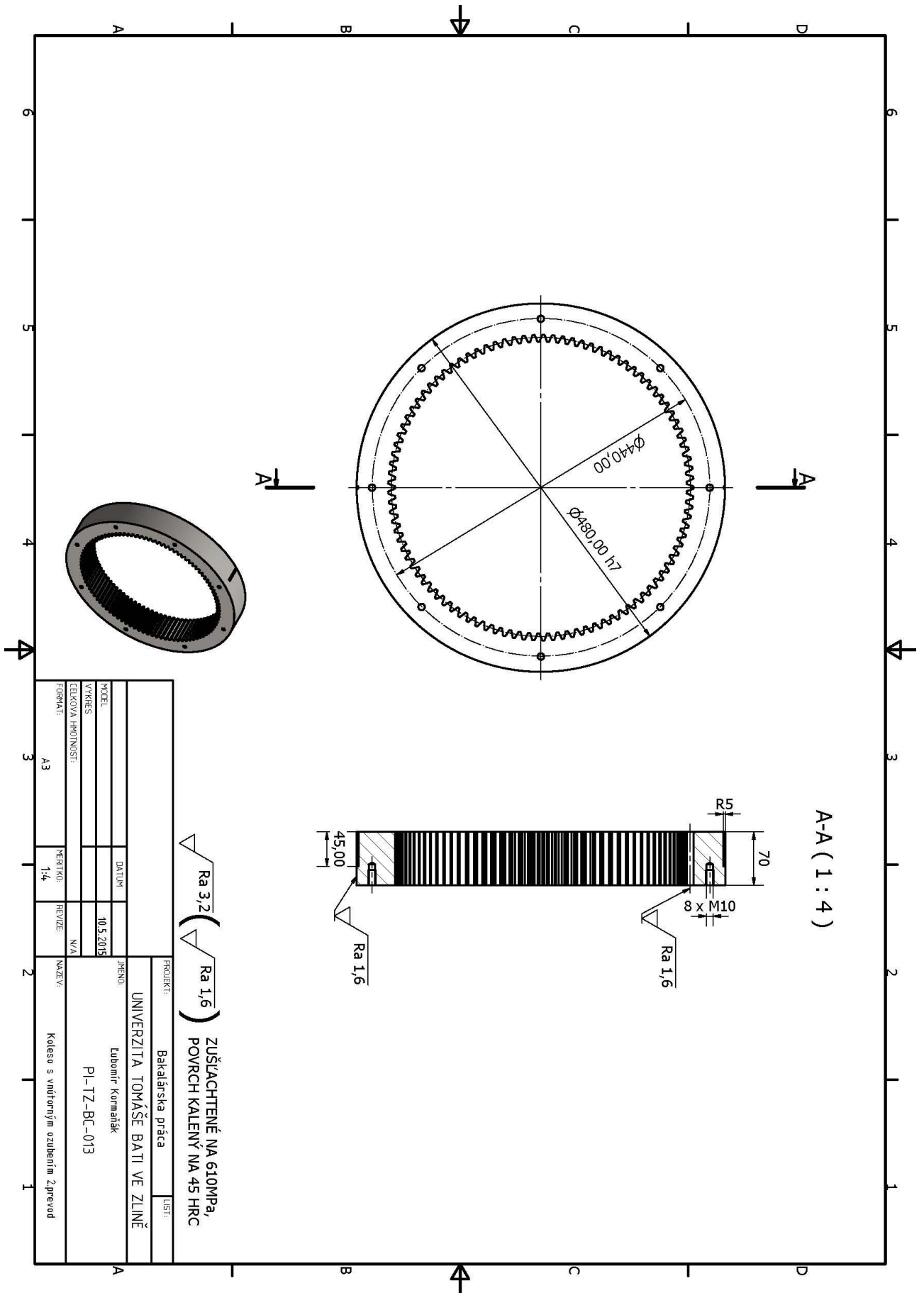
$\sqrt{Ra\ 3,2}$  ( $\sqrt{Ra\ 1,6}$   $\sqrt{Ra\ 6,3}$ )





