

Zabezpečovací pohon výrobního zařízení s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou

Tomáš Adámek

Bakalářská práce
2006



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Vložit oficiální zadání bakalářské práce

PODKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád chtěl podkovat panu Ing. Františku Volkovi, Csc. za dležitou radu, podporu a čas strávený při mé bakalářské práci.

Souhlasím s tím, že s výsledky mé práce může být naloženo podle uvážení vedoucího bakalářské práce a vedoucího ústavu. V případě publikace budu uveden jako spoluautor. Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci zpracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval.

Ve Zlíně 05.06.2006

.....

Podpis

ABSTRAKT

Abstrakt český

Tato práce se zaměřuje na převody ozubenými koly, obzvláště na planetové převodovky, jejich výhody a nevýhody ve srovnání s běžnými převodovkami. V dalším průběhu mé práce jsem se soustředil především na základní pojmy a parametry, materiály ozubených kol, výrobu ozubení, pohled pojistných spojek apod.

Součástí práce je návrh a výpočet konkrétní planetové převodovky a pojistné lamelové spojky pro zadané hodnoty.

ABSTRACT

Abstract ve švédském jazyce

This work is view to transmission by cogged wheels, especially to planetary gear-box, their advantages and disadvantages in comparison with common gear-box. In further process of my work I specialize chiefly on basic definitions and parameters, materials cog-wheels, manufacturing of rack, view of safety clutches etc.

A single part of the work is proposal and calculation of concrete planetary gear-box and safety multi-plate clutch for required values.

OBSAH

ÚVOD	7
I TEORETICKÁ ČÁST	8
1 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY	9
1.1 Charakteristika ozubených převodů	9
1.2 Základní pojmy	10
1.3 Základní zákon ozubení	12
1.4 Základní parametry	14
1.5 Vnější soukolí s evolventním ozubením s příkými zuby	15
1.6 Materiály ozubených kol	17
1.6.1 Materiály pro valivá soukolí	17
1.6.2 Materiály pro šneková soukolí	19
2 PLANETOVÉ OZUBENÉ PŘEVODY	20
2.1 Základní pojmy	20
2.2 Otáčky a převodová čísla planetových převodů s vnějšími koly	23
2.3 Doplnující geometrické podmínky	24
2.4 Výhody a nevýhody, použití planetových převodů	26
3 VÝROBA OZUBENÍ, MONTÁŽ A MAZÁNÍ	27
3.1 Výroba ozubení	27
3.2 Montáž a údržba kol	29
3.3 Mazání ozubení	29
4 POJISTNÉ SPOJKY	30
4.1 Pojistné spojky vysmekávací	30
4.2 Pojistné spojky s rozrušitelnými prvky.....	31
4.3 Pojistné těcí prokluzování spojky	31
II PRAKTICKÁ ČÁST	32
5 VÝPOČET A NÁVRH ZABEZPEČOVACÍHO POHONU S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU	33
5.1 Zadání	33
5.2 Schéma	33
5.3 Výpočet převodovky	34
5.3.1 Výpočet počtu zubů a účinnost	34

5.3.2	Točivé momenty na hnacím a hnaném hřídeli při $z = 1$	35
5.3.3	Propočet výstupní části A	35
5.3.4	Výpočet modulu, hlavních rozměrů soukolí a pevnostní výpočet části A ..	36
5.3.5	Propočet střední části B	39
5.3.6	Výpočet modulu, hlavních rozměrů soukolí a pevnostní výpočet části B ...	39
5.3.7	Silové poměry	42
5.3.8	Výpočet hřídele I	43
5.3.9	Výpočet hřídele II	43
5.3.10	Výpočet hřídele III	44
5.4	Doplňující geometrické podmínky	45
5.4.1	Podmínka stejných osových vzdáleností	45
5.4.2	Podmínka smontovatelnosti	45
5.4.3	Podmínka vlnění mezi satelity	45
5.5	Výpočet pojistné tloučky spojky	46
ZÁVĚR		48
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY		49
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		50
SEZNAM OBRÁZKŮ		52
SEZNAM TABULEK		53
SEZNAM PŘÍLOH		54

ÚVOD

Pevody ozubenými koly byly známy už před naším letopočtem. Tehdejší kola byla dřevná, boky zubů se zpracovávaly ručně. Zuby z tvrdšího dřeva se vsazovaly do vlnice. Později se kola odlévala podle dřevných modelů. Od 18.století používáme pro výrobu zubových mezer strojního obrábění. V současnosti je to frézování, hoblování, obrážení, protahování, broušení nebo válcování, kování v zápustkách, lisování, přesné lití.

V praxi se vyskytuje celá řada konstrukčních úprav ozubených kol, závislých především na jejich velikosti, sériovosti výroby, obvodové rychlosti, materiálu a použití. Při potřebe malého ozubeného kola se ozubení může zhotovit přímo na hřídeli. Větší kola se vyrábějí samostatně a při montáži se na hřídel nasazují. Z důvodu šetření kvalitním materiálem a vzhledem k možnosti snadné výměny opotřebeného ozubení vyrábíme tzv. kola složená. Ozubení je zde vytvořeno na zvláštním vlnici, který se nalisuje na vlastní těleso kola s nábojem, vyrobeného z podstatně jiného materiálu. Jinou konstrukční úpravou používanou především u ozubených kol velkých průměrů, je provedení ve formě dleňových kol, při nichž jsou kola sestavena z několika částí. Kola lze také svařovat, jsou lehčí, výrobně méně nákladná než kola odlévaná. S rostoucím rozvojem strojírenství a se stoupajícími nároky na mechanismy nabývají ozubená kola na významu a s tím i požadavky na jejich přesnost a kvalitu. Vyžadují se nižší hmotnost, menší rozměry, větší trvanlivost, vysoká účinnost. Na přesnosti výroby ozubení závisí nehlukovost, účinnost a správná funkce všech strojů a zařízení.

Soustava spoluzabírajících ozubených kol patří k hlavní části v převodových mechanismech (převodovkách). Spolu s celou řadou součástí tvoří celek sloužící ke zmačkání kroučícího momentu a otáčení. Proto jsou hlavní součástí v pohonech různých strojů a zařízení, a právě proto jsou na ně kladeny stále větší požadavky.

I. TEORETICKÁ ÁST

1 P evody ozubenými koly

1.1 Charakteristika ozubených p evod

Ozubené p evody jsou nejvýznamn ější a nejrozší en ější druh p evodových mechanism ů . P enáší otá ěivý pohyb a mechanickou energii z jednoho h ídele na druhý nucen ě a bez skluzu. Pracují na principu záb ěru s bezprost edním dotykem spolu zabírajících len ů . [1,2].

Základní jednotkou pro složit ější mechanismy je dvojice ozubených kol (tzv. soukolí), složená z hnacího a hnaného kola. Menší kolo se nazývá *pastorek*, v ětší pak *kolo*. Spole n vytvá ějí kinematické a silové vazby mezi relativn ě blízkými h ídeli. Zárove n dochází k transformaci úhlové rychlosti a kroutícího momentu M_k p í dosažení ur ěité mechanické ú ěinnosti . [1,2]

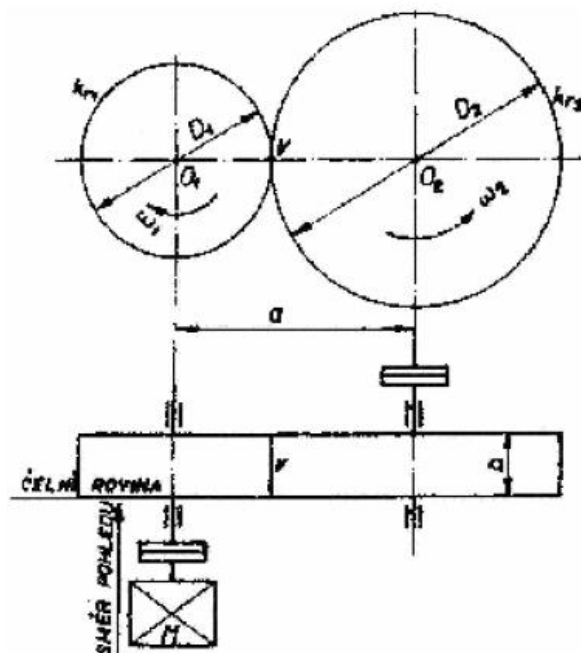
Zm ěnu otá ění mezi dv ěma h ídeli charakterizuje p evodový pom ěr i . Pro všechny typy ozubených soukolí platí v ěta, že p evodový pom ěr se rovná podílu úhlových rychlostí (nebo otá ěk) dvou spoluzabírajících kol, a to se rovná p evrácenému po tu zub ů . Platí vztah:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad [1]$$

Velikost pom ěru i je zpravidla absolutní hodnota, p í emž hodnoty $i > 1$ odpovídají p evod ů m do pomala (redukci), hodnoty $i < 1$ charakterizují p evody do rychla (multiplikaci). U složit ějších mechanism ů se úhlové rychlosti uvažují jako vektory a krom ě rychlostí se udávají i jejich smysly.

1.2 Základní pojmy

Nejastji se užívá zub p ímých, které protínají povrchy rozte ných válc v p ímkách. Smysl otá ení ozubených kol závisí na smluveném sm ru pohledu ze strany výkonu, tzn. od motoru (obr 1.). P í emž otá ení ve smyslu hodinových ru í ek ozna ujeme jako *pravé*, proti smyslu otá ení hodinových ru í ek pak jako *levé*.



Obr.1 Smysl otá ení ozubených kol [3]

$D_1, D_2 \dots$ průměry roztečných kružnic

$\omega_1, \omega_2 \dots$ úhlové rychlosti hřídel O_1, O_2

$a \dots$ osová vzdálenost hřídel O_1, O_2

$b \dots$ délka zub

Ozubené kolo se skládá z tělesa a z ozubeného válce. Tvar válce je dán roztečnou plochou.

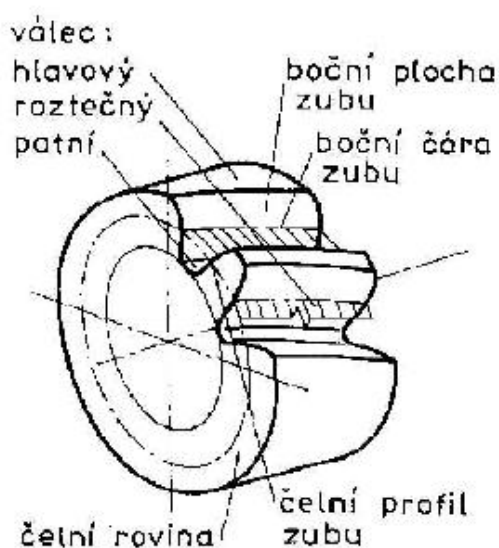
Podle tvaru této plochy rozdělujeme kola na :

válcová

kuželová

hyperboloidní (v současnosti stále více nahrazována koly kuželovými nebo globoidními)

Ozubený válec tvoří zuby, které jsou rovnoměrně rozmístěny po obvodu kola a jeho tvar je určen zejména bočními plochami (obr. 2). [1,2]



Obr.2 Základní popis ozubení

Podle vzájemné polohy hlavové a patní kružnice dělíme kola na:

s vnějším ozubením (obr. 3)

s vnitřním ozubením (obr. 4)



Obr.3 Vnější ozubení



Obr.4 Vnitřní ozubení

Podle *druhu elní k ivky* d líme kola s ozubením:

- evolventním
- cykloidním
- zvláštním (smíšeným, Novikovým, aj.)

Podle *tvaru bo ní áry* zub jsou kola:

- s p ímými zuby
- se šikmými zuby
- s dvojit šikmými (šípovými) zuby
- se zak ivenými zuby
- se šroubovými zuby

Podle *relativního pohybu základních t les* se ozubené p evody d lí na:

- soukolí valivá - boky zub spoluzabírajích kol se po sob pouze valí
- soukolí šroubová - boky zub se spoluzab. kol po sob valí a sou asn posouvají

1.3 Základní zákon ozubení

Kinematickou vazbu mezi dv ma st edy otá ení O_1 a O_2 je možno vytvo it záb rem dvou vhodn tvarových profil . Na obr. 5 se k ivky p_1 a p_2 bok dvou zub dotýkají v bod A . Má-li hnací kolo 1 úhlovou rychlost ω_1 , pak je odvodová rychlost bodu A p i otá ení kola 1 kolem st edu O_1 : [2]

$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1$$

Vezmeme-li jako st ed otá ení bod O_2 , má bod A , ale vzhledem ke kolu 2 , obvodovou rychlost:

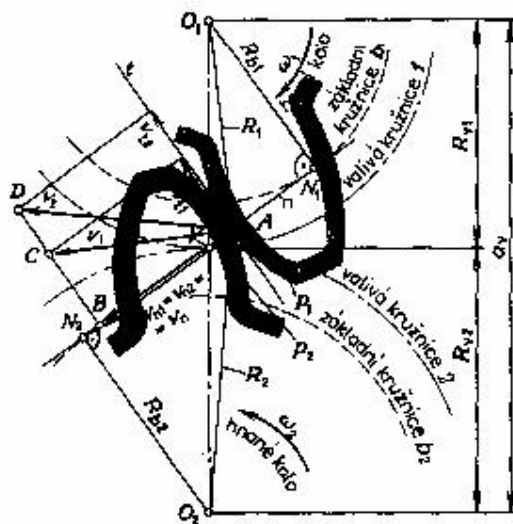
$$v_2 = R_2 \cdot \omega_2 \quad [2]$$

Potom z podobnosti trojúhelník

$$\Delta O_1 N_1 A \sim \Delta ABC, \quad \Delta O_2 N_2 A \sim \Delta ABD,$$

Vychází vztah:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = i_{1,2} = konst. \quad \text{viz obr. 5}$$



Obr.5 Základní zákon ozubení [2]

Základní zákon ozubení tedy zní:

Dva boky v trvalém dotyku p enášejí otá ivý pohyb se stálým p evodovým pom rem, jestliže jejich spole ná normála n procházející valivým bodem V d lí úse ku $O_1 O_2$ v opa ném pom ru úhlových rychlostí obou kol. [2]

1.4 Základní parametry

Modul m – je číslo, jehož násobením číslem z se dosáhne rozteče p . Všechny rozměry ozubení jsou úměrné modulu, proto je modul základní velikostí ozubení. Má rozměr m v mm a je normalizován. V tabulce 1 je uveden příklad normalizované řady modulů.

Modul ozubení m je poměrem rozteče p a čísla z :

$$m = \frac{p}{z}$$

0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25
2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
8	9	10	11	12	13	14	15	16	18	20	22	24
27	30	33	36	39	42	45	50	55	60	65	70	75

Tab. 1 Moduly číselných ozubených kol podle ČSN 01 4608. [3]

Zavedením modulu lze psát vztahy:

$$p \cdot D = z \cdot t$$

$$D = \frac{t}{\pi} \cdot z = m \cdot z$$

Tloušťka zubu s_z je délka oblouku na roztečné kružnici mezi oběma boky téhož zubu.

Šířka zubní mezery s_m je délka oblouku roztečné kružnice mezi levým a pravým bokem dvou sousedních zubů.

