

# Pohon pásové pily pro kov

## Bakalářská práce

*Studijní program:* B2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2301R000 – Strojní inženýrství  
*Autor práce:* **Marek Viček**  
*Vedoucí práce:* doc. Ing. Vítězslav Fliegel, CSc.



# Band saw for metal

## Bachelor thesis

*Study programme:* B2301 – Mechanical Engineering  
*Study branch:* 2301R000 – Mechanical Engineering

*Author:* **Marek Vlček**  
*Supervisor:* doc. Ing. Vítězslav Fliegel, CSc.



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE (PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Marek Vlček**  
Osobní číslo: **S13000229**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Strojní inženýrství**  
Název tématu: **Pohon pásové pily pro kov**  
Zadávací katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Navrhněte kompletní pohonný systém pásové pily na kov o výkonu 15 kW a výstupních otáčkách 720 ot/min s redukcí výstupních otáček na 50%. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby  
Rozsah pracovní zprávy: 50  
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Vítězslav Fliegel, CSc.  
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: 12. února 2017  
Termín odevzdání bakalářské práce: 12. května 2018

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2017

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

**Poděkování:**

Rád bych chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Vítězslavu Fliegelovi, CSc. z katedry částí a mechanismů strojů za odborné vedení, podnětné rady, připomínky a pomoc při psaní mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za podporu a pomoc.

**Abstrakt:**

Hlavním zaměřením bakalářské práce je konstrukce a návrh pohonného systému a převodové skříně pro pásovou pilu na kov dle zadaných parametrů. Pohon je zde řešen pomocí vstupní hřídelové spojky, ozubených převodů v převodovce a řemenovým převodem. Konstrukce skříně převodovky je třídílná a je vyrobena litím do formy v kusové výrobě. Hlavním cílem je navrhnout a vše vypočítat, následně zrealizovat provedení modelu. Práce obsahuje výpočtovou zprávu, 3D model návrhu pohonu a výkresovou dokumentaci vybraných dílů. U hřídele je použita MKP (metoda konečných prvků).

**Klíčová slova:**

Převodová skříň, ozubená kola, hřídel, ložiska, pásová pila na kov

**Abstract:**

The main focus of the bachelor thesis is the design and design of the drive system and gearbox for the band saw for metal according to specified parameters. The drive is designed here using an input shaft coupling, gear gears in the gearbox and a belt drive. The gear housing structure is three-part and is made by casting into a mold in piece production. The main goal is to design and compute everything, then implement the model. The work includes a computational message, a 3D model of the drive design and drawing documentation of the selected parts. The MKP (Finite Element Method) is used for the shaft.

**Key words:**

Gearbox, gears, shaft, bearings, metal band saw



## Obsah

1	Úvod.....	16
2	Cíl práce.....	16
2.1	Shrnutí zadaných parametrů.....	17
3	Teorie dělení materiálu řezáním.....	17
3.1	Rozdělení strojních pil.....	17
3.2	Pásová pila.....	17
3.2.1	Základní části pásové pily.....	18
4	Vlastní návrh provedení.....	21
4.1	Převodová skříň.....	21
4.2	Volba elektromotoru.....	23
5	Výpočtová zpráva.....	24
5.1	schématický návrh pohonu a převodovky.....	24
5.2	Zadané hodnoty.....	24
5.3	převodové poměry.....	24
5.3.1	Volba převodových poměrů.....	24
5.4	otáčky hřídelů.....	25
5.4.1	Neredukovaný převod.....	25
5.4.2	Redukovaný převod.....	25
5.5	Krouticí momenty a výkony.....	25
5.6	Kuželové soukolí.....	27
5.6.1	Výpočet rozměrů kuželového soukolí se šikmými zuby.....	27
5.6.2	Rozměry virtuálního soukolí.....	30
5.6.3	Silové poměry kuželového soukolí.....	31
5.6.4	Pevnostní kontrola ozubení.....	31
5.7	Čelní soukolí 1.....	33
5.7.1	Výpočet rozměrů čelního soukolí se šikmými zuby.....	33
5.7.2	Silové poměry čelního soukolí.....	36
5.7.3	Pevnostní kontrola ozubení.....	36
5.8	Čelní soukolí 2.....	38
5.8.1	Výpočet rozměrů čelního soukolí se šikmými zuby (redukce).....	38
5.8.2	Silové poměry čelního soukolí.....	41
5.9	Návrh řemenového převodu:.....	43





5.10	reakce a momenty na hřídelích.....	46
5.10.1	Vstupní hřídel .....	46
5.10.2	Předlohový hřídel (neredukovaný) .....	48
5.10.3	Předlohový hřídel (50% redukce) .....	49
5.10.4	Výstupní hřídel (neredukovaný) .....	51
5.10.5	Výstupní hřídel (50% redukce).....	53
5.10.6	hřídel hnané řemenice .....	55
5.11	Výpočet ložisek .....	57
5.11.1	Ložiska na vstupním hřídeli.....	57
5.11.2	Ložiska na předlohovém hřídeli .....	58
5.11.3	Ložiska na výstupním hřídeli.....	59
5.11.4	Ložiska na hřídeli hnané řemenice .....	60
5.12	Návrh per a drážkování .....	61
5.12.1	Pera na vstupní hřídeli .....	61
5.12.2	Pera na předlohovém hřídeli .....	62
5.12.3	Pera na výstupním hřídeli .....	62
5.12.4	Výpočet délky náboje na drážkovaném hřídeli (pod synchronem) .....	64
5.13	Návrh kotoučové spojky.....	64
5.14	Návrh spojky s axiálními kolíky.....	65
5.15	Metoda konečných prvků .....	66
6	Ekonomické zhodnocení.....	68
7	Závěr .....	70



### Seznam obrázků a tabulek

Obrázek 1 - poloautomatická pásová pila na kov H-1616 od firmy FENOZA .....	18
Obrázek 2 - pilový pás Bi-metal .....	19
Obrázek 3 - Elektromotor 15 kW .....	20
Obrázek 4 – převodovka původní návrh.....	21
Obrázek 5 - převodovka původní návrh (pohled dovnitř) .....	21
Obrázek 6 - úprava převodové skříně .....	22
Obrázek 7 – zobrazení pravé části skříně .....	23
Obrázek 8 – náhled převodové skříně.....	23
Obrázek 9 – schéma pohonného systému .....	24
Obrázek 10 - navržené kuželové soukolí (Inventor 2015).....	27
Obrázek 11 - čelní ozubená kola (neredukovaný převod) .....	34
Obrázek 12 - čelní ozubená kola ( redukovaný převod).....	39
Obrázek 13 - schéma řemenového převodu.....	46
Obrázek 14 - schéma sil na vstupním hřídeli.....	46
Obrázek 15 - průběh smykové síly vstupního hřídele .....	47
Obrázek 16 - průběh ohybového momentu vstupního hřídele.....	47
Obrázek 17 – schéma sil na předlohovém hřídeli (neredukovaný) .....	48
Obrázek 18 - průběh smykové síly předlohové hřídele .....	49
Obrázek 19 - průběh ohybového momentu předlohové hřídele .....	49
Obrázek 20 – schéma sil na předlohovém hřídeli při 50% redukci .....	50
Obrázek 21 - průběh smykové síly na předlohovém hřídeli při 50% redukci .....	50
Obrázek 22 - průběh ohybového momentu na předlohovém hřídeli při 50% redukci .....	51
Obrázek 23 - schéma sil na výstupní hřídele .....	51
Obrázek 24 - průběh smykové síly na výstupním hřídeli .....	52
Obrázek 25 - průběh ohybového momentu na výstupním hřídeli .....	52
Obrázek 26 - schéma sil na výstupní hřídeli při 50% redukci .....	53
Obrázek 27 –průběh smykové síly na výstupní hřídeli při 50% redukci.....	53
Obrázek 28 - průběh ohybového momentu na výstupní hřídeli při 50% redukci.....	54
Obrázek 29 - schéma sil na hřídeli hnané řemenice .....	55
Obrázek 30 - průběh smykové síly na hřídeli hnané řemenice.....	56
Obrázek 31 - průběh ohybového momentu na hřídeli hnané řemenice .....	56
Obrázek 32- spojka s axiálními kolíky (Inventor 2015 ) .....	66
Obrázek 33 - hřídel hnané řemenice (okrajové podmínky) .....	67
Obrázek 34 – výsledné napětí MKP .....	67
Obrázek 35 - výsledná bezpečnost MKP .....	67
Obrázek 36 - konstrukce pohonu pásové pily.....	69
Obrázek 37 - návrh pásové pily se zakrytváním.....	69



## Přehled použitých veličin a jednotek

### Značky použité pro výpočet ozubených kol

Značka	Jednotka	Název
a	[mm]	Osová vzdálenost
av	[mm]	Virtuální osová vzdálenost
b	[mm]	Šířka zubu
d	[mm]	Průměr roztečné kružnice
d'an	[mm]	Průměr hlavové kružnice virtuálního kola
d'bn	[mm]	Průměr základní kružnice virtuálního kola
d'n	[mm]	Průměr virtuálního kola
da	[mm]	Průměr hlavové kružnice
de	[mm]	Vnější roztečný průměr
df	[mm]	Průměr patní kružnice
dm	[mm]	Průměr střední roztečné kružnice
Fa	[N]	Axiální síla
fF	[-]	Součinitel pro výpočet modulu ozubení
fH	[-]	Součinitel pro výpočet kružnice pastorku
Fn	[N]	Normálová síla
Fr	[N]	Radiální síla
Ft	[N]	Tečná síla
Fδ	[N]	Složka normálové síly
ha	[mm]	Výška hlavy zubu
hf	[mm]	Výška paty zubu
i	[-]	Převodový poměr
ic	[-]	Převodový poměr na čelním soukolí
iř	[-]	Převodový poměr na řemenovém soukolí
Ik	[-]	Převodový poměr na kuželovém soukolí
KA	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
KH	[-]	Součinitel přídavných zatížení
KHβ	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
n	[ot/min]	Otáčky
Mk	[Nm]	Krouticí moment
mn	[mm]	Normálový modul



$m_m$	[mm]	Normálový střední modul
$m_t$	[mm]	Tečný modul
$m_{te}$	[mm]	Čelní modul na vnějším kuželu
$m_{tm}$	[mm]	Tečný střední modul
$P$	[mm]	Rozteč
$P_{bt}$	[mm]	Čelní rozteč
$P'_{tmb}$	[mm]	Základní rozteč virtuálního kola
$P_{tmb}$	[mm]	Základní rozteč
$r'_{an}$	[mm]	Poloměr hlavové kružnice virtuálního kola
$r'_{bn}$	[mm]	Poloměr základní kružnice virtuálního kola
$Re$	[MPa]	Mez kluzu
$r_{m1}$	[mm]	Poloměr kola
$z$	[-]	Počet zubů
$\alpha$	[°]	Úhel záběru
$\alpha_{mn}$	[°]	Střední normálový úhel záběru
$\alpha_n$	[°]	Normálový úhel záběru
$\alpha_t$	[°]	Čelní úhel záběru
$\beta$	[°]	Úhel stoupání zubu
$\beta_m$	[°]	Střední úhel sklonu zubu
$\delta$	[°]	Úhel roztečného kužele
$\varepsilon$	[-]	Součinitel záběru zubu
$\varepsilon_\alpha$	[-]	Součinitel záběru profilu
$\varepsilon_\beta$	[-]	Součinitel kroku
$\eta$	[-]	Součinitel jakosti povrchu
$\sigma_{Fp}$	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu
$\sigma_{Hlim}$	[MPa]	Mez únavy v dotyku materiálu ozubeného kola
$\sigma_{HP}$	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku
$\Psi_m$	[-]	Poměr mezi šířkou zubu a normálovým modulem
$\omega$	[rad s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost

### Značky použité pro pevnostní kontrolu ozubených kol

Značka	Jednotka	Název
$b$	[mm]	Šířka zubu
$d_m$	[mm]	Střední roztečný průměr

$F_t$	[N]	Tečná síla
$i$	[-]	Převodový poměr
$K_A$	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
$K_{as}$	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení
$K_F$	[-]	Součinitel přídavných zatížení (pro ohyb)
$K_H$	[-]	Součinitel přídavných zatížení (pro dotyk)
$K_{HV}$	[-]	Součinitel vnitřních dynamických sil
$K_{H\alpha}$	[-]	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{H\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
$m$	[mm]	Modul
$S_{Fmin}$	[-]	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
$S_{Hmin}$	[-]	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů
$Y_{FS}$	[-]	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
$Y_{\beta}$	[-]	Součinitel sklonu zubu
$Y_{\epsilon}$	[-]	Součinitel vlivu záběru profilu
$Z_E$	[-]	Součinitel mechanických vlastností materiálů
$Z_H$	[-]	Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů
$Z_R$	[-]	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů
$Z_{\epsilon}$	[-]	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
$\epsilon_{\alpha}$	[-]	Součinitel záběru profilu
$\sigma_F$	[MPa]	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu
$\sigma_{Flim}$	[MPa]	Mez únavy v ohybu materiálu kola
$\sigma_{FP}$	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu
$\sigma_H$	[MPa]	Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě
$\sigma_{Hlim}$	[MPa]	Mez únavy v dotyku materiálu ozubeného kola
$\sigma_{HO}$	[MPa]	Napětí v dotyku při ideálním zatížení ( $K_H=1$ )
$\sigma_{HP}$	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)



### Značky použité pro výpočet řemenového převodu

Značka	Jednotka	Název
ap	[mm]	Předběžná osová vzdálenost
a	[mm]	Skutečná osová vzdálenost
c1	[-]	Součinitel úhlu opásání
c2	[-]	Součinitel provozního zatížení
c3	[-]	Součinitel délky klínového řemene
dp	[mm]	Průměr malé řemenice
d2	[mm]	Průměr velké řemenice
f	[-]	Součinitel tření
fk	[-]	Tření v klínové drážce
F <sub>0</sub>	[N]	Předpětí řemene
F <sub>t</sub>	[N]	Obvodová síla
F <sub>VR</sub>	[N]	Zatížení hřídele
i	[-]	Převodový poměr
L <sub>p</sub>	[mm]	Délka řemene
M <sub>k</sub>	[Nm]	Krouticí moment
n	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky malé řemenice
Pr	[kW]	Výkon přenášený jedním řemenem
W <sub>p</sub>	[mm]	Výpočtová šířka klínové drážky řemenice
z	[-]	Počet řemenů
φ	[°]	Úhel drážky řemenice
η	[-]	Účinnost

### Značky použité pro výpočet a kontrolu hřídelů

Značka	Jednotka	Název
d	[mm]	Malý průměr hřídele
D	[mm]	Velký průměr hřídele
F <sub>a</sub>	[N]	Axiální síla
F <sub>r</sub>	[N]	Radiální síla
F <sub>t</sub>	[N]	Tečná síla
k	[-]	Celková bezpečnost
kk	[-]	Bezpečnost v krutu



$ko$	[-]	Bezpečnost v ohybu
$M$	[Nmm]	Výsledný moment
$M_k$	[Nmm]	Krouticí moment
$M_o$	[Nmm]	Ohybový moment
$q$	[-]	Součinitel vrubové citlivosti
$r$	[mm]	Poloměr zaoblení
$R$	[N]	Výsledná reakce
$rm$	[mm]	Poloměr kola
$R_x$	[N]	Reakce ve směru osy x
$R_y$	[N]	Reakce ve směru osy y
$R_z$	[N]	Reakce ve směru osy z
$vo$	[-]	Součinitel velikosti
$W_k$	[-]	Průřezový modul v krutu
$W_o$	[-]	Průřezový modul v ohybu
$\alpha$	[-]	Součinitel tvaru
$\beta_o$	[-]	Součinitel vrubu
$\eta_o$	[-]	Součinitel povrchu
$\sigma_o$	[MPa]	Napětí v ohybu
$\sigma_{co}^*$	[MPa]	Mez únavy skutečné součásti
$\sigma_{Do}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
$\tau_{DK}$	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
$\tau_{kl}$	[MPa]	Mez kluzu tečného napětí
$\tau_K$	[MPa]	Napětí v krutu

### **Značky použité pro výpočet potřebné délky drážkování a per**

Značka	Jednotka	Název
$b$	[mm]	Šířka pera
$d$	[mm]	Průměr hřídele
$f$	[-]	Sražení hran
$F$	[N]	Síla
$f'$	[mm <sup>2</sup> ]	Účinná plocha drážky
$h$	[mm]	Výška pera
$l$	[mm]	Délka pera

$l_{min}$	[mm]	Minimální délka drážkování
$M_k$	[Nmm]	Kroutící moment
$N$	[-]	Počet zubů
$p$	[MPa]	Tlak
$p_D$	[MPa]	Tlak dovolený
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha
$z$	[-]	Počet zubů
$\tau$	[MPa]	Smykové napětí
$\tau_{DK}$	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
$\tau_{DS}$	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
$\tau_S$	[MPa]	Smykové napětí

### Značky použité pro výpočet ložisek

Značka	Jednotka	Název
$C$	[kN]	dynamická únosnost
$C_0$	[kN]	statická únosnost
$e$	[-]	Výpočtový součinitel
$F_a$	[N]	Radiální síla
$f_0$	[-]	koeficient zatížení ložiska
$F_r$	[N]	Radiální síla
$K_a$	[N]	Axiální zatížení
$L_h$	[hod]	trvanlivost ložiska v hodinách
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky ložiska
$n_m$	[min <sup>-1</sup> ]	Ekvivalentní otáčky
$p$	[-]	koeficient tvaru tělíška
$P_m$	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska
$X$	[-]	koeficient zatížení radiální silou
$Y$	[-]	koeficient zatížení axiální silou



## 1 Úvod

V dnešní době je nezbytně důležité, aby konstruktér nebo strojní inženýr dokázal co nejlépe navrhnout a zkonstruovat správný a funkční model pohonu či stroje. Velice zásadní je jeho bezporuchový a hospodárný chod stroje. Konstruktér musí dávat pozor na dodržení rozměrů, navrhnout dostačující výkon, dodržet požadovanou živostnost součástí a to vše za minimálních nákladů. Ohledně finanční stránky je důležité, se rozhodnout mezi tím, zda součástka bude z kvalitnějšího materiálu a tím pádem dražší nebo volit méně kvalitní materiál, kde se musí přidat na robustnosti součástky. To vše závisí na typu stroje, druhu vykonané práce, a také na umístění jednotlivých součástí a dílů. Kvůli složitosti konstrukčního procesu se mnoho vad a chyb zařízení projeví až při jeho používání v praxi. V současnosti se proto využívá různých parametrických, 3D modelových a simulačních programů, které nám návrhy a celkovou práci ulehčí. Je nezbytně nutné těmto programům v dnešní moderní době porozumět a naučit se s nimi pracovat, tak aby práce byla co nejúčinnější. A to dokážeme pouze praxí a učením se nových vědomostí a dovedností.

Na základě mé bakalářské práce představím v teoretické části dělení materiálu řezáním, základní funkční části pily aj. Ve výpočtové části se budu zabývat návrhem a výpočtem kuželových a čelních kol se šikmými zuby, návrhem řemenového převodu, výpočtem a určením reakcí a momentů na hřídelích, návrhem a kontrolou zvolených ložisek, kontrolou per, návrhem spojek a metodou konečných prvků u dané hřídele. Dále sestavím 3D model pohonu s výkresovou dokumentací převodovky a potřebných dílů.

## 2 Cíl práce

Cílem této práce je navržení pohonného systému pásové pily na kov o výkonu 15 kW a výstupních otáčkách 720 ot/min a s redukcí otáček na 50%. Jednotlivé strojní součásti musí být navrženy a konstruovány tak aby splňovali daná kritéria a danou živostnost.

Součástí pohonného systému je převodová skříň s ozubenými koly poháněná elektromotorem. Elektromotor pohání přes vhodnou spojku dvourychlostní převodovku, která se skládá z kuželového soukolí a dvou čelních soukolí se šikmými zuby, kde se

provádí redukce otáček. Převodovka umožňuje změnu rychlostních stupňů za chodu pomocí zubové synchronní spojky, aby se pásová pila nemusela vypínat. Převod mezi převodovkou a mechanismem pily je zajištěn pomocí řemenů, které slouží jako pojistný člen a tlumí rázy vznikající řezáním kovu. Celý pohon je umístěn na svařovaném rámu, který je součástí celé pásové pily.

## 2.1 Shrnutí zadaných parametrů

Výstupní otáčky:	720/360	(min <sup>-1</sup> )
Životnost pohonu	8000	(h)
Četnost výroby	kusová	

## 3 Teorie dělení materiálu řezáním

Oddělování materiálu řezáním bývá často ve strojírenství prvním krokem v mnohých výrobních operacích a postupech. Rozřezáváme z tyčí, odlitků, výkovků, nebo polotovarů. Řezat se dají i jiné materiály než kovy a to například (kámen, horniny, dřevo, plasty). Technické materiály se rozřezávají několika způsoby. Každý z nich je zvláště vhodný pro určité případy, jež je potřeba dobře znát, aby byla vybrána pro práci vhodná pila i správné řezné podmínky.

### 3.1 Rozdělení strojních pil

- rámová pila
- pásová pila
- pásová třecí pila
- kotoučová pila
- kotoučová třecí pila
- brusné kotouče
- anodomechanická pila

Pozn. (Jednotlivé druhy zde nebudou zmíněny, zaměřím se na pásovou pilu.)

### 3.2 Pásová pila

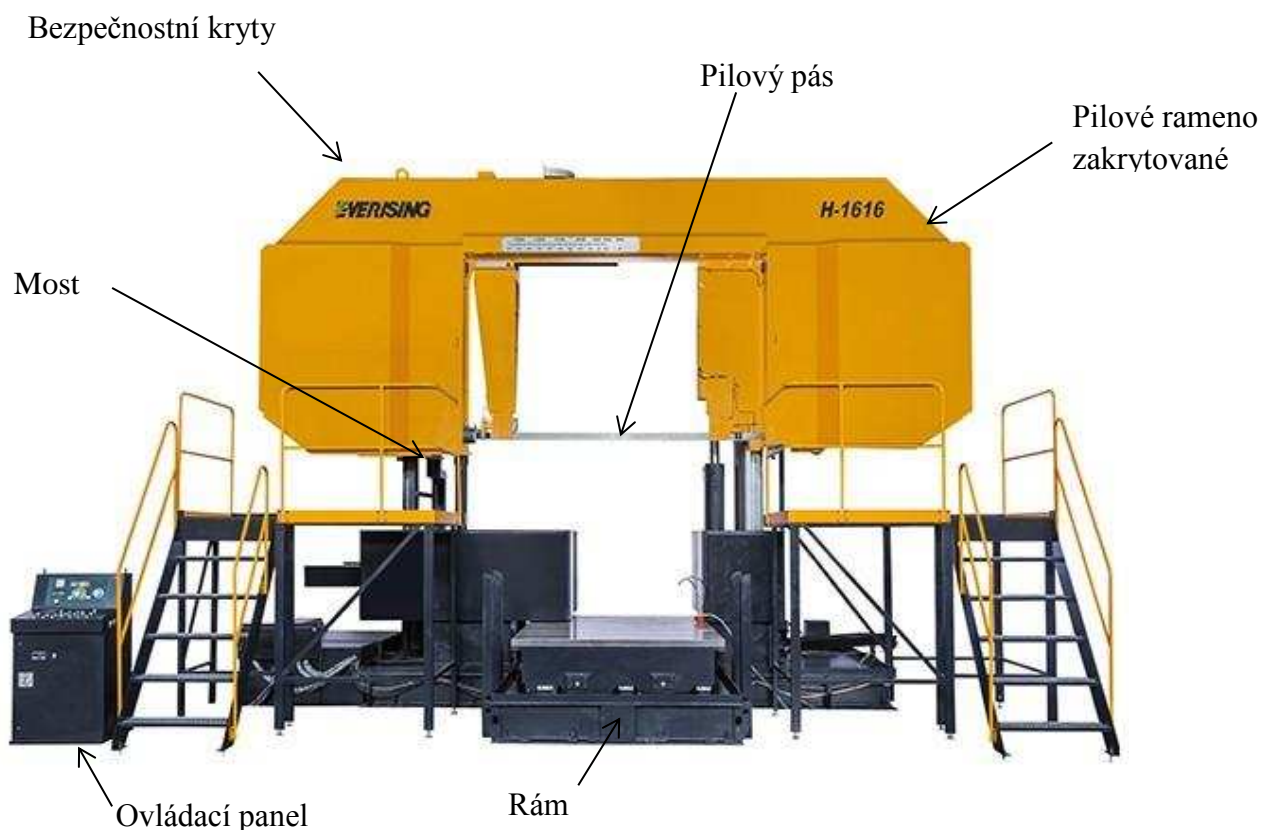
Řezným nástrojem je nekonečný pilový pás, který koná hlavní řezný pohyb a dle způsobu provedení může vykonávat také hlavní posuv. Rozlišují se vodorovné a svislé pily jinak řečeno pily horizontální a vertikální, které rozlišujeme podle polohy pilového pásu. Pás obíhá mezi dvěma koly umístěnými v pilovém rameni. Jedno kolo je hnací a

druhé napínací. Celé pilové rameno se pohybuje ve svislých vedeních, umístěných v pilovém mostu a tím se nastavuje hloubka řezu. V řezu je pilový pás vedený pomocí kalených a broušených vodících kladek. Tento systém je plně nastavitelný a zaručuje přesnou polohu pohyblivé vodící kladky v jakékoli poloze.

