



# Pohon populární výškové atrakce.

## Bakalářská práce

*Studijní program:* B2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2301R000 – Strojní inženýrství

*Autor práce:* **Martin Kočí**  
*Vedoucí práce:* Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Mechanical Engineering ■

## Bachelor thesis

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

*Author:* **Martin Kočí**  
*Supervisor:* Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Martin Kočí**  
Osobní číslo: **S14000071**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Strojní inženýrství**  
Název tématu: **Pohon populární výškové atrakce.**  
Zadávající 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 pohon atrakce zábavního parku - centrifuga o výkonu 15kW a výstupních otáček 250/min. Předpokládejte životnost pohonu atrakce 8000 hodin.

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 úchylky 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: **Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.**  
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: **1. prosince 2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **1. června 2019**

  
prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



  
prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 1. prosince 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 si 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**

Chtěl bych poděkovat Ing. Rudolfovi Martonkovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce, cenné rady, jeho podporu a odborný dohled. Dále bych rád poděkoval rodině a přátelům za podporu a trpělivost po dobu celého studia a též při psaní bakalářské práce.

## **Anotace**

Bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu pro pouťovou atrakci - centrifugu. V úvodu je popsán historický vývoj atrakcí až do současnosti. Další část práce se věnuje podrobnému návrhu pohonu. V návrhu je vypracována výpočtová část, jež obsahuje výpočty ozubených kol, pevnostní výpočty hřídelů a kontrola použitých spojů. Dle vypočtených hodnot byl vytvořen 3D model převodového ústrojí včetně rámové konstrukce. Pro vybrané díly pohonu byly vypracovány výrobní výkresy. U jednoho z hřídelů byla pro ověření správnosti výpočtů provedena pevnostní kontrola metodou konečných prvků. Poslední část práce se věnuje ekonomickému zhodnocení navrženého pohonu.

## **Klíčová slova**

pouťová atrakce, centrifuga, převodovka, pohon

## **Annotation**

The thesis describes the design of the propulsion for the amusement attraction - centrifuge. The introduction describes the historical development of the attractions to present. Next part of the thesis is the actual in-depth design of the propulsion. The design consists of the computational part, which includes gear computations, shaft strength calculations and the check of joints. Based on the calculated values a 3D model of the gearbox was created, including the frame construction. For selected parts of the propulsion, production drawings were made. For one of the shafts, a finite element method was performed to verify the accuracy of the calculations. The last part of the thesis evaluates economic aspects of the designed propulsion.

## **Key words**

Amusement attraction, centrifuge, gearbox, propulsion

# Obsah

1	Představení úkolu.....	14
2	Historický vývoj atrakce.....	15
3	Průzkum potenciálních řešení.....	16
3.1	Pohon atrakce.....	16
3.1.1	Řetízkový kolotoč.....	16
3.1.2	Labutě.....	16
3.1.3	Centrifuga.....	17
3.1.4	Volba atrakce.....	17
3.2	Hřídelové spojky.....	18
3.2.1	Spojky s hadovitě vinutou pružinou.....	18
3.2.2	Obručové spojky.....	18
3.2.3	Čepové spojky.....	19
3.2.4	Zubová spojka s pružným elementem.....	19
3.2.5	Volba hřídelové spojky.....	20
3.3	Elektromotor.....	20
3.3.1	Servomotor.....	20
3.3.2	Krokový motor.....	21
3.3.3	Asynchronní motor.....	21
3.3.4	Volba elektromotoru.....	22
3.4	Reverzace otáček (Řazení).....	22
3.4.1	Elektromagnetická lamelová spojka.....	23
3.4.2	Elektromagnetická zubová spojka.....	23
3.4.3	Volba řazení.....	24
3.5	Shrnutí zvolených konstrukčních prvků.....	24
4	Výpočtová zpráva.....	25
4.1	Návrh převodu.....	25
4.2	Volba převodových poměrů.....	26
4.3	Kuželové soukolí se šikmými zuby.....	26
4.3.1	Výpočet parametrů kuželového soukolí.....	26
4.3.2	Silové poměry kuželového soukolí se šikmými zuby.....	29
4.3.3	Pevnostní kontrola kuželového soukolí se šikmými zuby.....	30
4.4	Čelní soukolí se šikmými zuby.....	31
4.4.1	Výpočet geometrie čelního soukolí.....	31
4.4.2	Korekce čelního ozubení.....	33
4.4.3	Silové poměry čelního soukolí.....	35



4.4.4	Pevnostní kontrola čelního soukolí se šikmými zuby.....	35
4.5	Čelní soukolí se šikmými zuby (reverzace) .....	37
4.5.1	Výpočet geometrie čelního soukolí .....	37
4.5.2	Silové poměry čelního soukolí .....	39
4.5.3	Pevnostní kontrola čelního soukolí (reverzace) se šikmými zuby.....	40
4.6	Řetězový převod.....	41
4.6.1	Výpočet geometrie řetězových kol .....	42
4.6.2	Silové poměry řetězového převodu .....	43
4.6.3	Pevnostní kontrola řetězového převodu.....	44
4.7	Návrh hřídelů .....	44
4.7.1	Vstupní hřídel .....	44
4.7.1.1	Výpočet.....	44
4.7.1.2	Pevnostní kontrola .....	47
4.7.2	Předlohový hřídel.....	47
4.7.2.1	Výpočet.....	47
4.7.2.2	Výpočet při reverzaci otáček .....	50
4.7.2.3	Pevnostní kontrola .....	52
4.7.3	Hřídel přenášející reverzaci .....	53
4.7.3.1	Výpočet.....	53
4.7.3.2	Pevnostní kontrola .....	55
4.7.4	Výstupní hřídel .....	55
4.7.4.1	Výpočet.....	55
4.7.4.2	Výpočet při reverzaci otáček .....	58
4.7.4.3	Pevnostní kontrola .....	60
4.8	Výpočet trvanlivosti ložisek.....	61
4.8.1	Ložiska na vstupním hřídeli.....	61
4.8.2	Ložiska na předlohovém hřídeli .....	62
4.8.3	Ložiska na hřídeli přenášející reverzaci.....	63
4.8.4	Ložiska na výstupním hřídeli.....	64
4.9	Návrh a kontrola těsných per .....	65
4.9.1	Pero na vstupním hřídeli .....	65
4.9.2	Pero na předlohovém hřídeli.....	65
4.9.3	Pero na výstupním hřídeli pod ozubeným kolem .....	66
4.9.4	Pera na výstupním hřídeli pod řetězovým kolem .....	66
5	Analýza hřídele metodou konečných prvků .....	67
5.1	Matematický model vstupního hřídele.....	67

5.2	Výsledky analýzy .....	69
6	Vypracování 3D modelu .....	71
7	Ekonomické zhodnocení .....	72
8	Závěr .....	74
	Seznam použité literatury .....	75
	Seznam použitých obrázků .....	77
	Seznam použitých tabulek .....	79
	Seznam příloh .....	80

## Seznam použitých symbolů

Značka	Název	Jednotka
$a$	skutečná osová vzdálenost kol	mm
$a_v$	osová vzdálenost virtuálních kol	mm
$b$	šířka ozubení	mm
$b_p$	tloušťka pera	mm
$B$	šířka ložiska	mm
$b_w$	výpočtová šířka ozubení	mm
$C$	dynamická únosnost	kN
$C_0$	statická únosnost	kN
$d$	průměr hřídele	mm
$D$	vnější průměr ložiska	mm
$d_a$	hlavový průměr kola	mm
$d_b$	základní průměr kola	mm
$d_e$	vnější roztečný průměr	mm
$d_m$	střední roztečný průměr	mm
$d_v$	průměr virtuálního kola	mm
$d_{va}$	průměr hlavové kružnice virtuálního kola	mm
$d_{vb}$	průměr základní kružnice virtuálního kola	mm
$e$	součinitel zatížení ložiska	-
$F_a$	axiální síla	N
$F_c$	odstředivá síla	N
$f_F$	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení	MPa
$f_H$	pomocný součinitel pro výpočet rozteče	MPa
$F_N$	normálová síla	N
$F_o$	obvodová síla	N
$F_{pt}$	síla při přetržení	N
$F_{qt}$	síla vzniklá hmotností řetězu	N
$F_r$	radiální síla	N
$F_t$	tečná síla	N
$F_{vRh}$	síla zatěžující hřídel řetězového kola	N
$h_a$	výška hlavy zubu	mm
$h_f$	výška paty zubu	mm
$i$	převodový poměr	-
$j$	počet článků řetězu	-
$k$	celková bezpečnost	-
$K_A$	součinitel vnějších dynamických sil	-

$K_{AS}$	součinitel vnějších dynamických sil	-
$k_d$	dynamická bezpečnost	-
$K_F$	součinitel přídatných zatížení	-
$K_H$	součinitel přídatných zatížení	-
$K_{HV}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	-
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	-
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	-
$k_s$	statická bezpečnost	-
$k_\sigma$	bezpečnost v ohybu	-
$k_\tau$	bezpečnost v krutu	-
$L$	délka řetězu	mm
$L_h$	trvanlivost ložiska	hod
$M_k$	krouticí moment	Nm
$m_n$	normálový modul	mm
$m_{nm}$	normálový modul střední	mm
$M_o$	ohybový moment	Nm
$M_{red}$	redukovaný moment	Nm
$m_{te}$	čelní modul vnější	mm
$m_{tm}$	čelní modul střední	mm
$n$	otáčky	min <sup>-1</sup>
$P$	přenášený výkon	kW
$P_D$	diagramový výkon	kW
$p$	koeficient tvaru tělíska ložiska	-
$P$	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	N
$p_d$	dovolený tlak v kloubech řetězu	MPa
$p_d$	dovolený tlak	MPa
$p_p$	tlak v kloubu řetězu	MPa
$p$	rozteč řetězu	mm
$p_{nm}$	normálová rozteč	mm
$p_{tm}$	čelní rozteč	mm
$p_{tmb}$	základní rozteč	mm
$q$	vrubová citlivost materiálu	-
$R_e$	mez kluzu	MPa
$R_m$	mez pevnosti	MPa
$R_{xx}$	reakce hřídele v dané ose a místě	N
$S_F$	bezpečnost proti vzniku únavového lomu	-
$S_{Fs}$	statická bezpečnost v ohybu	-
$S_H$	bezpečnost proti tvorbě pittingu	-