Při výpočtech ozubených soukolí předpokládáme, že:

$$s_z = s_m = \frac{t}{2} \quad [3]$$

Vzhledem k výrobním nepřesnostem ozubení, teplotním změnám při provozu a nepřesné montáži, je zapotřebí vždy předpokládat určitou boční vlnivost v_b mezi boky zubů spoluprobírajících kol. U neopracovaných zubů pro $m < 2,5$ závisí boční vlnivost na způsobu provozu (nejméně 0,03.m; nejvíce 0,05.m). Pro moduly $m > 2,5$ bývají vlnivosti až o 50% větší. [3]

Výškové rozměry zubů vycházejí nejprve z modulu ozubení. Platí:

výška hlavy zubu $h_a = m$

výška paty zubu $h_p = h_a + v_h$ [3]

v_h je hlavová vlně, což je vzdálenost mezi hlavovou kružnicí jednoho a patní kružnicí druhého kola. Obvykle bývá:

$$v_h = \frac{1}{6}m$$

Pro rovné rozměry ozubených kol s pětými zuby jsou:

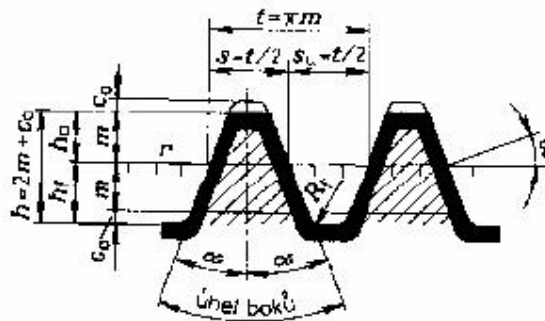
rozměry kružnice $m \cdot z$

hlavová kružnice $D + 2h_a = m \cdot z = m \cdot (z + 2)$

patní kružnice $D - 2h_p$

1.5 elní soukolí s evolventním ozubením s pětými zuby

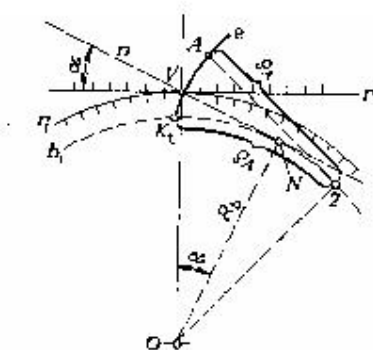
Základní profil evolventního ozubení je zobrazen ozubením základního hřebenu, který je vlastně ozubený segment kola o nekonečně velkém poloměru roztečné kružnice, která plynule přechází v roztěnou přímku r . (obr. 6)



Obr.6 Základní profil evolventního ozubení

Geometrický tvar základního profilu (profil Z) je normalizován (SN 01 4607). Vzhledem ke geometrické podobnosti profil Z je možno sestavit v adu, jejíž každý len je určen jedinou íselnou hodnotou – modulem.

Evolventu e vytvo í bod napjatého vlákna odvinovaného z kružnice nebo bod p ímky n , valící se po základní kružnici b_1 . St ed k ivosti je v bod dotyku normály a základní kružnice. (obr. 7)



Obr.7 Konstrukce evolventy

Kola N (normální) mají evolventní ozubení, které vytvo í základní profil Z, když se jeho rozte ná p ímka r odvaluje po rozte né kružnici r_1 kola.

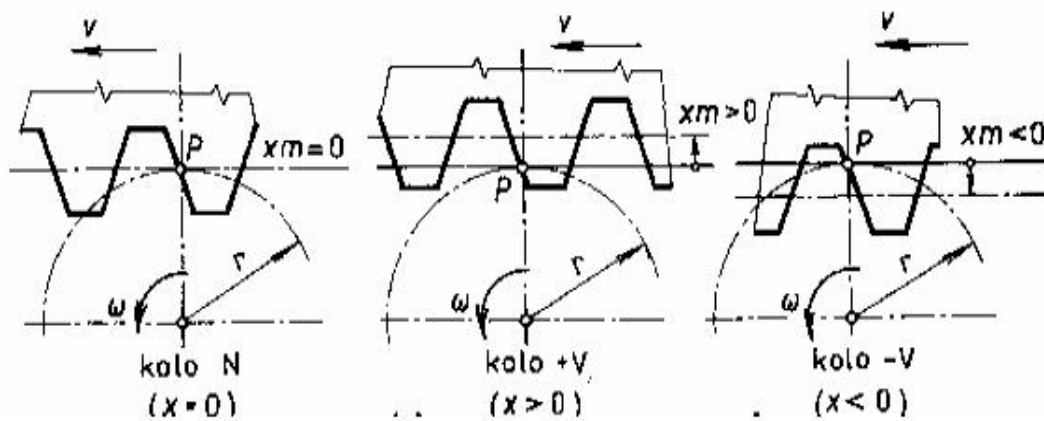
Použití normálního ozubení je omezeno:

- a) min. po tem zub , p i kterém nenastane zeslabení paty zub pod íznutím nástroje
- b) menší únosností zub pastorku v ohybu (pr ez se zmenšuje s klesajícím po tem zub)
- c) velkými tlaky mezi zuby, velkými skluzy na pat zub pastorku, zp sobené relativně malými polom ry k ivosti pracovní ásti evolventy

Je-li výrobní h eben z nominální polohy posunut, vzniká kolo s nenulovým posunutím – kolo V (kolo korigované). Radiální posunutí h ebene m že být kladné, jde-li o vysunutí h ebene z kola. Nebo záporné, jde-li o zasunutí h ebene do kola. Velikost se vyjad uje jako násobek modulu:

$$u = x \cdot m$$

kde x je bezrozm rný sou initel posunutí. Jeho hodnota m že být kladná (u kol + V, obr. 9), záporná (u kol – V, obr. 10), nebo nulová (u kol N, obr. 8).



Obr.8 Kolo N

Obr.9 Kolo + V

Obr.10 Kolo - V

Posunutí výrobního nástroje p ináší tyto klady:

umož uje výrobu kol s relativn malým po tem zub (aniž u nich dojde k pod íznutí paty zubu), vylepšuje pevnostní a záb rové vlastnosti kol, upravuje osovou vzdálenost soukolí na požadovanou hodnotu.

Jako kola N by se m la vyráb t pouze kola s v tším po tem zub , u nichž nehrozí nebezpe í pod íznutí paty zub .

1.6 Materiály ozubených kol

1.6.1 Materiály pro valivá soukolí

Základním materiálem pro kola silových p evod je ocel. Vhodným tepelným, pop . chemicko–tepelným zpracováním lze zlepšit jak mechanické vlastnosti jádra, tak povrchovou tvrdost zub . Mén používaná jsou kola z šedé litiny, neželezných kov a plast .

Ocel

Podle tvrdosti povrchu zub se ocelová kola rozdělují na:

- kola s tvrdostí $HB \leq 350$
- kola s tvrdostí $HB > 350$

Kola s tvrdostí $HB \leq 350$ mají široké uplatnění při přenosu relativně klidného zatížení s točivým momentem malé a střední velikosti. Potřebným mechanickým vlastností se dosahuje normalizačním žháním nebo zušlechťováním.

Kola s $HB > 350$ jsou určena pro přenos klidného i proměnlivého zatížení při středních a velmi vysokých točivých momentech. Vysoké únosnosti se dosahuje volbou vhodné oceli v kombinaci s vhodným tepelným zpracováním, tj. především s kalením, cementováním a nitridováním.

Ocel na odlitky

Používá se hlavně při výrobě kol velkých rozměrů. Odlitky se upravují zpravidla normalizačním žháním nebo zušlechťováním. Pro klidná zatížení se používá ocel 42 2630 nebo 42 2640 (příp. 42 2660), pro vysoká zatížení proměnlivého charakteru 42 2715 a 42 2750.

Šedá litina

Je vhodná jako materiál pro ozubená kola v těchto rozměrech, pracujících při menším klidném zatížení a při malých obvodových rychlostech. Pro malá zatížení se používají litiny 42 2420 a 42 2425, pro střední zatížení pak legované litiny 42 2430 a 42 2435.

Plasty

Jsou vhodným materiálem pro ozubená kola spíše kinematických než silových převodů. Kola z plastů mají poměrně nízkou únosnost v ohybu i v dotyku, mají špatnou tepelnou vodivost. Naopak jsou ale lehká, odolná vůči korozi i různým chemickým vlivům, dobře tlumí vibrace a rázy.

1.6.2 Materiály pro šneková soukolí

Základním materiálem pro šneky je ocel, a to nelegovaná nebo legovaná. Ocelové šneky rozdělujeme:

- šneky s povrchem tvrzeným
- šneky s povrchem netvrzeným

Šneky s povrchem tvrzeným jsou kalené, cementované a kalené nebo nitridované. Kalené boky zubů vyžadují technologicky náročné broušení.

Šneky s povrchem netvrzeným se používají při menších zatíženích a malých skluzových rychlostech.

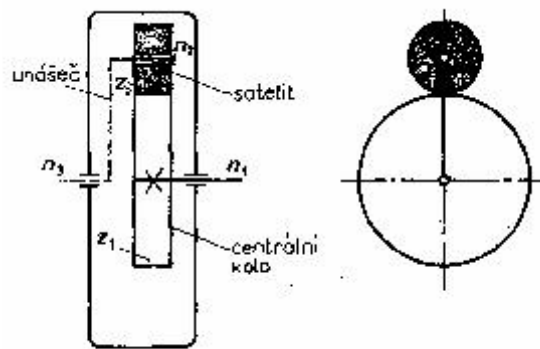
Základním materiálem pro šneková kola je bronz. Při použití bronzu se kola z úsporných důvodů skládají: bronzový věnec je nasazen a vhodně upevněn na litinovém nebo ocelovém tělese. Za optimální materiál věnce je možno považovat bronzy cínové s vysokým obsahem Sn (10 až 12%), mají výborné technické vlastnosti a dobrou zabíravost.

2. Planetové ozubené p evody

2.1 Základní pojmy

U planetových p evod konají osy n kterých kol, tzv. satelit , rota ní pohyb okolo centrální osy p evodu; satelity konají tedy v í rámu pohyb planetový (obr. 10). Centrální osou p evodu se nazývá p ímka proložená osami vstupního a výstupního h ídele.

U t chto p evod se nej ast ji používají válcová kola valivá; p ípadn í kuželová nebo šroubová. Všechny druhy planetových soukolí s elními koly lze uspo ádat obdobn s kuželovými koly. Kola se d lají se zuby p ímými i šikmými. [1,3]



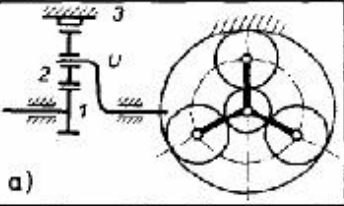
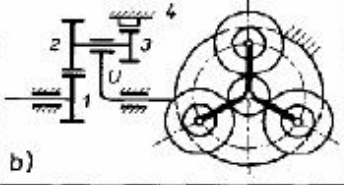
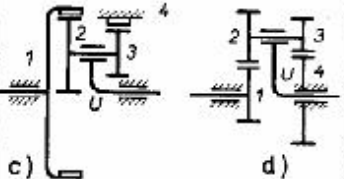
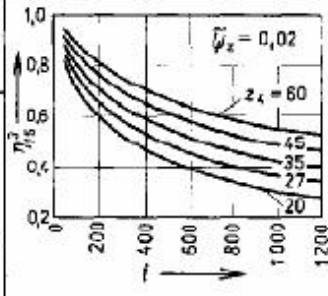
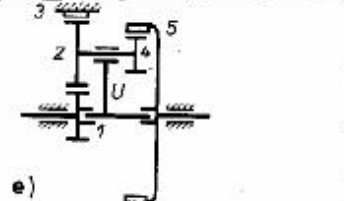
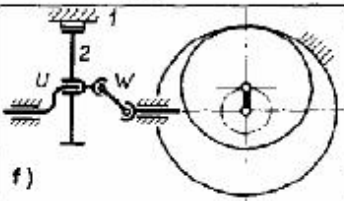
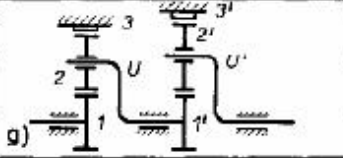
Obr.11 Planetový mechanismus

Planetové p evody mají *tyto leny*:

Centrální (korunová) kola, symbol K – jejich osy souhlasí s centrální osou p evodu; mohou být pohyblivá (otá ívá) nebo nepohyblivá a s ozubením vn ějším nebo vnit ěním.

Unáše , symbol U – otá í se okolo centrální a slouží p edevším jako op ra a vodící len satelit ; jeho náboj p echází v rovnom rn rozložená ramena (pop . kotou e) s vetknutými epy a na n jsou upevn ěny satelity. Po et ep a ramen souhlasí s po tem satelit (2 až 6, obvykle však 3). [1]

Satelity, symbol S – stejná kola s vn jším ozubením, oto n uložená na epech unáše e; tvo í s centrálními koly pólóv ý záb r; mohou být jednoduché nebo dvojité. Planetové p evody s jednoduchými satelity se ozna ují jako jednostup ové, s dvojitými satelity jako dvoustup ové. Dvoustup ové mají více konstruk ních variant a mají v tší kinematické možnosti; jsou však složit jší a dražší. [1]

K-U	 <p>a)</p>	$i_{1U}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1}$ <p>(28 ÷ 8)</p>	$\eta_{1U}^3 = 1 - \left \frac{i_{1U}^3 - 1}{i_{1U}^3} \right \cdot \tilde{\psi}_z$ <p>(0,96 ÷ 0,99)</p>	
	 <p>b)</p>	$i_{1U}^4 = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$ <p>(1 ÷ 10)</p>	$\eta_{1U}^4 = 1 - \left \frac{i_{1U}^4 - 1}{i_{1U}^4} \right \cdot \tilde{\psi}_z$ <p>(0,96 ÷ 0,99)</p>	
	 <p>c) d)</p>	$i_{U1}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}}$ <p>c) (30 ÷ 100) ÷ 1500 d) ÷ 1500</p>	 <p>$\tilde{\psi}_z = 0,02$</p> <p>$z_4 = 60$ 45 35 27 20</p>	
	 <p>e)</p>	$i_{1U}^5 = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3 z_4}{z_2 z_5}}$ <p>(15 ÷ 200) ÷ 1500</p>		
U-S	 <p>f)</p>	$i_{U2}^1 = \frac{z_2}{z_1 - z_2}$ <p>(15 ÷ 60)</p>		$\eta_{U2}^1 = (0,7 \div 0,94)$
	 <p>g)</p>	$i_{1U'}^3 = i_{1U}^3 \cdot i_{1'U'}^{3'}$ <p>(15 ÷ 60)</p>		$\eta_{1U'}^3 = \eta_{1U}^3 \cdot \eta_{1'U'}^{3'}$ <p>(0,93 ÷ 0,97)</p>

Obr.12 Základní druhy planetových p evod

leny uložené na vnějších hřídelích, popř. ty, jejichž otáčivý pohyb je vyveden na vnější hřídel, se označují jako hlavní. Podle druhu hlavních člen (obr.12) rozdělujeme planetové převody na:

a) Typ K-U: Vyznačuje se tím, že na jednom z vnějších hřídelí je uložen unášecí. Druhý hřídel nese korunové kolo. Tyto převody jsou vhodné jako převody silové. Planetové převody (obr.12c,d) mohou realizovat vysoké převodové poměry (hnacím členem je unášecí), ale protože jejich účinnost s rostoucím převodovým poměrem značně klesá, uplatňují se v tloušťce jen jako převody nesilové – kinematické. Často se užívá převod s vnitřním ozubením

(obr.12c), pro jeho větší únosnost i účinnost.