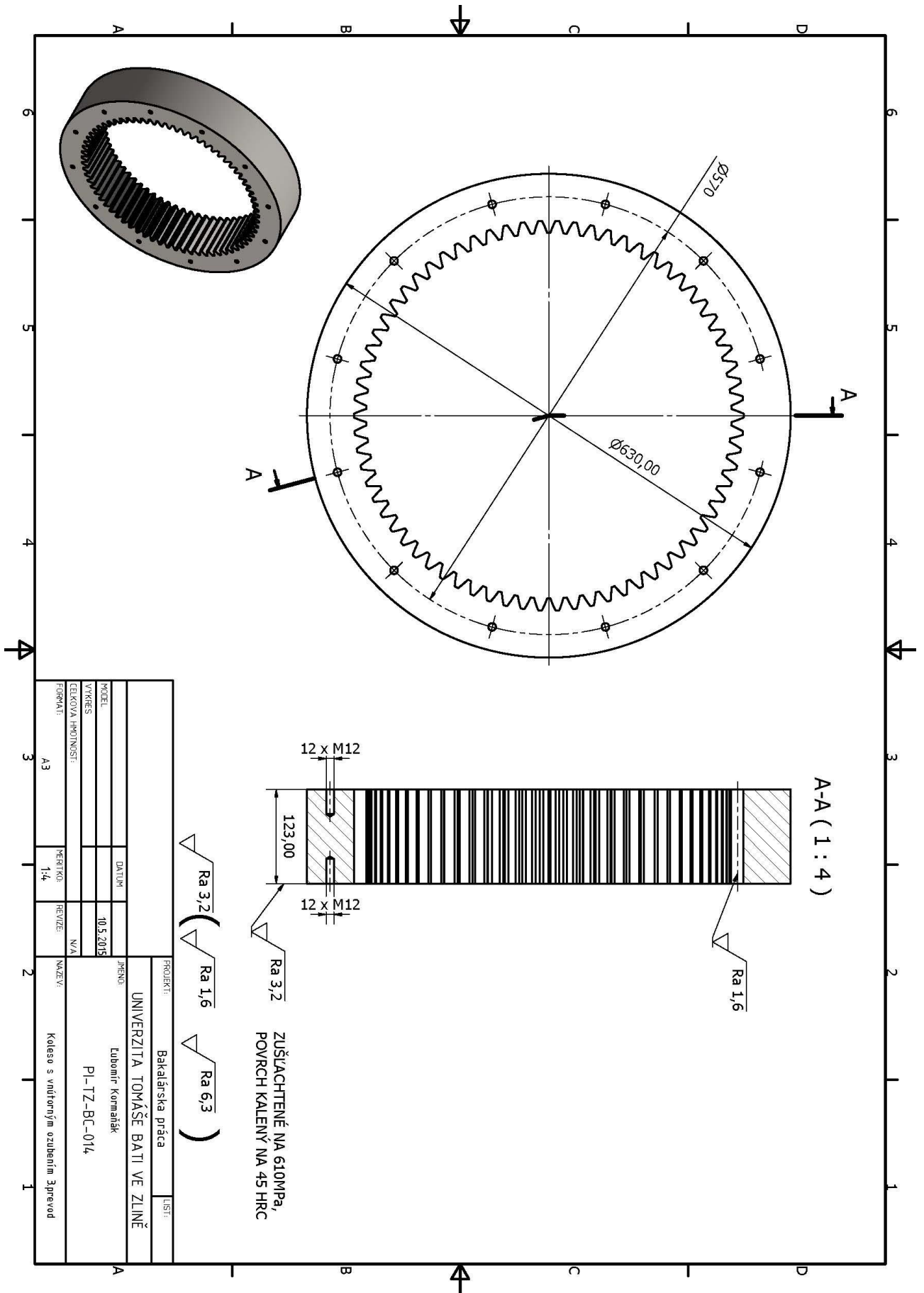






PROJEKT		UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ	
Bakalářská práce		Lbstr	
Jméno:		Lubomír Kormaník	
Model:		PL-TZ-BC-013	
Datum:		10.5.2015	
Výkres:		N/A	
Číslová hodnota:		N/A	
Formát:		A3	
Verze:		1-4	
Název:		Koleso s vnútorným ozubením 2prevod	

Ra 3,2 ( Ra 1,6 )  
 ZUŠŤAČTENÉ NA 610MPa,  
 POVRCH KALENÝ NA 45 HRC

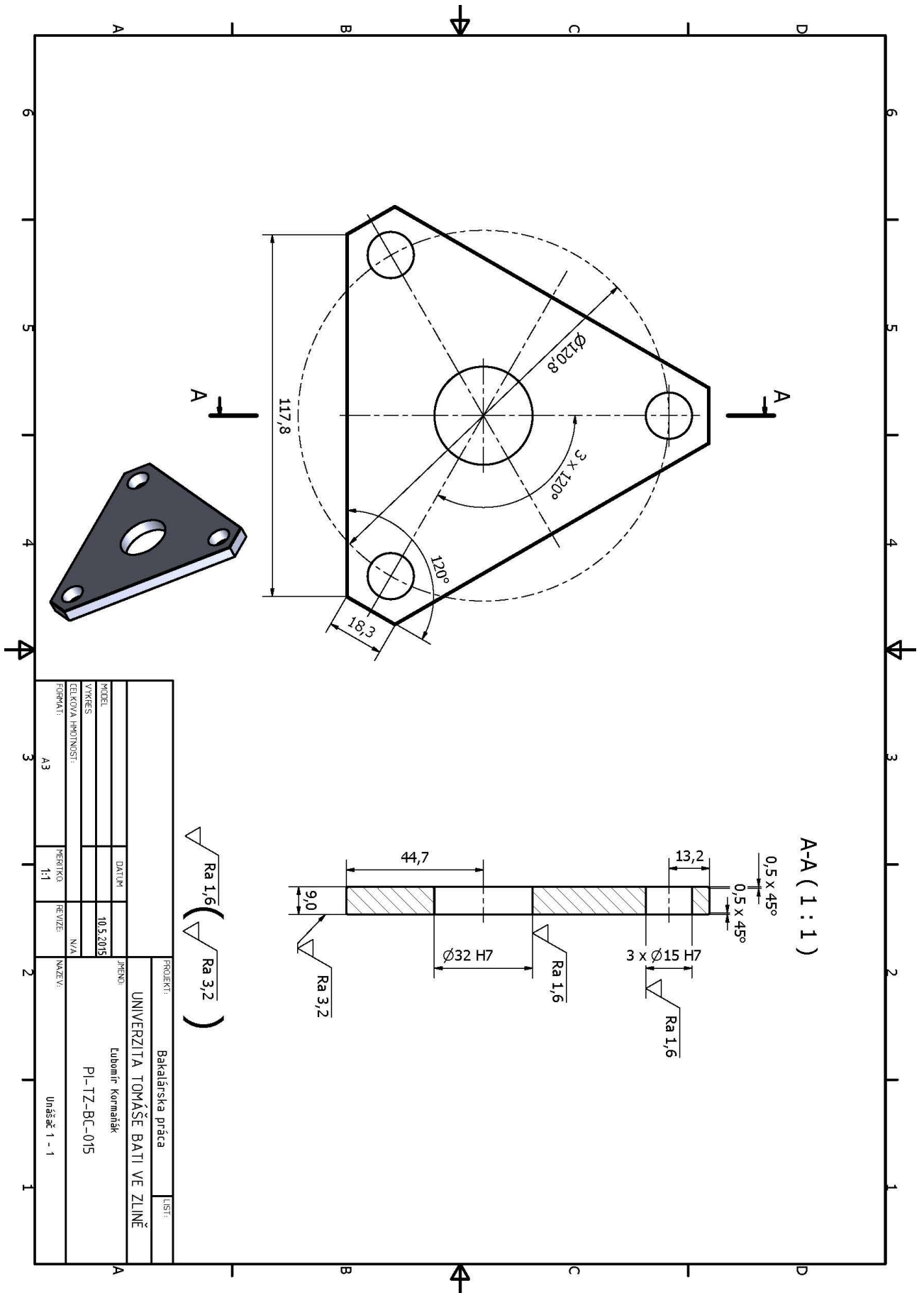


FORMÁT:		A3	ŠÍŘKA:	144	ČÍSLO:	2
CELKOVÁ HODNOTA:		N/A				
VÝKRES:		10.5.2015				
MODEL:		10.5.2015				
DATA:		10.5.2015				
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ				
Lubomír Kormaník		Lubomír Kormaník				
PI-TZ-BC-014		PI-TZ-BC-014				
Koleso s vnitřním ozubením 3převod		Koleso s vnitřním ozubením 3převod				

$\sqrt{\text{Ra } 3,2}$  (  $\sqrt{\text{Ra } 1,6}$   $\sqrt{\text{Ra } 6,3}$  )