t	hloubka drážky	mm
v	obvodová rychlost řetězu	ms <sup>-1</sup>
v <sub>o</sub>	součinitel velikosti při nerovnoměrné napjatosti	-
v <sub>r</sub>	součinitel velikosti při rovnoměrné napjatosti	-
x	jednotkové posunutí	mm
X	koeficient zatížení radiální silou	-
y	korekční součinitel rázů	-
Y	činitel rázů	-
Y	koeficient zatížení axiální silou	-
Y <sub>FS</sub>	součinitel tvaru zubů a koncentrace napětí	-
Y <sub>N</sub>	součinitel životnosti	-
y <sub>rel</sub>	součinitel průvěsu	-
Y <sub>X</sub>	součinitel velikosti	-
Y <sub>β</sub>	součinitel sklonu zubů	-
Y <sub>ε</sub>	součinitel vlivu záběru zubů	-
Y <sub>ρ</sub>	součinitel vrubové citlivosti	-
z	počet zubů	-
Z <sub>E</sub>	součinitel mechanických vlastností materiálů	MPa <sup>-1</sup>
Z <sub>H</sub>	součinitel tvaru zubů	-
Z <sub>R</sub>	součinitel drsnosti boků zubů	-
Z <sub>ε</sub>	součinitel součtové délky dotykových křivek	-
invα <sub>tw</sub>	involuta provozního úhlu záběru	rad
invα <sub>t</sub>	involuta čelního úhlu záběru	rad
α	čelní úhel záběru	°
α <sub>o</sub>	součinitel tvaru	°
α <sub>tw</sub>	provozní úhel záběru	°
β	úhel sklonu řetězu	°
β <sub>m</sub>	střední úhel sklonu zubu	°
β <sub>o</sub>	vrubový součinitel	°
γ	úhel opásání	°
δ	úhel roztečného kužele	°
Δγ	součinitel posunutí	mm
ε	celkový součinitel záběru	-
ε <sub>α</sub>	součinitel záběru profilu	-
ε <sub>β</sub>	součinitel kroku	-
λ	součinitel tření	-
μ	součinitel mazání	-
σ <sub>co</sub> *	mez únavy pro střídavý ohyb	MPa
σ <sub>F</sub>	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	MPa

$\sigma_{Flim}$	mez únavy v ohybu	MPa
$\sigma_{Fmax}$	maximální místní napětí v ohybu	MPa
$\sigma_{FP}$	přípustné napětí v ohybu	MPa
$\sigma_H$	napětí v dotyku	MPa
$\sigma_{Hlim}$	mez únavy v dotyku	MPa
$\sigma_{Hmax}$	maximální místní napětí v dotyku	MPa
$\sigma_{HO}$	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	MPa
$\sigma_{HP}$	přípustné napětí v dotyku	MPa
$\tau_c$	mez únavy pro střídavý krut	MPa
$\tau_k$	mez kluzu pro krut	MPa
$\varphi$	součinitel provedení řetězu	-
$\chi$	součinitel výkonu	-
$\psi_m$	součinitel šířky ozubení	-

# 1 Představení úkolu

Cílem bakalářské práce je návrh pohonu pro populární výškovou atrakci. Téma bylo zvoleno z důvodu neustálého vývoje pouťových atrakcí. Ročně navštíví tento druh zábavy nespočet zájemců a jejich požadavky na náročnost atrakce stále stoupají. Při návrhu atrakce je kladen důraz především na bezpečnost uživatelů, dále na maximální efektivitu pohonu stroje, aby docházelo k využití všech aspektů (životnost jednotlivých dílů pohonu, výkon elektromotoru, bezpečnost,...) potřebných k plnohodnotnému prožití zážitku.

Na začátku práce je představen historický vývoj pouťových atrakcí. Poté práce pojednává o průzkumu potenciálních řešení, který se věnuje zvolení konkrétní atrakce a dále výběru jednotlivých součástí potřebných pro vytvoření jejího pohonu. Jedná se o volbu vhodného elektromotoru, typu řazení a vyhovující spojky, která spojuje elektromotor a samotnou převodovku. Všechny tyto součásti musejí odpovídat zadaným parametrům uvedené v Tabulce 1. Následně je v práci uvedena výpočtová zpráva, jež se zabývá návrhem převodu, dále výpočtem ozubených kol, pevnostním výpočtem hřídelů, kontrolou použitých ložisek a spojů. V další části bakalářské práce je vyhotoven 3D model pohonu atrakce, jenž je uložen v ocelové konstrukci, obsahující elektromotor, spojku, převodové ústrojí a řetězový převod. Bakalářská práce se zabývá i částečným ekonomickým zhodnocením vybraných dílů pohonu. Poslední částí práce je závěr, ve kterém je shrnuta celá problematika a dosaženo návrhu pohonu atrakce.

Tabulka 1 – Zadané parametry pohonu

<b>ZADANÉ PARAMETRY POHONU</b>	
<b>Výkon elektromotoru</b>	15 KW
<b>Vstupní otáčky</b>	1400 min <sup>-1</sup>
<b>Výstupní otáčky</b>	250 min <sup>-1</sup>
<b>Životnost převodu</b>	min. 8000 hod
<b>Přídavná vlastnost převodu</b>	Reverzace

## 2 Historický vývoj atrakce

Jednou z prvních atrakcí, která na počátku vývoje vznikla, byl kolotoč. Atrakce je založena na otáčivém pohybu a účinků odstředivé síly. První kolotoče vznikaly v 18. století v Německu, jako otáčející se sloupy s koši zavěšených na řetízích. Odtud se velice rychle rozšířily dále do Evropy. Nejstarším dochovaným kolotočem zůstává plošinový kolotoč z roku 1780, který se nachází v parku Wilhelmsbad v německém městě Hanau (Obrázek 1).

Kolotoče se stavěly pro zábavné parky, které z počátku byly poháněny ručně nebo koňskou silou. První kolotoč na parní pohon byl postaven v Anglii roku 1861, následně koncem 19. století byly tyto pohony nahrazeny pohony elektrickými. Velkým přínosem pro rozvoj kolotočů byla expanze v USA ve 20. století, kde vznikla celá řada technických vylepšení. Jedním významným pokrokem byl mechanický hudební automat, který vlivem otáčení kolotoče doprovázel celou atrakci cirkusovou hudbou. V padesátých letech 20. století už vznikaly kolotoče modernější, vybavené hydraulickým naklápěním či dalšími pohyby. [1]

V dnešní době se atrakce navrhují tak, aby uspokojili nároky uživatelů. Stále se modernizují, roztáčí se ve vysokých výškách nebo pracují ve vyšších rychlostech pro dosažení maximálního adrenalinového zážitku. To je jeden z hlavních důvodů, proč je kladen velký důraz na bezpečnost návštěvníka. Atrakce musí být pevně ukotvena k zemi, aby vlivem přírodních jevů a mechanických pohybů nedošlo k destabilizaci konstrukce.



Obrázek 1 – Plošinový kolotoč v Hanau [1]



## 3 Průzkum potenciálních řešení

Tato část práce se zabývá výběrem atrakce a provedením celkového pohonu. Následně se věnuje výběru dalších částí pohonu – spojka, typ řazení a motor.

### 3.1 Pohon atrakce

Ve světě existuje celá řada atrakcí a každá z nich má různý typ pohonu, proto je důležité zvolit konkrétní typ pouťové atrakce pro možnost dalšího výpočtu.

#### 3.1.1 Řetízkový kolotoč

Řetízkový kolotoč je jedna z nejstarších a nejžádanějších atrakcí na poutích vůbec (Obrázek 2). Je to zábava zaměřená nejen pro děti, ale taky pro dospělé. Jeho pohon je velice jednoduchý a většinou se skládá pouze z elektromotoru a řetězového převodu, který roztáčí konstrukci kolotoče.



Obrázek 2 – Řetízkový kolotoč [2]

#### 3.1.2 Labutě

Zábavná atrakce labutě je jednou z nedílnou součástí poutí (Obrázek 3). Její pohon je založen na kombinaci hydraulického a rotačního pohonu. Hydraulický pohon slouží jako zvedací zařízení pro ramena, na kterých jsou umístěny sedačky ve tvaru labutě. Rotační pohyb atrakce je řešen pomocí elektromotoru a převodů tvořených ozubenými koly.



Obrázek 3 – Labutě [3]

### 3.1.3 Centrifuga

Jednou z novodobých adrenalinových atrakcí určených pro mladistvé a dospělé je centrifuga (Obrázek 4). Tato atrakce využívá k otáčivému pohybu pohon, který sestává z elektromotoru, převodového ústrojí a řetězového převodu zakončeného šnekovým soukolím. K naklápění atrakce je použito hydraulického zařízení, jež dokáže atrakci naklopit téměř do svislé polohy. Reverzační převodové ústrojí slouží pro roztáčení atrakce vpřed i vzad.



Obrázek 4 – Centrifuga [4]

### 3.1.4 Volba atrakce

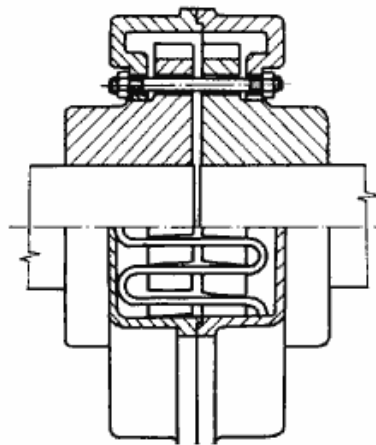
Pro tuto bakalářskou práci je zvolena atrakce centrifuga, poháněna pomocí elektromotoru, převodového ústrojí a řetězového převodu. V této práci bude počítán pouze pohon, který atrakci roztáčí, nikoliv hydraulický pohon, který ji zvedá. Ve výpočtu bude zahrnuto vše, kromě šnekového soukolí, přenášející moment do hřídele, který otáčí konstrukcí. Tímto šnekovým soukolím bude zakončen výstupní hřídel řetězového převodu. Dále bude nutné vybrat i další součásti tohoto pohonu (spojku, řazení a elektromotor).

## 3.2 Hřídelové spojky

Hřídelová spojka je strojní součástka, spojující obvykle dva hřídele a sloužící k přenosu kroutícího momentu. V této bakalářské práci slouží jako spojení elektromotoru a vstupního hřídele převodovky. Důvodem použití spojky je eliminace vzniklých rázů při uvedení elektromotoru do chodu. Tuto podmínku je nutné splnit, jelikož součástí převodovky jsou elektromagnetické zubové spojky, které jsou náchylné na rázy. Druhů spojek je mnoho, a proto jsou níže uvedeny typy, které vyhovují tomuto kritériu a zároveň jsou vhodné do návrhu pohonu této práce.