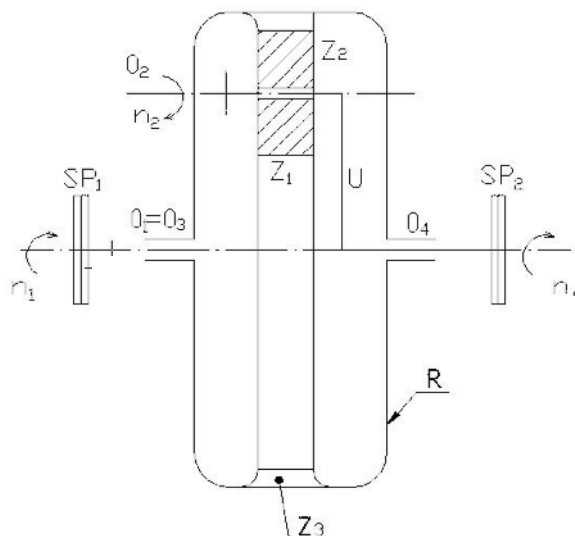
b) Typ K-K: Oba vnější hřídele jsou osazeny korunovými koly (obr.12e); unášecí slouží pouze jako opora satelitů a neúčastní se přenosu točivého momentu. Tímto převodem lze uskutečnit velké převodové poměry, ale při menší účinnosti.

c) Typ U-S: Jsou převody s vyvedeným satelitem (obr.12f). Na hnacím hřídeli je uložen unášecí. Spojení mezi hnacím hřídelem a satelitem zajišťuje předávací mechanismus *W*. Mechanismus je hřídel se dvěma klouby v homokinematickém uspořádání. Lze dosáhnout poměrně velkých převodových poměrů při dobré účinnosti. Nevýhodou jsou problémy s mechanismem *W*.

d) Složené planetové převody vzniknou skládáním jednotlivých typů převodů za sebou (obr.12g). Celkový převodový poměr je dán součinitelem jednotlivých planetových převodů. Stejná podmínka platí i pro účinnost. [1]

2.2 Otá ky a p evodová ísla planetových p evod s elními koly

V praxi nej ast ji požívaný p evod je p evod se t emi základními pohyblivými leny – dv ma centrálními koly a jedním unáše em. (obr.13)



Obr.13 Schéma planetového p evodu se t emi základními leny [3]

Tento planetový p evod má 2 centrální kola Z_1 a Z_3 , unáše U , satelit Z_2 a rám R . Kolo Z_1 na h ídele O_1 má po et zub z_1 , kolo Z_3 má z_3 zub a je sou ástí rámu R . Jedná se tedy o ty lenný mechanismus, který se skládá ze 3 pohyblivých len vázaných 3 rota ními a 2 obecnými dvojicemi. Tento mechanismus má jeden stupe volnosti. [3]

Jsou-li dány otá ky n_1 hnacího h ídele O_1 , jsou jednozna n ur eny pohyby všech len soustavy a je možno ur it pohyb h ídele O_4 unáše e U , který je hnaným lenem mechanismu.

Má-li kolo Z_1 otá ky n_1 ve smyslu dle obr.12, odvaluje se satelit Z_2 na kole Z_3 a rameno unáše e se otá í otá kami n_4 , které jsou souhlasné s otá kami hnacího h ídele O_1 . Potom koná satelit Z_2 dva sou asné pohyby:

- a) rotace kolem osy O_2 otá kami n_2 – relativním pohybem
- b) rotace unáše e U kolem osy O_4 otá kami n_4 – unášivým pohybem

P i konstrukci p evodu bývá v praxi nej ast ji zadán p enášený výkon P , otá ky n_1 a n_4 .

Úkolem bývá stanovit otá ky a po ty zub všech kol.

ešení takového úkolu se provádí buď analyticky nebo graficky. Při analytickém řešení určíme relativní úhlové rychlosti všech ozubených kol vzhledem k unášeči U . [3]

2.3 Doplnující geometrické podmínky

Při volbě počtu zubů je zapotřebí, aby kromě příslušného převodového poměru i byly souasně splněny i podmínky speciální. Jsou to:

- a) podmínka stejných osových vzdáleností
- b) podmínka smontovatelnosti
- c) podmínka vlně mezi satelity

2.3.a Podmínka stejných osových vzdáleností

U kol se zuby přímými je zapotřebí splnit požadavek:

$$z_1 + z_2 + z_3 = z_4$$

Vhodnými úpravami počtu zubů lze dosáhnout toho, aby se osové vzdálenosti lišily minimálně, a aby převodový poměr nevybočil z přípustné tolerance od hodnoty zadané.[1]

2.3.b Podmínka smontovatelnosti

Může se stát, že i při dodržení všech podmínek a zásad, se při montáži nepovede uvést ozubená kola do společného záběru – převodovku nelze smontovat. Proto je zapotřebí při volbě počtu zubů brát i v úvahu podmínku smontovatelnosti. Při splnění této podmínky je zaručeno, že po vložení prvního satelitu a poté i druhým lze vložit i satelit druhý a pak podobně další.

U planetových převodů s jednoduchými satelity je požadavek:

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

V případě, že počet zubů z_1 a z_4 , popř. součet $(z_1 + z_3)$, jsou celistvými násobky počtu satelitů a_k a k je libovolné celé číslo, lze do záběru zasunout všechny satelity souasně.

2.3.c Podmínka vle mezi sousedními satelity

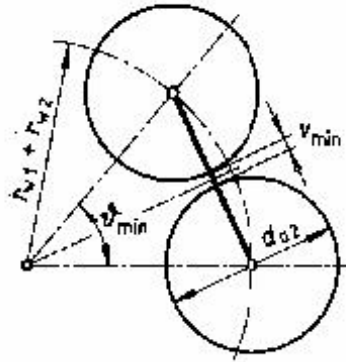
Při tvorbě počtu satelitů je nutno prověřit, zda mezi hlavními válci sousedních satelitů existuje alespoň minimální vlna $v_{min} = 1$ až 2 mm. Prověření lze uskutečnit pomocí úhlu ϑ , který svírají osy obou dvou sousedních ramen unášedle.

Musí platit:

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

úhel ϑ_{min} se určí podle obr.14 ze vztahu:

$$\sin \frac{\vartheta_{min}}{2} = \frac{r_{a2} + 0,5v_{min}}{r_{w1} + r_{w2}} = \frac{D_{a2} + v_{min}}{d_{w1} + d_{w2}}$$



Obr.14 Minimální vlna mezi satelity

2.4 Výhody a nevýhody, použití planetových převodů

Výhodou planetových převodů je dosažení velkého převodového poměru při souosém hnacím a hnaném hřídeli. Skřípěnovka je válcová a má malé rozměry. U planetových převodovek s vřetovými satelity jsou odlehena ložiska hřídel základních členů, a tím se zvýší trvanlivost převodu. Ozubení mají malé moduly, což přispívá k přesnosti kol. Konstrukce vyniká svou tuhostí, která nepouští deformace, z toho plyne vyšší tichost chodu. Účinnost planetových převodů je také poměrně vysoká (nad 0,97). Centrální kolo bývá bez ložisek a je uloženo v zábrance satelity, což dovoluje převádět velmi vysoké otáčky (až 30 000 min⁻¹) a redukovat je dopomalu (reduktory pro spalovací turbíny).

Nevýhodou je požadavek na přesnější výrobu i montáž než u běžných převodů, a proto jsou dražší. Při malém převodu má planetová převodovka více kol než předlohou. Vzhledem k dynamickým účinkům odstředivých sil nemohou mít unášet vysoké otáčky. Znamy potrubí ložisek vyžaduje i dosti velkých průměrů a obvodových rychlostech nepřetržité mazání.

Planetového soukolí se často používá jako diferenciálu, tj. mechanismu se dvěma stupni volnosti. Každá automobil je vybavena také automatickými planetovými převodovkami.

3. Výroba ozubení, montáž a mazání

3.1 Výroba ozubení

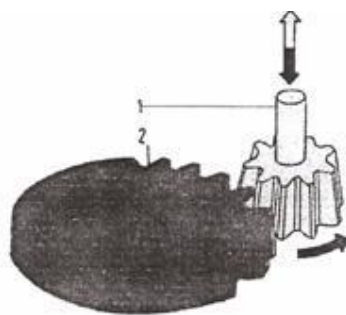
Podle tvo ení bok :

- a) tvarová metoda – nástroj má tvar zubové mezery
- b) kopírovací metoda – pohyb nástroje probíhá podle šablony (velká kola)
- c) odvalovací metoda – odvalování základního profilu h ebene s ozub. kolem.

Relativním pohybem se postupn vytvá í evolventa

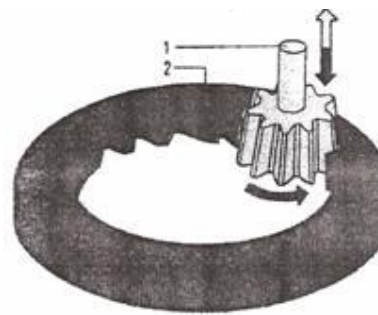
Ad a) Tvarová metoda

- *Obrážení (hoblování)* ozubení tvarovým nožem. Pomocí d lícího p ístroje se polotovar oto í o pot ebný úhel k vytvo ení jednotlivých zub po obvod kola. Nep esné a zdlouhavé.
- *Protahování* je p esné a výkonné. Používá se sada tvarových nož .
- *Frézování kotou ovou frézou* – zuby mají tvar zubové mezery



1 – kotou ový
obrážecí n ž
2 – obráb ěné kolo

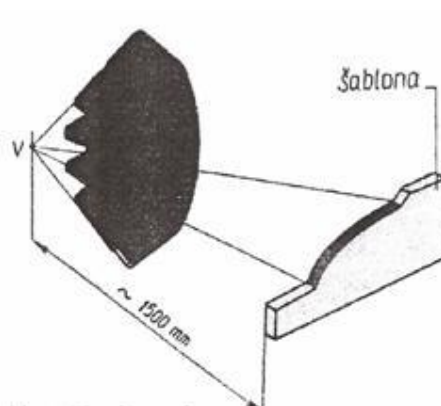
Obr.15 Princip odvalového obrážení vn ějšího elního ozubení kotou ovým nožem



Obr.16 Princip odvalového obrážení vnit ního elního ozubení kotou ovým nožem

Ad b) Kopírovací metoda

Tvar zub se vytváří hoblováním podle šablony. Šablona je ztvěšenina tvaru boku zubu, například kuželového kola, jak lze vidět na obr.15. Kolo upínáme na hřídeli, který koná dří pohybu. Níže je upnut ve smýkadle a je nastaven tak, aby jeho pracovní pohyb, podle tvaru šablony, směřoval do vrcholu kužele V.



Obr.17 Kopírovací metoda

Ad c) Odvalovací metoda

Profil zub kuželových kol se vyrábí valením myšleného základního (korunového) kola po obrobku. Profil zub základního kola je lichoběžníkový a podle jejich průběhu vzniká ozubení se zuby přímými, šikmými nebo zakřivenými. Odvalovací metodou lze obrábět na kuželových kolech hoblováním nebo frézováním.

3.2 Montáž a údržba kol

Jedním z hlavních předpokladů dobré montáže je přesné obrobení otvorů pro hřídele (ložiska) ve skříňkách převodovek, rámech. Bohužel u ozubených kol je velmi důležitý faktor jak pro montáž, tak i pro chod soukolí. Bohužel je nutná pro vyrovnávání možných chyb v ozubení přesnosti osových vzdáleností mezi ozubenými koly. Vše dále vyrovnává změnu rozměru a tvaru zubů vlivem ohřátí převodu teplem, vznikajícím třením mezi koly. Vše však také způsobuje rázy a zvýšené opotřebení zubů při otáčení. Popřípadě vzniká velký „mrtvý“ chod soukolí.

Montáž ozubených kol se v podstatě skládá ze tří základních úkonů :

- a) uložení ozubeného kola na hřídel
- b) uložení hřídele s ozubenými koly do těles skříňky
- c) správné seřízení záběru ozubených kol

Údržba ozubených převodů se skládá z pravidelné kontroly bohů mezi zuby, v ložiskách a v kontrole mazání. Poctivá kontrola a včasná výměna opotřebovaných částí přispívá k delší životnosti celého zařízení.

3.3 Mazání ozubení

Ozubená kola se mažou olejem vhodné viskozity, který tvoří olejovou náplň skříňky (asi 0,3 až 0,7 dm³ na 1kW přenášeného výkonu). Dynamická viskozita oleje se volí v závislosti na obvodové rychlosti kol. Doprava oleje do záběrové oblasti se nejjednodušeji řeší tak, že kola brodí a vynášejí olej na směrem obvodu vně. Převodovka se musí naplnit tak, aby hladina oleje sahala do středů olejovníku. Teplota oleje nesmí přesáhnout 50°C pro $m = 1,25$ až 2 mm, 65°C pro $m = 2,25$ až 8 mm, 70°C pro šnekové převody.

U převodovek o velkém výkonu a vysokými obvodovými rychlostmi kol $v > 12$ až 15 m.s⁻¹, se používá mazání s nuceným oběhem. Mazání valivých ložisek se zjišťuje rozstříkáním z olejové náplň skříňky, popřípadě při vyšších obvodových rychlostech se používá mazání ložisek tukem.

4. Pojistné spojky

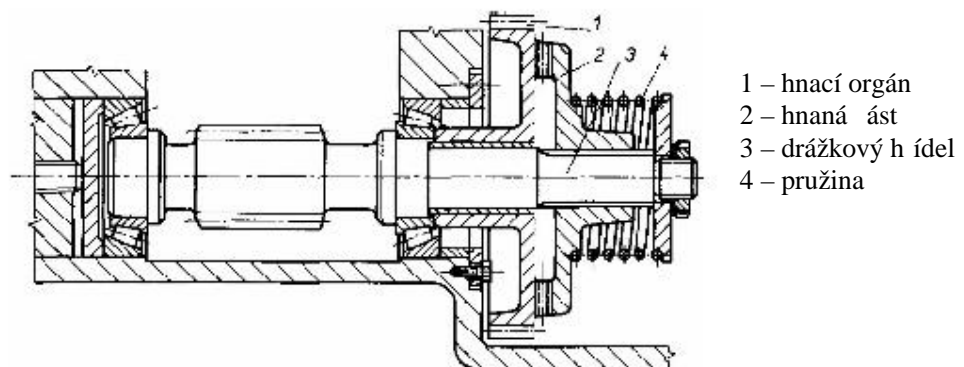
V provozu n kterých stroj dochází k p etžení, jehož d sledkem m že být takové zvýšení nap tí v sou ástech, že se bu trvale deformují nebo dokonce poruší. Nep ípustná jsou i taková zatížení, která vyvodí pružné deformace takové velikosti, že by se tím narušil normální chod stroje, nap . prohne-li nebo zkroutí-li se nep ípustn h ídel a podobn .

Aby se zabránilo p etžení, za azují se do kinematického et zce stroje automatické pojistné spojky, které nejsou schopny p enést zv tšený to ivý moment p i p etžení; hnací a hnaná polovina spojky se vzájemn protá ejí. Jakmile poklesne to ivý moment na dovolenou hodnotu, protá ení automaticky ustane (s výjimkou spojek s rozrušitelnými leny) a stroj pracuje normáln . Za normálního chodu se pojistné spojky chovají jako spojky pevné nepružné a za ínají fungovat teprve p i p etžení. Automatické pojistné spojky se d lí na spojky:

- vysmekávací
- s rozrušitelnými prvky
- prokluzování

4.1 Pojistné spojky vysmekávací

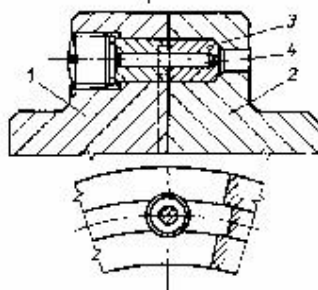
Tyto spojky pracují na principu, že p i p ekro ení maximálního to ivého momentu se ú inkem axiální síly v ozubení nebo kuli kách p ekoná tlak pružin a hnací a hnaná ást spojky proti sob prokluzují v d sledku vysmeknutí ze záb ru spoje. Nej ast ji se používají pojistné zubové spojky.



Obr.18 Zubová spojka

4.2 Pojistné spojky s rozrušitelnými prvky

Tyto spojky mají střížné kolíky, které se při přetížení přestihnou, a tím se přeruší přenášení točivého momentu. Přestížené kolíky je nutno vyměnit, čímž vznikají ztrátové pasy, nehledě k tomu, že musí být ke spojkce snadný přístup a v záloze zásoba střížných kolíků. Střížné kolíky jsou nejčastěji ocelové, pořizují a kontrolují se na stih.