Pásově pily prodělali v posledních dvou desetiletích plno inovací a vývoje. V oblasti zpracování ocelí a kovů je pásová pila dnes tou nejlepší volbou pro univerzální použití, ale i pro sériové řezání, řezání pokosu a k tomu všemu je potřeba spolehlivých a robustních strojů, které by měli být snadno ovladatelné a kompaktní.

### 3.2.1 Základní části pásové pily

V této kapitole popisují funkční části, které jsou nezbytné pro konstrukci pásové pily. Pro přehlednost zvolím obrázek z internetového zdroje [1], na kterém představím jednotlivé základní funkční části pily (obr. 1).



Obrázek 1 - poloautomatická pásová pila na kov H-1616 od firmy FENOZA

#### 3.2.1.1 Rám

Základem každého stroje je zpravidla co nejpevnější a nejtužší rám pro zajištění požadované přesnosti řezu, také však co nejlehčí pro usnadnění manipulace se strojem.



Rám může tvořit vedení mostu nebo ramena a slouží také k uložení pohyblivých elementů potřebných k posuvu řezaného sortimentu. Na rámu je upevněno zařízení sloužící k upevnění a manipulaci s řezaným materiálem. Rám často bývá namáhán na ohyb a tlak. Většinou je svařen nebo smontován z ocelových nebo z hliníkových profilů, aby se dosáhlo co nejmenší hmotnosti stroje.

### 3.2.1.2 Most

Vyrábějí se dvě provedení mostu. První z nich je pevný most, kde je pevně spojen s rámem a druhé provedení je pohyblivé, kde se most pohybuje ve vedení v rámu. Most slouží pro nesení pilového ramena, které se pohybuje ve svislém směru ve vedení. Konstrukce mostu musí být dostatečně tuhá a přesná. Na základě tření mezi mostem a vedením stroje se most pohybuje na přesných kolečkách a kladkách s valivými nebo kluznými ložisky pro snížení nežádoucího tření.

### 3.2.1.3 Pilové rameno

Pilové rameno je tvořeno malým pohyblivým rámem, kde je uložen hlavní pohon stroje včetně motoru a převodovky. Pilový pás v pilovém rameni obíhá mezi dvěma koly. Jedním z nich je kolo hnací a druhé kolo napínací. Obě kola a pilový pás, které leží mimo záběr, jsou zakryty bezpečnostním krytem. Pro přesnější vedení pilového pásu se používají vodící kladky.

### 3.2.1.4 Pilový pás

Pilový pás je řezný nástroj, který vykonává hlavní řezný pohyb. Je vyráběn lisováním zubů požadovaného tvaru do kalené pásky. Následuje svaření na požadovaný rozměr na automatické svářečce. Místo svaru musí být tepelně zpracováno a zabroušeno. Po zabroušení se pás rovná a válcuje, aby celou plochou doléhal na kola stroje (obr. 2).



Obrázek 2 - pilový pás Bi-metal



### 3.2.1.5 Motor

Hlavní řezný moment vyvozuje motor, který na vstupní hřídel převodovky přenáší například střížnou spojkou. Motor je převážně elektrický. Nejčastěji se používá motor tří fázový a asynchronní s kotvou nakrátko (obr. 3).



Obrázek 3 - Elektromotor 15 kW

### 3.2.1.6 Převodovka

Převodovka může upravovat točivý moment a otáčky, které přenáší z motoru na hnací kolo. Jako přenosový člen se u pásových pil používá nejčastěji klínový nebo plochý řemen. Ozubená kola převodovky jsou často spojeny se vstupním a výstupním hřídelem pomocí pera a drážky. Převodovky pásových pil jsou konstruované tzv. do pomala, to znamená, že převodový poměr je  $i > 1$ .

### 3.2.1.7 Ovládací panel

Zajišťuje plné ovládání všech funkcí pily. Dle technologie a vývoje může obsahovat různé ovládací prvky.

### 3.2.1.8 Bezpečnostní kryty

Tyto kryty slouží k zakrytí rotujících částí, které jsou mimo hlavní řezný proces. Slouží hlavně k zamezení dotyku obsluhy s pilovým pásem nebo koly. Chrání proti létajícím třískám. Ideálními bezpečnostními kryty jsou takové, které můžeme snadno a rychle vyjmout, aby obsluha mohla zkontrolovat nebo vyměnit pilový pás.

## 4 Vlastní návrh provedení

V této kapitole se zaměřuji na vlastní návrh převodové skříně a přikládám obrázky optimalizované konstrukce, kde se zaměřuji na snížení nákladů na výrobu skříně. V textu je použit vlastní popis a komentář k jednotlivým obrázkům převodové skříně.

### 4.1 Převodová skříň

Již dříve ve studiu na střední škole a pak na vysoké škole jsem se učil jak navrhovat převodové skříně. Jednalo se o jednoduché provedení s dělicí rovinou v ose hřídelů (obr. 4) které bylo použito v minulosti v mých pracích. Když se zaměříme na počet součástí, je potřeba hodně víceček na zakrytování, velký počet šroubů na uchycení spodní části skříně s vrchní částí.



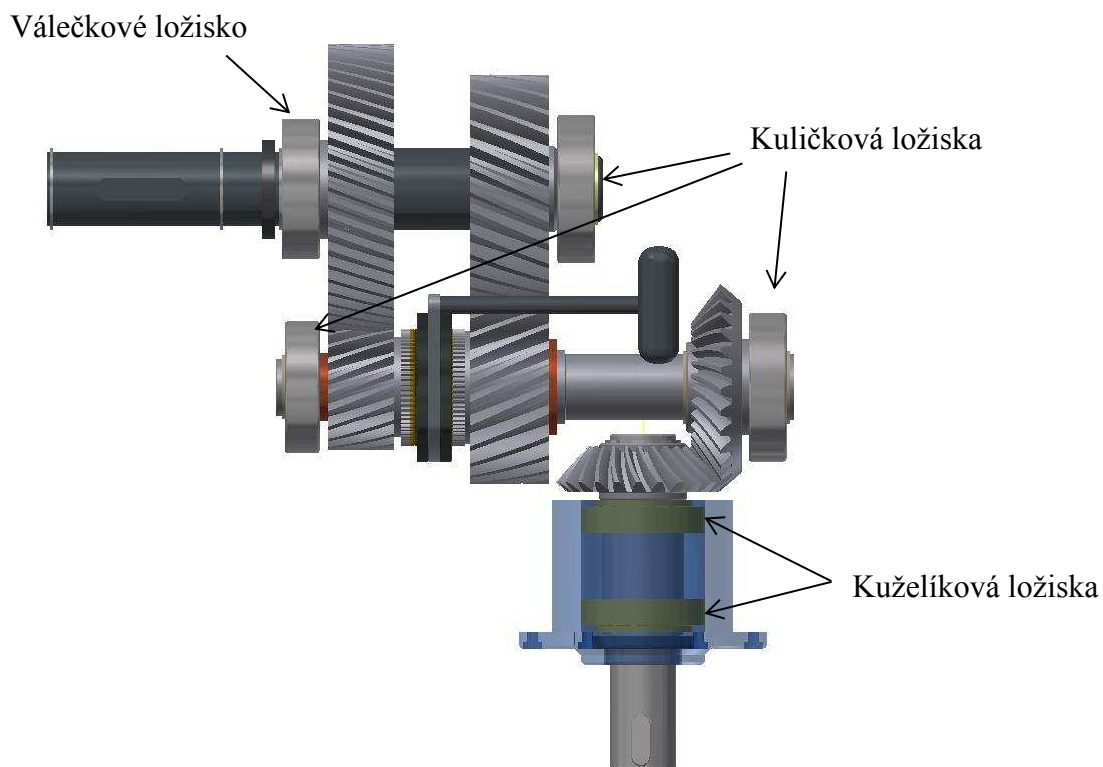
Obrázek 4 – převodovka původní návrh



Obrázek 5 - převodovka původní návrh (pohled dovnitř)

Ovšem vedoucí mé práce mi poradil, jak se dá skříň lépe navrhnout a snížit tak náklady na výrobu převodové skříně a také jednodušší smontování. Upravená převodová skříň se skládá pouze ze tří částí, které se nechají vylít do ocelových forem.

Následně frézovat a soustružit na požadované rozměry. Ve vstupním víčku jsou vložena kuželíková ložiska v páru a zajištění pozic a to i na hřídeli (obr. 6).



Obrázek 6 - úprava převodové skříně

Dále na (obr. 7) je zobrazen pohled na pravou část skříně s víčkem. Největší problém pro mě byla konstrukce takto realizovatelné převodovkové skříně v SW Inventor 2015. Musel jsem kuželové kolo otočit na druhou stranu a ložisko na předlohovém hřídeli umístit tak aby bylo vloženo přímo v díře pravé části skříně (obr. 6). Další úprava byla výpočetní a to změna kuličkového ložiska na výstupu za válečkové ložisko. Důvodem bylo veliké zatížení od napínání řemene (obr. 7).



Obrázek 7 – zobrazení pravé části skříně



Obrázek 8 – náhled převodové skříně

## 4.2 Volba elektromotoru

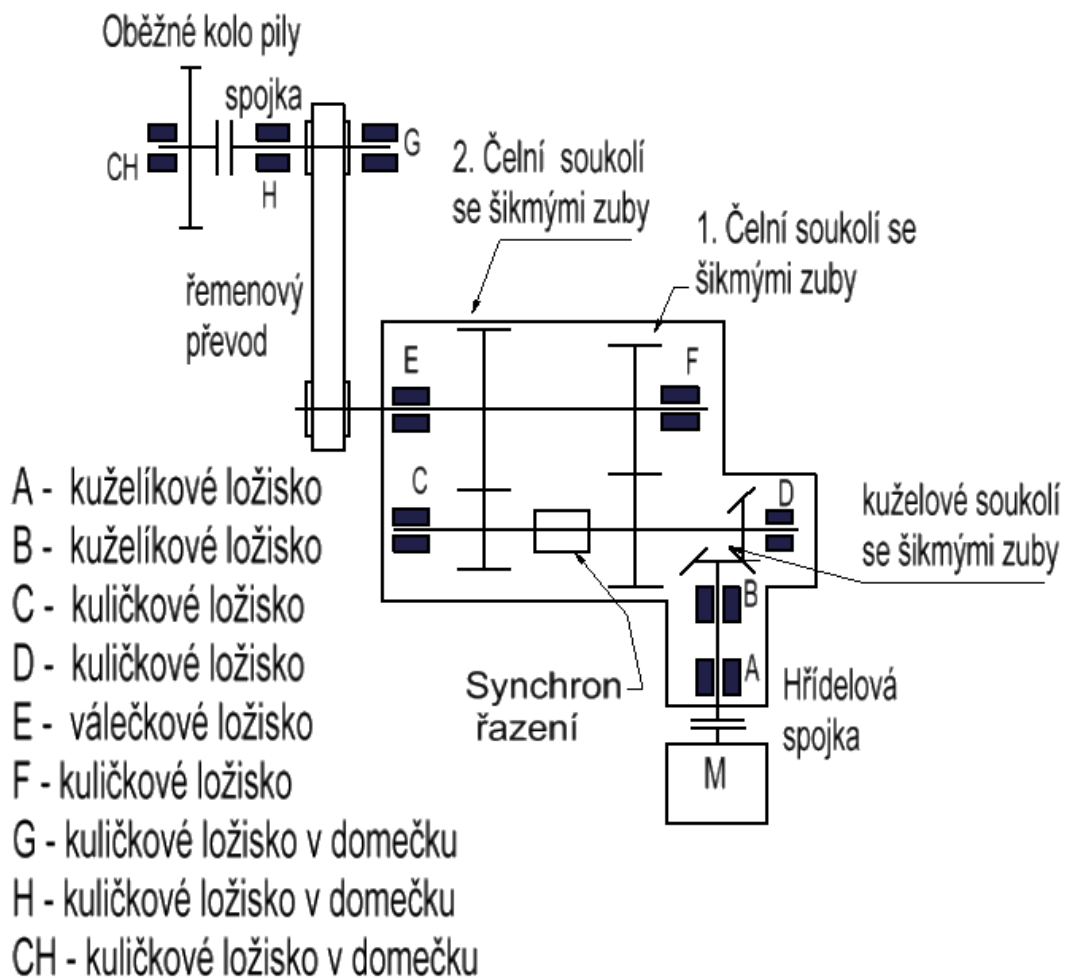
V práci jsem zvolil elektromotor od firmy Siemens. Byl vybrán motor o výkonu 15 kW (20hp) a otáčkách  $1200 \text{ min}^{-1}$  viz zadání, tyto otáčky se neliší více než o 5%. [11] Označení elektromotoru je SIMOTICS GP100A Cast Iron Frame.





## 5 Výpočtová zpráva

### 5.1 schématický návrh pohonu a převodovky



Obrázek 9 – schéma pohonného systému

### 5.2 Zadané hodnoty

$$n_1 = 1250 \text{ min}^{-1}; n_v = 720 \text{ min}^{-1}; n_{vr} = 360 \text{ min}^{-1};$$

$$P = 15 \text{ kW}; L_h = 8000 \text{ h}$$

### 5.3 převodové poměry

$$i = \frac{n_1}{n_v} = \frac{1250}{720} = 1,74$$

$$i_r = \frac{n_1}{n_{vr}} = \frac{1250}{360} = 3,47$$

#### 5.3.1 Volba převodových poměrů

$$i_k = 1,2; i_{\xi} = 1,2$$



$$i_{\text{ř}} = \frac{i}{i_k \cdot i_{\text{č}}} = \frac{1,74}{1,2 \cdot 1,2} = 1,21$$

$$i_{\text{čr}} = \frac{i_r}{i_k \cdot i_{\text{ř}}} = \frac{3,47}{1,2 \cdot 1,21} = 2,4$$

$i$  ... převodový poměr celkový

$i_r$  ... převodový poměr celkový redukovaný

$i_k$  ... převodový poměr na kuželovém soukolí

$i_{\text{č}}$  ... převodový poměr na čelním soukolí

$i_{\text{ř}}$  ... převodový poměr na řemenovém převodu

$i_{\text{čr}}$  ... převodový poměr na čelním soukolí při redukci na 50%

## 5.4 otáčky hřídelů

### 5.4.1 Neredukovaný převod

$$n_1 = 1250 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_k} = \frac{1250}{1,2} = 1041,667 \text{ min}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{č}}} = \frac{1041,667}{1,2} = 868,06 \text{ min}^{-1}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{\text{ř}}} = \frac{868,06}{1,21} = 720 \text{ min}^{-1}$$

### 5.4.2 Redukovaný převod

$$n_{3r} = \frac{n_2}{i_{\text{č}}} = \frac{1041,667}{2,4} = 434,028 \text{ min}^{-1}$$

$$n_4 = \frac{n_{3r}}{i_{\text{ř}}} = \frac{434,028}{1,21} = 360 \text{ min}^{-1}$$

## 5.5 Krouticí momenty a výkony

Vstupní výkon:

$$P_{\text{vstup}} = 15 \text{ kW}$$



Účinnost:

Ozubená kola přímá:  $\eta = 0,98$

Ozubená kola kuželová:  $\eta = 0,96$

Řemenový převod:  $\eta = 0,96$

$$M_{kvstup} = \frac{P_{vstup}}{\omega} = \frac{15000}{\frac{2\pi \cdot 1250}{60}} = 114,59 \text{ Nm}$$

$$M_{k2} = \frac{P_{vstup} \cdot \eta}{\omega} = \frac{15000 \cdot 0,96}{\frac{2\pi \cdot 1041,667}{60}} = 132 \text{ Nm}$$

$$M_{k3} = \frac{P_{vstup} \cdot \eta}{\omega} = \frac{15000 \cdot 0,96 \cdot 0,98}{\frac{2\pi \cdot 868,06}{60}} = 155,24 \text{ Nm}$$

$$M_{k3R} = \frac{P_{vstup} \cdot \eta}{\omega} = \frac{15000 \cdot 0,96 \cdot 0,98}{\frac{2\pi \cdot 434,028}{60}} = 310,49 \text{ Nm}$$

$$M_{k4} = \frac{P_{vstup} \cdot \eta}{\omega} = \frac{15000 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,96}{\frac{2\pi \cdot 720}{60}} = 179,68 \text{ Nm}$$

$$M_{k4R} = \frac{P_{vstup} \cdot \eta}{\omega} = \frac{15000 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,96}{\frac{2\pi \cdot 360}{60}} = 359,36 \text{ Nm}$$

$M_{k1}$  ... krouticí moment na vstupním hřídeli

$M_{k2}$  ... krouticí moment na předlohovém hřídeli

$M_{k3}$  ... krouticí moment neredukovaný na výstupním hřídeli

$M_{k3R}$  ... krouticí moment redukováný na výstupním hřídeli

$M_{k4}$  ... krouticí moment neredukovaný na výstupu z řemenice

$M_{k4R}$  ... krouticí moment redukováný na výstupu z řemenice

## 5.6 Kuželové soukolí

### 5.6.1 Výpočet rozměrů kuželového soukolí se šikmými zuby

Návrhový výpočet:

Materiál pastorku (1) a kola (2): konstrukční ocel slitinová 15 230 (Obě kola nitridovaná)

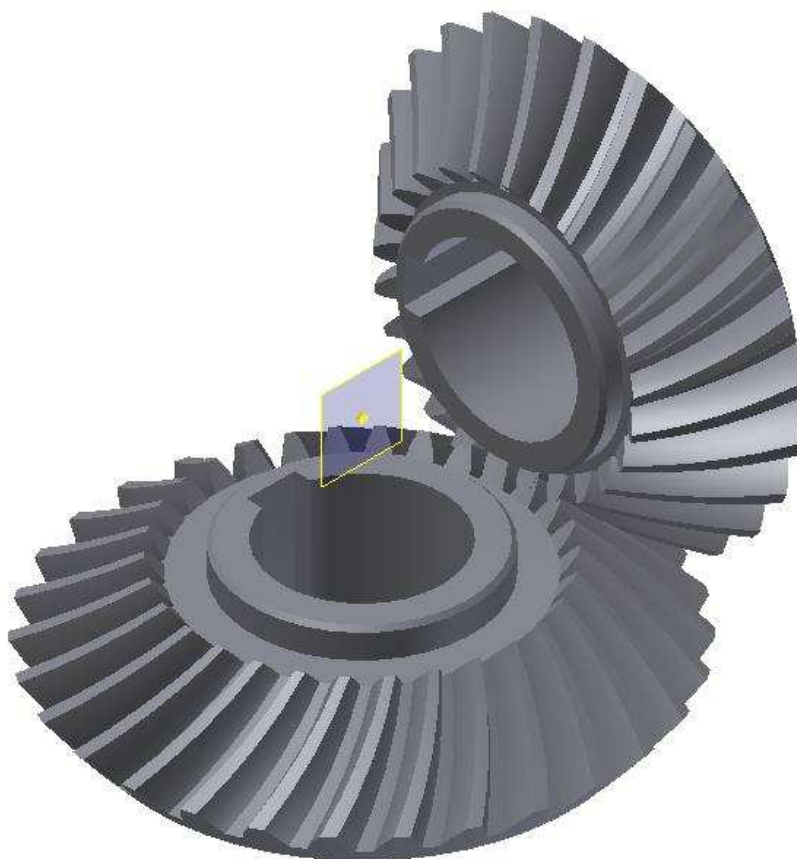
Mez pevnosti v tahu:  $R_m = 800 \text{ MPa}$

Mez kluzu v tahu:  $R_e = 600 \text{ MPa}$

Mez únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim} = 1180 \text{ MPa}$

Mez únavy v ohybu  $\sigma_{Flimb} = 705 \text{ MPa}$

Tvrдост  $V_{HV} = 800$



Obrázek 10 - navržené kuželové soukolí (Inventor 2015)



**Vstupní hodnoty:**

$$i_k = 1,2; z_1 = 25 \text{ zubů}; M_{k1} = 114,59 \text{ Nm}; \beta = 20^\circ$$

**počet zubů druhého kola**

$$z_2 = i_k \cdot z_1 = 1,2 \cdot 25 = 30 \text{ zubů}$$

**Výpočet modulu z kontroly na dotyk:**

$$m_{nm} = f_H * \sqrt[3]{\frac{K_H * M_{K1}}{\left(\frac{b_{wF}}{m_n}\right) \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

**Volené tabulkové hodnoty:**

Koeficienty a součinitelé vyplývají z [2]

$$\Psi_m = (b_{wF}/m_n) = 12$$

$$K_A = 1,5$$

$$K_{H\beta} = 1,4$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1$$

$$f_H = 690 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{Hp} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1180 = 944 \text{ MPa}$$

$$m_{nm} = 690 * \sqrt[3]{\frac{2,1 * 114,59}{12 \cdot 25^2 \cdot 944^2} \cdot \frac{1,2 + 1}{1,2}} = 2,788$$

**Výpočet modulu z kontroly v ohybu:**

$$m_n = f_F * \sqrt[3]{\frac{K_H * M_{K1}}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{Fp}}}$$

**Volené tabulkové hodnoty:**

Koeficienty a součinitelé vyplývají z [2]

$$\Psi_m = (b_{wF}/m_n) = 12$$

$$K_A = 1,5$$

$$K_{H\beta} = 1,4$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1$$

$$f_F = 18 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{Hp} = 0,6 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,6 \cdot 1180 = 708 \text{ MPa}$$

$$m_n = 18 * \sqrt[3]{\frac{2,1 * 114,59}{12 \cdot 25 \cdot 708}} = 1,87$$

**Výpočet tečného modulu na středním průměru:**



$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta_m} = \frac{2,788}{\cos 20} = 2,97 \text{ mm}$$

**Výpočet tečného modulu na vnějším průměru:**

$$m_{te} = m_{rm} \cdot \left(1 + \frac{\Psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right) = 2,97 \cdot \left(1 + \frac{12}{\sqrt{25^2 + 30^2}}\right) = 3,88 \text{ mm}$$

**Volba rozměrů soukolí:**

$$m_{te} = 4[\text{mm}] \quad \text{čelní modul na vnějším kuželu}$$

$$b_{wF} = 30[\text{mm}] \quad \text{šířka zubů}$$

$$\beta_m = 20^\circ \quad \text{úhel sklonu zubů}$$

$$\alpha_{nm} = 20^\circ$$

**Úhly roztečných kuželů**

$$\delta_1 = \text{arctg} \left(\frac{z_1}{z_2}\right) = \text{arctg} \left(\frac{25}{30}\right) = 39,8$$

$$\varepsilon = \delta_1 + \delta_2 \Rightarrow \delta_2 = \varepsilon - \delta_1 = 90^\circ - 39,8^\circ = 50,19^\circ$$

**střední tečný úhel záběru:**

$$\tan \alpha_{tm} = \frac{\tan \alpha_{nm}}{\cos \beta_m}$$

$$\alpha_{tm} = \text{arctg} \left(\frac{\tan \alpha_{nm}}{\cos \beta_m}\right) = \text{arctg} \left(\frac{\tan 20}{\cos 20}\right) = 21,17^\circ$$

**Průměry roztečných kružnic:**

$$d_{e_1} = m_{te} \cdot z_1 = 4 \cdot 25 = 100 \text{ mm}$$

$$d_{e_2} = m_{te} \cdot z_2 = 4 \cdot 30 = 120 \text{ mm}$$

**Průměry středních roztečných kružnic:**

$$d_{m_1} = d_{e_1} - b \cdot \sin \delta_1 = 100 - 30 \cdot \sin 39,8 = 80,79 \text{ mm}$$

$$d_{m_2} = d_{e_2} - b \cdot \sin \delta_1 = 120 - 30 \cdot \sin 50,19 = 96,95 \text{ mm}$$

**Tečný modul na středním průměru:**

$$m_{mt} = \frac{d_{m_1}}{z_1} = \frac{80,79}{25} = 3,2316 \text{ mm}$$

**Normálový modul na středním kuželi:**

$$m_{mn} = m_{mt} \cdot \cos \beta_m = 3,2316 \cdot \cos 20 = 3,036 \text{ mm}$$

**Výška hlavy:**

$$h_a = m_{te} = 4 \text{ mm}$$

**Průměry hlavových kružnic:**

$$d_{a_1} = d_{e_1} + 2 \cdot h_a \cdot \cos \delta_1 = 100 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 39,8 = 106,15 \text{ mm}$$



$$d_{a_2} = d_{e_2} + 2 \cdot h_a \cdot \cos \delta_2 = 120 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 50,19 = 125,12 \text{ mm}$$

**Průměry základních kružnic:**

$$d_{b1} = d_{e_1} \cdot \cos \alpha = 100 \cdot \cos 20 = 93,97 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_{e_2} \cdot \cos \alpha = 120 \cdot \cos 20 = 112,76 \text{ mm}$$

**Výška paty:**

$$h_f = 1,25 \cdot m_{te} = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$$

**Průměry patních kružnic:**

$$d_{f1} = d_{e_1} - 2 \cdot h_f \cdot \cos \delta_1 = 100 - 2 \cdot 5 \cdot \cos 39,8 = 92,3 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_{e_2} - 2 \cdot h_f \cdot \cos \delta_2 = 120 - 2 \cdot 5 \cdot \cos 50,19 = 113,6 \text{ mm}$$