### 3.2.1 Spojky s hadovitě vinutou pružinou

Na Obrázku 5 je vyobrazena spojka s hadovitě vinutou pružinou, jež je řazena mezi spojky pružné. K hřídelům je uložena pomocí těsných per a skládá se ze dvou nábojů, pružin a dvoudílného krytu. Na obvodu nábojů jsou podélné drážky, ve kterých je vložena hadovitě vinutá ocelová pružina, přenášející obvodovou sílu, a tím i kroutící moment. Vypadnutí pružiny zamezuje dvoudílný kryt. Tyto spojky mají vysokou odolnost vůči rázům, dlouhou životnost a odolávají provozu v prašném nebo horkém prostředí. [5]

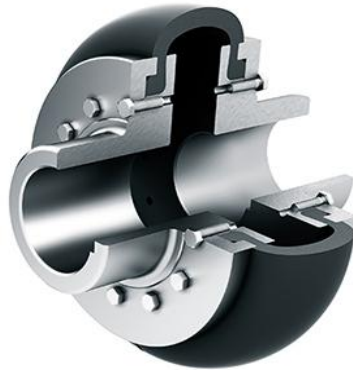


Obrázek 5 – Spojka s hadovitě vinutou pružinou [5]

### 3.2.2 Obručové spojky

Obručová spojka (Obrázek 6) patří mezi spojky pružné a je tvořena ze dvou kotoučů spojených jednodílnou pryžovou obručí, která je připevněna ke kotoučům za pomoci dvou přitlačných talířů. Kotouče jsou uloženy k hřídelům za pomoci těsných per. Pryžová obruč zajišťuje klidný chod soustrojí tím, že přenáší kroutící moment bez rázů a vibrací. Tato obruč se vyrábí z nitrilové pryže a je vyztužena viskózními vlákny.

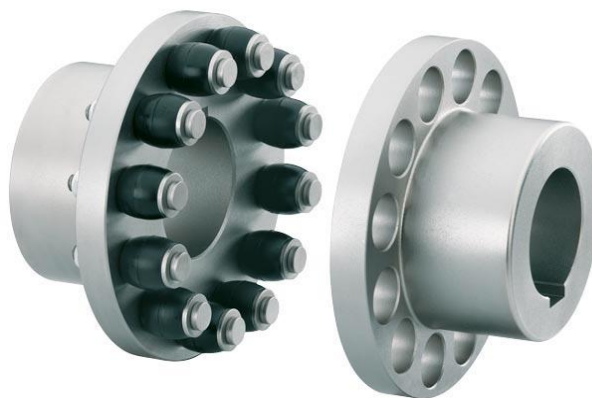
Výhodou této spojky je možnost mírného axiálního posuvu a použití pro mimoběžné hřídele. Jednou z podstatných nevýhod je použití pro teplotní rozmezí 0 ° až +50 °C, proto by poutová atrakce nemohla být použita v mrazech. [6]



Obrázek 6 – Obručová spojka [6]

### 3.2.3 Čepové spojky

Čepová spojka patří mezi spojky pružné. K hřídelům je uložena pomocí těsných per a je tvořena dvěma kotouči spojenými pryžovými válečky. Pro přenos kroutícího momentu se používají profilované pryžové válečky. Deformací pryžových elementů dochází k tlumení rázů a ke kolísání kroutícího momentu. Čepové spojky jsou spolehlivé a nenáročné na údržbu (Obrázek 7). [7]

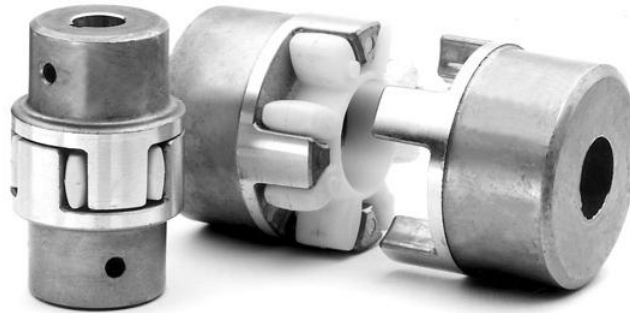


Obrázek 7 – Čepová spojka [7]

### 3.2.4 Zubová spojka s pružným elementem

Jedná se o další typ pružné spojky (Obrázek 8). Spojka se skládá ze tří členů. Jsou to dva kovové náboje a jeden pružný element ve tvaru hvězdice. Zubová spojka je použitelná při teplotách od -40 do +125°C. Při přenosu kroutícího momentu pružný

člen tlumí rázy a vibrace. Pružný element také dovoluje kompenzaci úhlových a axiálních vůlí a radiální nesouososti. Spojka dokáže přenášet velké výkony při malých rozměrech. [8]



Obrázek 8 – Zubová spojka s pružným elementem [8]

### 3.2.5 Volba hřídelové spojky

Přenos kroutícího momentu mezi elektromotorem a převodovým ústrojím bude vyřešen pomocí zubové spojky s pružným elementem. Tato spojka je vybrána z důvodu její příznivé ceny a vlastnosti tlumení rázů i vibrací, které se dostatečně absorbují za pomoci pružného elementu.

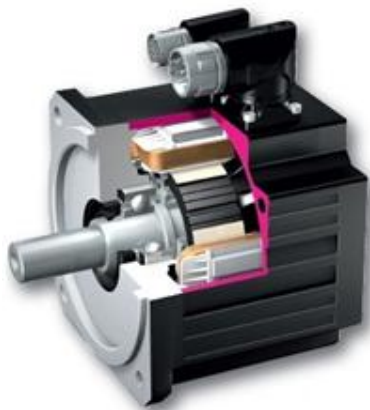
## 3.3 Elektromotor

Elektromotor je stroj, sloužící k přeměně elektrické energie na mechanickou práci. Ve většině elektromotorů je využíváno silových účinků magnetického pole, ale vyskytují se i motory, které využívají účinků elektrostatického pole nebo piezoelektrického jevu. Dnešní elektromotory jsou většinou realizovány jako točivé stroje, ale existují i netočivé elektromotory, označující se jako lineární, ty jsou v praxi méně časté. [9]

### 3.3.1 Servomotor

Servomotor je regulační pohon, sestávající se z elektrického motoru, napájecího výkonového měniče, regulačních a řídicích obvodů (Obrázek 9). Běžný elektrický pohon pracuje v otevřené smyčce, zatímco servomotor je zapojen v uzavřené smyčce se zpětnou polohovou i rychlostní vazbou. Hlavními vlastnostmi servomotoru jsou jeho nominální otáčky, efektivní kroutící moment a moment setrvačnosti motoru. Používají

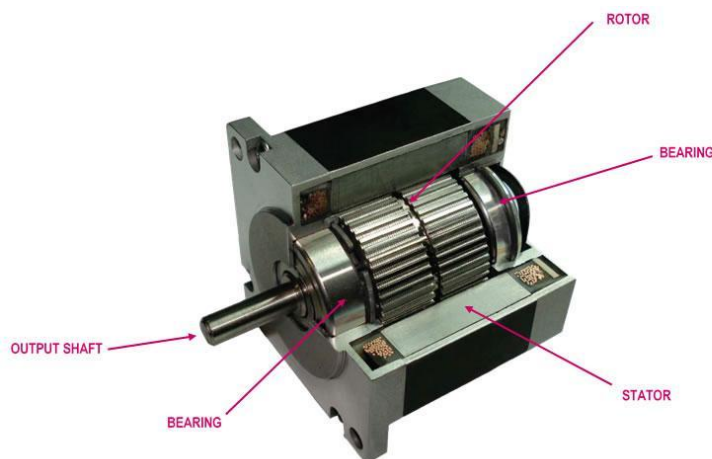
se například u řízení posuvů CNC strojů, RC modelů nebo u čtecích hlaviček pevných disků PC. [10]



Obrázek 9 – Servomotor [10]

### 3.3.2 Krokový motor

Krokový motor (Obrázek 10) patří mezi asynchronní stroje, který je ve většině případů napájen impulsy stejnosměrného proudu. Postupným napájením pólových dvojic se generuje magnetické pole, pomocí které ho dochází k roztáčení rotoru. Nevýhodou je, že krokový motor je při nízkých rychlostech nespojitý, protože rotor se pohybuje mezi stabilními polohami v určitém úhlu. Důsledkem této nespojitosti může docházet k neplynulosti chodu motoru. [11]

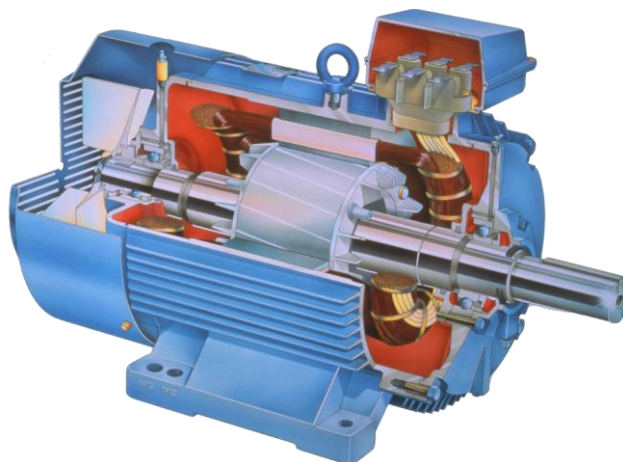


Obrázek 10 – Krokový motor [11]

### 3.3.3 Asynchronní motor

Asynchronní motor (Obrázek 11) je stroj napájený střídavým proudem. Tento typ motoru je nejrozšířenějším elektromotorem a je součástí pohonů většiny strojů v různých oblastech. Hlavními částmi tohoto motoru jsou stator a rotor, mezi kterými

se tok energie realizuje pomocí elektromagnetické indukce. Motor je většinou řízen pomocí frekvenčního měniče, jenž umožňuje uživateli nastavit otáčky dle jeho potřeby. Výhodami asynchronního motoru je vysoká spolehlivost, jednoduchá konstrukce, napájení z běžné sítě a poměrně přijatelná cena. [12]



Obrázek 11 – Asynchronní motor [12]

### 3.3.4 Volba elektromotoru

Pro požadované parametry bylo nejvhodnějším řešením zvolit trojfázový asynchronní motor od firmy SIEMENS označen jako 1LE1002-1DB43. Asynchronní motor je většinou řízen pomocí frekvenčního měniče, který umožňuje uživateli nastavit otáčky dle potřeby. Tento motor byl vybrán z důvodu jeho dostačujících vlastností pro pohon centrifugy a v důsledku jeho ceny, která je nižší než u krokového motoru a servomotoru. Otáčky budou regulovány na hodnotu  $1400 \text{ min}^{-1}$ . Hodnoty elektromotoru popisuje Tabulka 2.

Tabulka 2 – Hodnoty elektromotoru [13]

Výkon	Otáčky	Hlučnost	Třída účinnosti	Účinnost	Počet pólů
15 kW	$1475 \text{ min}^{-1}$	65 dB	IE2	91%	4

## 3.4 Reverzace otáček (Řazení)

Převodové ústrojí musí umožňovat změnu směru výstupních otáček. Ta může být řešena buď pomocí mechanického řazení, nebo elektrického řazení. Pro tuto aplikaci je vhodnější zvolit řazení elektrické. Řazení navrženého převodového ústrojí je řešeno



pomocí dvojice elektromagnetických spojek. Těchto spojek je více typů, a proto je nutné vybrat tu správnou.