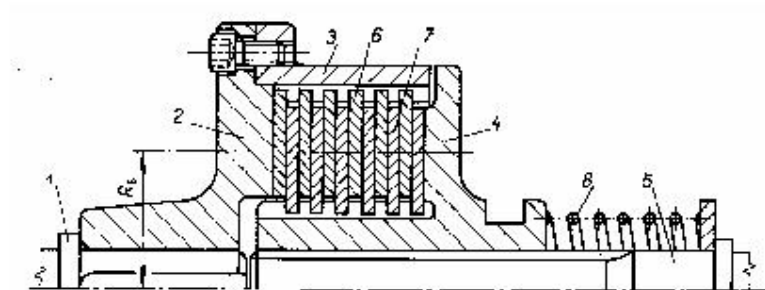


- 1 – hnací kotou
- 2 – hnaný kotou
- 3 – pouzdro
- 4 – střížný kolík

Obr.19 Kolíková spojka

4.3 Pojistné těcí prokluzování spojky

Pojistné těcí spojky se zapínají za klidu. Přítlačnou silou vyvozují zpravidla pružiny, jejichž působení je možno regulovat, a tak měnit požadovaný točivý moment.



- 1 – hnací hřídel
- 2 – kotou
- 3 – buben
- 4 – kotou
- 5 – hnaný hřídel
- 6 – vnější lamely
- 7 – vnitřní lamely
- 8 – pružiny

Obr.20 Pojistná těcí spojka

II. PRAKTICKÁ ÁST

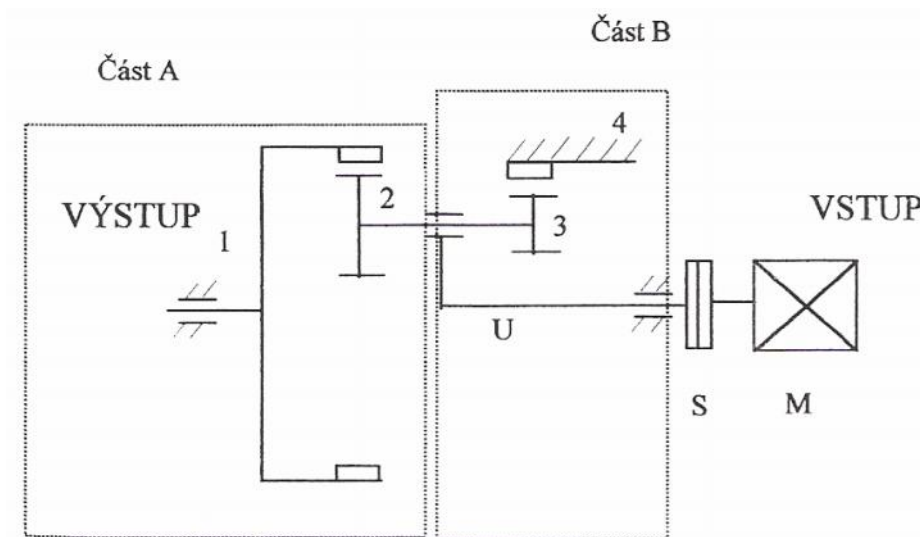
5 VÝPOČET A NÁVRH ZABEZPEČOVACÍHO POHONU S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU

5.1 Zadání

Cílem bakalářské práce je navrhnout zabezpečovací pohon s planetovou převodovkou:

Výkon $P = 5 \text{ kW}$
 Převodový poměr $i = 100$
 Otáčky (výstupní) $n = 28 \text{ ot/s}$

5.2 Schéma



1..... korunové kolo

2,3..... dvojité satelity

4..... korunové kolo pevné

M..... motor

S..... spojka

U..... unáše

5.3 Výpočet převodovky

Pohonnou jednotku volím motor **Sg 132M-4**, 4 – pólový, 1 450 ot/min, jmen. výkon 7,5 kW.

5.3.1 Výpočet počtu zubů a účinnost

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

Volím:

$$z_1 = 105; \text{ pak } z_2 = 20$$

$z_3 = 20$, pak z obr.12c plyne vztah:

$$z_4 = \frac{i \cdot z_1 \cdot z_3 - z_1 \cdot z_3}{i \cdot z_2} = \frac{100 \cdot 105 \cdot 20 - 105 \cdot 20}{100 \cdot 20} = 105 \quad [1]$$

Podle obr.12c volím $\psi = 0,02$

$$\eta_{1,4} = \frac{1}{1 + |1 - i_{1,4}| \psi} = \frac{1}{1 + |1 - 100| \cdot 0,02} = 0,336$$

Ze schéma plyne základní rovnice pro převodový poměr. Rovnice platí v tomto případě, když je vstup na unášce i. Tento případ je u vybraného typu planetového převodu nejastější.

5.3.2 Točivé momenty na hnacím a hnaném hřídeli $p_i = z = 1$

$$P = 5 \text{ kW} = 5\,000 \text{ W}; \quad n = 1\,450 \text{ min}^{-1} = 24,16 \text{ s}^{-1}$$

$$Mk_4 = 159,2 \cdot \frac{P}{n} = 159,2 \cdot \frac{5000}{24,16} = 33966 \text{ Nmm} \quad [1]$$

$$Mk_1 = Mk_4 \cdot i \cdot \eta = 33966 \cdot 100 \cdot 0,97 = 3294700 \text{ Nmm}$$

Pevod po třech na maximálně dosažitelný kroučící moment $Mk_1 = 3\,294\,700 \text{ Nmm}$.

5.3.3 Propočet výstupní části A

Výpočet dle SN 01 4686

Materiál pastorek: 12 050, zušlecht no na $\sigma_{pt1} = 700 \text{ MPa}$, povrch kalený na HRC = 48

Materiál kolo: 42 2660, zušlecht no na $\sigma_{pt2} = 610 \text{ MPa}$, povrch kalený na HRC = 45

Pro použitý materiál jsou z [1] voleny koeficienty:

$$k_1 = 1,6; \quad k_2 = 2; \quad Y_{F1} = 2,7; \quad Y_{F2} = 2,2$$

Meze únavové pevnosti v ohybu:

$$\sigma_{N1} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{N2} = 0,6 \cdot \sigma_{pt2} = 0,6 \cdot 610 = 366 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu:

$$\text{Kolo:} \quad k_1 = c \cdot k_1 = 0,85 \cdot 1,6 = 1,36$$

$$\text{Pastorek:} \quad k_2 = c \cdot k_2 = 0,85 \cdot 2 = 1,7$$

P edb žn volím $S_{Fmin} = 2,0$; $Y_R = 0,9$; $Y_M = 1,0$ (pro pastorek i kolo)

Dovolené namáhání v ohybu:

$$\text{Kolo: } \sigma_{FD1} = \frac{\sigma_{CN1} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{F \min} \cdot k_{\beta 1}} = \frac{420 \cdot 0,9 \cdot 1}{2,1 \cdot 1,36} = 139 \text{ MPa}$$

$$\text{Pastorek: } \sigma_{FD2} = \frac{\sigma_{CN2} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{F \min} \cdot k_{\beta 2}} = \frac{366 \cdot 0,9 \cdot 1}{2,1 \cdot 1,7} = 97 \text{ MPa}$$

Poměrné hodnoty:

$$\text{Kolo: } \frac{\sigma_{FD1}}{Y_{F1}} = \frac{139}{2,7} = 51,5 \text{ MPa}$$

$$\text{Pastorek: } \frac{\sigma_{FD2}}{Y_{F2}} = \frac{97}{2,2} = 44,1 \text{ MPa}$$

Jelikož poměrná hodnota u pastorku je menší než u kola, je zapotřebí se přivýšit na pastorek.

5.3.4 Výpočet modulu, hlavních rozměrů soukolí a pevnostní výpočet části A

$$m_{1,2} = \sqrt[3]{\frac{2K_F \cdot 1/3Mk_1}{\sigma_{FD2} \cdot \psi_m \cdot z_2}} = \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 5 \cdot (1/3 \cdot 3294700)}{97 \cdot 20 \cdot 20}} = 3,4 \quad \text{dle SN 01 4608 volím } m_{1,2} = 3,5$$

Z toho plynou základní rozměry soukolí A:

Pro měřicí kružnice:

$$D_1 = z_1 \cdot m = 105 \cdot 3,5 = 367,5 \text{ mm}$$

$$D_2 = z_2 \cdot m = 20 \cdot 3,5 = 70 \text{ mm}$$

Pro měřicí hlavové kružnice:

$$D_{a1} = D_1 - 2 \cdot h_a = 367,5 - 2 \cdot 3,5 = 360,5 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_a = 70 + 2 \cdot 3,5 = 77 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{p1} = (z_1 + 2,5) \cdot m = (105 + 2,5) \cdot 3,5 = 376,25 \text{ mm}$$

$$D_{p2} = (z_2 + 2,5) \cdot m = (20 - 2,5) \cdot 3,5 = 61,25 \text{ mm}$$

Roztež:

$$t = z \cdot m = 3,14 \cdot 3,5 = 11 \text{ mm}$$

TLoušť zubu:

$$s_f = \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{3,14 \cdot 3,5}{2} = 5,5 \text{ mm}$$

Šířka zubu:

$$b_w = z \cdot m = 20 \cdot 3,5 = 70 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m = 3,5 \text{ mm}$$

Vzdálenost os:

$$a = \frac{D_1 - D_2}{2} = \frac{367,5 - 70}{2} = 148,75 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_p = h_a + v_h = 3,5 + 0,25 \cdot 3,5 = 4,4 \text{ mm}$$

Kontrola na ohyb dle SN 01 4686:

Výpočetové nominální napětí F a kritické napětí F_{krit} :

$$F_{t1} = \frac{Mk_1 \cdot 2}{D_1 \cdot 3} = \frac{3294700 \cdot 2}{367,5 \cdot 3} = 5976,8 \text{ N}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{K_F \cdot F_t \cdot Y_{F1}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 5976,8 \cdot 2,7}{70 \cdot 3,5} = 98,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_t \cdot Y_{F2}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 5976,8 \cdot 2,2}{70 \cdot 3,5} = 80,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F1krit} = \frac{\sigma_{CN1} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta 1}} = \frac{420 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,36} = 278 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2krit} = \frac{\sigma_{CN2} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta 2}} = \frac{366 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,7} = 193,8 \text{ MPa}$$

Sou initel bezpe nosti na ohyb:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{F1krit}}{\sigma_{F1}} = \frac{278}{98,8} = 2,8$$

Vyhovuje

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{F2krit}}{\sigma_{F2}} = \frac{193,8}{80,5} = 2,4$$

Kontrola na dotyk dle SN 01 4686:

Hodnota tlaku v ozubení:

$Z_M = 275$ sou initel mat. z [1]; $Z_H = 1,59$ sou initel tvaru zub

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (i+1)}{b_w \cdot D_2 \cdot i}} = 275 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,6 \cdot 5976,8 \cdot (10+1)}{70 \cdot 70 \cdot 10}} = 641 MPa$$

Mez únavy v dotyku [1]:

$$\sigma_C = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 MPa$$

Kritické nap tí v dotyku:

$$\sigma_{Hkrit} = \sigma_C \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_V = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = 917 MPa$$

Bezpe nost v dotyku:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hkrit}}{\sigma_H} = \frac{917}{641} = 1,43 \quad \text{Vyhovuje}$$

5.3.5 Propojetí stědnicí části B

Volím stejné materiály jako v části A, proto jsou výpočty stejné až na výpočet modulu.

5.3.6 Výpočet modulu, hlavních rozměrů soukolí a pevnostní výpočet části B

$$m_{3,4} = \sqrt[3]{\frac{2K_F \cdot 1/3Mk_3}{\sigma_{FD2} \Psi_m \cdot z_3}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot (1/3 \cdot 3294700)}{97 \cdot 20 \cdot 20}} = 3,4 \quad \text{dle SN 01 4608 volím } m_{3,4} = 3,5$$

Z toho plynou základní rozměry soukolí B:

Pro m r roztečné kružnice:

$$D_3 = z_1 \cdot m = 20 \cdot 3,5 = 70 \text{ mm}$$

$$D_4 = z_2 \cdot m = 105 \cdot 3,5 = 367,5 \text{ mm}$$

Pro m r hlavové kružnice:

$$D_{a3} = D_3 - 2 \cdot h_a = 70 + 2 \cdot 3,5 = 77 \text{ mm}$$

$$D_{a4} = D_4 + 2 \cdot h_a = 367,5 - 2 \cdot 3,5 = 360,5 \text{ mm}$$

Pro m r patní kružnice:

$$D_{p3} = (z_3 + 2,5) \cdot m = (20 - 2,5) \cdot 3,5 = 61,25 \text{ mm}$$

$$D_{p4} = (z_4 + 2,5) \cdot m = (105 + 2,5) \cdot 3,5 = 376,25 \text{ mm}$$

Rozte :

$$t = 3,14 \cdot m = 3,14 \cdot 3,5 = 11 \text{ mm}$$

Tloušť ka zubu:

$$s_f = \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{3,14 \cdot 3,5}{2} = 5,5 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m = 3,5 \text{ mm}$$

Vzdálenost os:

$$a = \frac{D_4 - D_3}{2} = \frac{367,5 - 70}{2} = 148,75 \text{ mm}$$

Šířka zubu:

$$b_w = m \cdot z = 20 \cdot 3,5 = 70 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_p = h_a + v_h = 3,5 + 0,25 \cdot 3,5 = 4,4 \text{ mm}$$

Kontrola na ohyb dle SN 01 4686:

Výpočetové nominální napětí F a kritické napětí F_{krit} :

Hodnoty z [1]:

$$k_1 = 1,6 ; k_2 = 2 ; Y_{F1} = 2,7 ; Y_{F2} = 2,2$$

$$F_{t3} = \frac{Mk_3 \cdot z}{D_4 \cdot 3} = \frac{3294700,2}{367,5 \cdot 3} = 5976,8 \text{ N}$$

$$\sigma_{F3} = \frac{K_F \cdot F_{t3} \cdot Y_{F3}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 5976,8 \cdot 2,7}{70 \cdot 3,5} = 98,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = \frac{K_F \cdot F_{t4} \cdot Y_{F4}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 5976,8 \cdot 2,2}{70 \cdot 3,5} = 80,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F3krit} = \frac{\sigma_{CN3} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta 3}} = \frac{420 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,36} = 278 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4krit} = \frac{\sigma_{CN4} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta 4}} = \frac{366 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,7} = 193,8 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb:

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{F3krit}}{\sigma_{F3}} = \frac{278}{98,8} = 2,8$$

Vyhovuje

$$S_{F4} = \frac{\sigma_{F4krit}}{\sigma_{F4}} = \frac{193,8}{80,5} = 2,4$$

Kontrola na dotyk dle SN 01 4686:

Hodnota tlaku v ozubení:

$Z_M = 275$... souinitel mat. z [1]; $Z_H = 1,59$... souinitel tvaru zub

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (i+1)}{b_w \cdot D_2 \cdot i}} = 275 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,6 \cdot 5976,8 \cdot (10+1)}{70 \cdot 70 \cdot 10}} = 641 \text{ MPa}$$

Mez únavy v dotyku [1]:

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

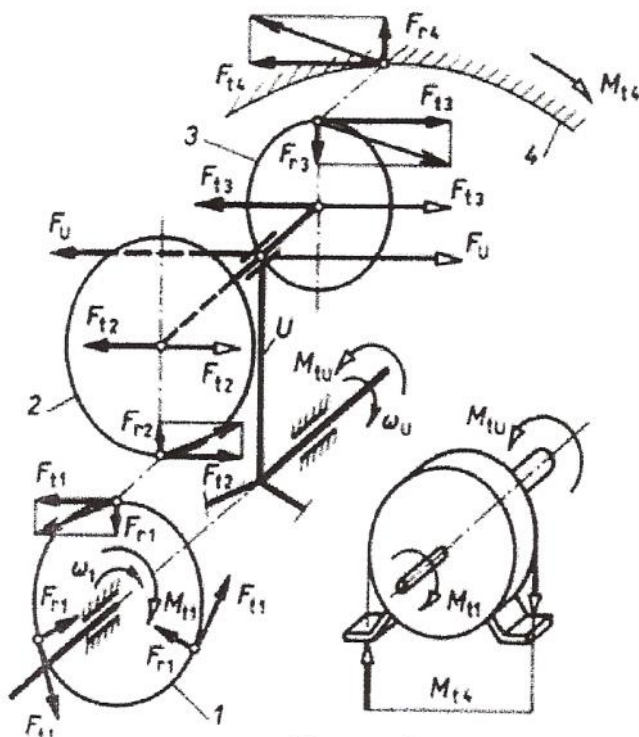
Kritické napětí v dotyku:

$$\sigma_{Hkrit} = \sigma_C \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_V = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = 917 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v dotyku:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hkrit}}{\sigma_H} = \frac{917}{641} = 1,43 \quad \text{Vyhovuje}$$

5.3.7 Silové poměry



Obr. 21 Silové poměry

Z obr.21 plyne:

$$F_{t1} = \frac{M_{t1}}{a_k \cdot \frac{D_1}{2}} = \frac{3294700}{3 \cdot \frac{367,5}{2}} = 5976,8 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 5976,8 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2175,4 \text{ N}$$

$$F_{N1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{5976,8}{\cos 20^\circ} = 6360,4 \text{ N}$$

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

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

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

$$F_{i2} \cdot \frac{D_2}{2} = F_{i3} \cdot \frac{D_3}{2} \Rightarrow F_{i3} = \frac{F_{i2} \cdot \frac{D_2}{2}}{\frac{D_3}{2}} = \frac{5976,8 \cdot \frac{70}{2}}{\frac{70}{2}} = 5976,8N$$

$$F_{r3} = F_{i3} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 5976,8 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2175,4N$$

$$F_{N3} = \frac{F_{i3}}{\cos \alpha} = \frac{5976,8}{\cos 20^\circ} = 6360,4N$$

5.3.8 Výpočet hřídele I

Materiál hřídele volím 11 600, $\tau_{DK} = 80 \text{ MPa}$, $\sigma_{D0} = 150 \text{ MPa}$

$$\tau_{DK} = \frac{Mk}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} \Rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_1}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3294700}{\pi \cdot 80}} = 59,4mm$$

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

$$F_{e1} = 1.1 \cdot F_{r1} \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 1.1 \cdot 2175,4 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 2633N$$

$$C_n = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \cdot F_{e1} = \sqrt[3]{\frac{25000}{500}} \cdot 2633 = 9700N$$

Volím 2x LOŽISKO 6016 SN 02 4630

5.3.9 Výpočet hřídele II

Materiál hřídele volím 11 600, $\tau_{DK} = 80 \text{ MPa}$, $\sigma_{D0} = 150 \text{ MPa}$

$$\tau_{DK} = \frac{Mk}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} \Rightarrow d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_2}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 329470}{\pi \cdot 80}} = 28,8mm$$

Z konstrukčního hlediska volím $d_2 = 40 \text{ mm}$ dle SN 01 4990

Základní trvanlivost ložiska:

$$\sum F_{iy} = 0 \Rightarrow -F_{t_2} - F_{t_3} + R_A = 0$$

$$R_A = F_{t_2} + F_{t_3} = 5976,8 + 5976,8 = 11953,6N$$

$$F_{e_2} = 1.1.R_A \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 1.1 \cdot 11953,6 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 13464N$$

$$C_n = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \cdot F_{e_2} = \sqrt[3]{\frac{25000}{500}} \cdot 13464 = 48286N$$

Volím 2x LOŽISKO NUP2210 SN 02 4670

Z konstrukčního hlediska volím osazení hřídele 15 mm k umístění ložisek.

5.3.10 Výpočet hřídele III

$$M_O = F_t \cdot l_3 = 5976,8 \cdot 60 = 358608Nmm$$

$$M_K = F_t \cdot \frac{D_3}{2} = 5976,8 \cdot \frac{70}{2} = 209188Nmm$$

$$M_{red} = \sqrt{M_O^2 + M_K^2} = \sqrt{358608^2 + 209188^2} = 415161Nmm$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_O}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 415161}{\pi \cdot 150}} = 30,4mm$$

Z konstrukčních důvodů volím $d_3 = 40 \text{ mm}$ dle SN 01 4990

$$\sum F_{iy} = 0 \Rightarrow R_B = R_A = 11953,6N$$

$$F_{e_3} = 1.1.R_B \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 1.1 \cdot 11953,6 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 13464N$$

$$C_n = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \cdot F_{e_3} = \sqrt[3]{\frac{25000}{500}} \cdot 13464 = 48286N$$

Volím 2x LOŽISKO NUP2208 SN 02 4670

5.4 Doplnující geometrické podmínky

5.4.1 Podmínka stejných osových vzdáleností

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

$$148,75 \text{ mm} = 148,75 \text{ mm} \quad \text{Podmínka je splněna.}$$

5.4.2 Podmínka smontovatelnosti

$$z_1 = k \cdot a_k \quad z_4 = q \cdot a_k, \quad \text{kde } k, q \text{ jsou celá čísla. Potom:}$$

$$k = \frac{z_1}{a_k} = \frac{105}{3} = 35$$

$$q = \frac{z_4}{a_k} = \frac{105}{3} = 35 \quad \text{Podmínka je splněna.}$$

5.4.3 Podmínka vlnění mezi satelity

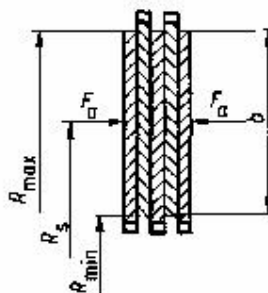
$$\vartheta = \frac{360^\circ}{a_k} \geq \vartheta_{\min}$$

úhel ϑ_{\min} se určí ze vztahu:

$$\sin \frac{\vartheta_{\min}}{2} = \frac{\frac{D_2}{2} + 0,5 \cdot \vartheta_{\min}}{\frac{D_1}{2}} = \frac{35 + 0,5 \cdot 1,5}{183,75} = 0,1945 \Rightarrow \vartheta_{\min} = 22^\circ 28'$$

$$\vartheta = \frac{360^\circ}{a_k} \geq \vartheta_{\min} \approx \frac{360^\circ}{3} \geq 22^\circ 28' \quad \text{Podmínka je splněna.}$$

5.5 Výpočet pojistné tloučkové spojky



Obr. 22 Lamely

$$R_{\min} \approx 2 \cdot d_1 = 2 \cdot 60 = 120 \text{ mm}$$

$$R_{\max} \approx 1,3 \cdot R_{\min} = 1,3 \cdot 120 = 156 \text{ mm}$$

$$R_s = \frac{R_{\min} + R_{\max}}{2} = \frac{120 + 156}{2} = 138 \text{ mm}$$

Obvodová síla F na poloměru R_s

$$F = \frac{M_{k1}}{R_s} = \frac{3294700}{138} = 23875 \text{ N}$$

Dovolená přítlaková síla F_a

$$A = 2 \cdot \pi \cdot R_s \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot 138 \cdot 40 = 34666 \text{ mm}^2$$

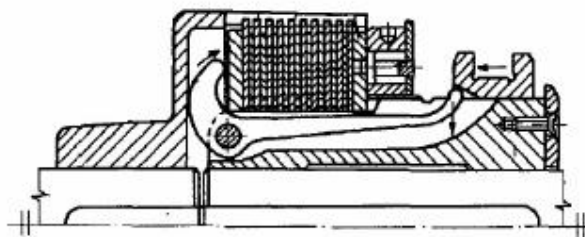
$$F_a = A \cdot p_D = 34666 \cdot 0,8 = 27732 \text{ N}$$

Počet lamel

$$i = \frac{F}{\mu \cdot F_a} = \frac{23875}{0,12 \cdot 27732} = 7,17 \Rightarrow i = 8$$

Přesný výpočet přítlákové síly F_a

$$F_a = \frac{F}{\mu \cdot i} = \frac{23875}{0,12 \cdot 8} = 24870 \text{ N}$$



Obr. 23 Mechanicky ovládaná lamelová spojka

ZÁV R

Ve své bakalářské práci jsem se zabýval návrhem a konstrukcí zabezpečovacího pohonu s planetovou převodovkou. Podrobněji jsem se zaměřil na problematiku planetové převodovky. Tyto pohony jsou díky svým vlastnostem nejrozšířenější zejména v automatizační technice.

Jako pohonnou jednotku jsem zvolil motor Sg 132M-4, pojištění stroje proti přetížení zabezpečuje pojistná spojka. Druh planetové převodovky jsem volil dle obrázku 12 podle daného převodového poměru. Jsou použity 3 satelity, které konají planetové pohyby. Satelity jsou vedeny vně a zabírají na jedné straně s nehybným vnějším a na druhé straně s hnaným kolem. Vnější hnané kolo má vnitřní ozubení. Oba konce hřídel vystupující z převodovky jsou normalizovány.

Pro správnou funkci převodovky jsou stanoveny rozměry a parametry ozubených kol. Od nich se odvíjejí rozměry dalších souvisejících součástí. Všechny součásti jsou navrženy tak, aby spolehlivě snášely zatížení a vyhovovaly konstrukčním a technologickým požadavkům.

Výpočty, výsledky a parametry navržené převodovky jsou uvedeny ve výkresové dokumentaci, která je součástí přílohy a v elektronické podobě na CD.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Bolek, A., Kochman, J.: Části stroj 2.svazek, 5.vydání. Praha, SNTL 1990
- [2] Kříž, R.: Stavba a provoz stroj II, 1.vydání. Praha, SNTL 1978
- [3] Bolek, A.: Části stroj II, 1.vydání. Praha, Nakladatelství československé akademie věd 1963
- [4] Janík, V.: Výroba ozubení, 1.vydání. Praha, SNTL 1964
- [5] Němec, A.: Části stroj II – Přehledy, dotisk. Praha, SNTL
- [6] Černoš, S.: Strojnická příručka, 13.vydání. Praha, SNTL 1968
- [7] Bolek, A., Kochman, J.: Části stroj 1.svazek, 5.vydání. Praha 1, SNTL 1989
- [8] Fröhlich, J.: Valivá ložiska, 3.vydání. Praha, SNTL 1980
- [9] Mašek, A., Němec A.: Spojky, Bratislava 1963
- [10] Leinveber, J., Čáslava, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky, 3.vydání. Praha, Scientia 1999

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Význam	Jednotka
M_k	Kroutící moment	Nm
	Mechanická úinnost	
i	Pevodový poměr	
i_1, i_2	Úhlová rychlost (pastorku, kola)	m.rad^{-1}
D	Průměr roztečné kružnice	mm
D_a	Průměr hlavové kružnice	mm
D_p	Průměr patní kružnice	mm
b_w	Šířka zubu	mm
v	Obvodová rychlost	m.s^{-1}
m	Modul	mm
t	Rozteč	mm
z	Počet zubů	
s_f	Tloušťka zubu	mm
s_m	Šířka zubové mezery	mm
v_h	Hlavová vlna	mm
a_k	Počet satelitů	
h_a	Výška hlavy zubu	mm
h_p	Výška paty zubu	mm
ϑ	Úhel mezi satelity	$^\circ$
ϑ_{\min}	Minimální úhel mezi satelity	$^\circ$
P	výkon	W
n	Otáčky	min^{-1}
F_t	Tečná složka síly záběru	N
F_r	Radiální složka síly záběru	N
F_N	Normálová složka síly záběru	N
	Úhel záběru	$^\circ$
σ_{pt}	Namáhání v tahu	MPa
σ_{FD}	Dovolené namáhání v ohybu	MPa

k	Sou initel vrubu	
c	Sou initel citlivosti materiálu na vruby	
Y_R	Sou initel jakosti povrchu	
Y_M	Sou initel velikosti	
σ_{CN}	Mez dlouhodobé únavové pevnosti	MPa
S_{Fmin}	Minimální sou initel bezpe nosti	
Y_F	Sou initel tvaru zubu	
m	Pom rná ší ka v nce	
K_F	Sou initel zatížení	
	Konstanta	3,14
a	Vzdálenost os	mm
F	Výpo tové nominální nap tí	MPa
F_{krit}	Kritické nap tí	MPa
S_F	Sou initel bezpe nosti na ohyb	
H	Hodnota tlaku v ozubení	MPa
C	Mez únavy v dotyku	MPa
H_{krit}	Kritické nap tí v dotyku	MPa
F_l	Síla na h ídeli od kroucího momentu	N
F_e	Dynamické ekvivalentní zatížení	N
C_n	Dynamické zatížení ložisek	N
L_h	Trvanlivost ložisek	hod
q, k	Libovolná celá ísla	
F	Obvodová síla	N
i	Po et lamel	
F_a	P ítla ná síla	N

SEZNAM OBRÁZK

Obr. 1	Smysl otáčení ozubených kol	10
Obr. 2	Základní popis ozubení	11
Obr. 3	Vnější ozubení	11
Obr. 4	Vnitřní ozubení	11
Obr. 5	Základní zákon ozubení	13
Obr. 6	Základní profil evolventního ozubení	15
Obr. 7	Konstrukce evolventy	16
Obr. 8	Kolo N	17
Obr. 9	Kolo + V	17
Obr. 10	Kolo – V	17
Obr. 11	Planetový mechanismus	20
Obr. 12	Základní druhy planetových převodů	21
Obr. 13	Schéma planetového převodu se třemi základními členy	23
Obr. 14	Minimální vlnění mezi satelity	25
Obr. 15	Princip odvalového obrázení vnějšího elního ozubení kotoučovým nožem	27
Obr. 16	Princip odvalového obrázení vnitřního elního ozubení kotoučovým nožem	27
Obr. 17	Kopírovací metoda	28
Obr. 18	Zubová spojka	30
Obr. 19	Kolíková spojka	31
Obr. 20	Pojistná třecí spojka	31
Obr. 21	Silové poměry	42
Obr. 22	Lamely	46
Obr. 23	Mechanicky ovládaná lamelová spojka	47

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Moduly elních ozubených kol podle SN 01 4608	15
---	----