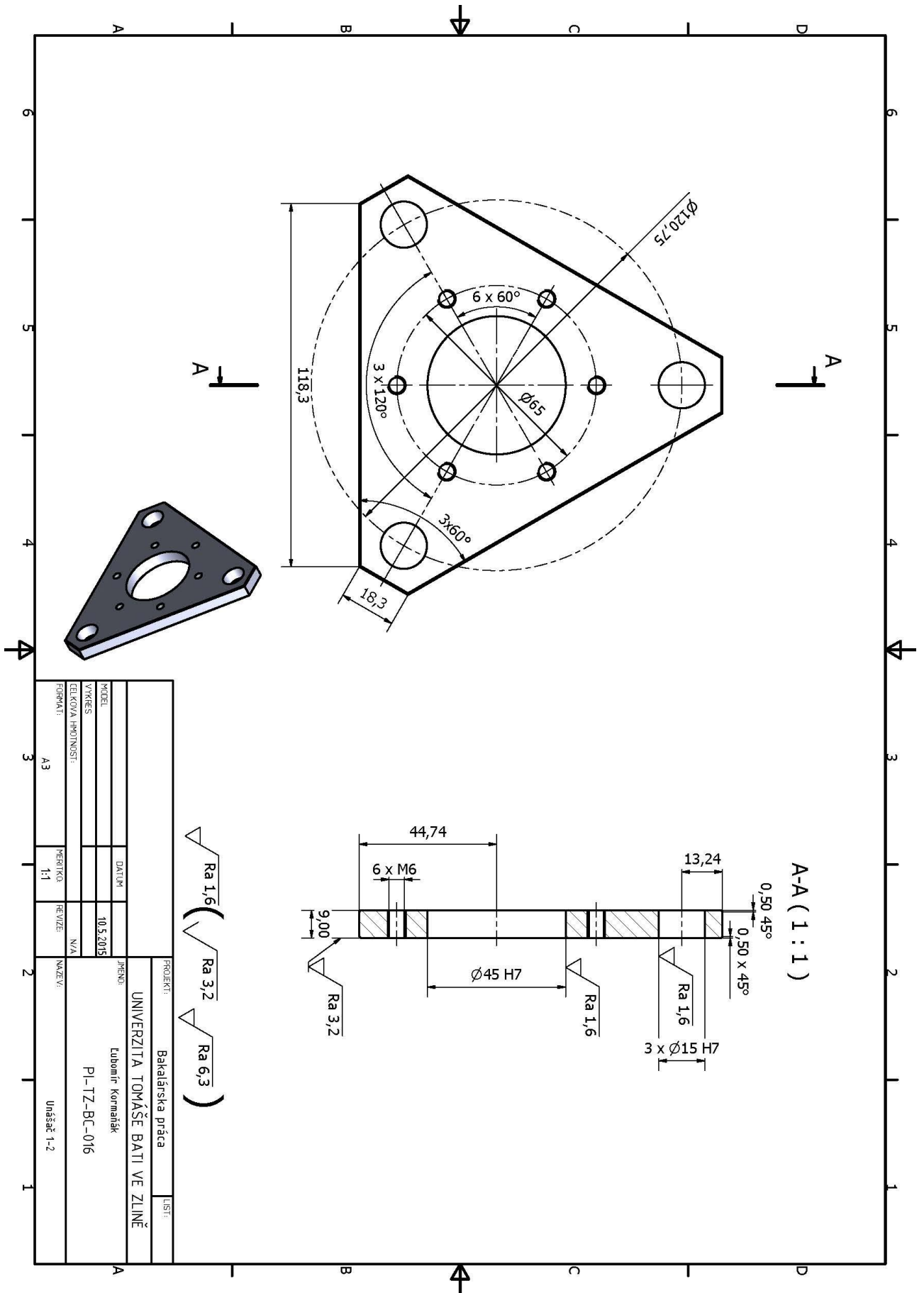
ZUŠIACHTENÉ NA 610MPa,  
 POUZICH KALENÝ NA 45 HRC

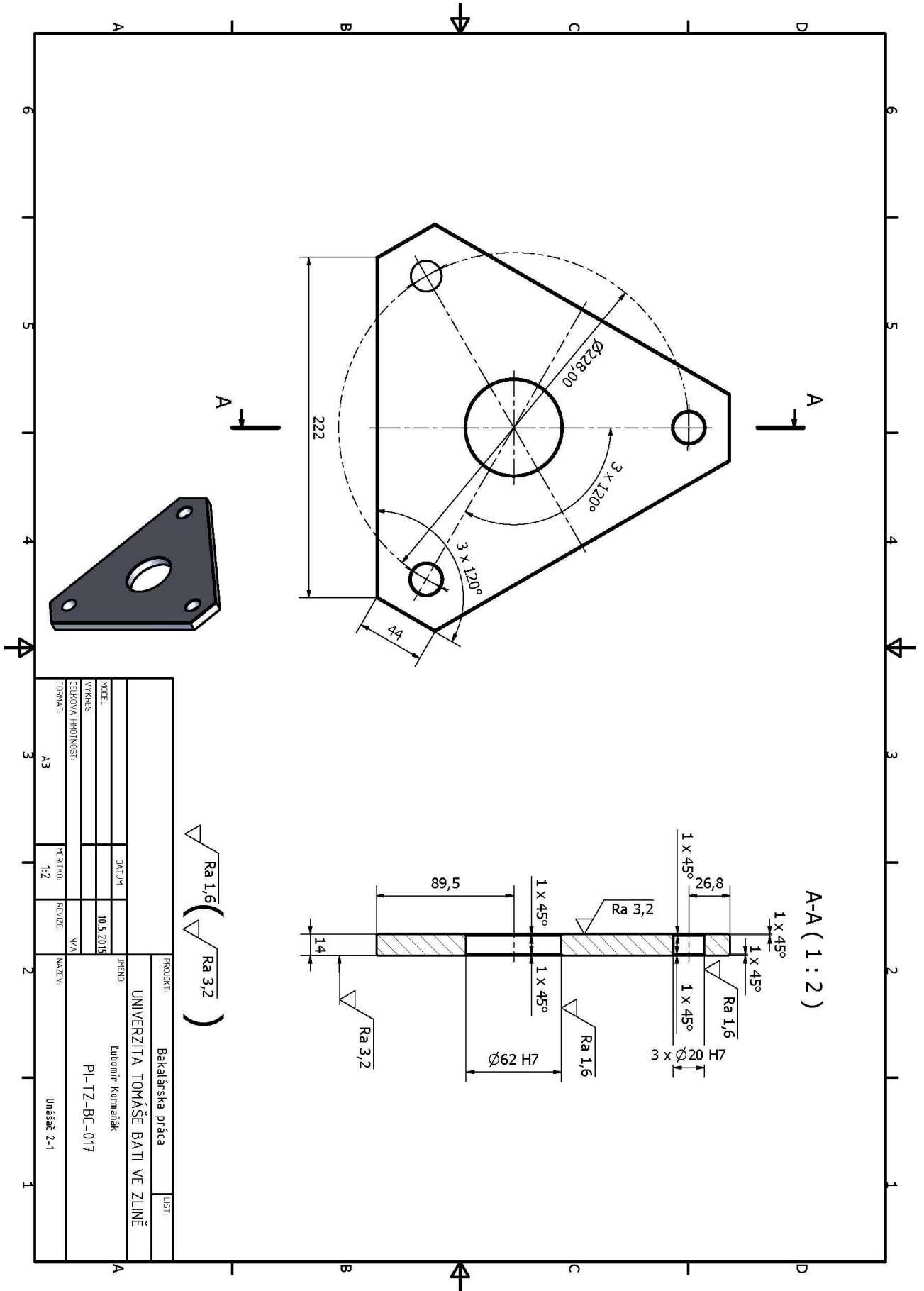




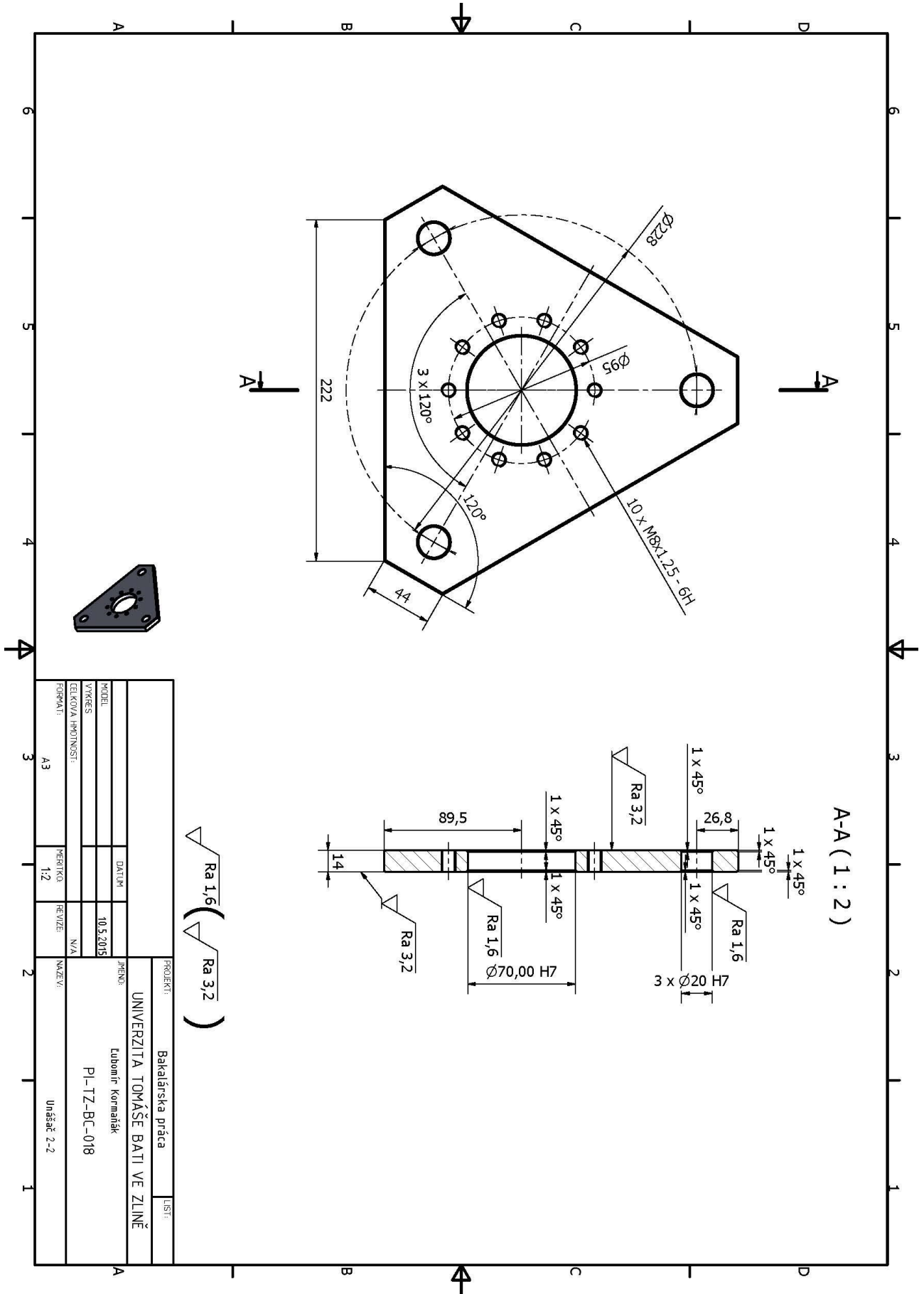
PROJEKT		Bakalářská práce		LIST	
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		Lubomír Kormanák		PL-TZ-BC-015	
MODEL	DATA	JMENO	10.5.2015	PRŮBĚH	N/A
VYKRES		CELKOVÁ HODNOTA		REVIZE	
FORMÁT	A3	MĚRITKO	1:1	NAZEV	Unášec 1 - 1