### 3.4.1 Elektromagnetická lamelová spojka

Elektromagnetická lamelová spojka (Obrázek 122) přenáší krouticí moment za pomoci třecích lamel, mezi kterými vzniká tření tím, že lamely jsou svírány a uvolňovány působením elektromagnetu. Vnější lamely tvoří hnanou část spojky a jsou pevně spojeny s pláštěm a přírubou. Hnací část je tvořena magnetovým tělesem s ozubením, do něhož zapadají vnitřní lamely. Spojka má dlouhou životnost a jednoduchou montáž. Životnost se dá zvýšit umístěním spojky do mazaného prostředí. Je odolná vůči rázům a zajišťuje plynulý rozběh. [14]



Obrázek 12 – Elektromagnetické lamelová spojka [14]

### 3.4.2 Elektromagnetická zubová spojka

Elektromagnetická zubová spojka (Obrázek 13) přenáší krouticí moment pomocí čelního ozubení, které je součástí hnaného a hnacího dílu. Do záběru se tyto dílce vtahují vlivem elektromagnetu a uvolňují se pomocí vypínacích pružin. Hnanou část tvoří magnetové těleso se zmiňovaným čelním ozubením, odtlačovacími kolíky s pružinami a seřizovacími šrouby. Hnací část se skládá z kovové desky s ozubením, do které je vložena příruba z nemagnetického materiálu s vnitřním ozubením. Nevýhodou této spojky je náchylnost na zničení vlivem častých rázů. Výhodou těchto spojek je výrazně menší rozměr oproti lamelovým, jednoduchá montáž a snadná údržba. [15]





Obrázek 13 – Elektromagnetická zubová spojka [15]

### 3.4.3 Volba řazení

Řazení uvnitř převodového zařízení bude z důvodu úspory místa řešeno za pomoci dvou elektromagnetických zubových spojek. Tyto spojky jsou náchylné na zničení při rázech, ale tento problém bude vyřešen za pomoci čepové spojky, která tyto rázy absorbuje.

## 3.5 Shrnutí zvolených konstrukčních prvků

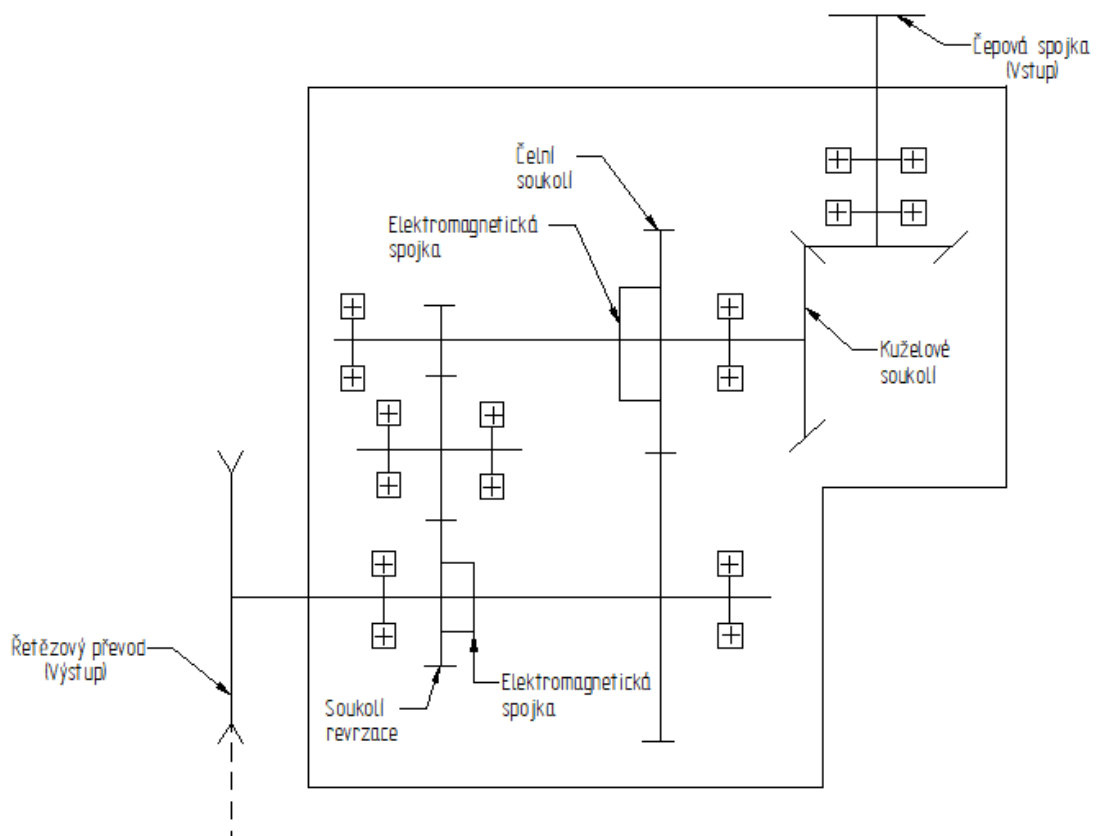
K pohonu byl vybrán asynchronní elektromotor značky SIEMENS. Výkon z tohoto motoru bude přenášen pomocí čepové spojky, která bude tlumit rázy a vibrace. Je levnější a snadnější na výrobu než spojky s hadovitě vinutou pružinou nebo obručové. Navíc oproti obručovým spojkám je čepovou spojku možné použít při teplotách bod bodem mrazu. Výkon bude přenesen do převodového ústrojí, ve kterém se nachází kromě klasického chodu také reverzační chod otáček. Z důvodu úspory místa byly jako řazení zvoleny dvě elektromagnetické zubové spojky. Výstupem převodového zařízení je řetězový převod, fungující se zanedbatelnými ztrátami, který přenáší krouticí moment na výstupní hřídel. Tento výstupní hřídel bude napojen přímo na šnekové soukolí roztáčející atrakci.

## 4 Výpočtová zpráva

Před samotným výpočtem je třeba navrhnout, jak daný převod bude vypadat. Následným výpočtem dojde k ověření správnosti tohoto návrhu.

### 4.1 Návrh převodu

Na Obrázku 14 je znázorněno schéma převodu. Vstupní hřídel je uložen na dvojici ložisek. Přes kuželové kolo se přenáší krouticí moment na předlohový hřídel, na kterém jsou dvě ozubená kola a elektromagnetická zubová spojka. V případě, že je sepnuta spojka na předlohovém hřídeli, musí být rozepnuta spojka na výstupním hřídeli a naopak. To bude docíleno logikou ovládání, které je součástí ovládacího pultu centrifugy. V sestavě je dále reverzační hřídel, který reverzuje výstupní otáčky v případě, kdy je sepnuta spojka na výstupním hřídeli.



Obrázek 14 – Návrh převodu

## 4.2 Volba převodových poměrů

Celkový převod je roven poměru vstupních otáček ku výstupním otáčkám.

$$i_c = \frac{n_A}{n_B} = \frac{1400}{250} = 5,6$$

### Jednotlivé převodové poměry a otáčky

$$i_{12} = 1,4$$

$$i_{23} = 1,8$$

$$i_{\dot{r}} = 2,2$$

$$i_c = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{\dot{r}} = 1,4 \cdot 1,8 \cdot 2,2 = 5,544$$

$$n_1 = n_A = 1400$$

$$n_2 = \frac{n_A}{i_{12}} = \frac{1400}{1,4} = 1000 \text{ min}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{23}} = \frac{1000}{1,8} = 555,56 \text{ min}^{-1}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{\dot{r}}} = \frac{555,56}{2,2} = 252,53 \text{ min}^{-1}$$

Výsledné otáčky  $n_4$  jsou v toleranci 5% s otáčkami  $n_B$  proto je možno použít tyto dílčí převodové poměry.

## 4.3 Kuželové soukolí se šikmými zuby

Materiál kuželových ozubených kol je konstrukční ocel ČSN 12 051. Tato konstrukční ocel je vhodná pro výrobu ozubených kol. Sklon zubu byl zvolen  $\beta = 20^\circ$  a počet zubů pastorku byl vybrán  $z_1 = 30$  zubů.

### 4.3.1 Výpočet parametrů kuželového soukolí

#### Výpočet krouticího momentu

Krouticí moment na vstupním hřídeli vychází ze vztahu:

$$M_1 = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_A} = \frac{60 \cdot 15 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 1400} = 102,3 \text{ Nm}$$

#### Volba materiálu:

Součinitelé vycházejí z [16], [17].

$$V_{HV} = 650 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim}^0 = 1140 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim}^0 = 390 \text{ MPa}$$

$$R_e = 390 \text{ MPa}$$

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12} = 30 \cdot 1,4 = 42 \text{ zubů}$$

### Údaje z tabulek:

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

$$\psi_m = (b_{wf}/m_n) = 8$$

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

$$K_A = 1,25$$

$$K_{H\beta} = 1,2$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,25 \cdot 1,2 = 1,5$$

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

### Návrh modulu na dotyk

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_1}{(b_{wf}/m_n) \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 102,3}{8 \cdot 30^2 \cdot 912^2} \cdot \frac{1,4+1}{1,4}}$$

$$= 2,44 \text{ mm}$$

### Návrh modulu na ohyb

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim}^0 = 0,6 \cdot 390 = 234 \text{ MPa}$$

$$m_{nm} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_1}{(b_{wf}/m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 102,3}{8 \cdot 30 \cdot 234}} = 2,52 \text{ mm}$$

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta_m} = \frac{2,52}{\cos 20^\circ} = 2,68 \text{ mm}$$

$$m_{te} = m_{tm} \cdot \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 \cdot z_2^2}}\right) = 2,52 \cdot \left(1 + \frac{8}{\sqrt{30^2 \cdot 42^2}}\right) = 2,91 \text{ mm}$$

Čelní modul na vnějším kuželu byl zvolen  $m_{te} = 3 \text{ mm}$ .