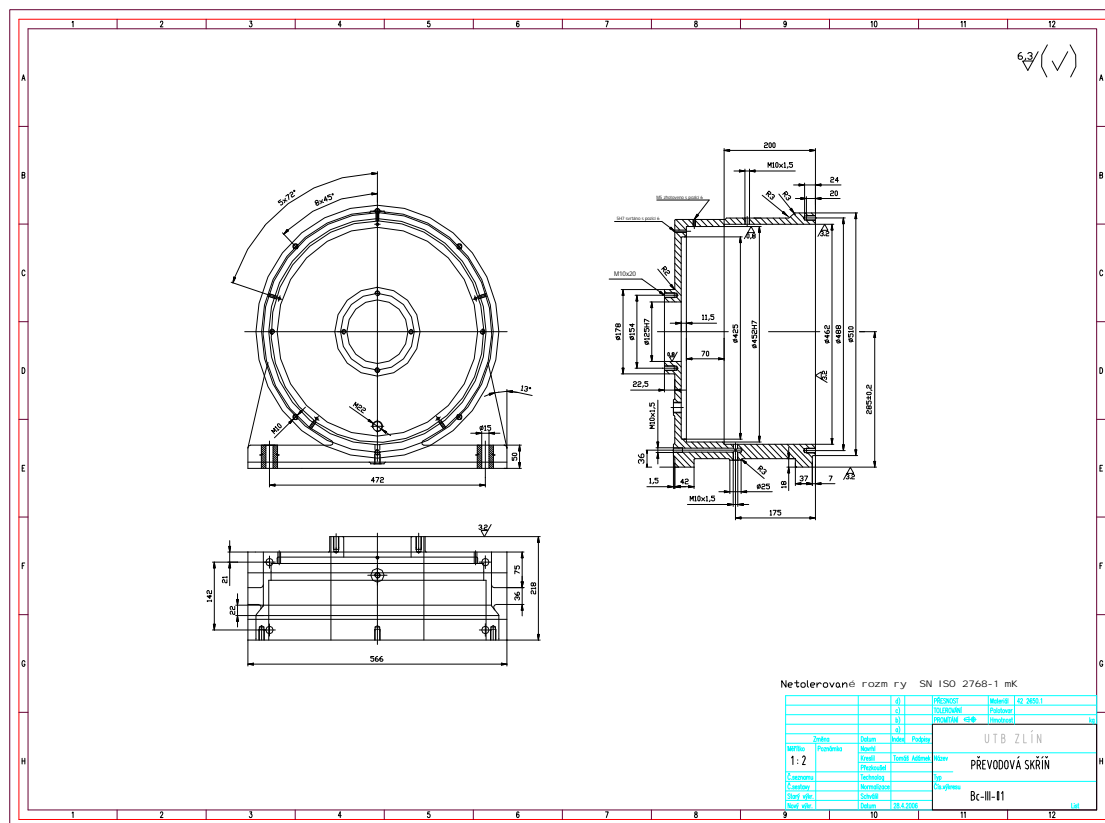
SEZNAM P ÍLOH

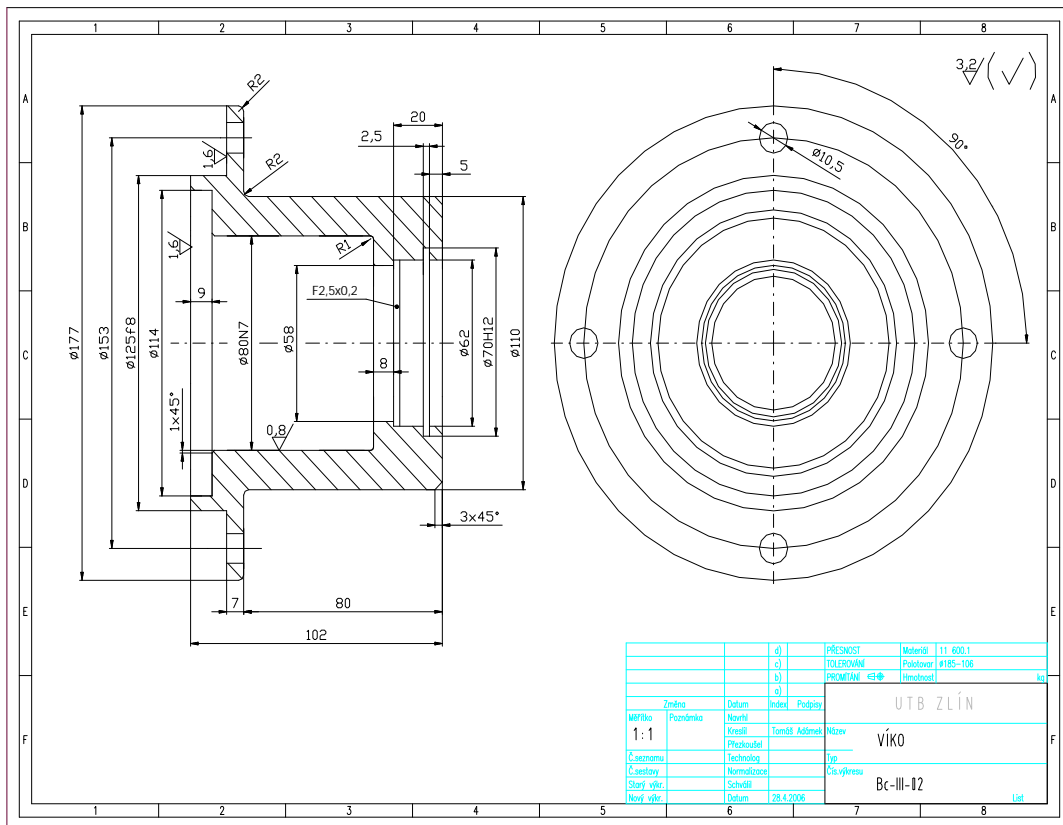
Výkresová dokumentace

(1)	Planetová p evodovka	Bc-III-00
(2)	P evodová sk í	Bc-III-01
(3)	Víko	Bc-III-02
(4)	Víko	Bc-III-03
(5)	Unáše	Bc-III-04
(6)	Kolo	Bc-III-05
(7)	Kolo	Bc-III-06
(8)	Pastorek	Bc-III-07
(9)	Pastorek (satelit)	Bc-III-08
(10)	H ídel	Bc-III-09
(11)	H ídel	Bc-III-10
(12)	H ídel	Bc-III-11
(13)	Rozp rný kroužek 1	Bc-III-12
(14)	Rozp rný kroužek 2	Bc-III-13
(15)	Rozp rný kroužek 3	Bc-III-14

Elektronická dokumentace

(1)	P iložené CD
-----	--------------





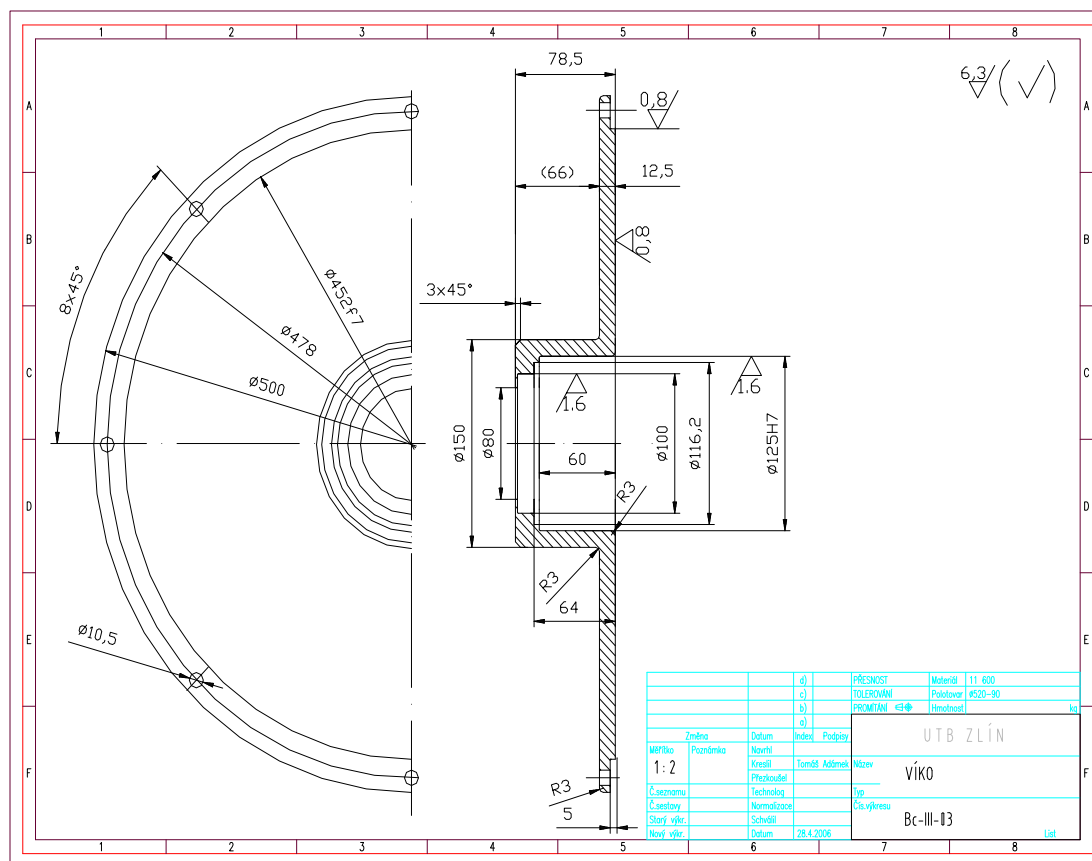
		a)	PRŮMĚR	Měrná síla	11 600.1
		b)	TOLEROVÁNÍ	Právník	#185-106
		c)	PRŮMĚRNÍ	ES	kn
		d)			
	Změna	Datum	Index	Podpis	
Mříčko	Poznámka	Návrh	Kresla	Tomáš	Adámek
1:1					
Číslo strany	Technická				
Číslo listu	Normalizace				
Starší výkř.	Schválil				
Novší výkř.	Datum	28.4.2006			