**Výška zubu:**

$$h = h_a + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$$

### 5.6.2 Rozměry virtuálního soukolí

**Průměry roztečných kružnic náhradních kol:**

$$d'_{nm1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{80,79}{\cos 39,8} = 105,15 \text{ mm}$$

$$d'_{nm2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{96,95}{\cos 50,19} = 151,43 \text{ mm}$$

**Průměry hlavových kružnic náhradních kol:**

$$d_{nma1} = d'_{nm1} + 2 \cdot h_a = 105,15 + 2 \cdot 4 = 113,15 \text{ mm}$$

$$d_{nma2} = d'_{nm2} + 2 \cdot h_a = 151,43 + 2 \cdot 4 = 159,43 \text{ mm}$$

**Průměry základních kružnic náhradních kol:**

$$d'_{nmb1} = d'_{nm1} \cdot \cos \alpha_{tm} = 105,15 \cdot \cos 21,17 = 98,05 \text{ mm}$$

$$d'_{nmb2} = d'_{nm2} \cdot \cos \alpha_{tm} = 151,43 \cdot \cos 21,17 = 141,21 \text{ mm}$$

**Virtuální osová vzdálenost:**

$$a_n' = \frac{d'_{nm1} + d'_{nm2}}{2} = \frac{105,15 + 151,43}{2} = 128,29 \text{ mm}$$

**Rozteče zubu:**

$$P_{tm} = m_{tm} \cdot \pi = 3,2316 \cdot \pi = 10,15 \text{ mm}$$

$$P'_{tm} = m_{tm} \cdot \pi \cdot \cos \alpha_{tm} = 3,2316 \cdot \pi \cdot \cos 21,17 = 9,467 \text{ mm}$$

**Výpočet součinitele trvání záběru:**

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{na1}^{2'} - r_{nb1}^{2'}} + \sqrt{r_{na2}^{2'} - r_{nb2}^{2'}} - a_n' \cdot \sin \alpha_{tm}}{P'_{tm}}$$



$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{56,575^2 - 49,025^2} + \sqrt{79,7^2 - 70,605^2} - 128,29 \cdot \sin 21,17}{9,467} = 1,994$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta_m}{p'_{tm}} = \frac{30 \cdot \operatorname{tg} 20}{9,467} = 1,153$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,944 + 1,153 = 3,147$$

Z důvodu že součinitel záběru není celočíselný, volím šířku 27,47 mm

**Přepočet součinitele trvání záběru:**

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta_m}{p'_{tm}} = \frac{27,47 \cdot \operatorname{tg} 20}{9,467} = 1,056$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,944 + 1,056 = 3$$

### 5.6.3 Silové poměry kuželového soukolí

**Tečná síla:**

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 114590}{80,79} = 2836,7 \text{ N}$$

**Normálová síla:**

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m \cdot \cos \alpha_{nm}} = \frac{2836,7}{\cos 20 \cdot \cos 20} = 3212,5 \text{ N}$$

**Radiální síla:**

$$\begin{aligned} F_{r1} = F_{a2} &= \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{m_n} \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta_m \cdot \sin \delta_1) = \\ &= \frac{2836,7}{\cos 20} \cdot (\operatorname{tg} 20 \cdot \cos 39,8 - \sin 20 \cdot \sin 39,8) = 183,24 \text{ N} \end{aligned}$$

**Axiální síla:**

$$\begin{aligned} F_{a1} = F_{r2} &= \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{m_n} \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cdot \cos \delta_1) = \\ &= \frac{2836,7}{\cos 20} \cdot (\operatorname{tg} 20 \cdot \sin 39,8 + \sin 20 \cdot \cos 39,8) = 1496,5 \text{ N} \end{aligned}$$

### 5.6.4 Pevnostní kontrola ozubení

**Únavová únosnost – napětí v dotyku:**

$$\sigma_{HO} = z_E \cdot z_H \cdot z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_{m1}} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

**Volené tabulkové hodnoty:**

Koeficienty a součinitelé vyplývají z [2]





$$Z_E = 190$$

$$z_H = 2,22$$

$$z_\varepsilon = 0,78$$

$$s_{Hmin} = 1,3$$

$$K_A = 1,5$$

$$K_{H\beta} = 1,4$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,5 \cdot 1,4 \cdot 1,2 = 2,52$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,22 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{2836,7}{30 \cdot 80,79} \cdot \frac{1,2+1}{1,2}} = 481,93 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$$

$$\sigma_H = 481,93 \cdot \sqrt{2,52} = 765 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim1}}{s_{Hmin}} = \frac{1180}{1,3} = 907,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H < \sigma_{HP} \rightarrow 765 \text{ MPa} < 907,7 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

**Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:**

$$K_{as} = 2 > (K_A)$$

$$\sigma_{Hmax1,2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 800 = 3200 \text{ MPa}$$

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{as} = 2836,7 \cdot 2 = 5673,4 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} = 481,93 \sqrt{\frac{5673,4 \cdot 2,52}{2836,7}} = 1082 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{Hmax1,2} \rightarrow 1082 \text{ MPa} < 3200 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

**Únavová únosnost – napětí v ohybu:**

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_{nm}} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot K_F \leq \delta_{FP}$$

**Volené tabulkové hodnoty:**

Koeficienty a součinitelé vyplývají z [2]

$$K_F = K_H = 2,436$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = 0,501$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 1,006 \cdot \frac{20}{120} = 0,832$$



$$Y_{\beta min} = 1 - 0,25 \cdot \varepsilon_{\beta} = 1 - 0,25 \cdot 1,006 = 0,75$$

$$Y_{\beta} \geq Y_{\beta min} \Rightarrow 0,832$$

$$Y_{FS} = 3,85$$

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$\sigma_{Flim} = 705 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = \frac{705}{1,4} = 503,57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{2836,7}{30 \cdot 3,036} \cdot 3,85 \cdot 0,832 \cdot 2,436 \cdot 0,501 = 121,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} \rightarrow 121,8 \text{ MPa} < 503,57 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

### Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{FST} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 705 = 1762,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FST} = 0,8 \cdot 1762,5 = 1410 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} = 121,8 \cdot \frac{5673,4}{2836,7} = 243,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} < \sigma_{FPmax} \rightarrow 243,6 \text{ MPa} < 1410 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

## 5.7 Čelní soukolí 1

### 5.7.1 Výpočet rozměrů čelního soukolí se šikmými zuby

Návrhový výpočet:

Materiál pastorku (3) a kola (4): 12 051 (Obě kola povrchově tvrzená)

Mez pevnosti v tahu:  $R_m = 640 \text{ MPa}$

Mez kluzu v tahu:  $R_e = 390 \text{ MPa}$

Mez únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim} = 1140 \text{ MPa}$

Mez únavy v ohybu  $\sigma_{Flim} = 390 \text{ MPa}$

Tvrдост  $V_{HV} = 600-675$



Obrázek 11 - čelní ozubená kola (neredukovaný převod)

**Vstupní hodnoty:**

$$i_{\zeta} = 1,2; z_3 = 25 \text{ zubů}; ; M_{k2} = 132Nm;$$

$$\text{úhel sklonu zubu } \beta = 20^\circ$$

**počet zubů druhého kola:**

$$z_4 = i_{\zeta} \cdot z_3 = 1,2 \cdot 25 = 30 \text{ zubů}$$

**Volené tabulkové hodnoty:**

Koeficienty a součinitelé vyplývají z [2]

$$\Psi_d = (b_{wH}/d_1) = 0,4$$

$$K_A = 1,5$$

$$K_{H\beta} = 1,4$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1$$

$$f_H = 690$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ MPa}$$

**Výpočet roztečné kružnice pastorku uprostřed šířky zubu:**

$$d_3 = f_H * \sqrt[3]{\frac{K_H * M_{K2}}{(b_{wH}/d_3) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}} = 690 * \sqrt[3]{\frac{2,1 * 132}{0,4 \cdot 912^2} \cdot \frac{1,2+1}{1,2}} = 79,46 \text{ mm}$$

**Normálový modul:**

$$m_n = \frac{d_3 \cdot \cos \beta}{z_3} = \frac{79,46 \cdot \cos 20}{25} = 2,987 \text{ mm}$$

→ Volím modul  $m_n = 4 \text{ mm}$ .



### Šířka ozubení:

Přepočet roztečného průměru

$$d_3 = \frac{m_n \cdot z_3}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 25}{\cos 20^\circ} = 106,4 \text{ mm}$$

Minimální šířka ozubení:

$$b = d_3 \cdot \Psi_d = 106,4 \cdot 0,4 = 42,56 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím} = 45 \text{ mm}$$

### Výpočet tečného modulu:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{4}{\cos 20^\circ} = 4,26 \text{ mm}$$

### Osová vzdálenost:

$$a_w = \frac{(z_3 + z_4) \cdot m_t}{2} = \frac{(25 + 30) \cdot 4,26}{2} = 117,15 \text{ mm}$$

Volím osovou vzdálenost  $a_w = 120 \text{ mm}$

### Úhel sklonu zubů pro zvolenou osovou vzdálenost:

$$\beta = \arccos \left[ \frac{m_n}{2 \cdot a} \cdot (z_3 + z_4) \right] = \arccos \left[ \frac{4}{2 \cdot 120} \cdot (25 + 30) \right] = 23,55^\circ$$

### přepočet tečného modulu:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{4}{\cos 23,55^\circ} = 4,36 \text{ mm}$$

### Záběrový úhel v čelní rovině:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \arctg \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 23,55^\circ} = 21,65^\circ$$

### Rozteč zubů:

$$P_t = m_t \cdot \pi = 4,36 \cdot \pi = 13,7 \text{ mm}$$

$$P_{tb} = m_t \cdot \pi \cdot \cos \alpha_t = 4,36 \cdot \pi \cdot \cos 21,65^\circ = 12,7 \text{ mm}$$

### Pastorek (3)

$$z_3 = 25$$

$$d_3 = z_3 \cdot m_t = 25 \cdot 4,36 = 109 \text{ mm}$$

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_n = 117 \text{ mm}$$

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 101,31 \text{ mm}$$

$$d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot m_n = 99 \text{ mm}$$

$$z_{v3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{\cos^3 23,55^\circ} = 32,452$$

### kolo (4)

$$z_4 = 30$$

$$d_4 = z_4 \cdot m_t = 30 \cdot 4,36 = 130,8 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n = 138,8 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 121,57 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5 \cdot m_n = 120,8 \text{ mm}$$

$$z_{v4} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{30}{\cos^3 23,55^\circ} = 38,942$$



**Výpočet součinitele trvání záběru:**

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{r_{a3}^{2'} - r_{b3}^{2'}} + \sqrt{r_{a4}^{2'} - r_{b4}^{2'}} - a_w' \cdot \sin \alpha_t}{p_{bt}}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{58,5^2 - 50,655^2} + \sqrt{69,4^2 - 60,785^2} - 120 \cdot \sin 21,65}{12,73} = 1,452$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta_m}{p_t} = \frac{45 \cdot \operatorname{tg} 23,55^{\circ}}{13,7} = 1,4316$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,4516 + 1,4316 = 2,8832$$

Z důvodu že součinitel záběru není celočíselný, volím šířku 48,67 mm

**Přepočet součinitele trvání záběru:**

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta_m}{p_t} = \frac{48,67 \cdot \operatorname{tg} 23,55^{\circ}}{13,7} = 1,548$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,452 + 1,548 = 3$$

### 5.7.2 Silové poměry čelního soukolí

**Tečná síla:**

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 132000}{109} = 2422 \text{ N}$$

**Radiální síla:**

$$F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_{t3}}{\cos \beta_m} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{2422}{\cos 23,55^{\circ}} \cdot \operatorname{tg} 21,65 = 1048 \text{ N}$$

**Axiální síla:**

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \tan \beta = 2422 \cdot \tan 23,55^{\circ} = 1056 \text{ N}$$

### 5.7.3 Pevnostní kontrola ozubení

**Únavová únosnost – napětí v dotyku:**

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_3} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

**Volené tabulkové hodnoty:**

Koeficienty a součinitelé vyplývají z [2]

$$Z_E = 190$$



$$z_H = 2,3$$

$$z_\varepsilon = 0,82$$

$$Z_R = 1$$

$$s_{Hmin} = 1,3$$

$$K_A = 1,5$$

$$K_{H\beta} = 1,4$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,5 \cdot 1,4 \cdot 1,2 = 2,52$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,3 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{2422}{48,67 \cdot 109} \cdot \frac{1,2+1}{1,2}} = 327 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$$

$$\sigma_H = 327 \cdot \sqrt{2,52} = 519 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{s_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 1}{1,3} = 877 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H < \sigma_{HP} \rightarrow 519 \text{ MPa} < 877 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

**Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:**

$$K_{as} = 3 > (K_A)$$

$$\sigma_{Hmax1,2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}$$

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{as} = 2422 \cdot 3 = 7266 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} = 327 \sqrt{\frac{7266 \cdot 2,52}{2422}} = 899 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{Hmax1,2} \rightarrow 899 \text{ MPa} < 2600 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

**Únavová únosnost – napětí v ohybu:**

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot K_F \leq \delta_{FP}$$

**Volené tabulkové hodnoty:**

Koeficienty a součinitelé vyplývají z [2]

$$K_F = K_H = 2,436$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,452} = 0,689$$



$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 1,548 \cdot \frac{23,55}{120} = 0,696$$

$$Y_{\beta\min} = 1 - 0,25 \cdot \varepsilon_{\beta} = 1 - 0,25 \cdot 1,548 = 0,613$$

$$Y_{\beta} \geq Y_{\beta\min} \Rightarrow 0,696$$

$$Y_{FS} = 3,85$$

$$S_{F\min} = 1,4$$

$$\sigma_{Flimb} = 390 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{F\min}} = \frac{390}{1,4} = 278,57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{2422}{48,67 \cdot 4} \cdot 3,85 \cdot 0,696 \cdot 2,436 \cdot 0,689 = 55,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} \rightarrow 55,9 \text{ MPa} < 278,57 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

### Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{FST} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP\max} = 0,8 \cdot \sigma_{FST} = 0,8 \cdot 975 = 780 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} = 55,9 \cdot \frac{7266}{2422} = 167,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F\max} < \sigma_{FP\max} \rightarrow 167,7 \text{ MPa} < 780 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

## 5.8 Čelní soukolí 2

### 5.8.1 Výpočet rozměrů čelního soukolí se šikmými zuby (redukce)

#### Návrhový výpočet:

Materiál pastorku (5) a kola (6): 14 140 (povrchově kalená)

Mez pevnosti v tahu:  $R_m = 785 \text{ MPa}$

Mez kluzu v tahu:  $R_e = 539 \text{ MPa}$

Mez únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim} = 1140 \text{ MPa}$

Mez únavy v ohybu  $\sigma_{Flim} = 450 \text{ MPa}$

Tvrdość  $V_{HV} = 600-675$



Obrázek 12 - čelní ozubená kola ( redukovaný převod)

**Vstupní hodnoty:**

$$i_{\xi} = 2,4; z_5 = 22 \text{ zubů}; ; M_{k2} = 132Nm;$$

$$\text{úhel sklonu zubu } \beta = 20^{\circ}$$

**počet zubů druhého kola:**

$$z_6 = i_{\xi} \cdot z_5 = 2,4 \cdot 22 = 52,8 \Rightarrow 53 \text{ zubů}$$

**Přepočet převodového poměru:**

$$i_{\xi} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{53}{22} = 2,409$$

**Volené tabulkové hodnoty:**

Koeficienty a součinitelé vyplývají z [2]

$$\Psi_d = (b_{wH}/d_5) = 0,4$$

$$K_A = 1,5$$

$$K_{H\beta} = 1,16$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,16 = 1,74$$

$$f_H = 690$$

$$\sigma_{Hp} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ MPa}$$





**Výpočet rozteční kružnice pastorku uprostřed šířky zubu:**

$$d_5 = f_H * \sqrt[3]{\frac{K_H * M_{K2}}{(b_{WH}/d_5) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}} = 690 * \sqrt[3]{\frac{2,1 * 132}{0,4 \cdot 912^2} \cdot \frac{2,4+1}{2,4}} = 68,49 \text{ mm}$$

**Normálový modul:**

$$m_n = \frac{d_5 \cdot \cos \beta}{z_5} = \frac{68,49 \cdot \cos 20}{22} = 2,925 \text{ mm}$$

→ Volím modul  $m_n = 3 \text{ mm}$ .

**Šířka ozubení:**

Přepočet roztečného průměru

$$d_5 = \frac{m_n \cdot z_5}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 22}{\cos 20^\circ} = 70,235 \text{ mm}$$

Minimální šířka ozubení:

$$b = d_5 \cdot \Psi_d = 70,235 \cdot 0,4 = 28,09 \text{ mm}$$

→ Volím  $b = 30 \text{ mm}$

**Výpočet tečného modulu:**

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3}{\cos 20^\circ} = 3,19 \text{ mm}$$

**Osová vzdálenost:**

$$a_w = \frac{(z_5 + z_6) \cdot m_t}{2} = \frac{(22 + 53) \cdot 3,19}{2} = 119,625 \text{ mm}$$

Volím osovou vzdálenost  $a_w = 120 \text{ mm}$

**Úhel sklonu zubů pro zvolenou osovou vzdálenost:**

$$\beta = \arccos \left[ \frac{m_n}{2 \cdot a} \cdot (z_5 + z_6) \right] = \arccos \left[ \frac{3}{2 \cdot 120} \cdot (22 + 53) \right] = 20,364^\circ$$

**přepočet tečného modulu:**

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3}{\cos 20,364^\circ} = 3,2 \text{ mm}$$

**Záběrový úhel v čelní rovině:**

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20,364^\circ} = 21,22^\circ$$

**Rozteč zubů:**

$$P_t = m_t \cdot \pi = 3,2 \cdot \pi = 10,05 \text{ mm}$$

$$P_{tb} = m_t \cdot \pi \cdot \cos \alpha_t = 3,2 \cdot \pi \cdot \cos 21,22 = 9,37 \text{ mm}$$



**Výpočet jednotlivých průměrů:**

**Pastorek (5)**

$$z_5 = 22$$

$$d_5 = z_5 \cdot m_t = 22 \cdot 3,2 = 70,4 \text{ mm}$$

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot m_n = 76,4 \text{ mm}$$

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha_t = 65,67 \text{ mm}$$

$$d_{f5} = d_5 - 2,5 \cdot m_n = 62,9 \text{ mm}$$

$$z_{v5} = \frac{z_5}{\cos^3 \beta} = \frac{22}{\cos^3 20,364^\circ} = 26,7$$

**kolo (6)**

$$z_6 = 53$$

$$d_6 = z_6 \cdot m_t = 53 \cdot 3,2 = 169,6 \text{ mm}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \cdot m_n = 175,6 \text{ mm}$$

$$d_{b6} = d_6 \cdot \cos \alpha_t = 158,1 \text{ mm}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2,5 \cdot m_n = 162,1 \text{ mm}$$

$$z_{v6} = \frac{z_6}{\cos^3 \beta} = \frac{53}{\cos^3 20,364^\circ} = 64,3$$

**Výpočet součinitele trvání záběru:**

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a5}^{2'} - r_{b5}^{2'}} + \sqrt{r_{a6}^{2'} - r_{b6}^{2'}} - a_w' \cdot \sin \alpha_t}{p_{tb}}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{38,2^2 - 32,835^2} + \sqrt{87,8^2 - 79,05^2} - 120 \cdot \sin 21,22}{9,37} = 1,526$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta_m}{p_t} = \frac{30 \cdot \operatorname{tg} 20,364^\circ}{10,05} = 1,108$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,526 + 1,108 = 2,634$$

Z důvodu že součinitel záběru není celočíselný, volím šířku 39,9 mm

**Přepočítání součinitele trvání záběru:**

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta_m}{p_t} = \frac{39,9 \cdot \operatorname{tg} 20,364^\circ}{10,05} = 1,474$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,526 + 1,474 = 3$$

**5.8.2 Silové poměry čelního soukolí**

**Tečná síla:**

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_5} = \frac{2 \cdot 132000}{70,4} = 3750 \text{ N}$$

**Radiální síla:**

$$F_{r5} = F_{r6} = \frac{F_{t5}}{\cos \beta_m} \cdot \tan \alpha_n = \frac{3750}{\cos 20,364^\circ} \cdot \tan 20^\circ = 1456 \text{ N}$$



**Axiální síla:**

$$F_{a5} = F_{a6} = F_{t5} \cdot \tan\beta = 3750 \cdot \tan 20,364^\circ = 1392 \text{ N}$$

Pevnostní kontrola ozubení

**Únavová únosnost – napětí v dotyku:**

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_5} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

**Volené tabulkové hodnoty:**

Koeficienty a součinitelé vyplývají z [2]

$$Z_E = 190$$

$$Z_H = 2,3$$

$$Z_\varepsilon = 0,82$$

$$Z_R = 1$$

$$s_{Hmin} = 1,3$$

$$K_A = 1,5$$

$$K_{H\beta} = 1,16$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,5 \cdot 1,16 \cdot 1,2 = 2,088$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,3 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{3750}{39,9 \cdot 70,4} \cdot \frac{2,409+1}{2,409}} = 493 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$$

$$\sigma_H = 493 \cdot \sqrt{2,088} = 712,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{s_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 1}{1,3} = 877 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H < \sigma_{HP} \rightarrow 712,4 \text{ MPa} < 877 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

**Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:**

$$K_{as} = 3 > (K_A)$$

$$\sigma_{Hmax1,2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}$$

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{as} = 3750 \cdot 3 = 11250 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} = 493 \sqrt{\frac{11250 \cdot 2,088}{3750}} = 1234 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{Hmax1,2} \rightarrow 1234 \text{ MPa} < 2600 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$



### Únavová únosnost – napětí v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot K_F \leq \delta_{FP}$$

### Volené tabulkové hodnoty:

Koeficienty a součinitelé vyplývají z [2]

$$K_F = K_H = 2,436$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,526} = 0,655$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 1,474 \cdot \frac{20,364}{120} = 0,75$$

$$Y_{\beta\min} = 1 - 0,25 \cdot \varepsilon_\beta = 1 - 0,25 \cdot 1,474 = 0,631$$

$$Y_\beta \geq Y_{\beta\min} \Rightarrow 0,75$$

$$Y_{FS} = 3,85$$

$$s_{F\min} = 1,4$$

$$\sigma_{Flimb} = 450 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{s_{F\min}} = \frac{450}{1,4} = 321,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{3750}{39,9 \cdot 3} \cdot 3,85 \cdot 0,75 \cdot 2,436 \cdot 0,655 = 144,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} \rightarrow 144,3 \text{ MPa} < 321,4 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

### Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{FST} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 450 = 1125 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP\max} = 0,8 \cdot \sigma_{FST} = 0,8 \cdot 1125 = 900 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} = 144,3 \cdot \frac{11250}{3750} = 433 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F\max} < \sigma_{FP\max} \rightarrow 433 \text{ MPa} < 900 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

## 5.9 Návrh řemenového převodu:

Rozhodl jsem se použít řemenový převod umístěný za převodovou skříň místo řetězového převodu. Řemenový převod má klidný a tichý chod a jeho výhody spočívají v nízkých a výrobních nákladech. Řemen přenáší na velké vzdálenosti výkon a tlumí momentové rázy v důsledku odpružení řemene.



$$M_{k3R} = \frac{P_{vstup} \cdot \eta}{\omega} = \frac{15000 \cdot 0,96 \cdot 0,98}{\frac{2\pi \cdot 434}{60}} = 310,5 \text{ Nm}$$

- $i = 1,21$  - požadovaný převodový poměr  
 $n = 434 \text{ min}^{-1}$  - otáčky na malé řemenici při redukci  
 $a_p = 300 \text{ mm}$  - zvolená osová vzdálenost

volím úzký klínový řemen typu **SPB DIN 7753** – voleno z tabulek [5] a navrženo v SW Autodesk Inventor Professional 2015.