### Vrcholové úhly roztečných kuželů

$$\delta_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2} = \arctan \frac{30}{42} = 35,54^\circ$$

$$\delta_2 = \arctan \frac{z_2}{z_1} = \arctan \frac{42}{30} = 54,46^\circ$$

### Šířka ozubení

$$b_w = \psi_m \cdot m_{nm} = 8 \cdot 2,52 = 20,16 \text{ mm}$$

### **Výška hlavy zuby**

$$h_a = m_{te} = 3 \text{ mm}$$

### **Výška paty zuby**

$$h_f = m_{te} \cdot 1,2 = 3,6 \text{ mm}$$

### **Průměry vnějších roztečných kružnic**

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_{te} = 30 \cdot 3 = 90 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = z_2 \cdot m_{te} = 42 \cdot 3 = 126 \text{ mm}$$

### **Průměry středních roztečných kružnic**

$$d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1 = 90 - 25 \cdot \sin 35,54^\circ = 75,47 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = d_{e2} - b \cdot \sin \delta_2 = 126 - 25 \cdot \sin 54,46^\circ = 105,66 \text{ mm}$$

### **Průměry hlavových kružnic**

$$d_{a1} = d_{e1} + 2h_a \cdot \cos \delta_1 = 90 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 35,54^\circ = 94,89 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_{e2} + 2h_a \cdot \cos \delta_2 = 126 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 54,46^\circ = 129,49 \text{ mm}$$

### **Průměry roztečných kružnic virtuálních kol**

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{75,47}{\cos 35,54^\circ} = 92,75 \text{ mm}$$

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{105,66}{\cos 54,46^\circ} = 181,77 \text{ mm}$$

### **Průměry základních kružnic virtuálních kol**

$$d_{vb1} = d_{v1} \cdot \cos \alpha_t = 92,75 \cdot \cos 20^\circ = 87,16 \text{ mm}$$

$$d_{vb2} = d_{v2} \cdot \cos \alpha_t = 181,77 \cdot \cos 20^\circ = 170,81 \text{ mm}$$

### **Průměry hlavových kružnic virtuálních kol**

$$d_{va1} = d_{v1} + 2 \cdot m_{te} = 92,75 + 2 \cdot 3 = 98,75 \text{ mm}$$

$$d_{va2} = d_{v2} + 2 \cdot m_{te} = 181,77 + 2 \cdot 3 = 187,77 \text{ mm}$$

### **Normálová rozteč**

$$p_{nm} = \pi \cdot m_{nm} = \pi \cdot 3 = 9,43 \text{ mm}$$

### **Čelní rozteč**

$$p_{tm} = \pi \cdot m_{tm} = \pi \cdot 2,68 = 8,42 \text{ mm}$$

### **Základní rozteč**

$$\alpha_n = \arctan(\tan \alpha_t \cdot \cos \beta_n) = \arctan(\tan 20 \cdot \cos 20) = 18,88^\circ$$

$$p_{tmb} = \pi \cdot m_{tm} \cdot \cos \alpha_t = \pi \cdot 2,68 \cdot \cos 20^\circ = 7,91 \text{ mm}$$

### Osová vzdálenost virtuálních kol

$$a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2} = \frac{92,75 + 181,77}{2} = 137,26 \text{ mm}$$

### Součinitel trvání záběru

$$\begin{aligned}\varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} - 2 \cdot a_v \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{tmb}} = \\ &= \frac{\sqrt{(98,75^2 - 87,16^2)} + \sqrt{(187,77^2 - 170,81^2)} - 2 \cdot 137,26 \cdot \sin 20^\circ}{2 \cdot 7,91} = \\ &= 1,92\end{aligned}$$

Pro získání celočíselné hodnoty trvání záběru byla zvolena šířka ozubení  $b = 25 \text{ mm}$ .

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta_m}{p_{tm}} = \frac{25 \cdot \tan 20}{8,42} = 1,08$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,92 + 1,08 = 3$$

Součinitel trvání záběru vyšel celočíselný, z tohoto důvodu nemusíme upravovat geometrické parametry ozubeného kola -  $b$ ,  $\beta$ .

## 4.3.2 Silové poměry kuželového soukolí se šikmými zuby

### Obvodové síly

$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot M_1}{d_m} = \frac{2 \cdot 102,31}{75,47 \cdot 10^{-3}} = 2711 \text{ N}$$

### Axiální síly

$$\begin{aligned}F_{a1} &= \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot (\tan \alpha_n \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cdot \cos \delta_1) = \\ &= \frac{2711}{\cos 20} \cdot (\tan 18,88^\circ \cdot \sin 35,54^\circ + \sin 20^\circ \cdot \cos 35,54^\circ) = \\ &= 1376,4 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F_{a2} &= \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot (\tan \alpha_n \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta_m \cdot \sin \delta_1) = \\ &= \frac{2711}{\cos 20} \cdot (\tan 18,88^\circ \cdot \cos 35,54^\circ - \sin 20^\circ \cdot \sin 35,54^\circ) = \\ &= 229,3 \text{ N}\end{aligned}$$

### Radiální síly

$$F_{r1} = F_{a2} = 229,3 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{a1} = 1376,4 \text{ N}$$

### 4.3.3 Pevnostní kontrola kuželového soukolí se šikmými zuby

#### Kontrola tlakového zatížení boku zubu

Součinitelé ze strojnických tabulek a výukového textu: [16], [18].

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

$$Z_R = 1$$

$$Z_E = 190 \sqrt{MPa}$$

$$Z_H = 2,35$$

$$Z_\varepsilon = 0,72$$

$$K_A = 1,25$$

$$K_{H\beta} = 1,2$$

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

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,8$$

$$\begin{aligned}\sigma_{HO} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_w \cdot d_{m1}} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} = \\ &= 190 \cdot 2,25 \cdot 0,72 \cdot \sqrt{\frac{2711}{25 \cdot 75,47} \cdot \frac{1,4 + 1}{1,4}} = 483,1 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 483,1 \cdot \sqrt{1,8} = 648,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 1}{1,3} = 876,92 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $\sigma_H < \sigma_{HP}$  soukolí vyhovuje.

#### Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$K_F = 1,8$$

$$Y_\beta = 0,82$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,92$$

$$Y_{FS} = 4,2$$

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

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,92} = 0,521$$

$$\begin{aligned}\sigma_F &= \frac{F_{t1}}{b_{wf} \cdot m_{nm}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{2711}{25 \cdot 2,52} \cdot 1,8 \cdot 4,2 \cdot 0,82 \cdot 0,521 = \\ &= 138,98 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = \frac{390}{1,4} = 278,57 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $\sigma_F < \sigma_{FP}$  soukolí vyhovuje.

### Bezpečnost proti únavovému lomu

$$Y_x = 1$$

$$Y_N = 1$$

$$Y_\rho = 1,2$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x \cdot Y_N \cdot Y_\rho}{\sigma_F} = \frac{390 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2}{138,98} = 3,36$$

Z podmínky  $S_F \geq 1,4$  soukolí vyhovuje.

### Statická únosnost v dotyku

$$K_{AS} = 2$$

$$F_t = K_{AS} \cdot F_{t1} = 2 \cdot 2711 = 5422 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{F_{t1}}} = 483,1 \cdot \sqrt{\frac{5422 \cdot 1,8}{2711}} = 916,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$  soukolí vyhovuje.

### Statická bezpečnost v ohybu

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{t1}} = 138,98 \cdot \frac{5422}{2711} = 277,96 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 975 = 780 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ MPa}$$

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{FSt}}{\sigma_{Fmax}} = \frac{975}{277,96} = 3,51$$

Z podmínek  $S_{Fs} \geq 1,25$  a  $\sigma_{Fmax} < \sigma_{FPmax}$  soukolí vyhovuje.

## 4.4 Čelní soukolí se šikmými zuby

Materiál čelních ozubených kol je konstrukční ocel ČSN 12 051. Tato konstrukční ocel je vhodná pro výrobu ozubených kol. Sklon zubu byl vybrán  $\beta = 18^\circ$ , počet zubů pastorku byl zvolen  $z_3 = 35$  zubů.

### 4.4.1 Výpočet geometrie čelního soukolí

Vstupní parametry čelního soukolí:  $P = 15 \text{ kW}$ ,  $i_{23} = 1,8$ ,  $n_2 = 1000 \text{ min}^{-1}$



## Výpočet krouticího momentu

$$M_2 = \frac{P}{\omega} = \frac{15 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{15 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1000}{60}} = 143,24 \text{ Nm}$$

## Volba materiálu:

Součinitelé vycházejí z [16], [19].

$$V_{HV} = 650 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim}^0 = 1140 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim}^0 = 390 \text{ MPa}$$

$$R_e = 390 \text{ MPa}$$

$$z_4 = z_3 \cdot i_{23} = 35 \cdot 1,8 = 63 \text{ zubů}$$

## Údaje z tabulek:

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

$$\psi_m = (b_{WH}/m_n) = 18$$

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

$$K_A = 1,25$$

$$K_{H\beta} = 1,35$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,25 \cdot 1,35 = 1,6875$$

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

## Návrh modulu na dotyk

$$\begin{aligned} m_n &= f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_2}{(b_{Wf}/m_n) \cdot z_3^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{23} + 1}{i_{23}}} = \\ &= 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,6875 \cdot 143,24}{18 \cdot 35^2 \cdot 912^2} \cdot \frac{1,8 + 1}{1,8}} = 1,89 \text{ mm} \end{aligned}$$

## Návrh modulu na ohyb

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim}^0 = 0,6 \cdot 390 = 234 \text{ MPa}$$

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_2}{(b_{Wf}/m_n) \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,6875 \cdot 143,24}{18 \cdot 35 \cdot 234}} = 2,12 \text{ mm}$$

Normálový modul byl zvolen  $m_n = 3 \text{ mm}$ .

## Čelní modul

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3}{\cos 18^\circ} = 3,154 \text{ mm}$$

### Šířka ozubení

$$b_w = \psi_m \cdot m_n = 18 \cdot 3 = 54 \text{ mm}$$

### Průměry roztečných kružnic

$$d_3 = z_3 \cdot m_t = 35 \cdot 3,154 = 110,39 \text{ mm}$$

$$d_4 = z_4 \cdot m_t = 63 \cdot 3,154 = 198,7 \text{ mm}$$

### Průměry hlavových kružnic

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_n = 110,39 + 2 \cdot 3 = 116,39 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n = 198,7 + 2 \cdot 3 = 204,7 \text{ mm}$$

### Průměry patních kružnic

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot 1,25 \cdot m_n = 110,39 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 = 102,89 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot 1,25 \cdot m_n = 198,7 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 = 191,2 \text{ mm}$$

### Průměry základních kružnic

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 18^\circ}\right) = 20,94^\circ$$

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 110,39 \cdot \cos 20,94^\circ = 103,1 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 198,7 \cdot \cos 20,94^\circ = 185,58 \text{ mm}$$

### Normálová rozteč

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3 = 9,43 \text{ mm}$$

### Čelní rozteč

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3,154 = 9,91 \text{ mm}$$

### Základní rozteč

$$p_{tb} = \pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t = \pi \cdot 3,154 \cdot \cos 20,94^\circ = 9,25 \text{ mm}$$

### 4.4.2 Korekce čelního ozubení

$$a_w = 153,12 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \alpha_{tw} &= \arccos\left(\frac{m_t \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot a_w} \cdot \cos(\alpha_t)\right) = \\ &= \arccos\left(\frac{3,154 \cdot (35 + 63)}{2 \cdot 153,12} \cdot \cos(20,94^\circ)\right) = 19,5^\circ \end{aligned}$$