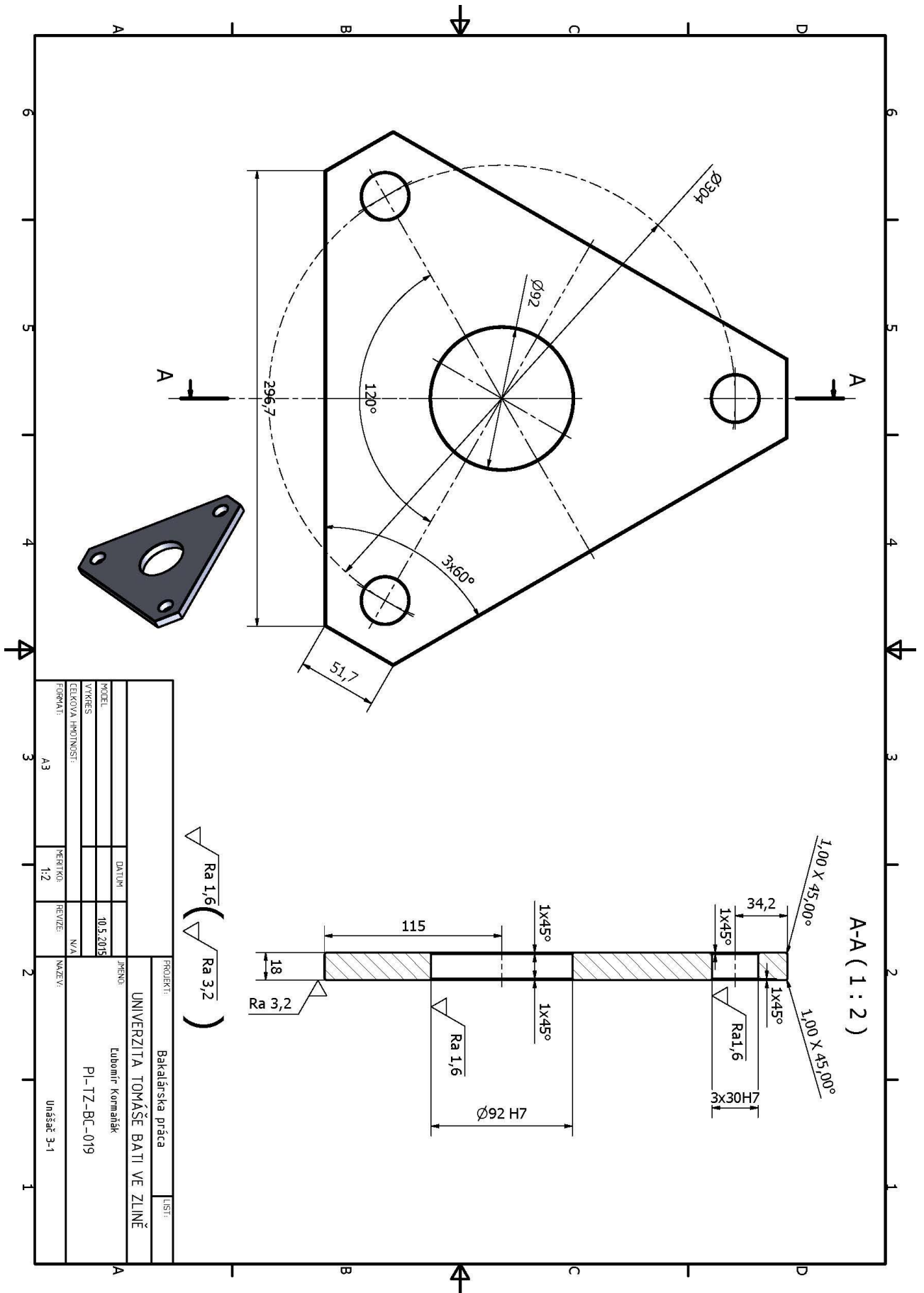


PROJEKT		Bakalářská práce		LIST	
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		LUBOMÍR KORMANÁK		PL-TZ-BC-017	
MODEL	DATAUM	JMENO	10.5.2015	PRŮBĚH	N/A
VYKRES		CELKOVÁ HODNOTA		REVIZE	
FORMÁT	A3	MĚRITKO	1:2	NAZEV	Unášec 2-1



PROJEKT		Bakalářská práce		LIST	
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ					
Lubomír Kormanák					
PL-TZ-BC-018					
Unášec 2-2					
MODEL	DATA	JMENO			
VYKRES	10.5.2015				
CELKOVÁ HODNOTA	N/A				
FORMÁT	A3	PRŮŘEZ	1:2	REVIZE	
		NAZEV			

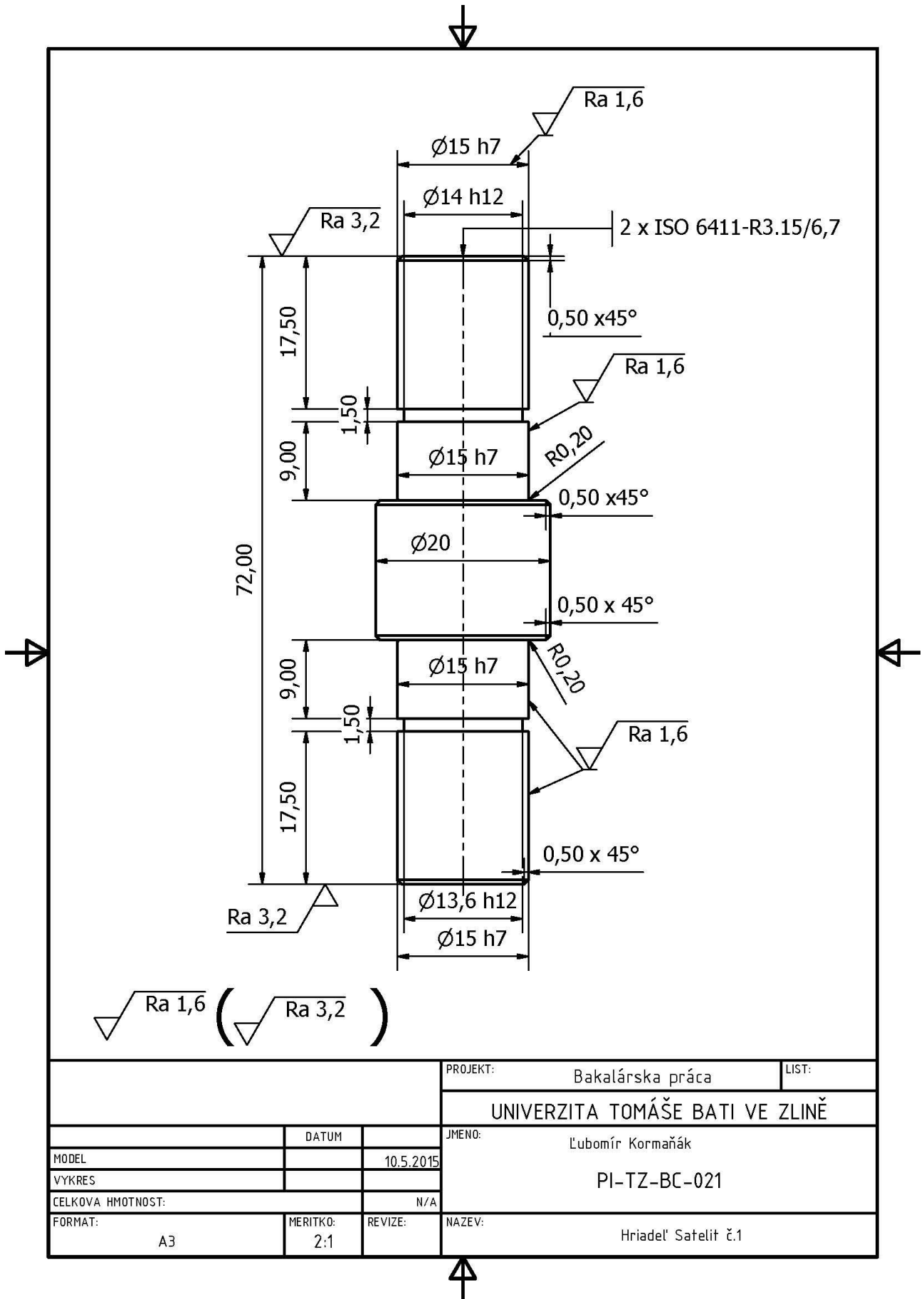
Ra 1,6 ( Ra 3,2 )