- $d_p = 170 \text{ mm}$  - průměr malé řemenice  
 $P_r = 4,82 \text{ kW}$  - základní jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem

#### Výpočet průměru větší řemenice:

$$i_r = \frac{D_p}{d_p} \Rightarrow D_p = i_r \cdot d_p$$

$$D_p = 1,21 \cdot 170 = 205,7 \text{ mm}$$

#### Výpočet délky řemene:

$$L_p = 2 \cdot a + \pi \cdot \frac{(D_p + d_p)}{2} + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot a}$$

$$L_p = 2 \cdot 300 + \pi \cdot \frac{(205,7 + 170)}{2} + \frac{(205,7 - 170)^2}{4 \cdot 300} = 1190 \text{ mm}$$

=> volím 1250 mm

#### Skutečná osová vzdálenost:

$$a = \frac{1}{4} \cdot \left[ L_p - \left( \pi \cdot \frac{D_p + d_p}{2} \right) + \sqrt{\left( L_p - \pi \cdot \frac{D_p + d_p}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{D_p - d_p}{2} \right)^2} \right] =$$

$$a = \frac{1}{4} \cdot \left[ 1250 - \left( \pi \cdot \frac{205,7 + 170}{2} \right) + \sqrt{\left( 1250 - \pi \cdot \frac{205,7 + 170}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{205,7 - 170}{2} \right)^2} \right] =$$

$$a = 329,2 \text{ mm}$$

#### Potřebný počet řemenů:

$$P_3 = P_{vstup} \cdot \eta = 15 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 14,112 \text{ kW}$$

$\eta$  ... účinnost kuželového a čelního soukolí

Dané součinitele vyplývají z tabulek [5]



$c_1 = 0,99$  ...součinitel úhlu opásání

$c_2 = 1,2$  ...součinitel provozního zatížení

$c_3 = 0,84$  ...součinitel délky klínového řemene

### Potřebný počet řemenů:

$$z = \frac{P_3 \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{14,11 \cdot 1,2}{4,82 \cdot 0,99 \cdot 0,84} = 4,22$$

volím  $z = 5$

### Obvodová síla F:

$$F = \frac{M_{k3}}{r_d} = \frac{310,5}{0,085} = 3652,94 \text{ N}$$

### Úhly opásání:

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{D_p - d_2}{2 \cdot a} = \frac{206 - 170}{2 \cdot 329,2} = 0,0547$$

$$\beta = \sin^{-1}(2 \cdot 0,0547) = 6,28^\circ$$

$$\alpha = 180 - \beta = 173,72^\circ \Rightarrow 3,03 \text{ rad}$$

### tření v klínové drážce:

součinitel tření  $f$  volím z katalogu řemenů  $f=0,8$

$$\varphi = 34^\circ$$

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = \frac{0,8}{\sin \frac{34^\circ}{2}} = 2,736$$

### Minimální předpětí řemene:

$$F_o = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{3652,94}{2} \cdot \frac{e^{0,8 \cdot 3,03} + 1}{e^{0,8 \cdot 3,03} - 1} = 2181,47 \text{ N}$$

### Zatížení hřídele za klidu:

$$F_{VR} = 2 \cdot F_o \cdot \cos \frac{\beta}{2} = 4356,38 \text{ N}$$

### Zatížení hřídele za pohybu:

$$F_{v1} = F_o + \frac{1}{2} \cdot F = 2184,47 + \frac{1}{2} \cdot 3652,94 = 4010,94 \text{ N}$$

$$F_{v2} = F_o - \frac{1}{2} \cdot F = 2184,47 - \frac{1}{2} \cdot 3652,94 = 358 \text{ N}$$

Aby nedošlo k prokluzu řemene, musí být splněna podmínka daná Eulerovým vztahem pro vláknové tření.

$$F_{v1} \leq F_{v2} \cdot e^{f \cdot \alpha}$$

4010,94 ≤ 4042,15 → Podmínka splněna, nedochází k prokluzu řemenu.

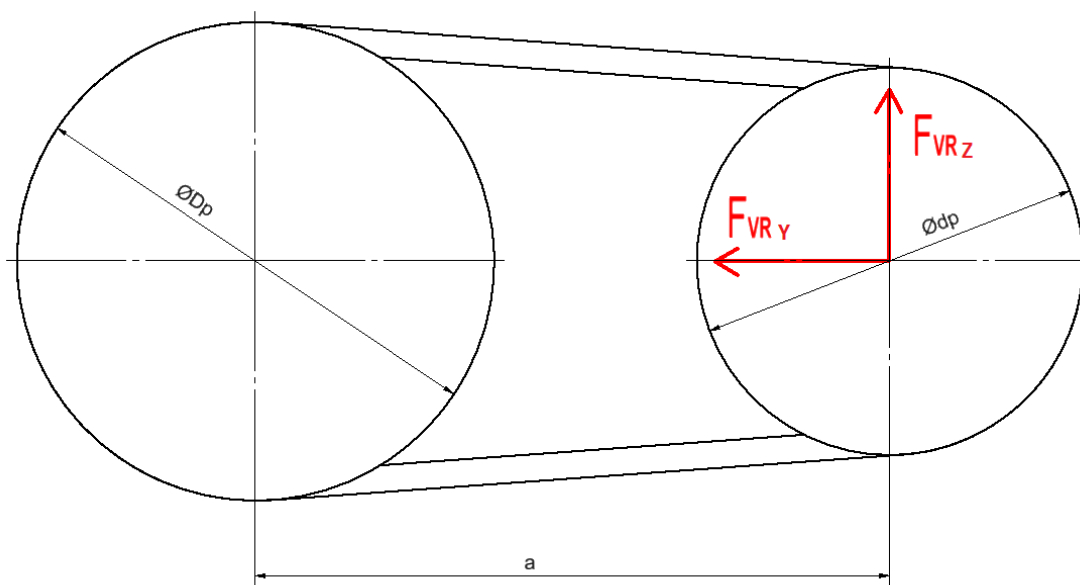
$$F_{VR} = \sqrt{F_{v1}^2 + F_{v2}^2 + 2 \cdot F_{v1} \cdot F_{v2} \cdot \cos \beta}$$

$$F_{VR} = \sqrt{4010,94^2 + 358^2 + 2 \cdot 4010,94 \cdot 358 \cdot \cos 6,28^\circ} = 4367 \text{ N}$$

**Rozložení do složek:**

$$F_{VR-Y} = F_{VR} = 4367 \text{ N}$$

$$F_{VR-Z} = 0 \text{ N}$$



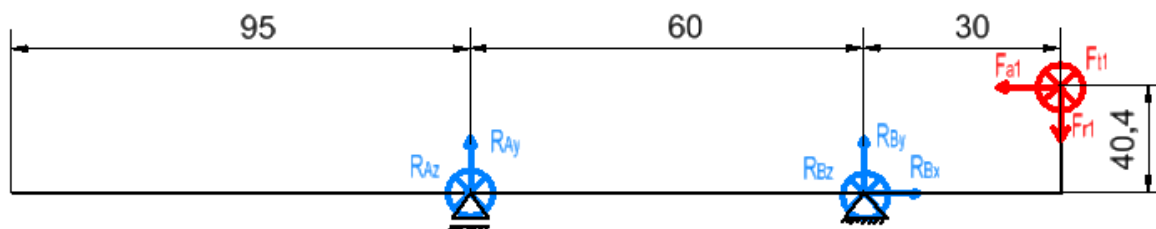
Obrázek 13 - schéma řemenového převodu

## 5.10 reakce a momenty na hřídelích

### 5.10.1 Vstupní hřídel

$$r_{m1} = 40,395 \text{ mm}; M_{kvstup} = 114,59 \text{ Nm}; F_{t1} = 2836,7 \text{ N}; F_{r1} = 183,34 \text{ N};$$

$$F_{a1} = 1496,5 \text{ N}$$



Obrázek 14 - schéma sil na vstupním hřídeli

**Rovnice rovnováhy:**



- 1)  $x: R_{Bx} - F_{a1} = 0$
- 2)  $y: R_{Ay} + R_{By} - F_{r1} = 0$
- 3)  $z: R_{Az} + R_{Bz} + F_{t1} = 0$
- 4)  $M_B: R_{Az} \cdot 60 - F_{t1} \cdot 30 = 0$
- 5)  $M_A: R_{By} \cdot 60 - F_{r1} \cdot 90 + F_{a1} \cdot 40,395 = 0$

$$R_{Bx} = F_{a1} = 1496,5 \text{ N}$$

$$R_{Az} = F_{t1} \cdot \frac{30}{60} = 1418,35 \text{ N}$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot 90 - F_{a1} \cdot 40,395}{60} = -732,65 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = F_{r1} - R_{By} = 183,34 + 732,65 = 916 \text{ N}$$

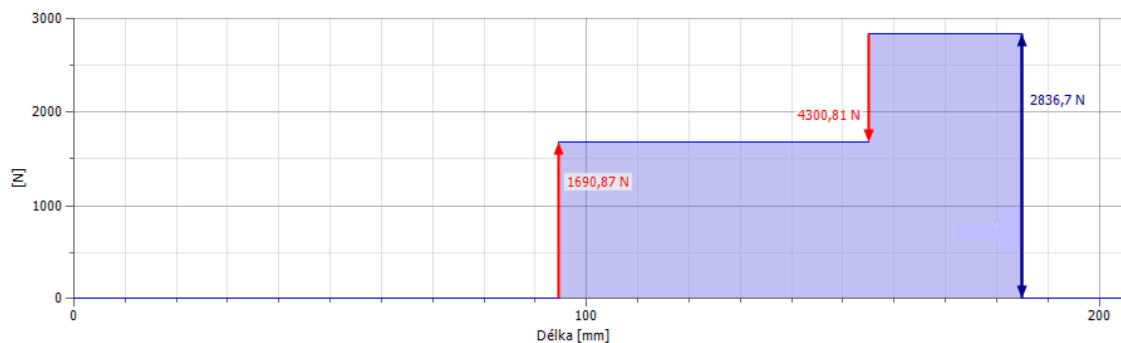
$$R_{Bz} = -F_{t1} - R_{Az} = -2836,7 - 1418,35 = 4255 \text{ N}$$

Výsledné reakce v uloženíh:

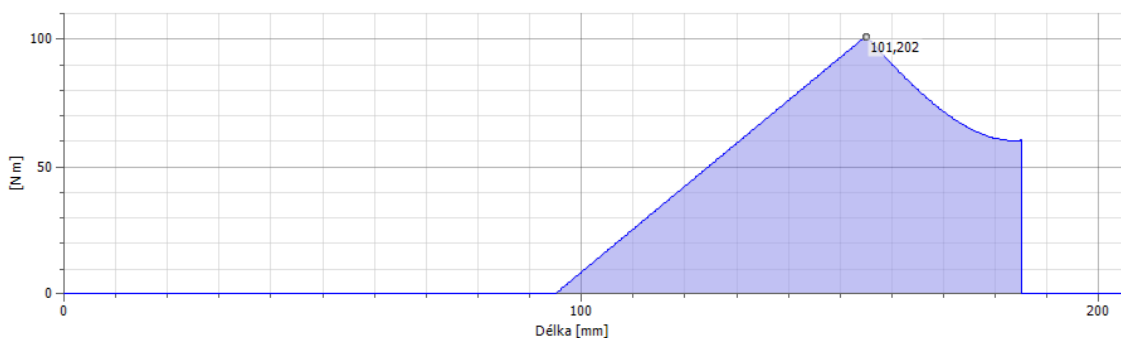
$$R_A = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{(1418,35)^2 + (916)^2} = 1690 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(-4255)^2 + (-732,65)^2} = 4300 \text{ N}$$

$$M_{Omax} = 101,2 \text{ Nm}$$



Obrázek 15 - průběh smykové síly vstupního hřídele



Obrázek 16 - průběh ohybového momentu vstupního hřídele

Určení průměru hřídele:





mat.: 11 500,  $\sigma_{D0} = 120 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{Dk} = 60 \text{ MPa}$

$$\alpha_B = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3} \cdot \tau_D} = \frac{120}{\sqrt{3} \cdot 60} = 1.155$$

**Redukovaný ohybový moment:**

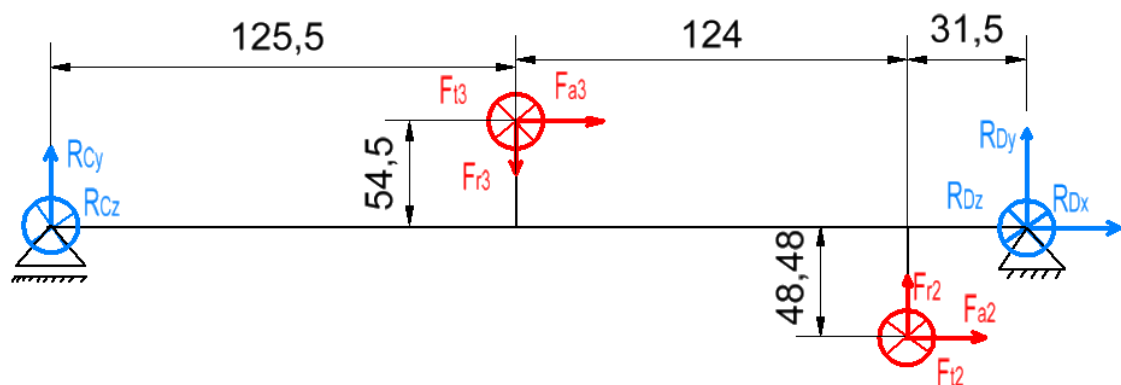
$$M_{\text{ORED}} = \sqrt{M_0^2 + 0.75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{101,2^2 + 0.75 \cdot (1.155 \cdot 114,59)^2} = 153 \text{ Nm}$$

$$d_{\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{ORED}}}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 153000}{\pi \cdot 120}} = 23,5 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 40 \text{ mm}$$

### 5.10.2 Předlohový hřídel (neredukovaný)

$r_{m2} = 48,48 \text{ mm}$ ;  $r_3 = 54,5 \text{ mm}$   $M_{\text{kvstup}} = 132 \text{ Nm}$ ;  $F_{t2} = 2836,7 \text{ N}$ ;

$F_{a2} = 183 \text{ N}$ ;  $F_{r2} = 1496,5 \text{ N}$ ;  $F_{t3} = 2422 \text{ N}$ ;  $F_{a3} = 1056 \text{ N}$ ;  $F_{r3} = 1048 \text{ N}$



Obrázek 17 – schéma sil na předlohovém hřídeli (neredukovaný)

**Rovnice rovnováhy:**

- 1)  $x: F_{a3} + R_{Dx} + F_{a2} = 0$
- 2)  $y: R_{Cy} + R_{Dy} - F_{r3} + F_{r2} = 0$
- 3)  $z: R_{Cz} + R_{Dz} + F_{t3} + F_{t2} = 0$
- 4)  $M_C: R_{Dz} \cdot 281 + F_{t3} \cdot 125,5 + F_{t2} \cdot 249,5 = 0$
- 5)  $\overline{M_D}: -R_{Cy} \cdot 281 + F_{r3} \cdot 155,5 - F_{a3} \cdot 54,5 + F_{a2} \cdot 48,48 - F_{r2} \cdot 31,5 = 0$

$$R_{Dx} = F_{a2} - F_{a3} = -183 - 1056 = -1239 \text{ N}$$

$$R_{Dz} = \frac{-2422 \cdot 125,5 - 2836,7 \cdot 249,5}{281} = -3600 \text{ N}$$

$$R_{Cz} = -R_{Dz} - F_{t3} - F_{t2} = 3600 - 2422 - 2836,7 = -1659 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = \frac{1048 \cdot 155,5 - 1056 \cdot 54,5 + 183 \cdot 48,48 - 1496,5 \cdot 31,5}{281} = 239 \text{ N}$$

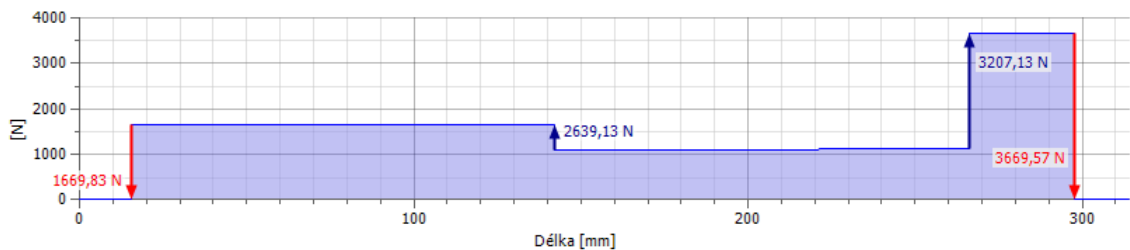
$$R_{Dy} = +F_{r3} - F_{r2} - R_{Cy} = 1048 - 1496,5 - 239 = -687,5 \text{ N}$$



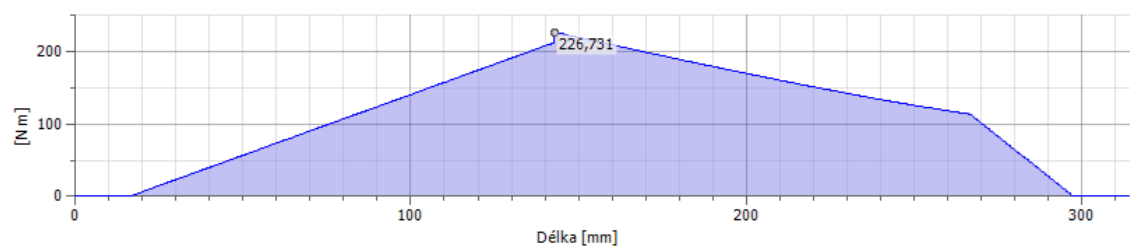
Výsledné reakce v uloženíh:

$$R_C = \sqrt{R_{Cz}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{(-1659)^2 + (239)^2} = 1670 \text{ N}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dz}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{(-3600)^2 + (-687,5)^2} = 3670 \text{ N}$$



Obrázek 18 - průběh smykové síly předlohové hřídele



Obrázek 19 - průběh ohybového momentu předlohové hřídele

$$M_{Omax} = 226,731 \text{ Nm}$$

**Určení průměru hřídele:**

mat.: 11 500,  $\sigma_{D0} = 120 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{DK} = 60 \text{ MPa}$

**Redukovaný ohybový moment:**

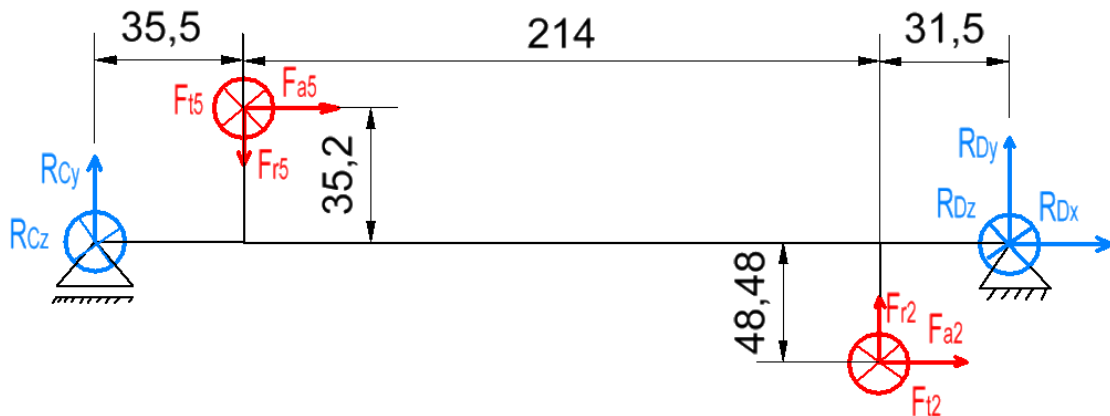
$$M_{ORED} = \sqrt{M_0^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{226,731^2 + 0,75 \cdot (1,155 \cdot 132)^2} \\ = 262,373 \text{ Nm}$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED}}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 262373}{\pi \cdot 120}} = 28,13 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 35 \text{ mm}$$

### 5.10.3 Předlohový hřídel (50% redukce)

$$r_{m2} = 48,48 \text{ mm}; r_5 = 35,2 \text{ mm} \quad M_{kvstup} = 132 \text{ Nm}; F_{t2} = 2836,7 \text{ N};$$

$$F_{a2} = 183 \text{ N}; F_{r2} = 1496,5 \text{ N}; F_{t5} = 3750 \text{ N}; F_{a5} = 1392 \text{ N}; F_{r5} = 1456 \text{ N}$$



Obrázek 20 – schéma sil na předlohovém hřídeli při 50% redukci

Rovnice rovnováhy:

- 1)  $x: F_{a5} + R_{Dx} + F_{a2} = 0$
- 2)  $y: R_{Cy} + R_{Dy} - F_{r5} + F_{r2} = 0$
- 3)  $z: R_{Cz} + R_{Dz} + F_{t5} + F_{t2} = 0$
- 4)  $M_C: R_{Dz} \cdot 281 + F_{t5} \cdot 35,5 + F_{t2} \cdot 249,5 = 0$
- 5)  $\overline{M}_D: -R_{Cy} \cdot 281 + F_{r5} \cdot 245,5 - F_{a5} \cdot 35,2 + F_{a2} \cdot 48,48 - F_{r2} \cdot 31,5 = 0$

$$R_{Dx} = F_{a2} - F_{a5} = 183 + 1392 = -1575 \text{ N}$$

$$R_{Dz} = \frac{-3750 \cdot 35 - 2836,7 \cdot 249,5}{281} = -2986 \text{ N}$$

$$R_{Cz} = -R_{Dz} - F_{t5} - F_{t2} = 2986 - 3750 - 2836,7 = -3600 \text{ N}$$

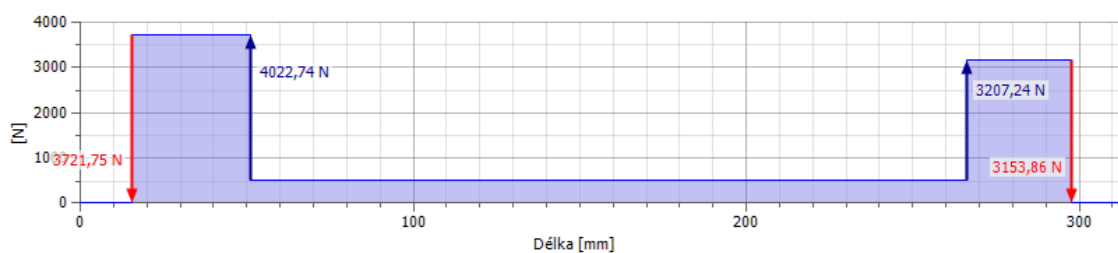
$$R_{Cy} = \frac{1456 \cdot 245,5 - 1392 \cdot 35,2 + 183 \cdot 48,48 - 1496,5 \cdot 31,5}{281} = 961,5 \text{ N}$$

$$R_{Dy} = +F_{r5} - F_{r2} - R_{Cy} = 1456 - 1496,5 - 961,5 = -1002 \text{ N}$$

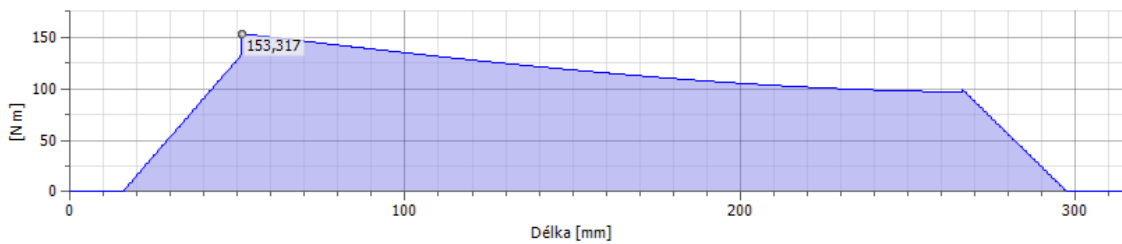
Výsledné reakce v uloženíh:

$$R_C = \sqrt{R_{Cz}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{(-3600)^2 + (961,5)^2} = 3722 \text{ N}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dz}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{(-2986)^2 + (-1002)^2} = 3154 \text{ N}$$



Obrázek 21 - průběh smykové síly na předlohovém hřídeli při 50% redukci



Obrázek 22 - průběh ohybového momentu na předlohovém hřídeli při 50% redukci

$$M_{Omax} = 153,317 \text{ Nm}$$

**Určení průměru hřídele:**

mat.: 11 500,  $\sigma_{Do} = 120 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{DK} = 60 \text{ MPa}$

**Redukovaný ohybový moment:**

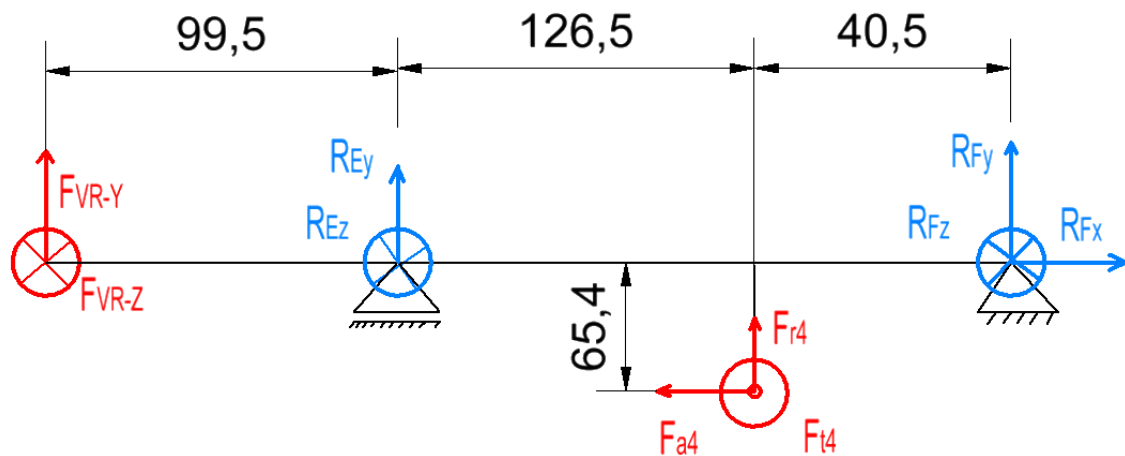
$$M_{ORED} = \sqrt{M_0^2 + 0.75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{153,3^2 + 0.75 \cdot (1.155 \cdot 132)^2} = 202,32 \text{ Nm}$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 202320}{\pi \cdot 120}} = 25,8 \text{ mm volím } 35 \text{ mm}$$