### Součet jednotkových posunutí

$$\text{inv} \alpha_{tw} = \tan \alpha_{tw} - \alpha_{tw} = \tan 19,5^\circ - \frac{19,5 \cdot \pi}{180} = 0,01378$$

$$\text{inv}\alpha_t = \tan \alpha_t - \alpha_t = \tan 20,94^\circ - \frac{20,94 \cdot \pi}{180} = 0,01719$$

$$x_1 + x_2 = \frac{\text{inv}\alpha_{tw} - \text{inv}\alpha_t}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (z_3 + z_4) = \frac{0,01378 - 0,01719}{2 \cdot \tan 20} \cdot (35 + 63) = -0,459$$

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{z_4}{z_3} \rightarrow x_1 = \frac{z_4 \cdot (x_1 + x_2)}{z_3 + z_4} = \frac{63 \cdot (-0,459)}{35 + 63} = -0,295$$

$$x_2 = (x_1 + x_2) - x_1 = -0,459 - (-0,295) = -0,164$$

### Součinitel přisunutí

$$\Delta y = \frac{(x_1 + x_2) - (a_w - a)}{m_n} = \frac{-0,459 - (153,12 - 154,545)}{3} = 0,322$$

### Průměry hlavových kružnic po korekci

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_1 - \Delta y) = 110,39 + 2 \cdot 3 \cdot (1 + (-0,295) - 0,322) = 112,69 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_2 - \Delta y) = 198,7 + 2 \cdot 3 \cdot (1 + (-0,164) - 0,322) = 201,78 \text{ mm}$$

### Průměry patních kružnic

$$c^* = 0,25$$

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot m_n \cdot (1 + c^* - x_1) = 110,39 - 2 \cdot 3 \cdot (1 + 0,25 - (-0,295)) = 101,42 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot m_n \cdot (1 + c^* - x_2) = 198,7 - 2 \cdot 3 \cdot (1 + 0,25 - (-0,164)) = 190,22 \text{ mm}$$

### Průměry valivých kružnic

$$d_{w3} = \frac{2 \cdot a_w}{(i_{23} + 1)} = \frac{2 \cdot 153,12}{(1,8 + 1)} = 109,37 \text{ mm}$$

$$d_{w4} = 2 \cdot a_w - d_{w3} = 2 \cdot 153,12 - 109,37 = 196,87 \text{ mm}$$

### Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw}}{2 \cdot p_{tb}} = \frac{\sqrt{(112,69^2 - 103,1^2)} + \sqrt{(201,78^2 - 185,58^2)} - 2 \cdot 153,12 \cdot \sin 19,5^\circ}{2 \cdot 9,25}$$

$$= 1,22$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{p_n} = \frac{54 \cdot \sin 18}{9,43} = 1,77$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,25 + 1,77 = 2,99 \cong 3$$

Součinitel trvání záběru vyšel celočíselný, z tohoto důvodu ho nemusíme upravovat.

### 4.4.3 Silové poměry čelního soukolí

#### Obvodové síly

$$F_{t3,4} = \frac{2 \cdot M_2}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 143,24}{109,37 \cdot 10^{-3}} = 2619,4 \text{ N}$$

#### Normálové síly

$$F_{n3,4} = \frac{F_{t3,4}}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_n} = \frac{2619,4}{\cos 18 \cdot \cos 20} = 2931 \text{ N}$$

#### Axiální síly

$$F_{a3,4} = F_{t3,4} \cdot \tan \beta = 2619,4 \cdot \tan 18 = 851 \text{ N}$$

#### Radiální síly

$$F_{r3,4} = \frac{F_{t3,4}}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha = \frac{2619,4}{\cos 18} \cdot \tan 20 = 1002,5 \text{ N}$$

### 4.4.4 Pevnostní kontrola čelního soukolí se šikmými zuby

#### Kontrola únavové únosnosti

Součinitelé ze strojnických tabulek a výukového textu: [16], [18].

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

$$Z_R = 1$$

$$Z_E = 190 \sqrt{MPa}$$

$$Z_H = 2,45$$

$$Z_\varepsilon = 0,9$$

$$K_A = 1,25$$

$$K_{H\beta} = 1,2$$

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

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,8$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HO} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b_w \cdot d_{w3}} \cdot \frac{i_{23} + 1}{i_{23}}} = \\ &= 190 \cdot 2,45 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{2619,4}{63 \cdot 109,37} \cdot \frac{1,8 + 1}{1,8}} = 322,2 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 322,2 \cdot \sqrt{1,8} = 432,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 1}{1,3} = 876,92 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $\sigma_H < \sigma_{HP}$  soukolí vyhovuje.

### Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$K_F = 1,8$$

$$Y_\beta = 0,74$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,22$$

$$Y_{FS} = 4,5$$

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

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,22} = 0,82$$

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{F_{t3}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{2619,4}{54 \cdot 3} \cdot 1,8 \cdot 4,5 \cdot 0,74 \cdot 0,82 = \\ &= 237,1 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = \frac{390}{1,4} = 278,57 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $\sigma_F < \sigma_{FP}$  soukolí vyhovuje.

### Bezpečnost proti únavovému lomu

$$Y_x = 1$$

$$Y_N = 1,5$$

$$Y_\rho = 1,2$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x \cdot Y_N \cdot Y_\rho}{\sigma_F} = \frac{390 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,2}{237,1} = 2,96$$

Z podmínky  $S_F \geq 1,4$  soukolí vyhovuje.

### Statická únosnost v dotyku

$$K_{AS} = 2$$

$$F_t = K_{AS} \cdot F_{t3} = 2 \cdot 2619,4 = 5239 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{F_{t3}}} = 322,2 \cdot \sqrt{\frac{5239 \cdot 1,8}{2619,4}} = 611,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$  soukolí vyhovuje.

## Statická bezpečnost v ohybu

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{t3}} = 237,1 \cdot \frac{5239}{2619,4} = 474,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 975 = 780 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ MPa}$$

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{FSt}}{\sigma_{Fmax}} = \frac{975}{474,2} = 2,06$$

Z podmínek  $S_{Fs} \geq 1,25$  a  $\sigma_{Fmax} < \sigma_{FPmax}$  soukolí vyhovuje.

## 4.5 Čelní soukolí se šikmými zuby (reverzace)

Materiál čelních ozubených kol se šikmými zuby je konstrukční ocel ČSN 14 233. Tato konstrukční ocel je vhodná pro výrobu ozubených kol. Sklon zubu byl zvolen  $\beta = 20^\circ$ , počet zubů pastorku  $z_5 = 15$  zubů.

### 4.5.1 Výpočet geometrie čelního soukolí

Vstupní parametry čelního soukolí reverzace:  $P = 15 \text{ kW}$ ,  $i_{23} = 1,8$ ;  $M_2 = 143,24 \text{ Nm}$

#### Volba materiálu:

Součinitelé vycházejí z: [16], [19].

$$V_{HV} = 650 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim}^0 = 1270 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim}^0 = 700 \text{ MPa}$$

$$R_e = 685 \text{ MPa}$$

$$z_6 = z_5 \cdot i_{23} = 15 \cdot 1,8 = 27 \text{ zubů}$$

#### Údaje z tabulek:

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

$$\psi_m = (b_{WH}/m_n) = 23$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0 = 0,8 \cdot 1270 = 1016 \text{ MPa}$$

$$K_A = 1,25$$

$$K_{H\beta} = 1,25$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,25 \cdot 1,25 = 1,5625$$

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

### Návrh modulu na dotyk

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_2}{(b_{wf}/m_n) \cdot z_5^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}} =$$
$$= 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5625 \cdot 143,24}{23 \cdot 15^2 \cdot 1016^2} \cdot \frac{1,8+1}{1,8}} = 2,78 \text{ mm}$$

### Návrh modulu na ohyb

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim}^0 = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_2}{(b_{wf}/m_n) \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5625 \cdot 143,24}{23 \cdot 15 \cdot 420}} = 2,08 \text{ mm}$$

Normálový modul volím  $m_n = 3 \text{ mm}$ .

### Čelní modul

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

### Šířka ozubení

$$b_w = \psi_m \cdot m_n = 23 \cdot 3 = 69 \text{ mm}$$

$$b_w = 70 \text{ mm} \text{ bylo zvoleno.}$$

### Průměry roztečných kružnic

$$d_5 = z_5 \cdot m_t = 15 \cdot 3,19 = 47,85 \text{ mm}$$

$$d_6 = z_6 \cdot m_t = 27 \cdot 3,19 = 86,13 \text{ mm}$$

### Průměry hlavových kružnic

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot m_n = 47,85 + 2 \cdot 3 = 53,85 \text{ mm}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \cdot m_n = 86,13 + 2 \cdot 3 = 92,13 \text{ mm}$$

### Průměry patních kružnic

$$d_{f5} = d_5 - 2 \cdot 1,25 \cdot m_n = 47,85 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 = 40,35 \text{ mm}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2 \cdot 1,25 \cdot m_n = 86,13 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 = 78,63 \text{ mm}$$

### Průměry základních kružnic

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 20^\circ}\right) = 21,17^\circ$$

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha_t = 47,85 \cdot \cos 21,17^\circ = 44,62 \text{ mm}$$

$$d_{b6} = d_6 \cdot \cos \alpha_t = 86,13 \cdot \cos 21,17^\circ = 80,32 \text{ mm}$$

### Normálová rozteč

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3 = 9,42 \text{ mm}$$

### Čelní rozteč

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3,19 = 10,02 \text{ mm}$$

### Základní rozteč

$$p_{tb} = \pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t = \pi \cdot 3,19 \cdot \cos 21,17^\circ = 9,34 \text{ mm}$$

### Součinitel trvání záběru

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{d_{a5}^2 - d_{b5}^2} + \sqrt{d_{a6}^2 - d_{b6}^2} - 2 \cdot a \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{tb}} = \\ &= \frac{\sqrt{(53,85^2 - 44,62^2)} + \sqrt{(92,13^2 - 80,32^2)} - 2 \cdot 66,99 \cdot \sin 21,17^\circ}{2 \cdot 9,34} = \\ &= 1,45 \\ \varepsilon_\beta &= \frac{b_w \cdot \sin \beta}{p_n} = \frac{70 \cdot \sin 20}{9,42} = 2,54 \\ \varepsilon &= \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 2,54 + 1,45 = 3,99 \cong 4 \end{aligned}$$

Součinitel trvání záběru vyšel celočíselný, z tohoto důvodu se nemusí upravovat.