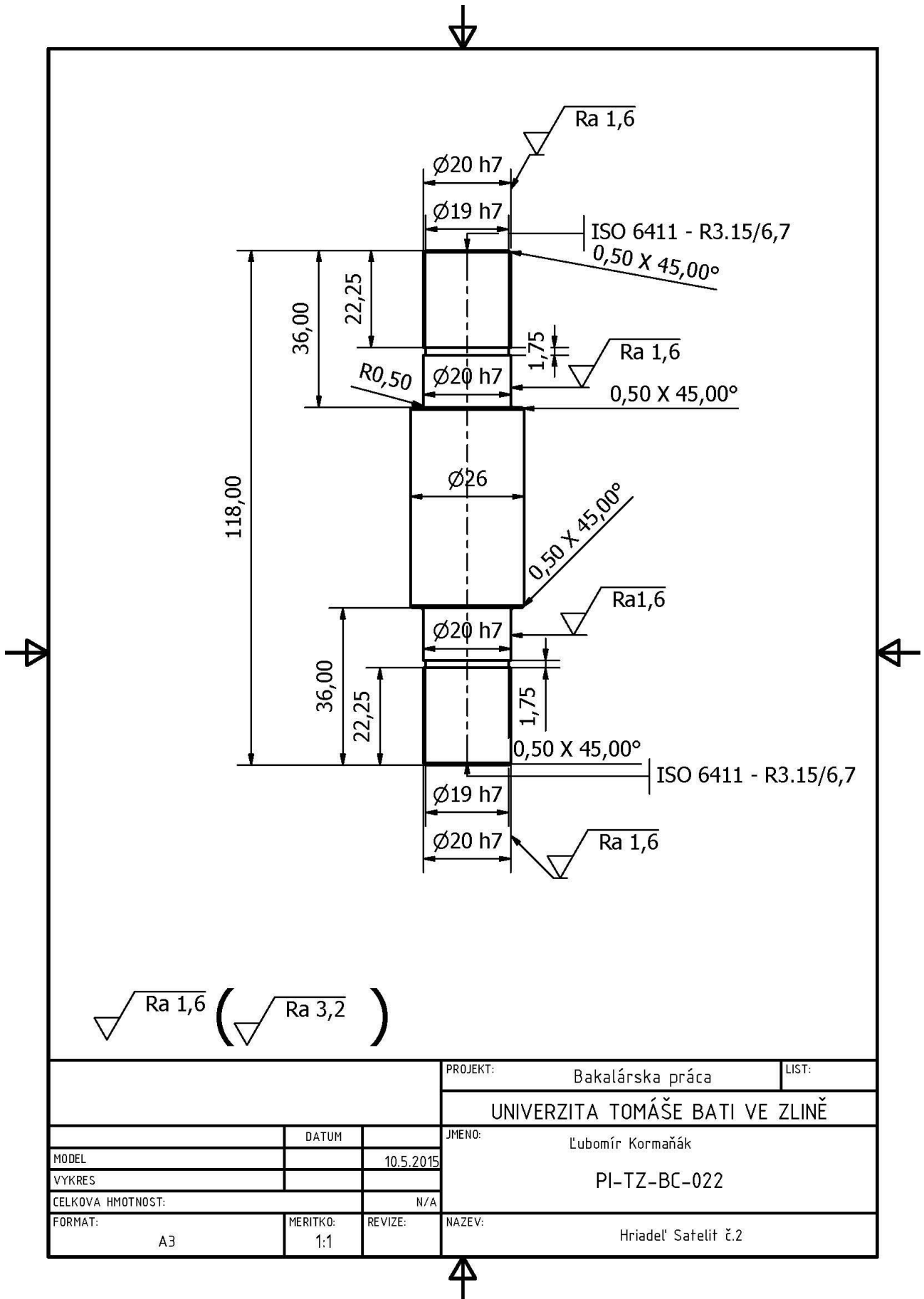
PROJEKT		Bakalářská práce		LIST	
UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLÍNĚ		Lubomír Kormaník		PL-TZ-BC-019	
MODEL	DATA	JMENO	10.5.2015	PRŮBĚH	PL-TZ-BC-019
VYKRES		CELKOVÁ HODNOTA	N/A	REVIZE	Unášec 3-1
FORMÁT	A3	MĚRITKO	1:2	REVIZE	

$\sqrt{\text{Ra } 1,6}$  ( $\sqrt{\text{Ra } 3,2}$ )