#### 5.10.4 Výstupní hřídel (neredukovaný)

$r_{m2} = 48,48 \text{ mm}$ ;  $r_5 = 35,2 \text{ mm}$   $M_{k3} = 155,24 \text{ Nm}$ ;  $F_{t4} = 2422 \text{ N}$ ;

$F_{a4} = 1056 \text{ N}$ ;  $F_{r4} = 1048 \text{ N}$ ;  $F_{VR} = F_{VR-Y} = 4367 \text{ N}$ ;  $F_{VR-Z} = 0 \text{ N}$



Obrázek 23 - schéma sil na výstupní hřídele

**Rovnice rovnováhy:**

- 1)  $x: R_{Fx} - F_{a4} = 0$
- 2)  $y: R_{Ey} + R_{Fy} - F_{VR-y} + F_{r4} = 0$
- 3)  $z: R_{Ez} + R_{Fz} - F_{t4} = 0$
- 4)  $M_E: -R_{Fz} \cdot 167 + F_{t4} \cdot 126,5 = 0$



$$5) \quad \vec{M}_E: -R_{Fy} \cdot 167 - F_{r4} \cdot 126,5 + F_{a4} \cdot 65,4 + F_{VR-y} \cdot 150 = 0$$

$$R_{Fx} = 1056 \text{ N}$$

$$R_{Fz} = \frac{+F_{t4} \cdot 126,5}{167} = 1835 \text{ N}$$

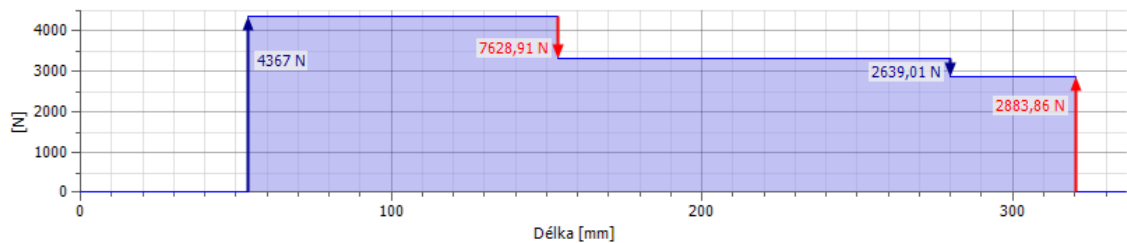
$$R_{Fy} = \frac{-1048 \cdot 126,5 + 1056 \cdot 65,4 + 4367 \cdot 99,5}{167} = 2221,6 \text{ N}$$

$$R_{Ez} = -1835 + 2422 = 587 \text{ N}$$

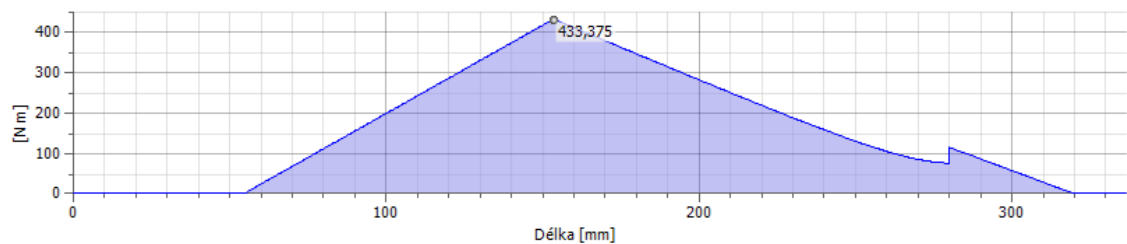
$$R_{Ey} = -2221,6 - 4367 - 1048 = -7606 \text{ N}$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fz}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{(1835)^2 + (-2221,6)^2} = 2883 \text{ N}$$

$$R_E = \sqrt{R_{Ez}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{(587)^2 + (-7606)^2} = 7629 \text{ N}$$



Obrázek 24 - průběh smykové síly na výstupním hřídeli



Obrázek 25 - průběh ohybového momentu na výstupním hřídeli

$$M_{Omax} = 433,375 \text{ Nm}$$

**Určení průměru hřídele:**

$$\text{mat.: } 11\ 500, \quad \sigma_{Do} = 120 \text{ MPa}; \quad \tau_{Dk} = 60 \text{ MPa}$$

**Redukovaný ohybový moment:**

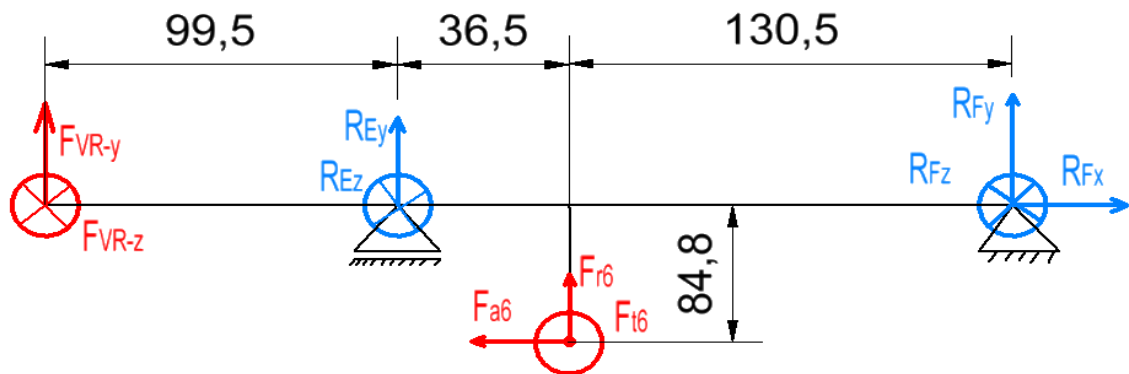
$$M_{ORED} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{433,4^2 + 0,75 \cdot (1,155 \cdot 155,24)^2} = 460 \text{ Nm}$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 460000}{\pi \cdot 120}} = 33,93 \text{ mm volím } 40 \text{ mm}$$



### 5.10.5 Výstupní hřídel (50% redukce)

$r_6 = 84,8 \text{ mm}$   $M_{k3red} = 310,49 \text{ Nm}$ ;  $F_{t6} = 3750 \text{ N}$ ;  $F_{a6} = 1392 \text{ N}$ ;  $F_{r6} = 1456 \text{ N}$ ;  
 $F_{VR-Y} = 4367 \text{ N}$ ;  $F_{VR-Z} = 0 \text{ N}$



Obrázek 26 - schéma sil na výstupní hřídeli při 50% redukci

#### Rovnice rovnováhy:

- 1) x:  $R_{Fx} - F_{a6} = 0$
- 2) y:  $R_{Ey} + R_{Fy} + F_{VR-y} + F_{r6} = 0$
- 3) z:  $R_{Ez} + R_{Fz} - F_{t6} = 0$
- 4)  $M_E: -R_{Fz} \cdot 167 + F_{t6} \cdot 36,5 = 0$
- 5)  $\vec{M}_E: -R_{Fy} \cdot 167 - F_{r6} \cdot 36,5 + F_{a6} \cdot 84,8 + F_{VR-y} \cdot 99,5 = 0$

$$R_{Fx} = F_{a6} = 1392 \text{ N}$$

$$R_{Fz} = \frac{+3750 \cdot 36,5}{167} = 819,6 \text{ N}$$

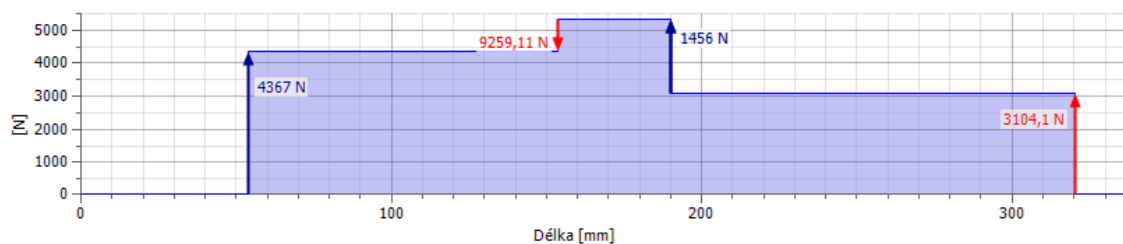
$$R_{Fy} = \frac{-1456 \cdot 36,5 + 1392 \cdot 84,8 + 4367 \cdot 99,5}{167} = 2990,5 \text{ N}$$

$$R_{Ez} = 2930,4 \text{ N}$$

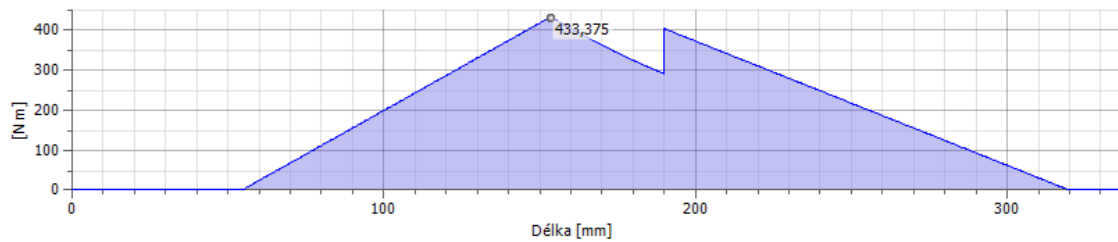
$$R_{Ey} = -8783,16 \text{ N}$$

$$R_E = \sqrt{R_{Ez}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{(2930,4)^2 + (8783,16)^2} = 9259 \text{ N}$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fz}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{(819,6)^2 + (-2990,5)^2} = 3104 \text{ N}$$



Obrázek 27 –průběh smykové síly na výstupní hřídeli při 50% redukci



Obrázek 28 - průběh ohybového momentu na výstupní hřídeli při 50% redukcii

$$M_{Omax} = 433,4 \text{ Nm}$$

### Určení průměru hřídele:

$$\text{mat.: } 11\,500, \quad \sigma_{D0} = 120 \text{ MPa}; \quad \tau_{DK} = 60 \text{ MPa}$$

### Redukovaný ohybový moment:

$$M_{ORED} = \sqrt{M_0^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{433,4^2 + 0,75 \cdot (1,155 \cdot 310,49)^2} = 533 \text{ Nm}$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED}}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 533000}{\pi \cdot 120}} = 35,63 \text{ mm volím } 40 \text{ mm}$$

### Kontrola průměru výstupního hřídele:

$$M_{Omax} = 433,4 \text{ Nm}$$

$$M_{k3red} = 310,49 \text{ Nm}$$

$$D = 45 \text{ mm}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$\text{zápich tvaru G-R} = 0,8 \text{ mm}$$

$$k_p = 1,5$$

### Kontrola na střídavý ohyb:

$$\frac{r}{d} = \frac{0,8}{40} = 0,02 \quad \frac{D}{d} = \frac{45}{40} = 1,125 \Rightarrow \alpha = 2,25$$

$$q_1 = (r, R_m) = 0,54$$

$$q_2 = (r, R_e/R_m) = 0,42$$

$$q = \frac{q_1 + q_2}{2} = \frac{0,54 + 0,42}{2} = 0,48$$

$$\beta_0 = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,48 \cdot (2,25 - 1) = 1,6$$

$$v_0 = 0,92 \dots \text{ součinitel velikosti}$$

$$\eta_0 = 0,88 \dots \text{ součinitel povrchu}$$



$$\sigma_{co} = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot v_0 \cdot \eta_0}{\beta_0} = \frac{0,43 \cdot 600 \cdot 0,92 \cdot 0,88}{1,6} = 130,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot M_{0max}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 433400}{\pi \cdot 40^3} = 68,97 \text{ MPa}$$

$$k_o = \frac{\sigma_{co}}{\sigma_o} = \frac{130,5}{68,97} = 1,892$$

**Kontrola na statický krut:**

$$\tau_{Kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{300}{\sqrt{3}} = 173 \text{ MPa}$$

$$\tau_K = \frac{16 \cdot M_{k3red}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 310490}{\pi \cdot 40^3} = 24,7 \text{ MPa}$$

$$k_k = \frac{\tau_{Kl}}{\tau_K} = \frac{173}{24,7} = 7$$

**Celková bezpečnost:**

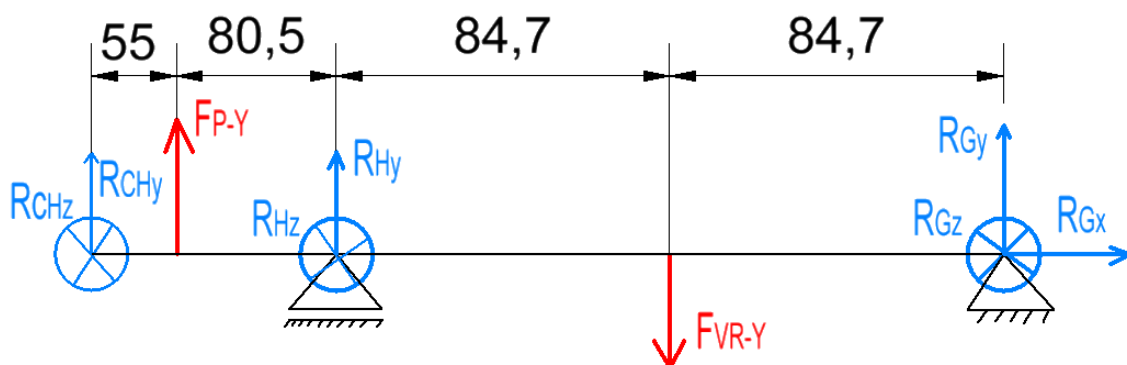
$$k = \sqrt{\frac{k_o^2 \cdot k_k^2}{k_o^2 + k_k^2}} = \sqrt{\frac{1,892^2 \cdot 7^2}{1,892^2 + 7^2}} = 1,826 > 1,5$$

$k > k_p \rightarrow$  bezpečnost hřídele vyhovuje

### 5.10.6 hřídel hnané řemenice

Pro snazší a rychlejší výpočet jsem použil generátor komponent hřídele SW Autodesk Inventor 2015, kde odečtu přímo z grafu reakce (síly) na ložiska.

$$F_{VR-Y} = 4367 \text{ N}; F_{VR-Z} = 0 \text{ N}; F_{P-Y} = 9000 \text{ N}; F_{P-Z} = 0 \text{ N}; M_{k4red} = 360 \text{ Nm}$$



Obrázek 29 - schéma sil na hřídeli hnané řemenice

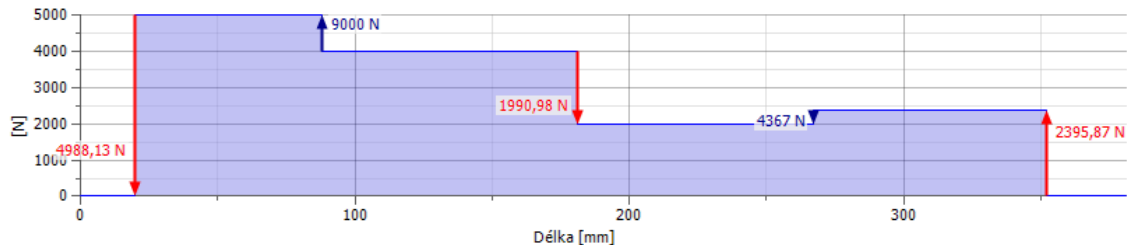
**Rovnice rovnováhy:**

$$1) \quad x: R_{Gx} = 0$$





- 2)  $y: R_{Gy} + R_{Hy} - F_{VR-y} + F_{P-y} + R_{CHy} = 0$
- 3)  $z: R_{Gz} + R_{Hz} + R_{CHz} = 0$
- 4)  $M_{CH}: -R_{Hz} \cdot 135,5 + R_{Gz} \cdot 304,9 = 0$
- 5)  $\overline{M}_{CH}: -F_{P-y} \cdot 55 - R_{Hy} \cdot 135,5 + F_{VR-y} \cdot 220,2 - R_{Gy} \cdot 304,9 = 0$

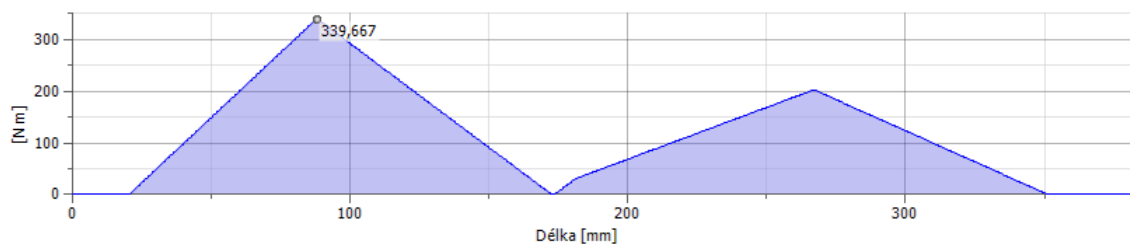


Obrázek 30 - průběh smykové síly na hřídeli hnané řemenice

$$R_G = 2395,87 \text{ N}$$

$$R_H = 1990,98 \text{ N}$$

$$R_{CH} = 4988,13 \text{ N}$$



Obrázek 31 - průběh ohybového momentu na hřídeli hnané řemenice

$$M_{Omax} = 339,667 \text{ Nm}$$

**Určení průměru hřídele:**

$$\text{mat.: } 11\ 500, \quad \sigma_{Do} = 120 \text{ MPa}; \quad \tau_{DK} = 60 \text{ MPa}$$

**Redukovaný ohybový moment:**

$$M_{ORED} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{339,667^2 + 0,75 \cdot (1,155 \cdot 360)^2} = 495 \text{ Nm}$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 495000}{\pi \cdot 120}} = 34,76 \text{ mm}$$

Z důvodu velkého namáhání od napínání pilového pásu a od řemenového převodu jsem zvolil  $d_{min} = 45 \text{ mm}$ .



## 5.11 Výpočet ložisek

požadavky:

$$L_h = 8000 \text{ [hod]}$$

$$L_h = \left( \frac{C}{P_m} \right)^P \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \text{ [hod]}$$

### 5.11.1 Ložiska na vstupním hřídeli

#### 5.11.1.1 ložisko v místě A

→ Volím kuželíkové ložisko z katalogu **SKF 32 009 XC/P5 [6]**

$n[\text{min}^{-1}]$	$K_a[\text{N}]$	$F_{rA}[\text{N}]$	$F_{rB}[\text{N}]$	$C_o[\text{N}]$	$C[\text{N}]$	$p$	$e$	$Y$
1250	1496,5	1690	4300	80000	58300	10/3	0,4	1,5

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B} \rightarrow \frac{1690}{1,5} \leq \frac{4300}{1,5}$$

$$K_a = 1496,5 \text{ N} > 0,5 \cdot \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right) = 876 \text{ N}$$

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = 563,3 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{563}{1690} = 0,33 < e$$

$$P_m = F_{rA} = 1690 \text{ N}$$

$$L_h = \left( \frac{C}{P_m} \right)^P \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left( \frac{58300}{1690} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{1250 \cdot 60} = 1\,785\,398 \text{ h} \geq L_{h\text{min}} = 8000 \text{ h}$$

#### 5.11.1.2 ložisko v místě B

→ Volím kuželíkové ložisko z katalogu **SKF 32 009 XC/P5 [6]**

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 563,3 + 1496,5 = 2059,8 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{2059,8}{4300} = 0,48 > e$$

$$P_m = 0,4 \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 4300 + 1,5 \cdot 2059,8 = 4809,7 \text{ N}$$

$$L_h = \left( \frac{C}{P_m} \right)^P \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left( \frac{58300}{4809,7} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{1250 \cdot 60} = 54502 \text{ h} \geq L_{h\text{min}} = 8000 \text{ h}$$

Zvolená kuželíková ložiska **SKF 30209 J2/Q** vyhovují.



## 5.11.2 Ložiska na předlohovém hřídeli

### 5.11.2.1 Ložisko v místě C

→ Volím kuličkové ložisko z katalogu SKF 6307 [5]

$n[\text{min}^{-1}]$	$C_o[\text{N}]$	$C[\text{N}]$	$p$
1041,6	19000	33200	3

**Při neredukovaném rychlostním stupni:**

Časové rozložení = 50%  
Radiální síla  $F_r = R_c = 1670 \text{ N}$

**Při redukovaném rychlostním stupni:**

Časové rozložení = 50%  
Radiální síla  $F_r = R_c = 3722 \text{ N}$   
Na toto ložisko nepůsobí axiální síla.

**Ekvivalentní zatížení (během provozu se mění pouze zatížení):**

$$P_m = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{1670^3 \cdot \frac{50}{100} + 3722^3 \cdot \frac{50}{100}} = 3040,5 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left(\frac{33200}{3040,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{1041 \cdot 60} = 20844 \text{ h} \geq L_{h\text{min}} = 8000 \text{ h}$$

**Zvolené kuličkové ložisko SKF 6307 vyhovuje.**

### 5.11.2.2 Ložisko v místě D

→ Volím kuličkové ložisko z katalogu SKF 6308 [5]

$n[\text{min}^{-1}]$	$C_o[\text{N}]$	$C[\text{N}]$	$p$
1041,6	24000	41000	3

**Při neredukovaném rychlostním stupni:**

Časové rozložení = 50%  
Radiální síla  $F_r = R_D = 3670 \text{ N}$   
Axiální síla  $F_a = 1239 \text{ N}$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1239}{24000} = 0,051 \rightarrow e = 0,24; X = 0,56, Y = 1,8$$

$$P_{01} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 3670 + 1,8 \cdot 1239 = 4285,4 \text{ N}$$

**Při redukovaném rychlostním stupni:**

Časové rozložení = 50%  
Radiální síla  $F_r = R_D = 3154 \text{ N}$   
Axiální síla  $F_a = 1575 \text{ N}$



$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1575}{24000} = 0,065 \rightarrow e = 0,24; X = 0,56; Y = 1,8$$

$$P_{02} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 3154 + 1,8 \cdot 1575 = 4601 \text{ N}$$

**Ekvivalentní zatížení (během provozu se mění pouze zatížení):**

$$P_m = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{4285,4^3 \cdot \frac{50}{100} + 4601^3 \cdot \frac{50}{100}} = 4448,8 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left(\frac{41000}{4448,8}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{1041 \cdot 60} = 12532 \text{ h} \geq L_{hmin} = 8000 \text{ h}$$

**Zvolené kuličkové ložisko SKF 6308 vyhovuje.**

### 5.11.3 Ložiska na výstupním hřídeli

#### 5.11.3.1 Ložisko v místě E

→ Volím jednořadé válečkové ložisko z katalogu **SKF NU 2209 EC** [5]

$C_o$ [N]	$C$ [N]	$p$
81500	73700	10/3

**Při neredukovaném rychlostním stupni:**

Otáčky  $n=868 \text{ min}^{-1}$   
Časové rozložení = 50%  
Radiální síla  $F_r = R_E = 7629 \text{ N}$

**Při redukovaném rychlostním stupni:**

Otáčky  $n = 434 \text{ min}^{-1}$   
Časové rozložení = 50%  
Radiální síla  $F_r = R_E = 9259 \text{ N}$

Na toto ložisko nepůsobí axiální síla. Během provozu se mění zatížení i otáčky.

**Ekvivalentní otáčky:**

$$n_m = \sum_1^k n_i \cdot \frac{q_i}{100} = 868 \cdot \frac{50}{100} + 434 \cdot \frac{50}{100} = 651 \text{ min}^{-1}$$

**Ekvivalentní zatížení:**

$$P_m = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{n_i}{n_m} \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{7629^3 \cdot \frac{868}{651} \cdot \frac{50}{100} + 9259^3 \cdot \frac{434}{651} \cdot \frac{50}{100}} = 8248,5 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left(\frac{73700}{8248,5}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{651 \cdot 60} = 37894 \text{ h} \geq L_{hmin} = 8000 \text{ h}$$

**Zvolené jednořadé válečkové ložisko SKF NU 2209 EC vyhovuje.**



### 5.11.3.2 Ložisko v místě F

→ Volím kuličkové ložisko z katalogu **SKF 6308** [5]

$C_o$ [N]	$C$ [N]	$p$
24000	41000	3

**Při neredukovaném rychlostním stupni:**

Otáčky  $n=868 \text{ min}^{-1}$

Časové rozložení = 50%

Radiální síla  $F_r = R_F = 2883 \text{ N}$

Axiální síla  $F_a = 1056 \text{ N}$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1056}{24000} = 0,044 \rightarrow e = 0,24, X = 0,56, Y = 1,8$$

$$P_{01} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 2883 + 1,8 \cdot 1056 = 3515 \text{ N}$$

**Při redukovaném rychlostním stupni:**

Otáčky  $n=434 \text{ min}^{-1}$

Časové rozložení = 50%

Radiální síla  $F_r = R_F = 3104 \text{ N}$

Axiální síla  $F_a = 1392 \text{ N}$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1392}{24000} = 0,058 \rightarrow e = 0,26; X = 0,56; Y = 1,7$$

$$P_{02} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 3104 + 1,7 \cdot 1392 = 4104,6 \text{ N}$$

Během provozu se mění zatížení i otáčky.