## 4.5.2 Silové poměry čelního soukolí

### Obvodové síly

$$F_{t5,6} = \frac{2 \cdot M_2}{d_5} = \frac{2 \cdot 143,24}{47,85 \cdot 10^{-3}} = 5987 \text{ N}$$

### Normálové síly

$$F_{n5,6} = \frac{F_{t5,6}}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_n} = \frac{5987}{\cos 20 \cdot \cos 20} = 6780 \text{ N}$$

### Axiální síly

$$F_{a5,6} = F_{t5,6} \cdot \tan \beta = 5987 \cdot \tan 20 = 2179 \text{ N}$$

### Radiální síly

$$F_{r5,6} = \frac{F_{t5,6}}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha = \frac{5987}{\cos 20} \cdot \tan 20 = 2319 \text{ N}$$



### 4.5.3 Pevnostní kontrola čelního soukolí (reverzace)

#### se šikmými zuby

#### Kontrola únavové únosnosti

Součinitelé ze strojnických tabulek a výukového textu: [16], [18]

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

$$Z_R = 1$$

$$Z_E = 190 \sqrt{MPa}$$

$$Z_H = 2,35$$

$$Z_\varepsilon = 0,83$$

$$K_A = 1,25$$

$$K_{H\beta} = 1,2$$

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

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,8$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HO} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t5}}{b_w \cdot d_5} \cdot \frac{i_{23} + 1}{i_{23}}} = \\ &= 190 \cdot 2,35 \cdot 0,83 \cdot \sqrt{\frac{5987}{70 \cdot 47,85} \cdot \frac{1,8 + 1}{1,8}} = 618 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 618 \cdot \sqrt{1,8} = 829,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1270 \cdot 1}{1,3} = 976,9 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $\sigma_H < \sigma_{HP}$  soukolí vyhovuje.

#### Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$K_F = 1,8$$

$$Y_\beta = 1,42$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,45$$

$$Y_{FS} = 4,7$$

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

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,45} = 0,69$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t5}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{5987}{70 \cdot 3} \cdot 1,8 \cdot 4,7 \cdot 1,42 \cdot 0,69 = 236,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = \frac{700}{1,4} = 500 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $\sigma_F < \sigma_{FP}$  soukolí vyhovuje.

### Bezpečnost proti únavovému lomu

$$Y_x = 1$$

$$Y_N = 1,2$$

$$Y_\rho = 1,2$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x \cdot Y_N \cdot Y_\rho}{\sigma_F} = \frac{700 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,2}{236,3} = 4,27$$

Z podmínky  $S_F \geq 1,4$  soukolí vyhovuje.

### Statická únosnost v dotyku

$$K_{AS} = 2$$

$$F_t = K_{AS} \cdot F_{t5} = 2 \cdot 5987 = 11\,974 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{F_{t5}}} = 618 \cdot \sqrt{\frac{11\,974 \cdot 1,8}{5987}} = 1172,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$  soukolí vyhovuje.

### Statická bezpečnost v ohybu

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{t5}} = 236,3 \cdot \frac{11\,974}{5987} = 472,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 1750 = 1400 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa}$$

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{FSt}}{\sigma_{Fmax}} = \frac{1750}{472,6} = 3,7$$

Z podmínek  $S_{Fs} \geq 1,25$  a  $\sigma_{Fmax} < \sigma_{FPmax}$  soukolí vyhovuje.

## 4.6 Řetězový převod

Výstupní hřídel pohonu je poháněn řetězovým převodem. Řetězový převod má na rozdíl od řemenového převodu minimální předpětí, které nezvyšuje namáhání ložisek. Další výhodou je vysoká účinnost (až 98 %) a minimální nároky na údržbu. Z tohoto důvodu byl tento typ pohonu zvolen. Nevýhodou je ne zcela konstantní převodový poměr, který je způsoben geometrií převodu. [20]

### 4.6.1 Výpočet geometrie řetězových kol

Vstupní parametry řetězového převodu:  $P = 15 \text{ kW}$ ,  $i_p = 2,2$ ,  $n_3 = 555,56 \text{ min}^{-1} = 9,26 \text{ s}^{-1}$ ,  $a = 645,515 \text{ mm}$

#### Počet zubů

$$z_7 = 20 \text{ zubů}$$

$$z_8 = i_p \cdot z_7 = 2,2 \cdot 20 = 44$$

#### Volba řetězu

Součinitelé vycházející z: [18]

$$\mu = 1$$

$$\varphi = 1$$

$$\chi = 1,26$$

$$P_D = \frac{P}{\mu \cdot \chi \cdot \varphi} = \frac{15}{1 \cdot 1,26 \cdot 1} = 11,9 \text{ kW}$$

Z diagramu ve ST byl zvolen jednořadý řetěz 16 B ČSN 02 3311.

#### Údaje z tabulek [18]

$$p = 25,4 \text{ mm}$$

$$F_{Pt} = 58 \text{ kN}$$

$$S = 210 \text{ mm}^2$$

$$K = 0,8107$$

#### Průměry roztečných kružnic

$$d_7 = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_7}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{20}} = 162,37 \text{ mm}$$

$$d_8 = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_8}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{44}} = 356,04 \text{ mm}$$

#### Počet článků

$$j = \frac{2 \cdot a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \left( \frac{p}{a} \right) = \\ = \frac{2 \cdot 645,515}{25,4} + \frac{20 + 44}{2} + \left( \frac{44 - 20}{2\pi} \right)^2 \cdot \left( \frac{25,4}{645,515} \right) = 83,4$$

Byl zvolen sudý počet, 84 článků.

### Skutečná osová vzdálenost

$$\begin{aligned} a &= \frac{p}{8} \cdot \left[ 2j - z_7 - z_8 + \sqrt{((2j - z_7 - z_8)^2 - K \cdot (z_8 - z_7)^2)} \right] = \\ &= \frac{25,4}{8} \cdot \left[ 2 \cdot 84 - 20 - 44 + \sqrt{((2 \cdot 84 - 20 - 44)^2 - 0,8107 \cdot (44 - 20)^2)} \right] \\ &= 665,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

### Délka řetězu

$$L = j \cdot p = 84 \cdot 25,4 = 2133,6 \text{ mm}$$

### Úhly opásání

$$\begin{aligned} \frac{\beta}{2} &= \arcsin\left(\frac{d_8 - d_7}{2 \cdot a}\right) = \arcsin\left(\frac{356,04 - 162,37}{2 \cdot 665,9}\right) = 8,36^\circ \\ \gamma_1 &= 180 - \beta = 180 - 16,72 = 163,28^\circ \\ \gamma_2 &= 180 + \beta = 180 + 16,72 = 196,72^\circ \end{aligned}$$

## 4.6.2 Silové poměry řetězového převodu

$$F_{Pt} = 58 \text{ kN}$$

$$S = 210 \text{ mm}^2$$

$$q = 2,75 \text{ kg/1m}$$

### Obvodová rychlost řetězu

$$v = \pi \cdot d_7 \cdot n_3 = \pi \cdot 0,1624 \cdot 9,26 = 4,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

### Obvodová síla

$$F_o = \frac{P}{v} = \frac{15000}{4,73} = 3171,3 \text{ N}$$

### Odstředivá síla

$$F_c = q \cdot v^2 = 2,75 \cdot 4,73^2 = 61,53 \text{ N}$$

### Síla vzniklá hmotností řetězu

$$y_{rel} = 1,5\%$$

$$F_{qt} = \frac{q \cdot a^2 \cdot g}{8 \cdot y_{rel} \cdot a} = \frac{2,75 \cdot 0,6659^2 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015 \cdot 0,6659} = 149,7 \text{ N}$$

### Síla zatěžující hřídel

$$F_{vRh} \cong F_o = 3171,3 \text{ N}$$

### 4.6.3 Pevnostní kontrola řetězového převodu

#### Součinitel bezpečnosti při statickém zatížení

$$F_t = F_o + F_{ct} + F_{qt} = 3171,3 + 61,53 + 149,7 = 3382,53 \text{ N}$$

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_t} = \frac{58000}{3382,53} = 17,1$$

Z podmínky  $k_s \geq 7$  řetěz vyhovuje.

#### Součinitel bezpečnosti při dynamickém zatížení

$$Y = 2$$

$$k_d = \frac{F_{Pt}}{F_t \cdot Y} = \frac{58000}{3382,53 \cdot 2} = 8,57$$

Z podmínky  $k_d \geq 5$  řetěz vyhovuje.

#### Kontrola tlaku v kloubu řetězu [18]

$$p_1 = 18,34 \text{ MPa}$$

$$\lambda = 0,93$$

$$p_d = 18,34 \cdot 0,93 = 17,1 \text{ MPa}$$

$$p_p = \frac{F_t}{S} = \frac{3382,53}{210} = 16,1 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $p_d \geq p_p$  řetěz vyhovuje.

## 4.7 Návrh hřídelů

Návrh hřídelů začíná výpočtem reakcí vzniklých v místě uložení. Poté se z maximálních ohybových a kroutících momentů vypočítá průměr hřídele. Na závěr tohoto návrhu je uveden výpočet bezpečnosti hřídele.

### 4.7.1 Vstupní hřídel

Byl zvolen materiál hřídele ČSN 12 060.1

#### 4.7.1.1 Výpočet

##### Reakce v rovině XZ

$$x: R_{BX} + F_{a1} = 0$$

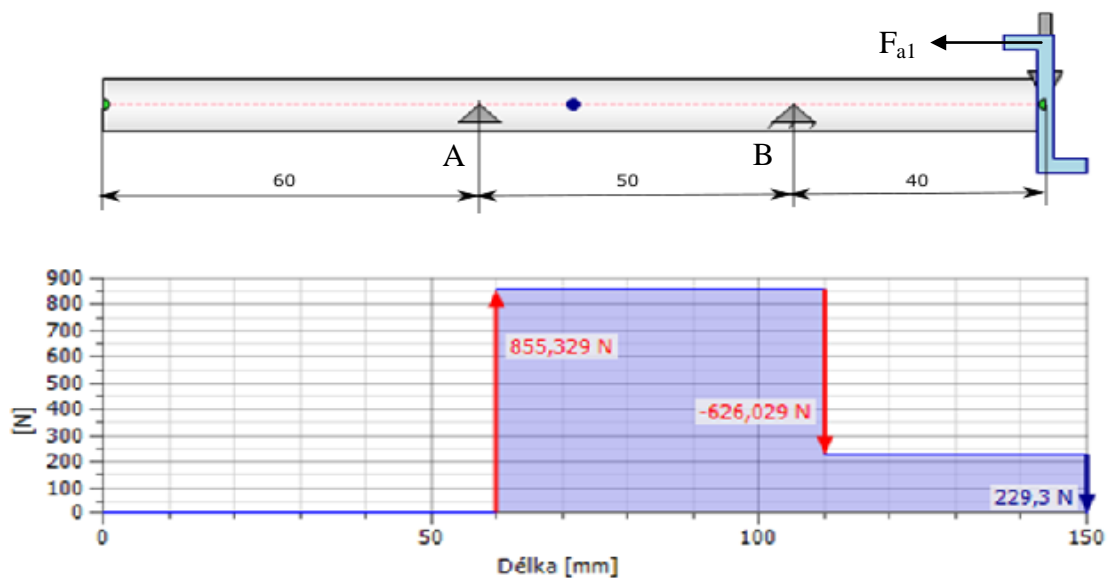
$$z: R_{AZ} + R_{BZ} - F_{r1} = 0$$

$$M_B: F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{r1} \cdot 40 - R_{AZ} \cdot 50 = 0$$