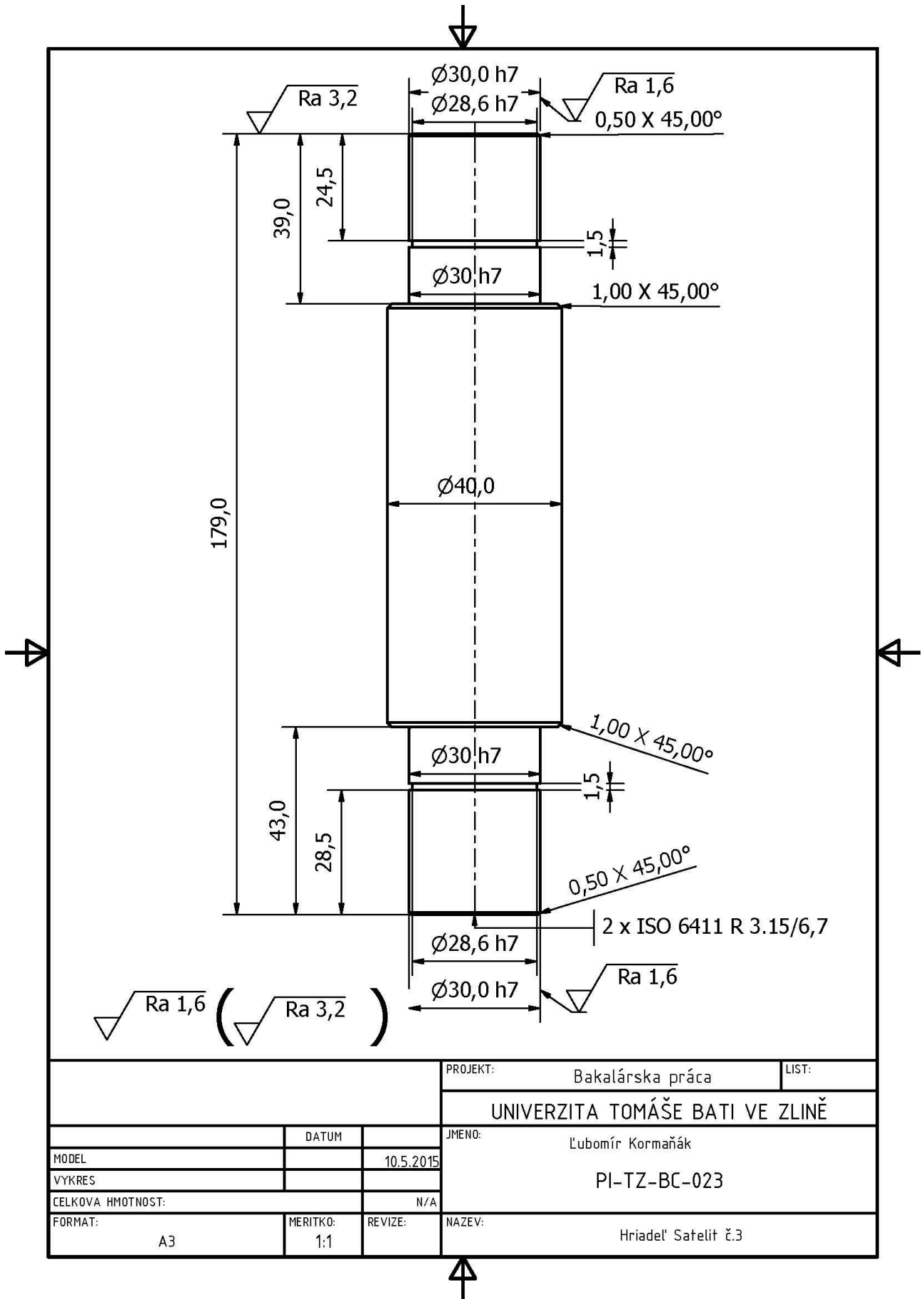




			PROJEKT:	Bakalárska práca	LIST:		
			UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLINĚ				
			JMENO:	Ľubomír Kormaňák			
MODEL		DATUM	10.5.2015				
VYKRES							
CELKOVA HMOTNOST:			N/A				
FORMAT:	A3	MERITKO:	2:1	REVIZE:		NAZEV:	Hriadel' Satelit č.1