**Ekvivalentní otáčky:**

$$n_m = \sum_1^k n_i \cdot \frac{q_i}{100} = 868 \cdot \frac{50}{100} + 434 \cdot \frac{50}{100} = 651 \text{ min}^{-1}$$

**Ekvivalentní zatížení**

$$P_m = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{n_i}{n_m} \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{3515^3 \cdot \frac{868}{651} \cdot \frac{50}{100} + 4104,6^3 \cdot \frac{434}{651} \cdot \frac{50}{100}} = 3733 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left(\frac{41000}{3733}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{651 \cdot 60} = 33919 \text{ h} \geq L_{hmin} = 8000 \text{ h}$$

**Zvolené kuličkové ložisko SKF 6308 vyhovuje.**

### 5.11.4 Ložiska na hřídeli hnané řemenice

→ Volím radiální kuličková ložiska typu **UC209** [9]

$C_o$ [N]	$C$ [N]	$p$
20400	34500	3



Radiální síla na jednotlivá ložiska  $R_G=P_{0G}= 2395,9 \text{ N}$   
 $R_H=P_{0H}= 1991 \text{ N}$   
 $R_{CH}=P_{0CH}= 4988 \text{ N}$

Během provozu se mění pouze otáčky.

**Ekvivalentní otáčky:**

$$n_m = \sum_1^k n_i \cdot \frac{q_i}{100} = 868 \cdot \frac{50}{100} + 434 \cdot \frac{50}{100} = 651 \text{ min}^{-1}$$

$$L_{h(G)} = \left( \frac{C}{P_{0G}} \right)^P \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left( \frac{34500}{2395,9} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{651 \cdot 60} = 76439 \text{ h}$$

$$L_{h(H)} = \left( \frac{C}{P_{0H}} \right)^P \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left( \frac{34500}{1991} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{651 \cdot 60} = 133202 \text{ h}$$

$$L_{h(CH)} = \left( \frac{C}{P_{0CH}} \right)^P \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left( \frac{34500}{4988} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{651 \cdot 60} = 8471,2 \text{ h}$$

$L_{h(G)}, L_{h(H)}, L_{h(CH)} \geq L_{hmin} = 8000 \text{ h}$

**Zvolená radiální kuličková ložiska typu UC209 vyhovují.**

## 5.12 Návrh pera a drážkování

### 5.12.1 Pera na vstupní hřídeli

#### 5.12.1.1 Pero pod střížnou spojkou a kuželové kolo (1)

Materiál pera ČSN 11 500  $p_d=120 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{DS}= 60 \text{ MPa}$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_{kvstup}}{d \cdot l \cdot h} \Rightarrow l = \frac{2 \cdot M_{kvstup}}{d \cdot p_D \cdot h \cdot 0,45}$$

$$M_{kvstup} = 114590 \text{ Nmm}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$b = 12 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

**minimální délka pera:**

$$l = \frac{2 \cdot 114590}{40 \cdot 120 \cdot 8 \cdot 0,45} = 13,26 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } l = 32 \text{ mm}$$

**kontrola pera na smyk:**

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{kvstup}}{d \cdot l \cdot b} = \frac{2 \cdot 114590}{40 \cdot 32 \cdot 12} = 14,92 \text{ MPa} \leq \tau_{DS}$$

**Kontrola pera na otačení:**



$$p = \frac{2 \cdot 114590}{40 \cdot 32 \cdot 8 \cdot 0,45} = 49,8 \text{ MPa} \leq p_d$$

**Volím pero 12x 8x 32 DIN 6885 A**

### 5.12.2 Pera na předlohovém hřídeli

#### 5.12.2.1 Pero pod kuželové kolo (2)

Materiál pera ČSN 11 500  $p_d=120 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{DS}= 60 \text{ MPa}$

$$M_{k2} = 132000 \text{ Nmm}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$b = 12 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

**minimální délka pera:**

$$l = \frac{2 \cdot 132000}{40 \cdot 120 \cdot 8 \cdot 0,45} = 15,28 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } l = 32 \text{ mm}$$

**kontrola pera na smyk:**

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot l \cdot b} = \frac{2 \cdot 132000}{40 \cdot 32 \cdot 12} = 17,19 \text{ MPa} \leq \tau_{DS}$$

**Kontrola pera na otláčení:**

$$p = \frac{2 \cdot 132000}{40 \cdot 32 \cdot 8 \cdot 0,45} = 57,3 \text{ MPa} \leq p_d$$

**Volím pero 12x 8x 32 ČSN 022562 A**

### 5.12.3 Pera na výstupním hřídeli

#### 5.12.3.1 Pero pod čelní ozubené kolo (4)

Materiál pera ČSN 11 500  $p_d=120 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{DS}= 60 \text{ MPa}$

$$M_{k3} = 155240 \text{ Nmm}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$b = 12 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

**minimální délka pera:**

$$l = \frac{2 \cdot 155240}{40 \cdot 120 \cdot 8 \cdot 0,45} = 17,96 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } l = 40 \text{ mm}$$

**kontrola pera na smyk:**

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d \cdot l \cdot b} = \frac{2 \cdot 155240}{40 \cdot 40 \cdot 12} = 16,17 \text{ MPa} \leq \tau_{DS}$$

**Kontrola pera na otláčení:**



$$p = \frac{2 \cdot 155240}{40 \cdot 40 \cdot 8 \cdot 0,45} = 53,9 \text{ MPa} \leq p_d$$

**Volím pero 12x 8x 40 ČSN 02 2562 A**

### 5.12.3.2 Pero pod čelní ozubené kolo (6)

Materiál pera ČSN 11 500  $p_d=120 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{DS}= 60 \text{ MPa}$

$$M_{k3red} = 310490 \text{ Nmm}$$

$$d = 45 \text{ mm}$$

$$b = 14 \text{ mm}$$

$$h = 9 \text{ mm}$$

**minimální délka pera:**

$$l = \frac{2 \cdot 310490}{45 \cdot 120 \cdot 9 \cdot 0,45} = 28,39 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } l = 45 \text{ mm}$$

**kontrola pera na smyk:**

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k3red}}{d \cdot l \cdot b} = \frac{2 \cdot 310490}{45 \cdot 45 \cdot 14} = 21,9 \text{ MPa} \leq \tau_{DS}$$

**Kontrola pera na otláčení:**

$$p = \frac{2 \cdot 310490}{45 \cdot 45 \cdot 9 \cdot 0,45} = 75,71 \text{ MPa} \leq p_d$$

Výpočet ověřen v Inventoru 2015

**Volím pero 14x 9x45 ČSN 02 2562 A**

### 5.12.3.3 Pero pod hnací řemenové kolo

Materiál pera ČSN 11 500;  $p_d=120 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{DS}= 60 \text{ MPa}$

$$M_{k3red} = 310490 \text{ Nmm}$$

$$d = 45 \text{ mm}$$

$$b = 14 \text{ mm}$$

$$h = 9 \text{ mm}$$

**minimální délka pera:**

$$l = \frac{2 \cdot 310490}{45 \cdot 120 \cdot 9 \cdot 0,45} = 28,39 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } l = 56 \text{ mm}$$

**kontrola pera na smyk:**

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k3red}}{d \cdot l \cdot b} = \frac{2 \cdot 310490}{45 \cdot 56 \cdot 14} = 17,6 \text{ MPa} \leq \tau_{DS}$$

**Kontrola pera na otláčení:**





$$p = \frac{2 \cdot 310490}{45 \cdot 56 \cdot 9 \cdot 0,45} = 60,84 \text{ MPa} \leq p_d$$

Výpočet ověřen v Inventoru 2015

**Zvoleno pero 14x 9x56 ČSN 02 2562 A**

#### 5.12.4 Výpočet délky náboje na drážkovaném hřídeli (pod synchronem)

Předlohový hřídel: ČSN 11 500  $p_d=120 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{DS}=60 \text{ MPa}$ ;  $\tau_{DK}=70 \text{ MPa}$

$$M_{k2} = 132000 \text{ Nmm}$$

**Výpočet minimálního průměru:**

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 132000}{\pi \cdot 70}} = 21,25 \text{ mm}$$

Z konstrukčních důvodů volím  $d=36 \text{ mm}$

➔ **rovnoboké drážkování 8x36x40 ISO 14 (lehká řada)**

**účinná plocha S boků drážek délky 1 mm:**

$$S = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left( \frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot 1 = \frac{3}{4} \cdot 8 \cdot \left( \frac{40-36}{2} - 2 \cdot 0,4 \right) \cdot 1 = 7,2 \text{ mm}$$

$z$  ... počet zubů

$f$  ... rozměr zkosení

kontrola na otláčení boků zubů:

$$l_{\min} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{\frac{D+d}{2} \cdot p_D \cdot S} = \frac{2 \cdot 132000}{\frac{40+36}{2} \cdot 120 \cdot 7,2} = 8,04 \text{ mm}$$

Volím  $l = 14 \text{ mm}$

Kontrola na smyk zubů v patě zubu:

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{\frac{D+d}{2} \cdot l \cdot b \cdot \frac{3}{4} \cdot z} = \frac{2 \cdot 132000}{\frac{40+36}{2} \cdot 14 \cdot 7 \cdot \frac{3}{4} \cdot 8} = 11,8 \text{ MPa}$$

$\tau < \tau_{DS} \rightarrow$  vyhovuje !

#### 5.13 Návrh kotoučové spojky

Vstupní spojka: Materiál ocel 11500

$$M_{kv} = 114,59 \text{ Nm}; R = 39 \text{ mm}; b = 10 \text{ mm}; i = 6; \tau_{DS} = 60 \text{ MPa}; p_{Dov} = 80 \text{ MPa}$$

$R$  ... roztečný poloměr [mm]

$b$  ... šířka kotouče v místě šroubového spoje [mm]

$i$  ... počet šroubů[-]

$\tau_{DS}$  ... dovolené smykové napětí [MPa]



$p_{Dov}$  ... dovolený tlak [MPa]



**Zatěžující síla na jeden šroub:**

$$T = \frac{M_{kv}}{i \cdot R} = \frac{114590}{6 \cdot 39} = 489,7 \text{ N}$$

**Výpočet průměru šroubu z podmínky na stříh:**

$$\tau_s = \frac{T}{S_d} \leq \tau_{ds}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{ds}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 489,7}{\pi \cdot 60}} = 3,22 \text{ mm}$$

Volím šestihranný šroub M6x30 ČSN 02 1201

**Tlak působící na šroub:**

$$p = \frac{T}{d \cdot b} \leq p_{Dov}$$

$$p = \frac{489,7}{6 \cdot 10} = 8,16 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa}$$

**Navržená kotoučová spojka vyhovuje.**

## 5.14 Návrh spojky s axiálními kolíky

Výstupní spojka: Materiál ocel 11500

$$M_{kv} = 360 \text{ Nm}; R = 29 \text{ mm}; b = 16 \text{ mm}; i = 6; \tau_{Ds} = 60 \text{ MPa}; p_{Dov} = 80 \text{ MPa}$$

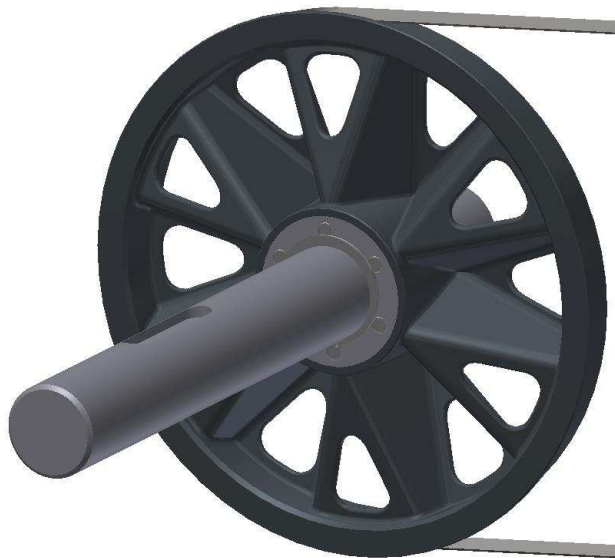
R ... roztečný poloměr [mm]

b ... šířka kotouče v místě spoje [mm]

i ... počet pojistných kolíků [-]

$\tau_{Ds}$  ... dovolené smykové napětí [MPa]

$p_{Dov}$  ... dovolený tlak [MPa]



Obrázek 32- spojka s axiálními kolíky (Inventor 2015 )

**Zatěžující síla na jeden kolík:**

$$T = \frac{M_{kv}}{i \cdot R} = \frac{360000}{6 \cdot 29} = 2069 \text{ N}$$

**Výpočet průměru kolíku z podmínky na stříh:**

$$\tau_s = \frac{T}{S_d} \leq \tau_{ds}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{ds}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2069}{\pi \cdot 60}} = 6,63 \text{ mm}$$

Volím kolík 8x55 ČSN EN ISO 2338

**Tlak působící na šroub:**

$$p = \frac{T}{d \cdot b} \leq p_{Dov}$$

$$p = \frac{2069}{8 \cdot 16} = 16,16 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa}$$

Navržená spojka s axiálními kolíky vyhovuje.

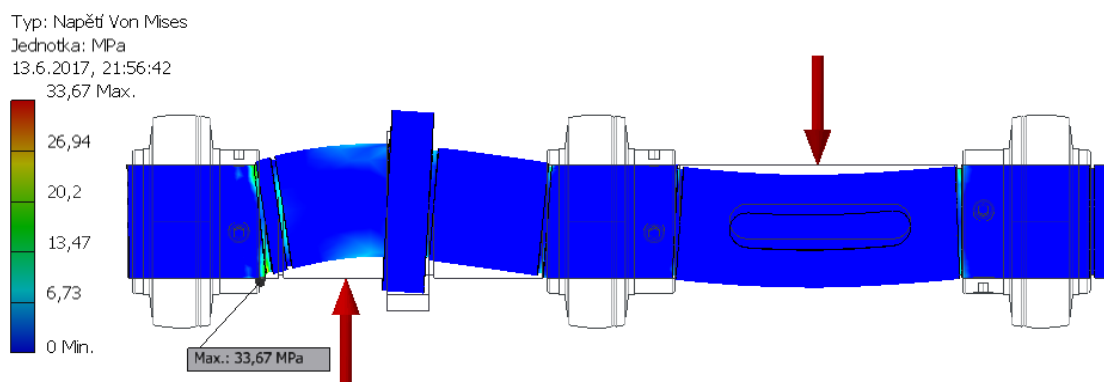
## 5.15 Metoda konečných prvků

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda sloužící k simulaci průběhů napětí, deformací na vytvořeném fyzikálním modelu. Její princip spočívá v diskretizaci spojitého kontinua do určitého počtu prvků, přičemž zjišťované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech. MKP je užívána pro kontrolu již navržených zařízení, nebo pro stanovení kritického místa konstrukce. [10]

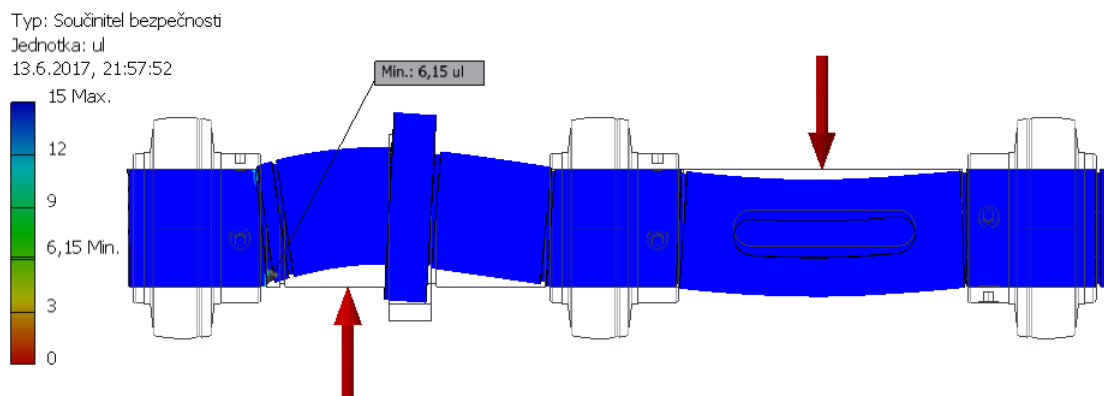
Zvolená Hřídel hnané řemenice je analyzována z důvodu velkého namáhání od napínání pilového pásu a od řemenového kola. Okrajové podmínky jsou dány uložením hřídele v daných ložiskách. Výpočet jsem provedl v programu Autodesk Inventor Professional 2015 kde je přímo funkce pevnostní analýza. Po provedení simulace je zjištěno, že maximální napětí dosahuje 33,67 MPa. Napětí je značně menší než mez únavy a minimální bezpečnost 6,15(-).



Obrázek 33 - hřídel hnané řemenice (okrajové podmínky)



Obrázek 34 – výsledné napětí MKP



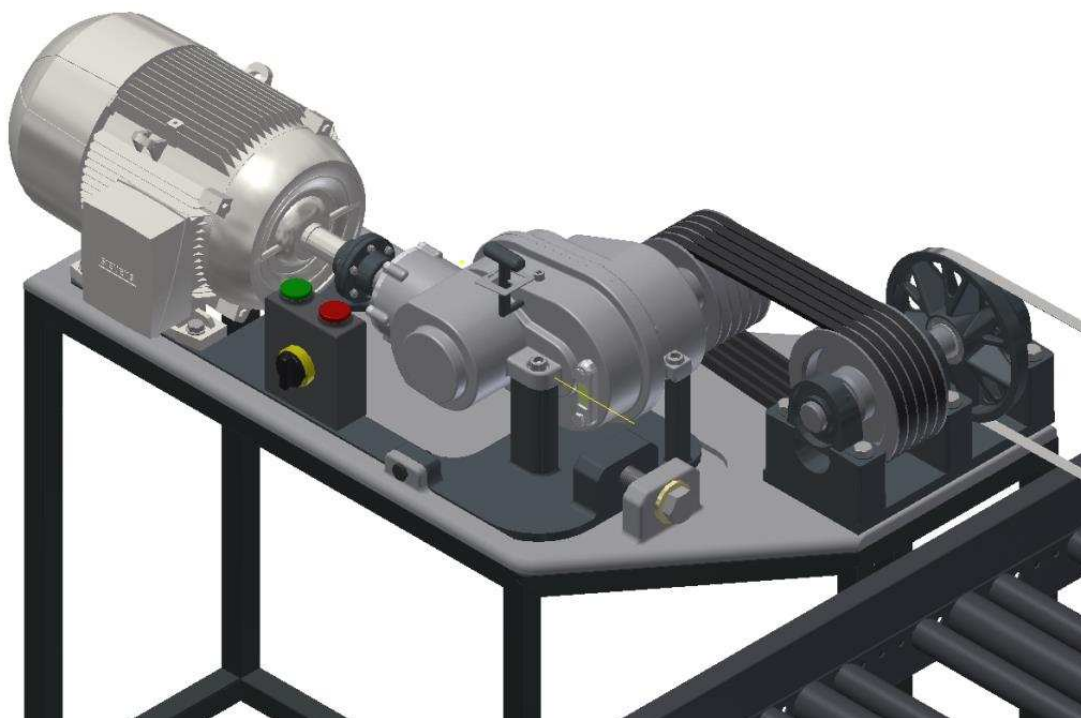
Obrázek 35 - výsledná bezpečnost MKP

## 6 Ekonomické zhodnocení

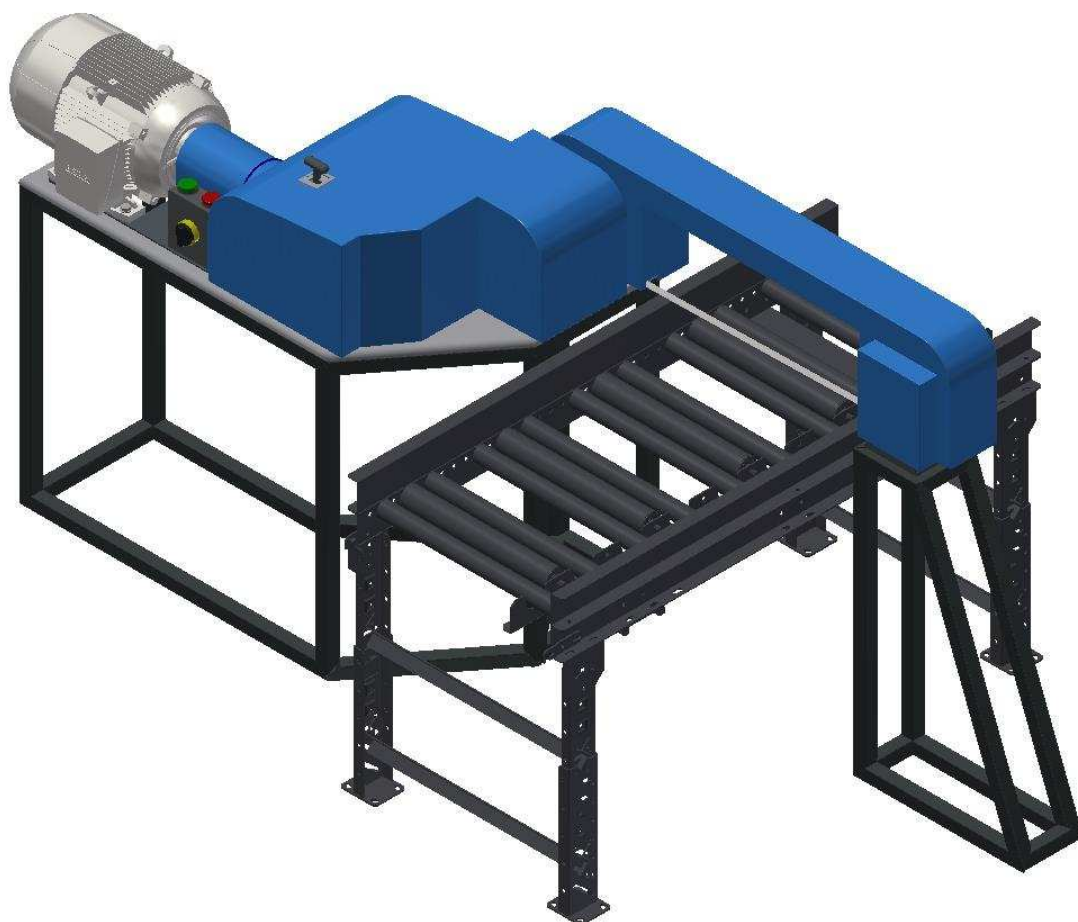
V této kapitole se věnuji shrnutí ceny pohonu pasové pily včetně všech komponentů. Všechny použité Normalizované díly se dají koupit od různých výrobců součástek na internetu. Výrobní cena převodovky je těžce stanovitelná, protože dílčí nenormalizované části převodovky musejí být vyrobeny na zakázku. Nejnákladnějším dílem celého pohonu je elektromotor od firmy Siemens. Druhým nejnákladnějším dílem je převodová skříň, která se bude vyrábět v kusové výrobě a to litím do ocelové formy. To znamená vyšší cena odlitku ale lepší kvalita povrchu a přesnost. Uvedené ceny jsou celkovou částkou za všechny dané součásti použité v sestavě.

**Tabulka 1 - ceny pro pohon pásové pily**

<b>Součást</b>	<b>Cena (CZK)</b>
Elektromotor Siemens	36 799Kč
Převodová skříň	14 500 Kč
Vstupní víko	550 Kč
Hřídele	5650 Kč
Kuželová soukolí	1350 Kč
Čelní soukolí	4200 Kč
Řemenový převod	4890 Kč
Kotoučová spojka	990 Kč
Řazení, synchron	5790 Kč
Ložiska	4400 Kč
Gufera	650 Kč
Rám, kryt	7000 Kč
Šrouby, matice	780 Kč
Pera	125 Kč
Pojistné kroužky	155 Kč
Oběžná kola pro pilový pás	3500 Kč
Pilový pás	1000 Kč
<b>CELKEM</b>	<b>92 329 Kč</b>



Obrázek 36 - konstrukce pohonu pásové pily



Obrázek 37 - návrh pásové pily se zakrytím

## 7 Závěr

V bakalářské práci byl spočítán a navržen pohonný systém pásové pily pro kov dle zadaných parametrů. Konstrukce se skládá z elektromotoru, hřídelové spojky, převodové skříně, řemenového převodu a svařovaného rámu.

Na začátku práce byla stručně popsána pásová pila a její funkční části. První, čemu jsem se věnoval, byla převodová skříň a její úprava, abych docílil co nejlepší optimalizace a použití nejmenšího počtu součástek. Podařilo se mi navrhnout převodovou skříň tak, aby byla pouze ze dvou částí a jednoho vstupního víčka. Dalším krokem byla volba elektromotoru od firmy Siemens o výkonu 15kW. Ve výpočtové části jsem navrhnul a spočítal kuželová soukolí se šikmými zuby a čelní ozubená soukolí se šikmými zuby. Výpočet byl ověřen v SW Autodesk Inventor 2015 podle normy (ISO 6336:1996). Navrhl jsem řemenový převod s úzkým řemenem pro přenos většího výkonu, a také zajistil napínání řemenu. Ve 3D modelu je navržen celý pohon (elektromotor a převodovka), který je umístěn na lineárním vedení. Napínání řemenu je vymyšleno přes šroub a zajištěno po stranách příčnými kolíky v rámu. Součástí byl i výpočet sil a momentů na hřídelích, který byl proveden a graficky zpracován. Ložiska byla navržena tak, aby trvanlivost překračovala minimálně 8000 hodin dle zadání. Řazení rychlostních stupňů za chodu je zajištěno zubovou synchronní spojkou, která je umístěna na předlohové hřídeli mezi čelními koly a aretace řazení je v krytu převodovky, viz 3D model sestavy. Pera pod ozubenými koly (pod řemenicí a u hřídelové spojky) byla zkontrolována, viz kapitola 5.12. Další možností je otevření 3D modelu v SW Inventor a nahlédnutí do výpočtů per pod danými ozubenými koly. Poté jsem zkontroloval vstupní hřídelovou spojku se šrouby a střížnou spojku s kolíky, která je umístěna na výstupu pod oběžným kolem pásové pily. Střížná spojka zajišťuje přenos krouticího momentu a zabraňuje poškození převodovky nebo dalších komponentů pohonu při zaseknutí pásové pily do materiálu. Všechny výpočty byly provedeny jako ruční výpočet, tak v SW Autodesk Inventor 2015. Po vypracování 3D modelu pásové pily, byla vytvořena výkresová dokumentace převodovky a jednotlivých daných dílů.