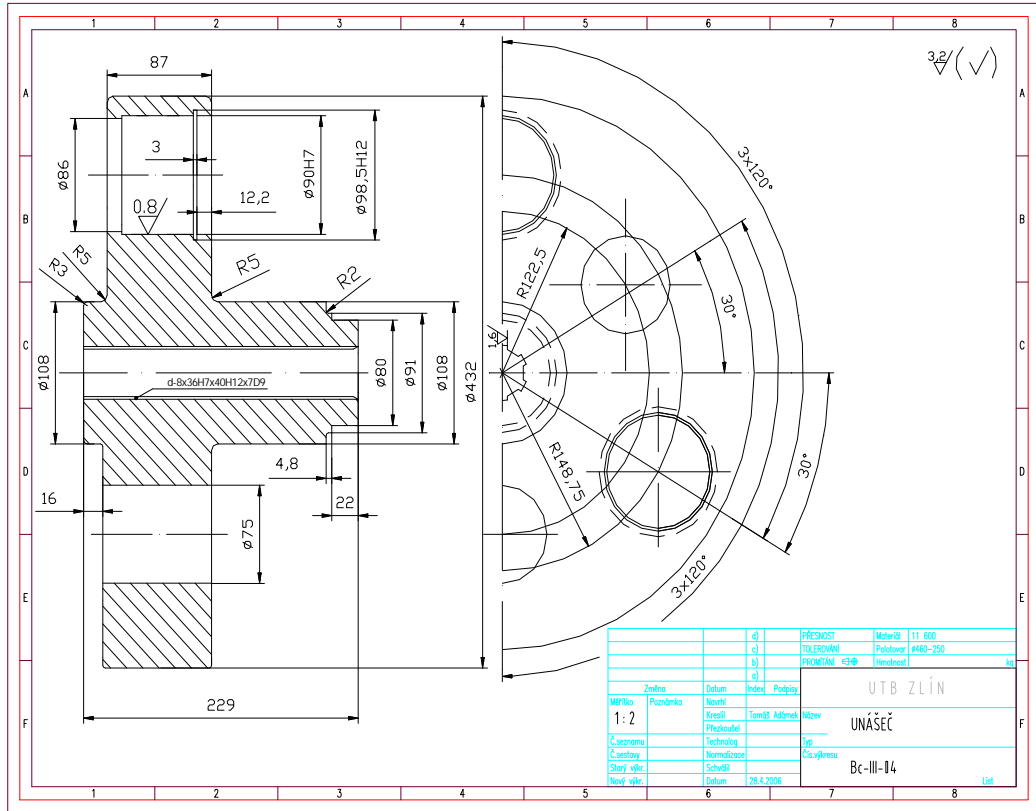
UTB ZLÍN

VÍKO

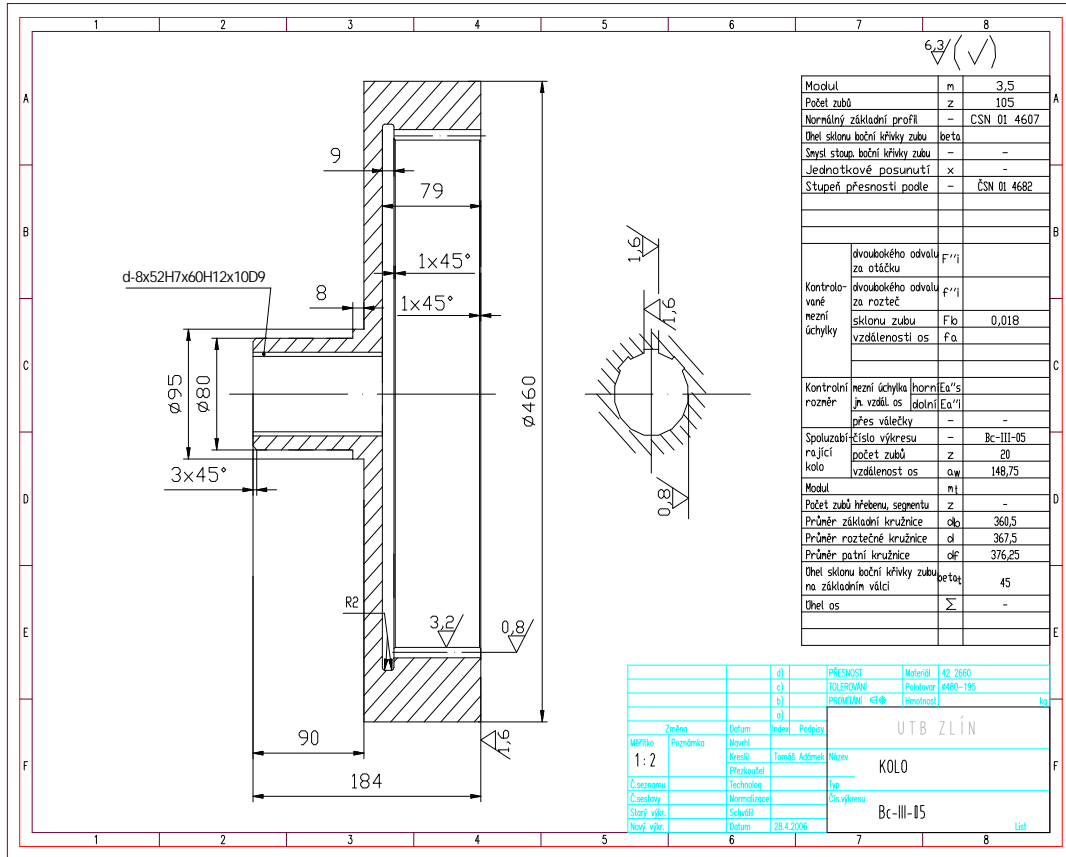
Bc-III-02

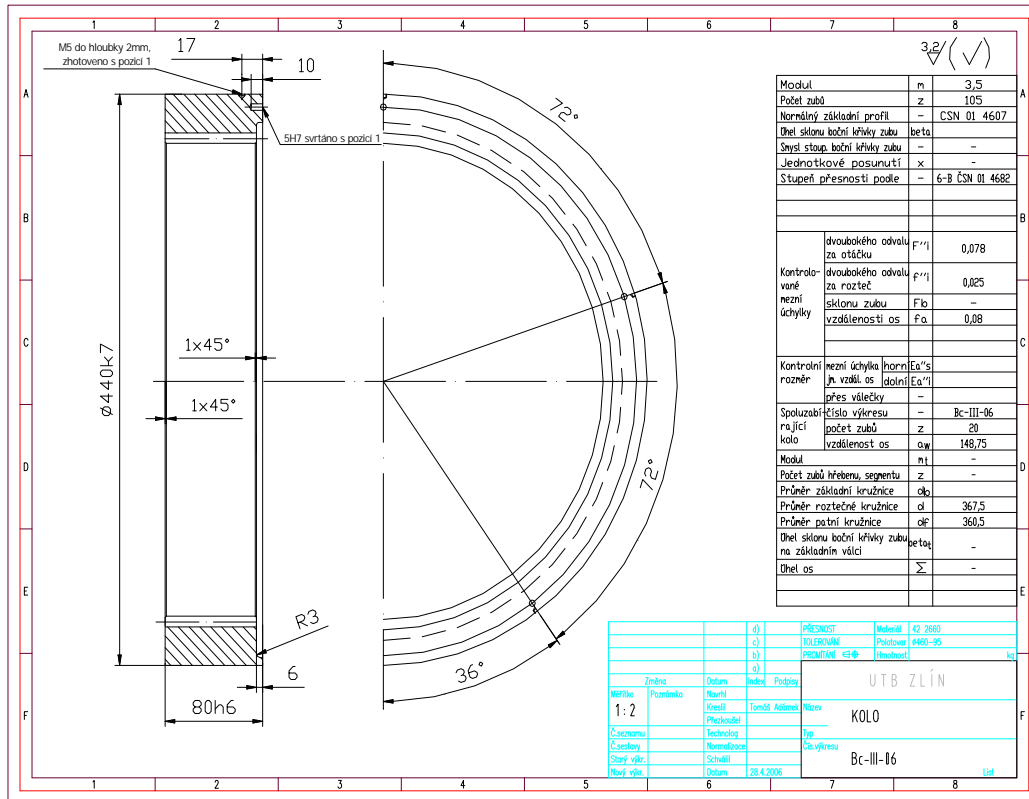
Lal

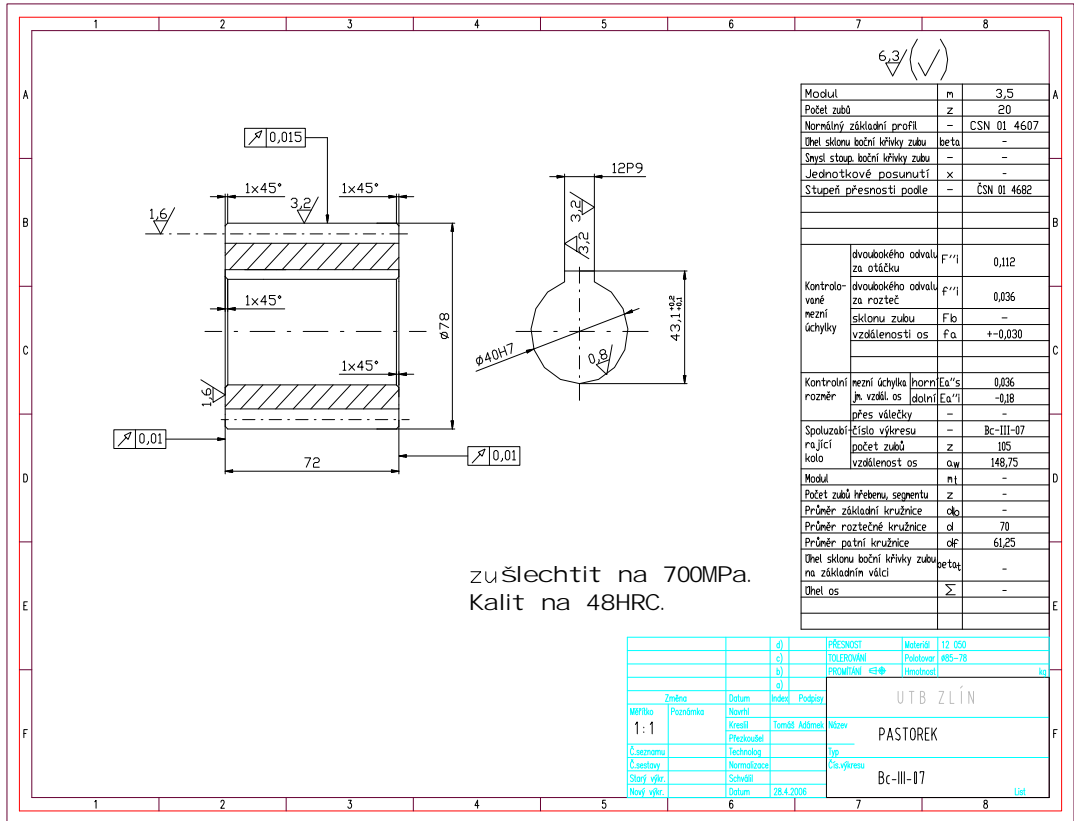




	a)	PŘESNOST	Materiál	11 600
	c)	TOLEROVÁNÍ	Prostkově	#460-250
	b)	PROSTVÁNÍ	#3-#	Hladkost
	a)		UTB ZLÍN	
Měřítko	Změna	Datum	Index	Podpis
1:2	Poznámka	Návrh	Tomáš Adámek	Název
		Kresil		UNÁŠEČ
		Překontrol		Typ
		Technolog		BC-III-14
		Normalizace		Číslo výkresu
		Schválil		
		Datum	28.4.2008	
		Nový výbr.		

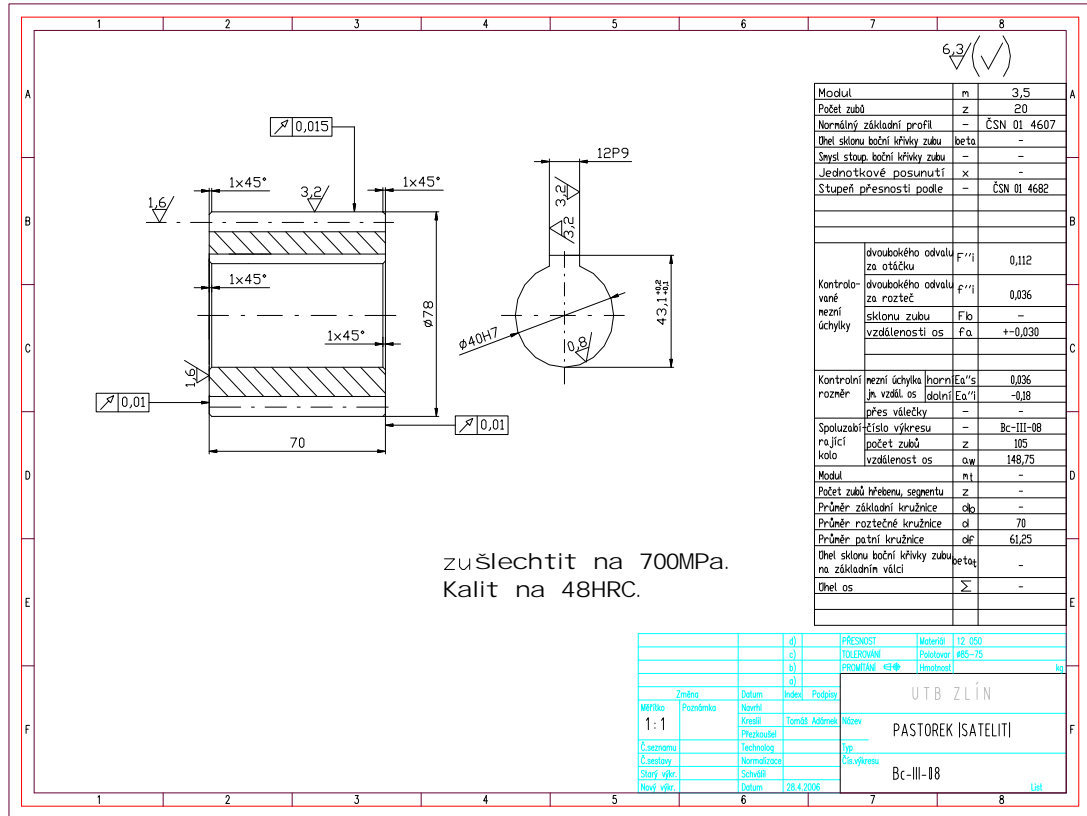






Modul	m	3,5	
Počet zubů	z	20	
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	-	
Smysl stopu boční křivky zubu	-	-	
Jednotkové posunutí	x	-	
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F _{r1}	0,112
	dvoubokého odvalu za rozteč	F _{r1}	0,036
	sklonu zubu	F _β	-
	vzdálenosti os	F _a	+0,030
Kontrolní rozměr	mezní úchytky horní	Ea ₁ s	0,036
	mezní úchytky dolní	Ea ₁ i	-0,18
	přes vátelky	-	-
Spoluzobírající kolo	číslo výkresu	-	Bc-III-07
	počet zubů	z	105
	vzdálenost os	a _w	148,75
Modul	m	-	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	d ₀	-	
Průměr roztečné kružnice	d	70	
Průměr patní kružnice	d _f	61,25	
Úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	beta ₀	-	
Úhel os	Σ	-	

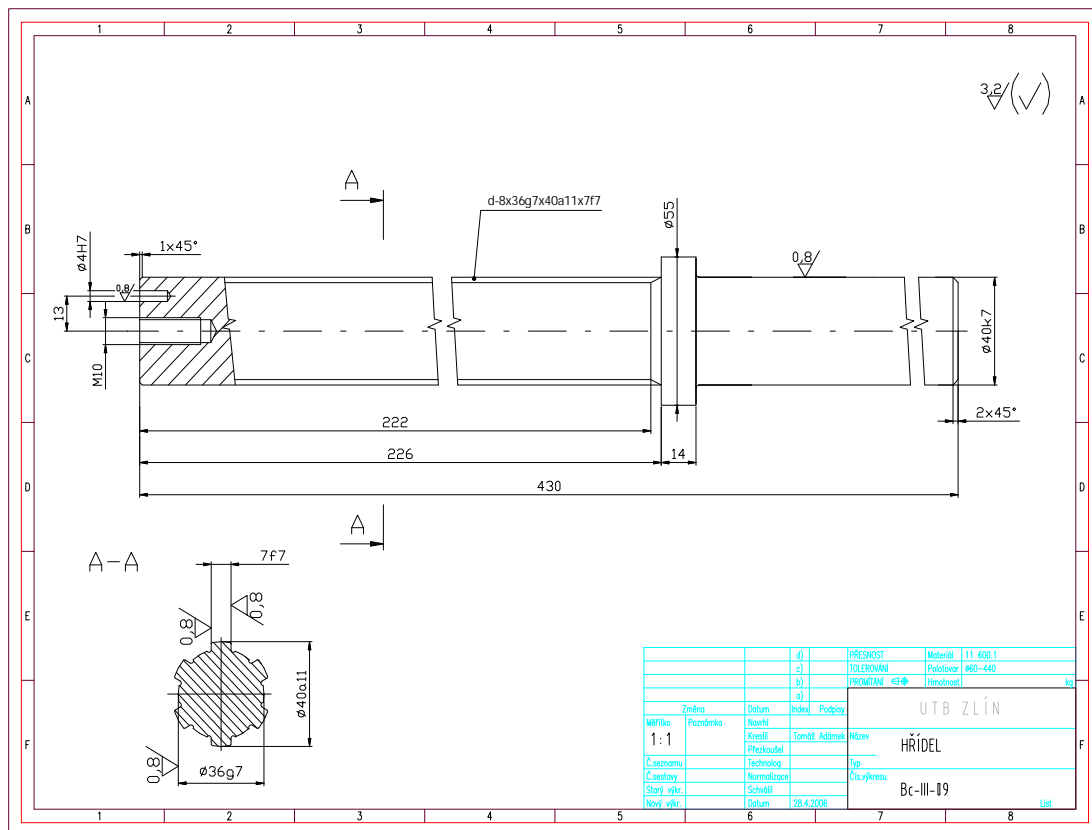
	d)	PŘESNOST	Materiál	12 050
	-j)	TOLEROVÁNÍ	Přístroj	85-78
	-k)	PROMĚNANÉ	Hmotnost	kg
	-l)			
Změna	Datum	Index	Podpis	UTB ZLÍN
Mřížka	Prozobinka	Nový		
1:1	Kresla	Tomáš Adámek	Název	PASTOREK
Číslo namu	Přizpůsobit		Typ	
Číslo výkr.	Normotřída		Číslo výkresu	Bc-III-07
Nový výkr.	Schválil			
	Datum	28.4.2006		Lst



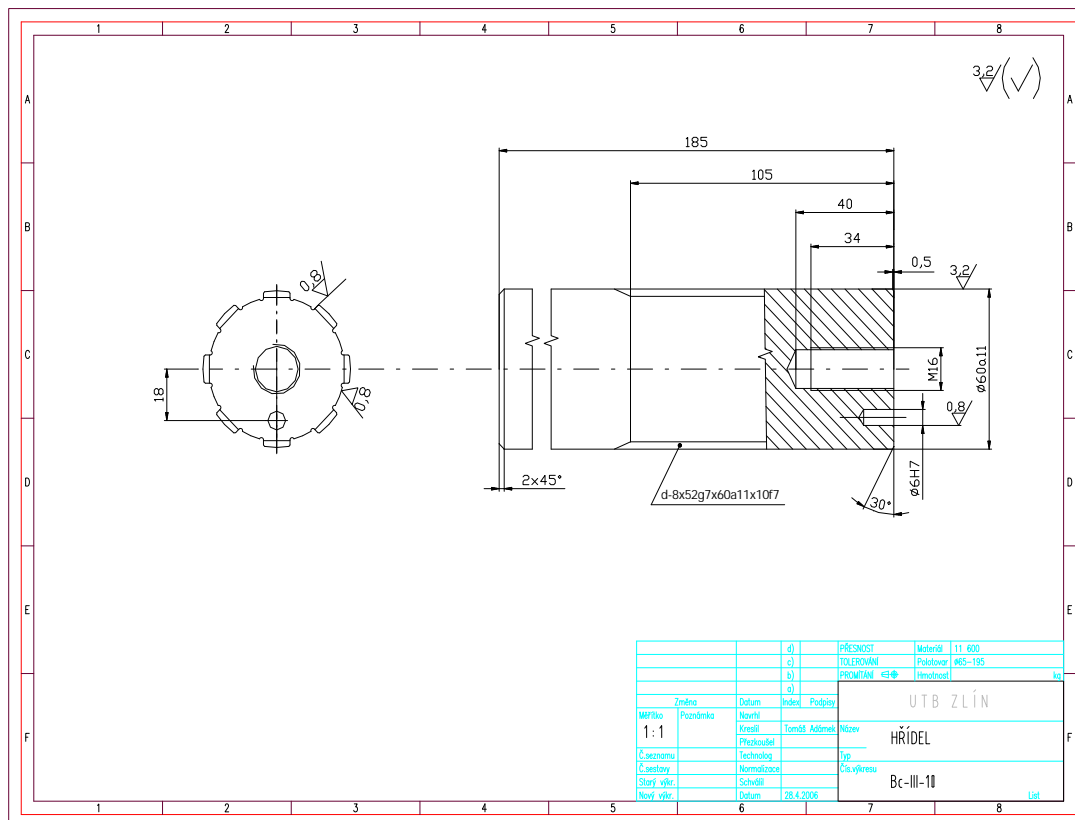
6,3/√(✓)