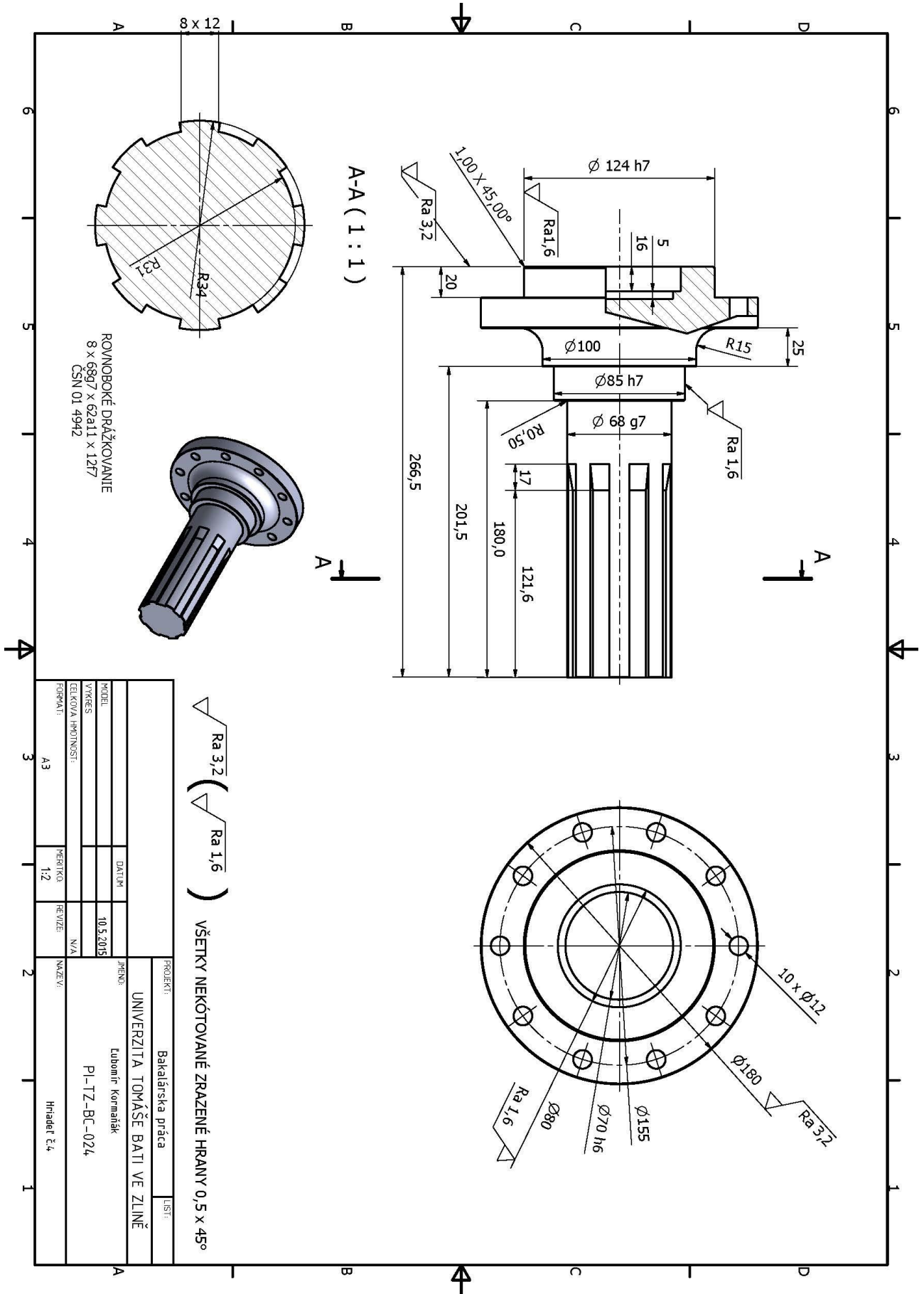


			PROJEKT: Bakalárska práca	LIST:
			UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLINĚ	
			JMENO: Ľubomír Kormaňák	
			PI-TZ-BC-022	
MODEL	DATUM			
VYKRES		10.5.2015		
CELKOVÁ HMOTNOSŤ:		N/A		
FORMAT: A3	MERITKO: 1:1	REVIZE:	NAZEV: Hriadel' Satelit č.2	



			PROJEKT:	Bakalárska práca	LIST:	
			UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLINĚ			
			JMENO:	Lubomír Kormaňák		
			PI-TZ-BC-023			
MODEL	DATUM		10.5.2015			
VYKRES						
CELKOVÁ HMOTNOST:			N/A			
FORMAT:	MERITKO:	REVIZE:	NAZEV:	Hriadel' Satelit č.3		
A3	1:1					





A-A (1 : 1)

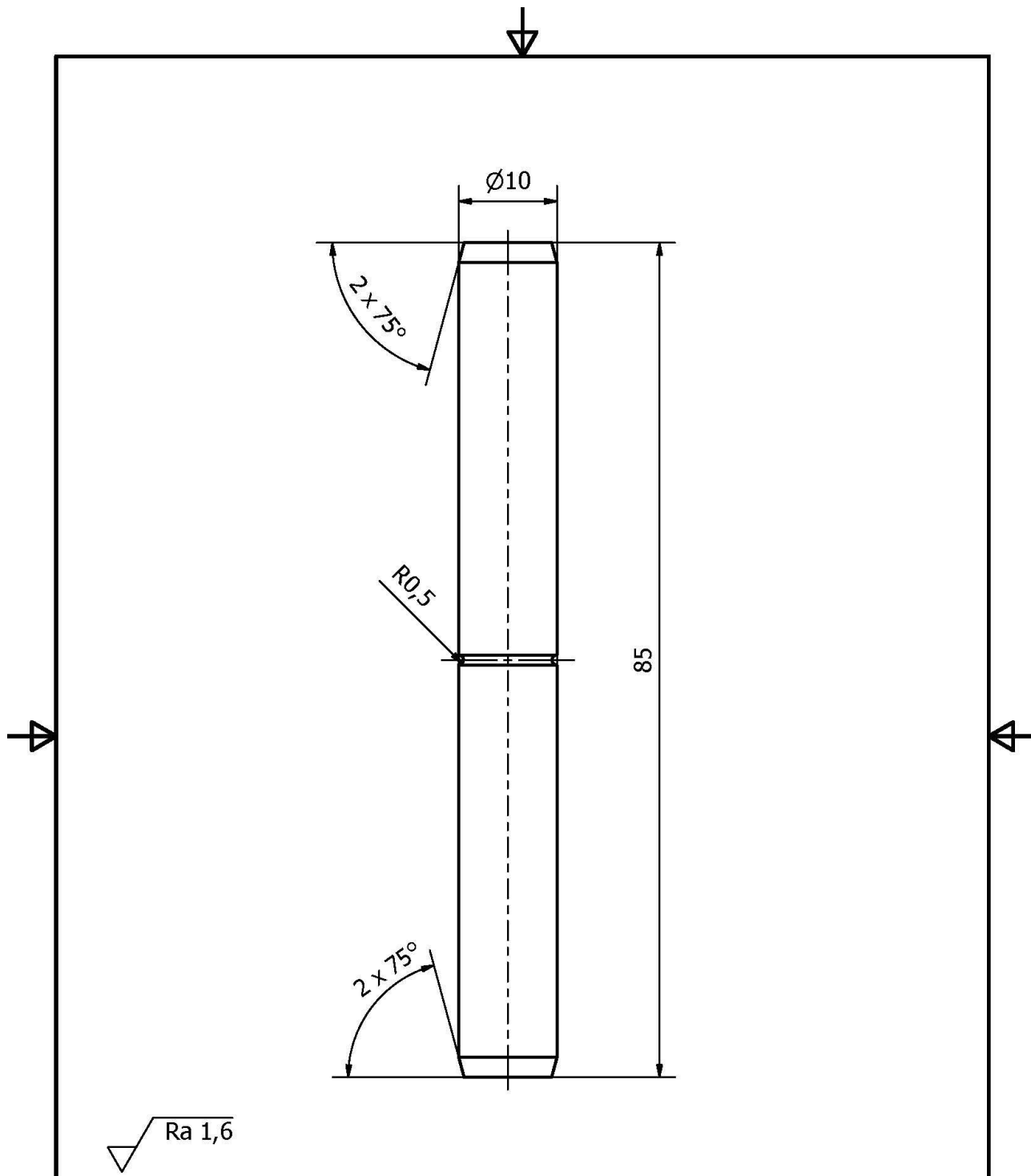
ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVANIE  
8 x 6807 x 62a11 x 12f7  
CSN 01 4942

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

VŠETKY NEKÓTOVANÉ ZRAZENÉ HRANY 0,5 x 45°

PROJEKT		Bakalářská práce		LIST	
UNIVERZITA TOMAŠE BATI VE ZLÍNĚ		Lubomír Kormaník		Pl-TZ-BC-024	
MODEL	DATA	JMENO	10.5.2015	PRŮBĚH	
VYKRES		REVIZE	N/A	FORMÁT	A3
CELKOVÁ HODNOTA		PRŮBĚH	1/2	NAZEV	Hrader č.4





			PROJEKT:	Bakalárska práca	LIST:	
			UNIVERZITA TOMÁŠE BATI VE ZLINĚ			
			JMENO:	Lubomír Kormaňák		
MODEL	DATUM		PI-TZ-BC-026			
VYKRES		10.5.2015				
CELKOVÁ HMOTNOST:		N/A				
FORMAT:	MERITKO:	REVIZE:	NAZEV:	Strižný kolík		
A3	2:1					