Na závěr práce jsem vykonal ekonomické zhodnocení jednotlivých komponent. Při návrhu a konstrukci pohonu pásové pily pro kov jsem dodržel požadované parametry, tudíž zadání bakalářské práce bylo splněno.

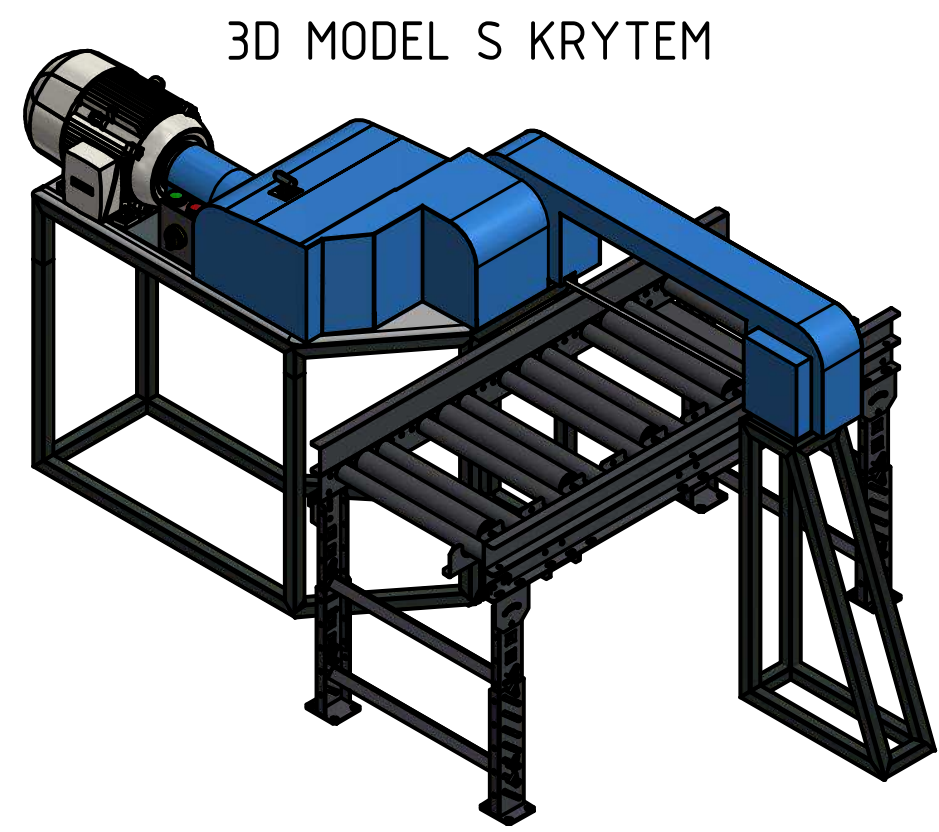
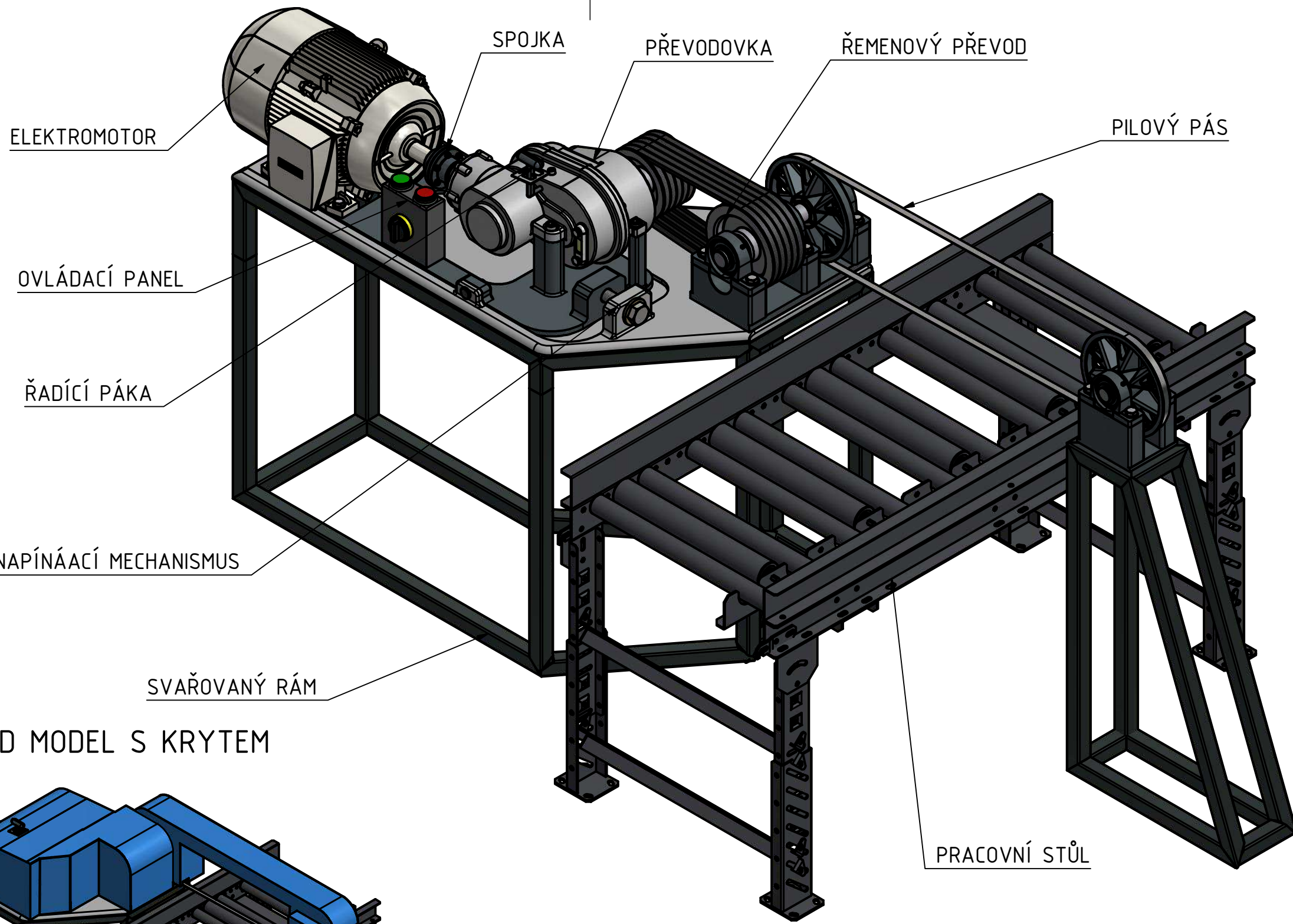
### **Použitá literatura a zdroje:**

- [1] výrobce pásových pil a komponentů  
<http://www.fenoza.cz/Strojni-pasove-pily-na-kov/VYROBCE-EVERISING/Poloautomaticke-pasove-pily-/H-1616/>
- [2] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Editační středisko 2006.
- [3] Pešík, L.: Části strojů. 1. Díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [4] Pešík, L.: Části strojů. 2. Díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [5] J. Řasa J. Švercl, Strojnické tabulky 1: pro školu a praxi. 1. Vydání, Praha: Scientia 2004 ISBN 80-7183-312-6
- [6] internetový prodejce ložisek a tabulky pro výpočet  
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/product-tables/index.html>
- [7] katalog Cad modelu pro strojní součásti  
<https://www.tracepartsonline.net>
- [8] internetový prodejce pilových pásů a doporučené hodnoty  
<http://www.legnex.cz/cs/62-zasady-pouziti->
- [9] internetový prodejce ložisek  
[http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br.pr/UC\\*UC209?clrsb=1](http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br.pr/UC*UC209?clrsb=1)
- [10] internetový portál Wikipedia  
[https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda\\_kone%C4%8Dn%C3%BDch\\_prvk%C5%AF](https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_kone%C4%8Dn%C3%BDch_prvk%C5%AF)
- [11] katalog elektrických motorů  
<http://w3app.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentcenter/ld/InfocenterLanguagePacks/simotics-niederspannungsmotoren/simotics-low-voltage-motors-en.pdf>

### **seznam příloh**

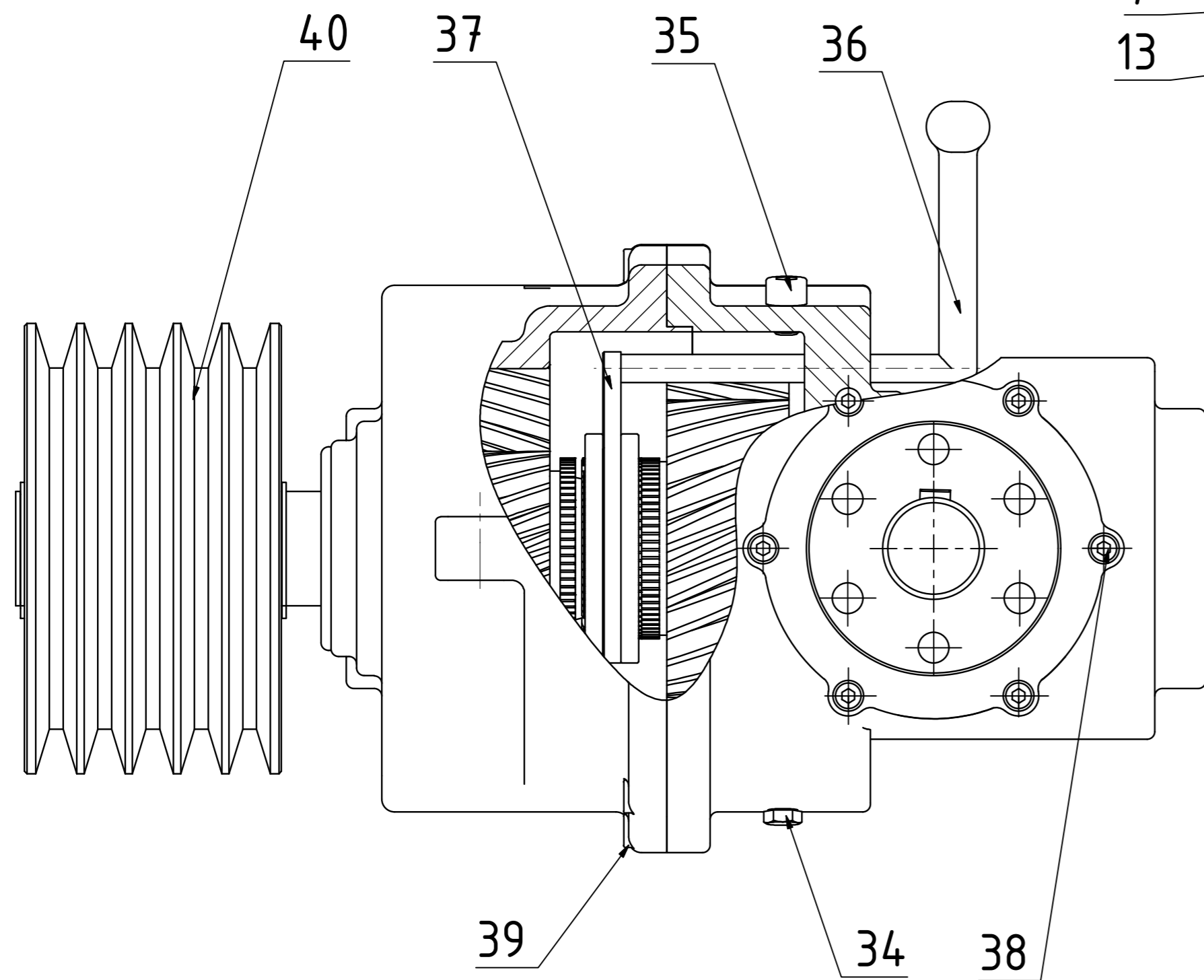
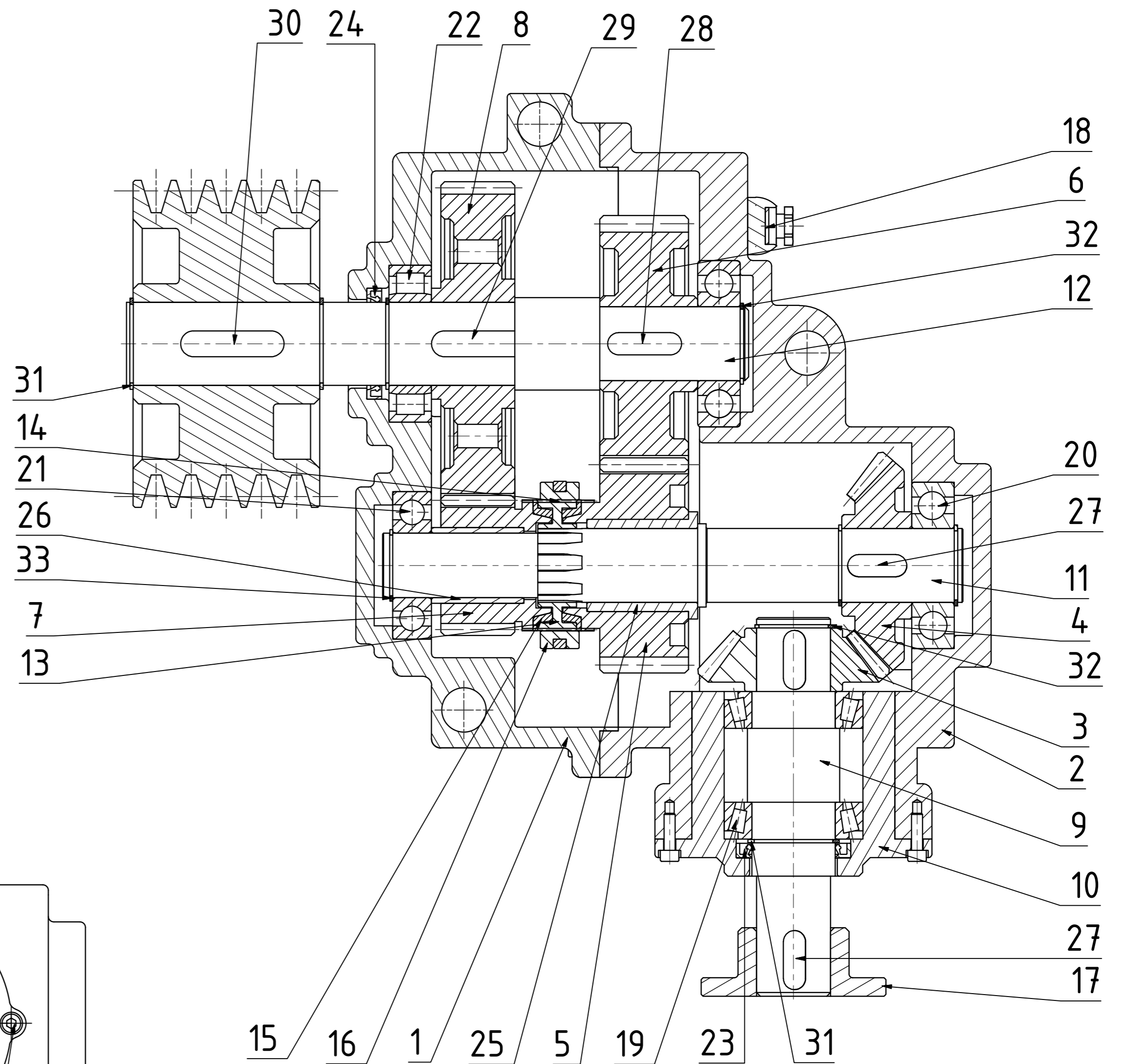
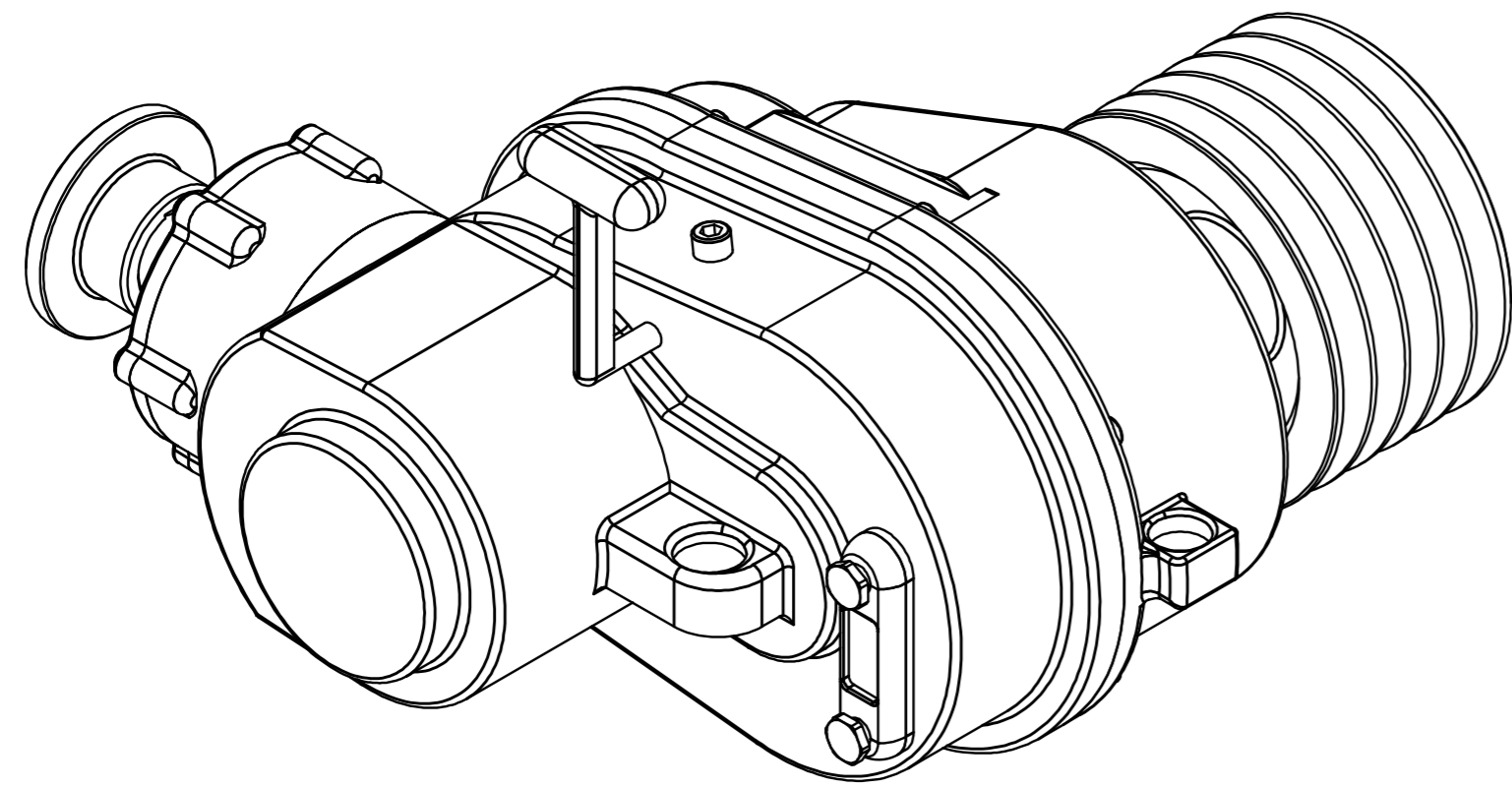
- příloha 1 – výkres pásové pily
- příloha 2 – výkres převodovky
- příloha 3 – kusovníky převodovky
- příloha 4 – výkres vstupního hřídele
- příloha 5 – výkres ozubeného kola 5
- příloha 6 – výkres ozubeného kola 6
- příloha 7 – výkres vstupního víčka





Rozm.-Polot.				PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)		Mater.	
		b)		Tř. odp.	
		a)		Č. hm. kg Hr. hm. kg	
Změna		Datum	Index	Podpisy	
Měřítka	Pozn.	Navrhl			
1:10		Kreslil	M.VLČEK		
Č.seznamu		Přezkoušel			
Č.sestavy		Technolog			
Starý výkr.		Normaliz.			
Nový výkr.		Schválil			
		Datum	12.6.2017		
				Název	
				NÁVRH PÁSOVÉ PILY	
				Typ	
				Čís.výkresu	
				List	

# 3D MODEL



Rozm.-Polot.		c)		Mater.	Tř. odp.	PŘESNOST ISO 2768-mK
		b)		Č. hm.	kg Hr. hm.	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		a)				PROMÍTÁNÍ
Změna	Datum	Index	Podpisy	<b>TU v Liberci</b> <b>VÝKRES PŘEVODOVKY</b>		
Měřtko	Navrhl					
Pozn.	Kreslil	M.VLČEK				
	Přezkoušel					
Č.seznamu	Technolog			Název		
Č.sestavy	Normaliz.			Typ		
Starý výkr.	Schválil			Čís.výkresu		
Nový výkr.	Datum	12.6.2017		S-02		

KUSOVNÍK


POZICE	NÁZEV-ROZMĚR	VÝKRES-NORMA	MATERIÁL	MN.
1	PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ L	ODLITEK-ČSN 42 4357	EN AW 6082	1
2	PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ P	ODLITEK	EN AW 6082	1
3	KUŽELOVÉ KOLO 1	ČSN 42 5510	ČSN 15 230	1
4	KUŽELOVÉ KOLO 2	ČSN 42 5510	ČSN 15 230	1
5	OZUBENÉ KOLO 3	ČSN 42 5510	ČSN 12 051	1
6	OZUBENÉ KOLO 4	ČSN 42 5510	ČSN 12 051	1
7	OZUBENÉ KOLO 5	ČSN 42 5510	ČSN 14 140	1
8	OZUBENÉ KOLO 6	BP-03 - ČSN 42 5510	ČSN 14 140	1
9	HŘÍDEL VSTUPNÍ	BP-01 - ČSN 42 5510	ČSN 11 500	1
10	VSTUPNÍ VÍKO	BP-02	EN AW 6063	1
11	PŘEDLOHOVÝ HŘÍDEL	ČSN 42 5510	ČSN 11 500	1
12	VÝSTUPNÍ HŘÍDEL	ČSN 42 5510	ČSN 11 500	1
13	SYNCHRON	VÝKOVEK	ČSN 12 020.1	1
14	JISTÍCÍ TĚLÍSKO 18X6-10	ČSN 42 5522	ČSN 11 373	3
15	SYNCHRONIZAČN KROUŽEK	ČSN 42 6410	ČSN 11 600	2
16	ŘADÍCÍ OBJÍMKA	ČSN 42 5510	ČSN 12 020.1	1
17	SPOJKA	ČSN 42 5510	ČSN 11 500	1
18	OLEJOZNAK	ČSN 23 1480		1
19	KUŽELÍKOVÉ LOŽISKO (A,B)	SKF 30209 J2/Q		2
20	KULIČKOVÉ LOŽISKO (D,F)	SKF 6308		2
21	KULIČKOVÉ LOŽISKO (C)	SKF 6307		1
22	VÁLEČKOVÉ LOŽISKO (E)	SKF NU 2209 EC		1
23	GUFERO 45X62X8	ČSN 02 9401 GP		1
24	GUFERO 45X60X8	DIN 3760 A		1
25	KLUZNÉ LOŽISKO 40X50X60	ČSN 02 3499 B		1
26	KLUZNÉ LOŽISKO 35x41x50	ČSN 02 3499 A		1
27	PERO 12X8X32	ČSN 02 2562		3
28	PERO 12X8X40	ČSN 02 2562		1
29	PERO 14X9X45	ČSN 02 2562		1
30	PERO 14X9X56	ČSN 02 2562 A		1
31	POJISTNÝ KROUŽEK 45	ČSN 022930		4
32	POJISTNÝ KROUŽEK 40	ČSN 022930		3

Rozm.-Polot.				PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)		Tř. odp.	
		b)		Č. hm. kg   Hr. hm. kg	
		a)		PROMÍTÁNÍ	
Změna		Datum	Index	TU v Liberci KUSOVNÍK 1	
Měřítko	Pozn.	Navrhl	Podpisy		
		Kreslil	M.VLČEK		
		Přezkoušel		Název	
Č.seznamu		Technolog		Typ	
Č.sestavy		Normaliz.		Čis.výkresu	
Starý výkr.		Schválil		Sestava 2	
Nový výkr.		Datum	12.6.2017		