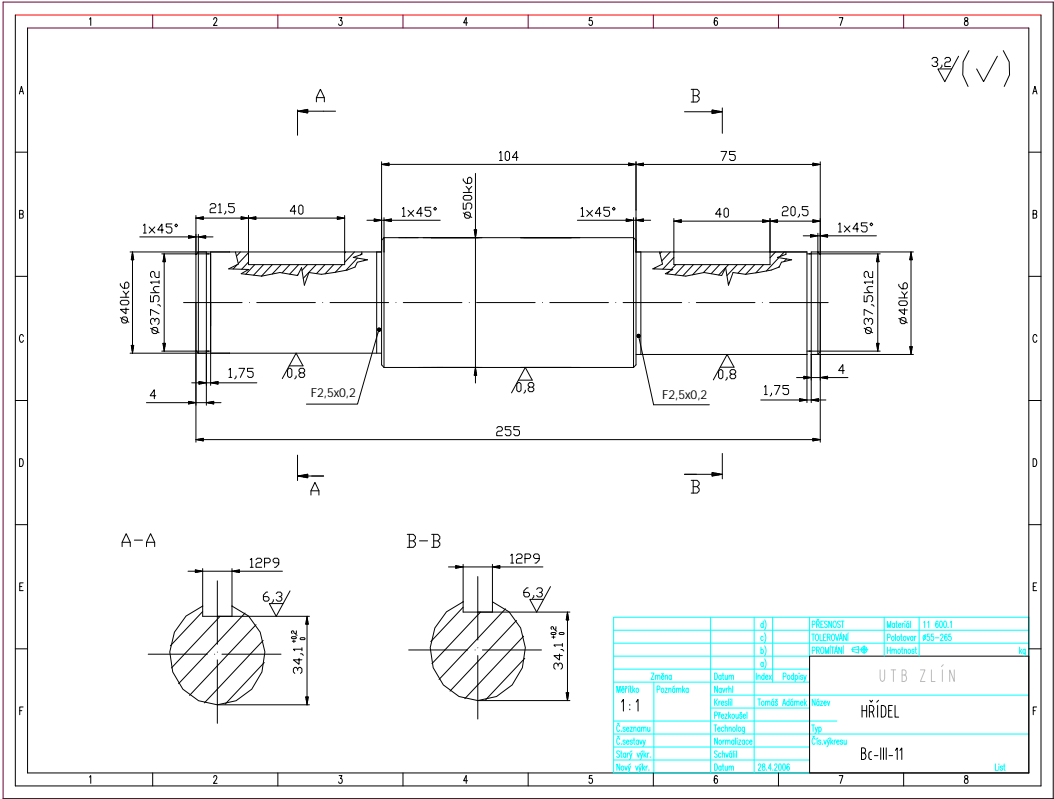
Modul	m	3,5
Počet zubů	z	20
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	-
Smysl stop. boční křivky zubu	-	-
Jednotkové posunutí	x	-
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682
Kontrolované nezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F _{ri1} 0,112
	dvoubokého odvalu za rozteč	F _{ri1} 0,036
	sklonu zubu	F _{lo} -
	vzdálenosti os	f _a +0,030
Kontrolní rozměr	nezní úchytky horní	Ea ⁺ s 0,036
	vn. vzáhl. os dolní	Ea ⁻ r _i -0,18
	přes vůlečky	-
Spoluzobírající kolo	číslo výkresu	Bc-III-08
	počet zubů	z 105
	vzdálenost os	a _w 148,75
Modul	m	-
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-
Průměr základní kružnice	d ₀	-
Průměr roztečné kružnice	d _i	70
Průměr patní kružnice	d _f	61,25
Úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	beta	-
Úhel os	Σ	-

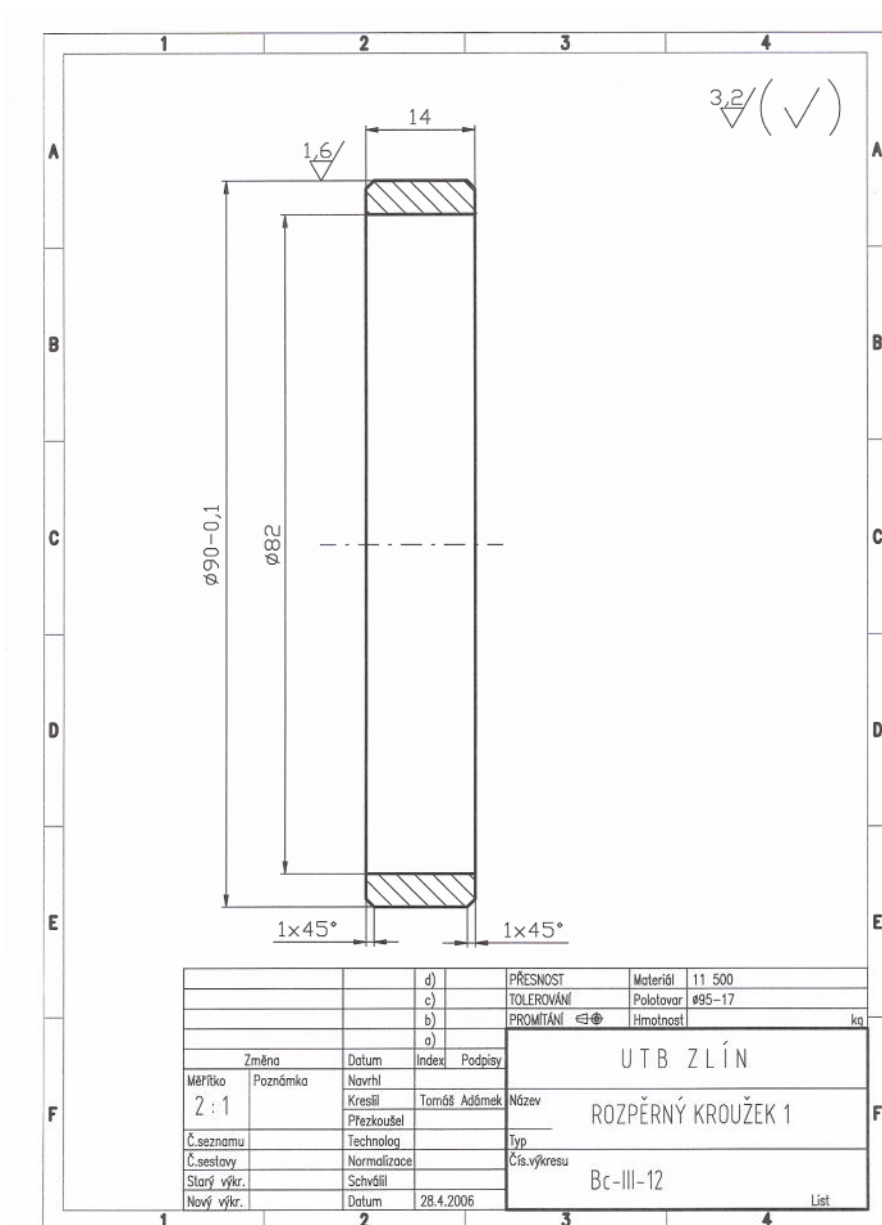
a)	PŘESNOST	Metodou	12 050
b)	TOLEROVÁNÍ	Poklady	45-75
c)	PROVĚŘENÍ	Hmotnost	kg
UTB ZLÍN			
Mřížka	Změna	Datum	Podpis
1:1	Pozámka	Návrh	
C. sestavy		Kreslil	Tomáš Adámek
Starý výkř.		Přechodník	Název
Nový výkř.		Technolog	PASTOREK (SATELIT)
		Normalizace	Typ
		Schválil	Číslo výkresu
		Datum	Bc-III-08
			1/1

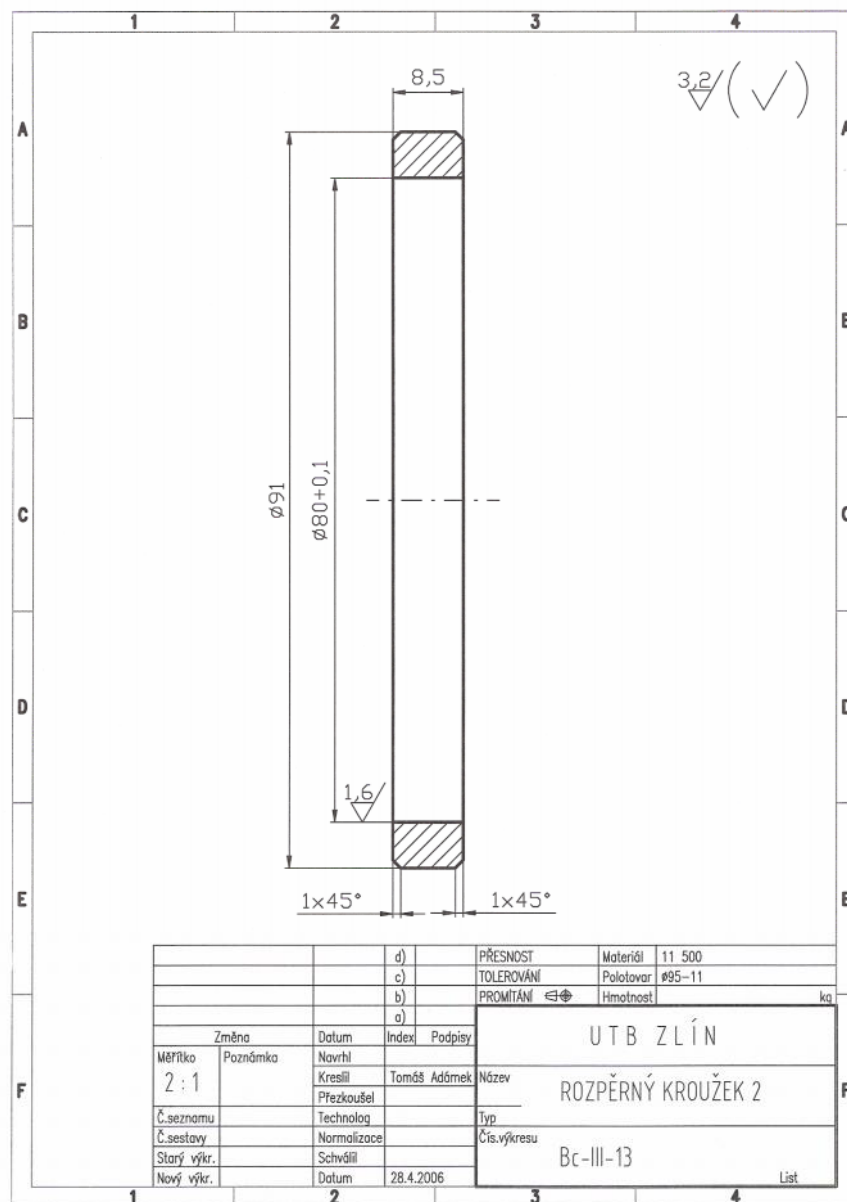


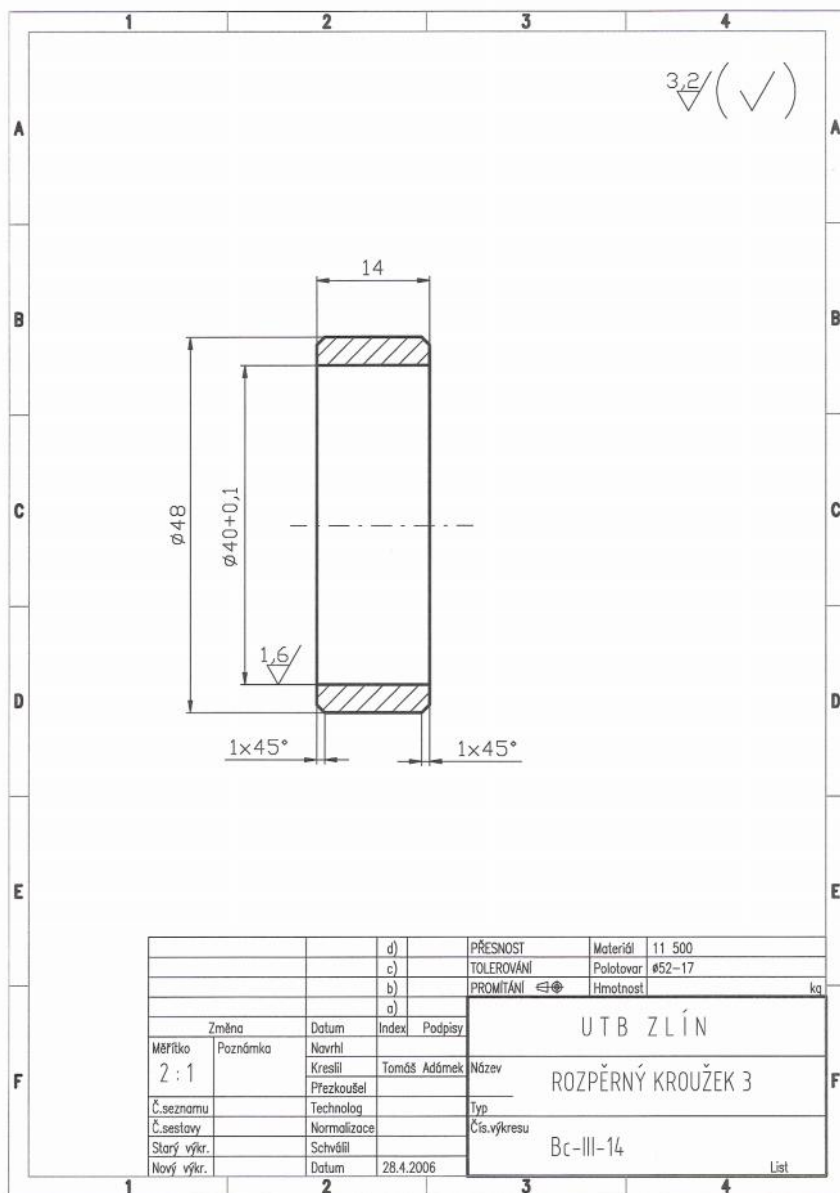
	d)	PŘESNOST	Material	T1 600.1
	c)	TOLEROVÁNÍ	Podskloz	450-440
	b)	PROMĚŘENÍ	43	ka
	a)			
Změna	Datum	Index	Podpis	UTB ZLÍN
Mřížka	Pozvánka	Návrh	Kresla	Adreska
1:1				HRÍDEL
Č. seznamu	Technolog	Typ		
Č. sestavy	Normalizace	Čís. výkresu		Bc-III-19
Starý výkr.	Schválil			
Nový výkr.	Datum	28.4.2006		Lišt











			d)		PŘESNOST	Materiál	11 500
			c)		TOLEROVÁNÍ	Polotovar	#52-17
			b)		PROMĚTÁNÍ	↔	Hmotnost
			a)				kg
	Změna	Datum	Index	Podpisy	UTB ZLÍN		
Měřítko	Poznámka	Navrhl	Kreslil	Tomáš Adámek	Název	ROZPĚRNÝ KROUŽEK 3	
Č.seznamu		Technolog			Typ		
Č.sestavy		Normalizace			Čís.výkresu	Bc-III-14	
Starý výkr.		Schválil					
Nový výkr.		Datum	28.4.2006				List

Poz.	Název - Rozměr	Mn.	Norma	Materiál
38	Bájevná M6x0,5	1	ČSN 42 7465	
37	Těsnící kroužek 10	3	ČSN 42 9387.1	
36	Para štr7x8x0	2	ČSN 422542	
35	Zátka M6x0,5	3	PN 42 9338	
34	Podložka 10	32	ČSN 42 2740	
33	Štěrklí šroub M5x12	5	ISO 7434	
32	Šroub se šestúhelnou hlavou M16x30	12	ISO 4018	
31	Šroub M6x40	1	ISO 2489	
30	Šroub M6x25	1	ISO 2489	
29	Vířcový kulič 5x26-5t	5	ISO 2338-3	
28	Vířcový kulič 6x26-5t	1	ISO 8734-A	
27	Vířcový kulič 4x24-5t	1	ISO 2338-A	
26	Kroužek 45	1	ČSN 42 2993	
25	Kroužek 58	1	ČSN 42 2993	
24	Kroužek 40	2	ČSN 42 2993	
23	Těsnění OP 46x26x2	1	ČSN 42 9441	
22	Těsnění OP 80x26x2	1	ČSN 42 9441	
21	Podložka PzJ 75	1	SN 42 1772	
20	Podložka PzJ 52	1	SN 42 1772	
19	Ložisko 2x 666A	1	ČSN 42 4630	
18	Ložisko NP 228	4	ČSN 42 4670	
17	Ložisko NP 228	2	ČSN 42 4670	
16	Ložisko 626	2	ČSN 42 4630	
15	Těsnění víka	1		Těsnící papír
14	Rozptylný kroužek 3	1	R-III-14	
13	Rozptylný kroužek 2	1	R-III-13	
12	Rozptylný kroužek 1	1	R-III-12	
11	Wfal	1	R-III-11	
10	Wfal Bx2x4	1	R-III-10	
9	Wfal Bx2x4	1	R-III-9	
8	Fastorek	1	R-III-8	
7	Fastorek	1	R-III-7	
6	Kolo	1	R-III-6	
5	Kolo	1	R-III-5	
4	Úhelník	1	R-III-4	
3	Víko	1	R-III-3	
2	Víko	1	R-III-2	
1	Převodník skříně	1	R-III-1	

KUSOVNÍK

1 list