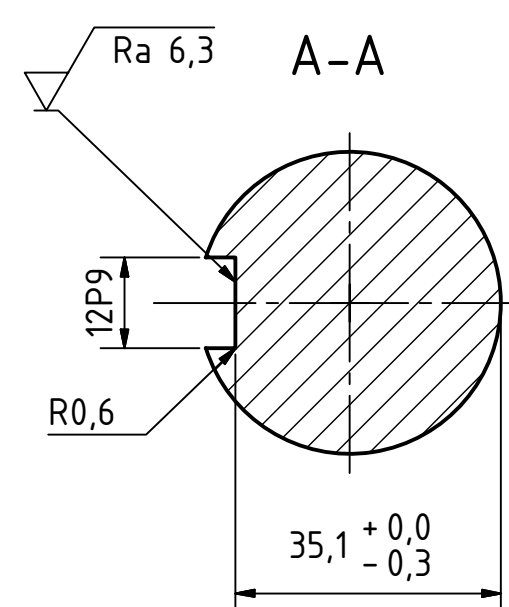
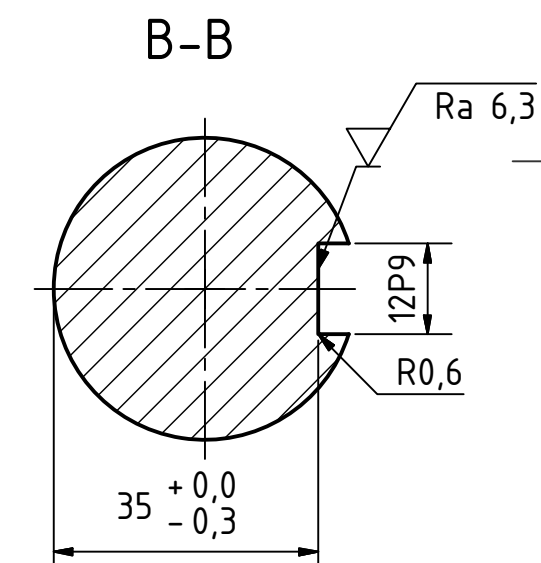
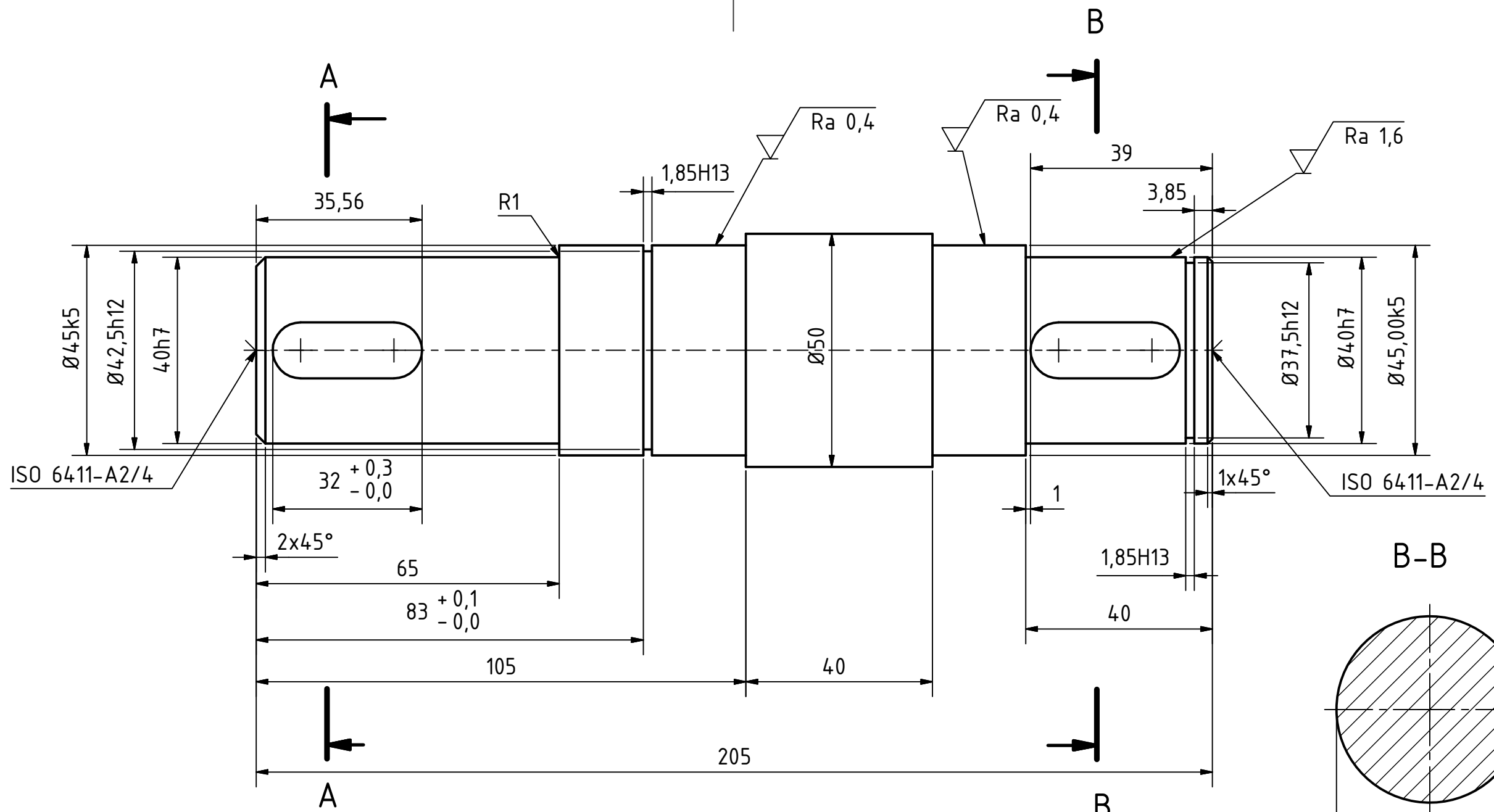
↓

KUSOVNÍK

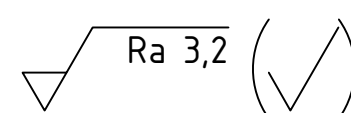
POZICE	NÁZEV-ROZMĚR	VÝKRES-NORMA	MATERIÁL	MN.
33	POJISTNÝ KROUŽEK 35	ČSN 022930		1
34	VYPOUŠTĚČÍ ŠROUB M8X16	ČSN EN 24017		1
35	NAPOUŠTĚČÍ ŠROUB M10 x 12	ČSN 02 1143 A		1
36	ŘADÍČÍ PÁKA	ČSN 42 5510	ČSN 11 500	1
37	ŘADÍČÍ VIDLICE	SVARENEC	ČSN 11 373	1
38	ZÁPUSTNÝ ŠROUB M6X20	ISO 4762		6
39	ZÁPUSTNÝ ŠROUB M8X16	ISO 4762		8
40	ŘEMENICE KR170X105	ČSN 42 5510	ČSN 11 600	1

Rozm.-Polot.						PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)		Mater.	Tř. odp.		TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		b)		Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg
		a)					
Změna		Datum	Index	Podpisy			
Měřítka	Pozn.	Navrhl		 TU v Liberci KUSOVNÍK 2			
		Kreslil					
		Přezkoušel					
Č.seznamu		Technolog		Název			
Č.sestavy		Normaliz.		Typ			
Starý výkr.		Schválil		Čis.výkresu			
Nový výkr.		Datum		Sestava 2			
		12.6.2017		List			

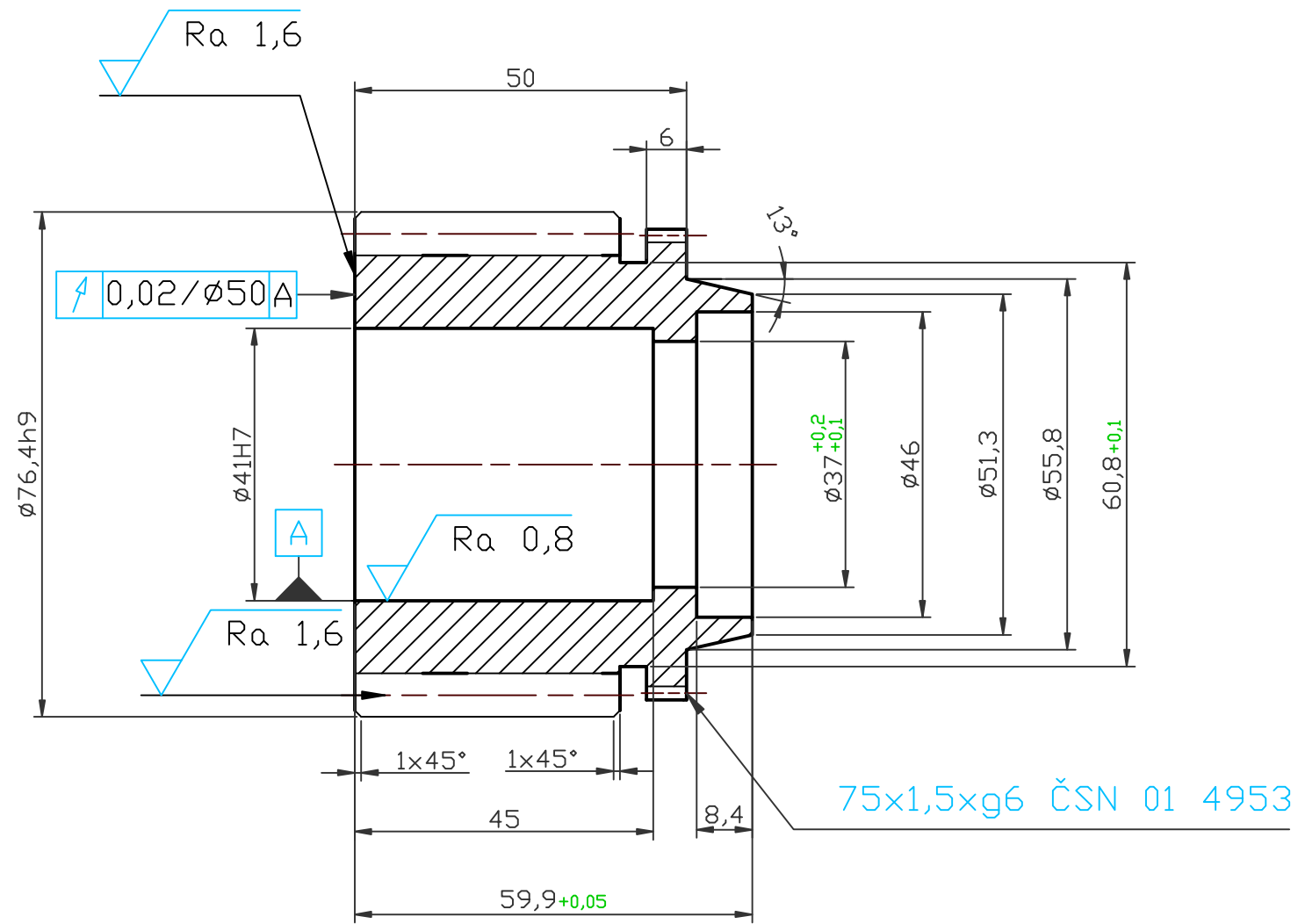




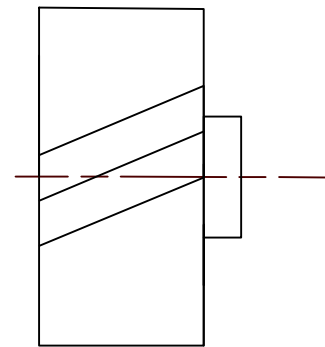
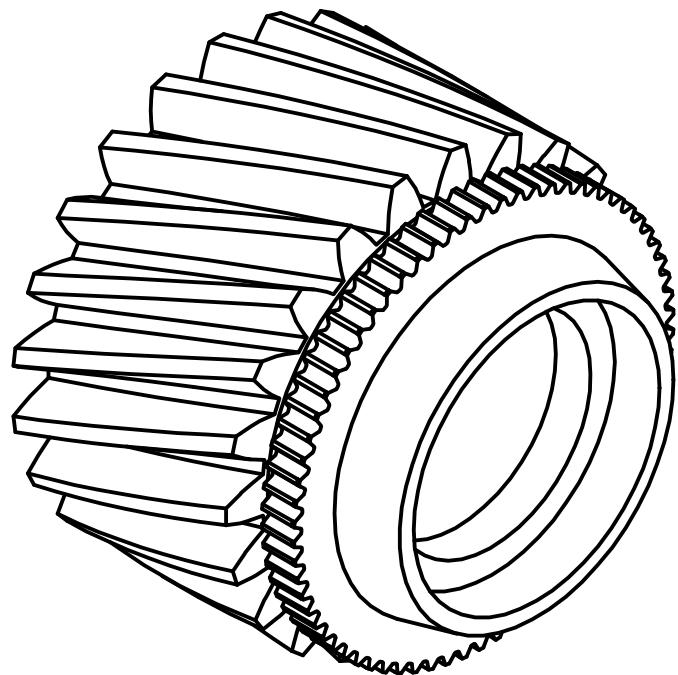
Nekotované hrany srazit na  $1 \times 45^\circ$



Rozm.-Polot.	$\varnothing 55-210$	ČSN 42 5510				PŘESNOST ISO 2768-mk	
		c)		Mater.	11 500	Tř. odp.	001
		b)		Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg
		a)		TOLEROVÁNÍ ISO 8015			
						PROMÍTÁNÍ	
Změna	Datum	Index	Podpisy	 <b>TU v Liberci</b> <b>VSTUPNÍ HŘÍDEL</b> Typ Čís.výkresu <b>BP-01</b>			
Měřítko	Pozn.	Navrhl					
		Kreslil	M. VLČEK				
		Přezkoušel					
		Technolog					
Č.seznamu		Normaliz.					
Starý výkr.		Schválil					
Nový výkr.		Datum	10.6.2017				



3D MODEL



Modul	m	3	
Počet zubů	z	22	
Normální z kladní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	20,4	
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	LEVÝ	
Jednotkové posunutí	x	-	
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F''i	0,112
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''i	0,036
	sklonu zubu	Fb	0,018
	vzdálenosti os	fa	±0,035
Kontrolní rozměr	mezní úchytky horní	Ea''s	0,036
	jm. vzdál. os dolní	Ea''i	-0,18
	přes v lečky	-	80,37
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	BP-04
	počet zubů	z	53
	vzdálenost os	a <sub>w</sub>	119,994
Modul	m <sub>t</sub>	3,201	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	d <sub>b</sub>	65,64	
Průměr roztečné kružnice	d	70,4	
Průměr patní kružnice	d <sub>f</sub>	62,9	
úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	beta <sub>t</sub>	19,12	
úhel os	Σ	-	

75x1,5xg6 ČSN 01 4953

Nekotované hrany srazit na 0,5x45°

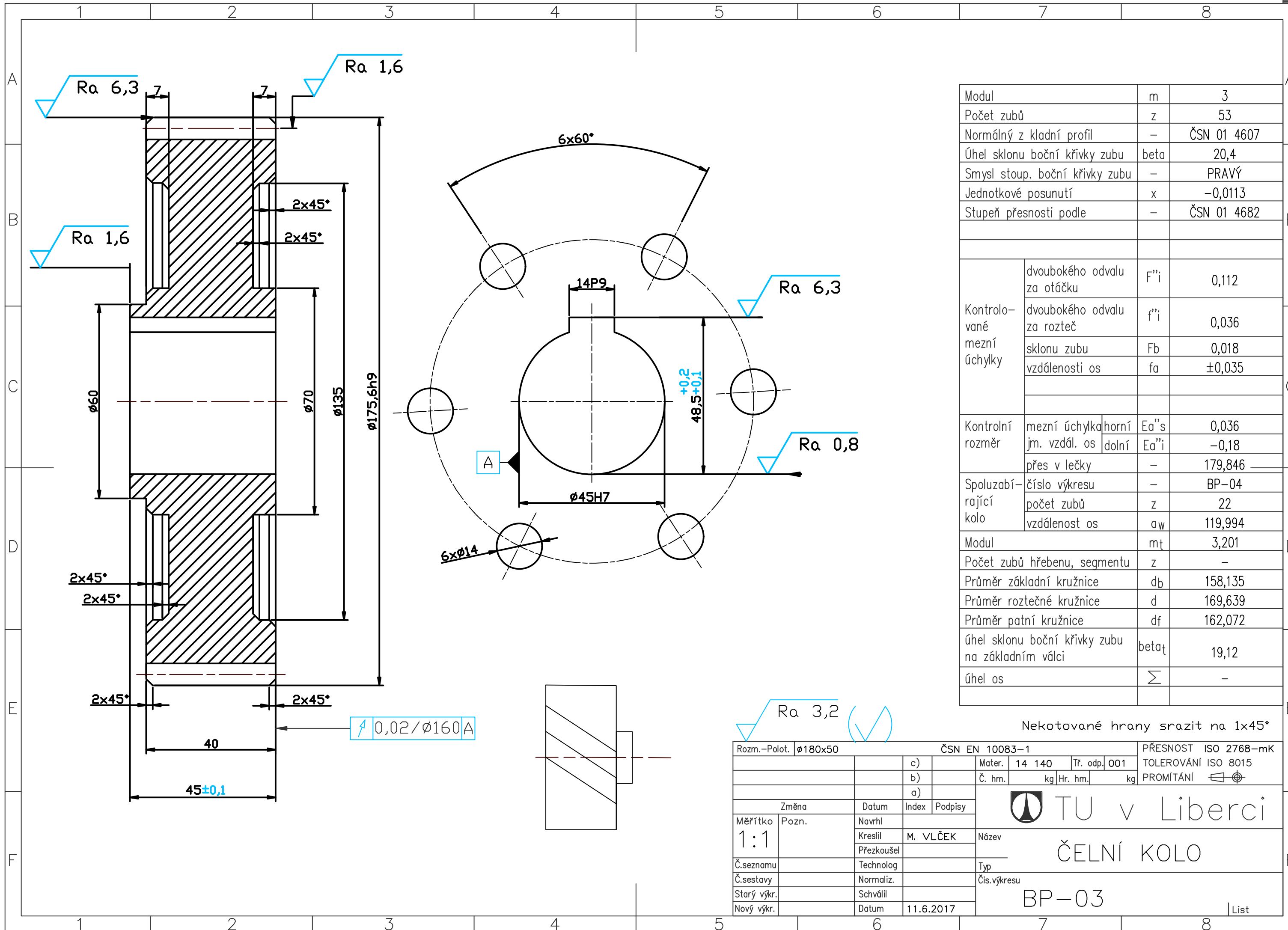
Rozm.-Polot.	ø80x65	ČSN EN 10083-1	PŘESNOST ISO 2768-mK
		Mater. 14 140	Tř. odp. 001
		Č. hm. kg	Hr. hm. kg
			TOLEROVÁNÍ ISO 8015
			PROMÍTÁNÍ
Změna		Datum	Index
Měřítko	Pozn.	Navrhl	Podpisy
1:1		Kreslil	M. VLČEK
Č.seznamu		Přezkoušel	
Č.sestavy		Technolog	
Starý výkr.		Normaliz.	
Nový výkr.		Schválil	
		Datum	12.6.2017
		Název	
		Typ	
		Čís.výkresu	
		BP-03	
		List	

TU v Liberci

PASTOREK

BP-03

List



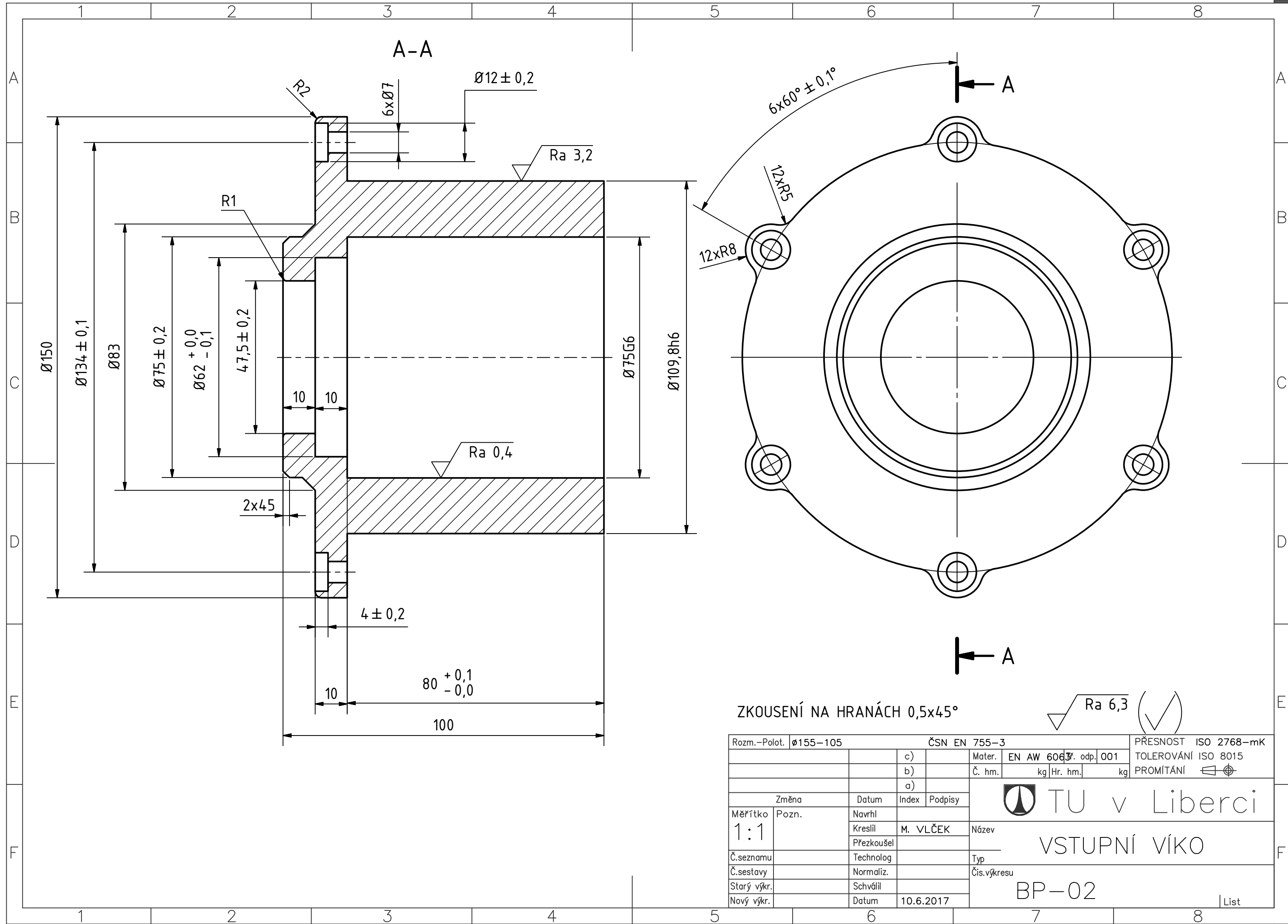
Modul	m	3	
Počet zubů	z	53	
Normální z kladní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	20,4	
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	PRAVÝ	
Jednotkové posunutí	x	-0,0113	
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 4682	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F''i	0,112
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''i	0,036
	sklonu zubu	Fb	0,018
	vzdálenosti os	fa	±0,035
Kontrolní rozměr	mezní úchytky horní	Ea''s	0,036
	jm. vzdál. os dolní	Ea''i	-0,18
	přes v lečky	-	179,846
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	BP-04
	počet zubů	z	22
	vzdálenost os	a <sub>w</sub>	119,994
Modul	m <sub>t</sub>	3,201	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	d <sub>b</sub>	158,135	
Průměr roztečné kružnice	d	169,639	
Průměr patní kružnice	d <sub>f</sub>	162,072	
úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	beta <sub>t</sub>	19,12	
úhel os	Σ	-	

Nekotované hrany srazit na 1x45°

Rozm.-Polot.	ø180x50	ČSN EN 10083-1	PŘESNOST ISO 2768-mk
		Mater. 14 140	Tř. odp. 001
		Č. hm. kg	Hr. hm. kg
			TOLEROVÁNÍ ISO 8015
			PROMÍTÁNÍ
Změna		Datum	Index
Měřítko 1:1	Pozn.	Navrhl	Podpisy
		Kreslil	M. VLČEK
		Přezkoušel	
Č.seznamu		Technolog	
Č.sestavy		Normaliz.	
Starý výkr.		Schválil	
Nový výkr.		Datum	11.6.2017

**TU v Liberci**  
ČELNÍ KOLO  
BP-03

List



ZKOUSENÍ NA HRANÁCH 0,5x45°

Ra 6,3 (✓)

Rozm.-Polot. Ø155-105		ČSN EN 755-3		PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)		Mater. EN AW 6063 odp. 001	
		b)		Č. hm. kg Hr. hm. kg	
		a)		TOLEROVÁNÍ ISO 8015	
				PROMÍTÁNÍ	
Změna		Datum	Index	TU v Liberci	
Měřítko	Pozn.	Navrhl	Podpisy	Název	
1:1		Kreslil	M. VLČEK	VSTUPNÍ VÍKO	
Č.seznamu		Přezkoušel		Typ	
Č.sestavy		Technolog		Čís.výkresu	
Starý výkr.		Normaliz.		BP-02	
Nový výkr.		Schválil		List	
		Datum	10.6.2017		