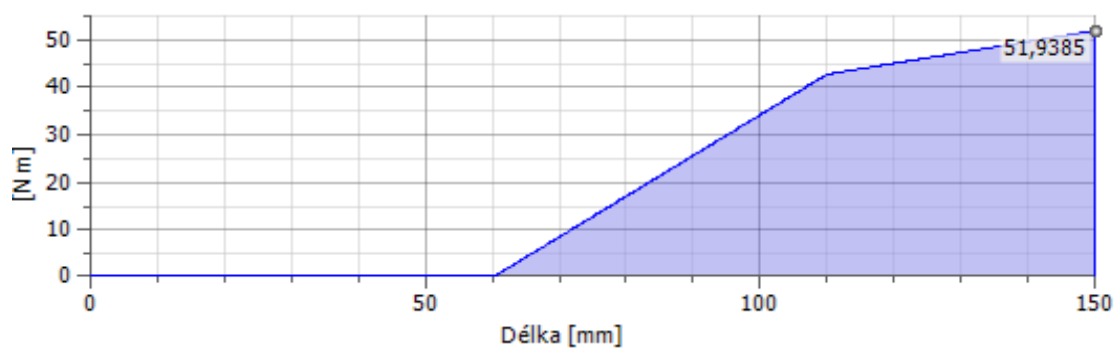
$$R_{AZ} = \frac{F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{r1} \cdot 40}{50} = \frac{1376,4 \cdot 37,735 - 229,3 \cdot 40}{50} = 855,3 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = -R_{AZ} + F_{r1} = -855,3 + 229,3 = -626 \text{ N}$$

$$R_{BX} = -F_{a1} = -1376,4 \text{ N}$$



Obrázek 15 – Graf zatěžujících sil v ose XZ z programu Autodesk Inventor



Obrázek 16 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XZ z programu Autodesk Inventor

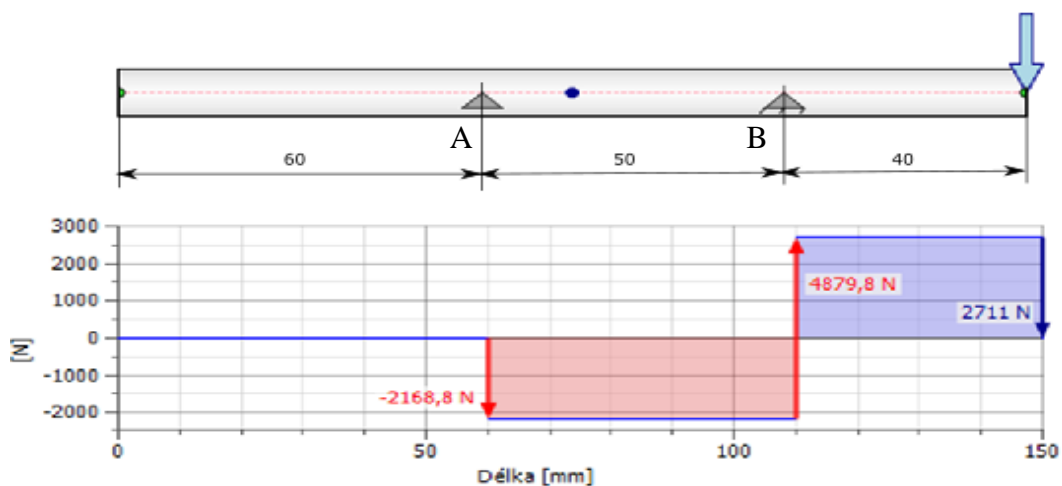
### Reakce v rovině XY

$$y: R_{AY} + R_{BY} - F_{t1} = 0$$

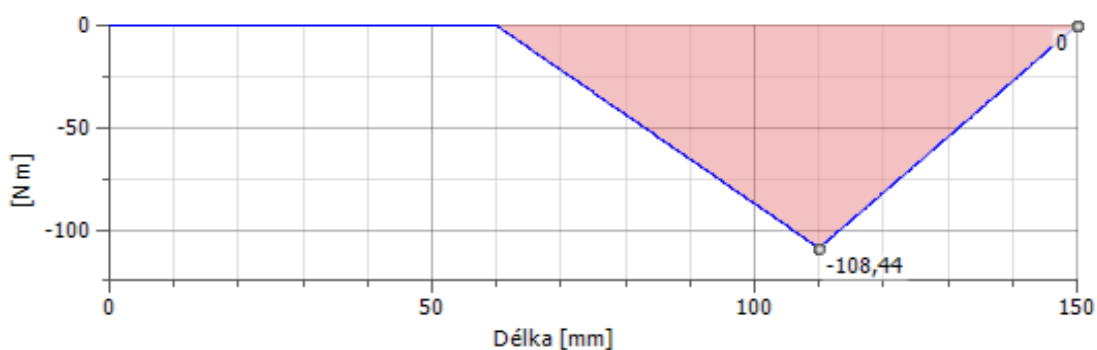
$$M_B: R_{AY} \cdot 50 + F_{t1} \cdot 40 = 0$$

$$R_{AY} = \frac{-F_{t1} \cdot 40}{50} = \frac{-2711 \cdot 40}{50} = -2168,8 \text{ N}$$

$$R_{BY} = -R_{AY} + F_{t1} = -(-2168,8) + 2711 = 4879,8 \text{ N}$$



Obrázek 17 – Graf zatěžujících sil v ose XY z programu Autodesk Inventor



Obrázek 18 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XY z programu Autodesk Inventor

### Maximální ohybový moment v nejvíce zatíženém průřezu

$$M_{oxz} = F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{r1} \cdot 40 = 1376,4 \cdot 0,037735 - 229,3 \cdot 0,04 = 42,77 \text{ Nm}$$

$$M_{oxy} = F_{t1} \cdot 0,040 = 2711 \cdot 0,040 = 108,4 \text{ Nm}$$

$$M_{omax1} = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oxy}^2} = \sqrt{42,77^2 + 108,4^2} = 116,53 \text{ Nm}$$

### Výpočet minimálního průměru

$$R_m = 725 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = 290 \text{ MPa}$$

$$M_{red} = \sqrt{M_{omax1}^2 + 0,75 \cdot M_1^2} = \sqrt{116,53^2 + 0,75 \cdot 102,3^2} = 146,4 \text{ Nm}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 146,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 290}} = 17,26 \text{ mm}$$

Byl zvolen průměr  $d_1 = 25 \text{ mm}$ .

### 4.7.1.2 Pevnostní kontrola

#### Výpočet bezpečnosti při ohybovém napětí [21]

$$v_r = 0,91$$

$$v_o = 1,04$$

$$q = 0,61$$

$$\alpha_o = 2,1$$

$$\beta_o = 1 + q \cdot (\alpha_o - 1) = 1 + 0,61 \cdot (2,1 - 1) = 1,671$$

$$\sigma_{Co}^x = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v_r \cdot v_o}{\beta_o} = \frac{0,35 \cdot 725 \cdot 0,91 \cdot 1,04}{1,671} = 143,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{omax1}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{omax1}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 116,53 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25^3} = 75,97 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{Co}^x}{\sigma_{o1}} = \frac{143,7}{75,97} = 1,89$$

#### Výpočet bezpečnosti v krutu

$$\tau_c = 180 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k1} = \frac{M_1}{W_K} = \frac{16 \cdot 102,3}{\pi \cdot 25^3} = 33,4 \text{ MPa}$$

$$k_{\tau 1} = \frac{\tau_c}{\tau_{k1}} = \frac{180}{33,4} = 5,4$$

#### Celková bezpečnost

$$k_1 = \sqrt{\frac{k_{\sigma 1}^2 \cdot k_{\tau 1}^2}{k_{\tau 1}^2 + k_{\sigma 1}^2}} = \sqrt{\frac{1,89^2 \cdot 5,4^2}{5,4^2 + 1,89^2}} = 1,78$$

### 4.7.2 Předlohový hřídel

Byl zvolen materiál hřídele ČSN 14 233.

#### 4.7.2.1 Výpočet

##### Reakce v rovině YZ

$$y: +R_{BY} + F_{a2} + F_{a3} = 0$$

$$z: R_{AZ} + R_{BZ} + F_{r3} - F_{r2} = 0$$

$$M_B: -F_{a2} \cdot r_{m2} + F_{r2} \cdot 36 + R_{AZ} \cdot 288 + F_{r3} \cdot 50 + F_{a3} \cdot r_{w3} = 0$$



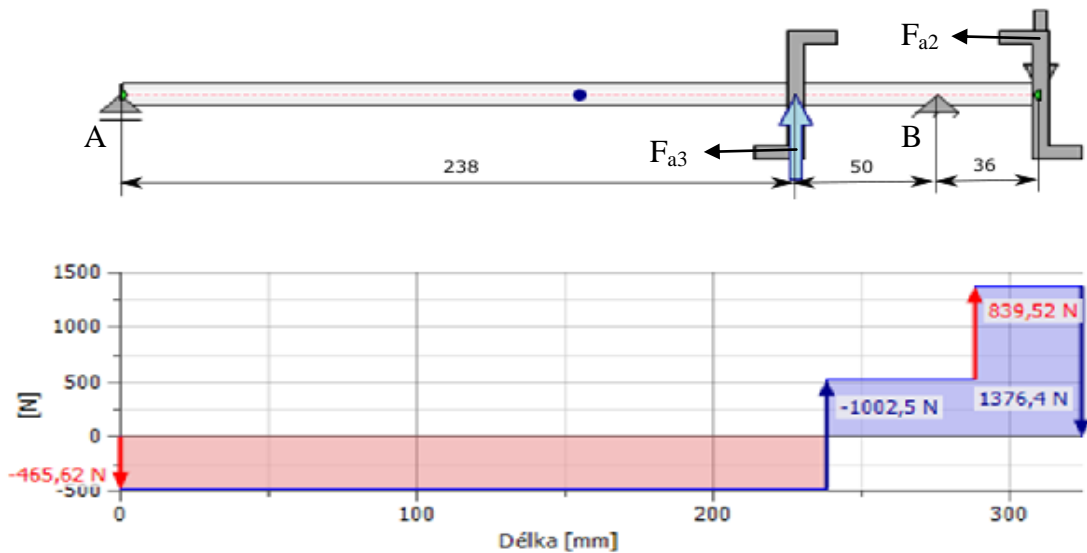
$$R_{AZ} = \frac{-F_{r2} \cdot 36 + F_{a2} \cdot r_{m2} - F_{r3} \cdot 50 - F_{a3} \cdot r_{w3}}{288} =$$

$$= \frac{-1376,4 \cdot 36 + 229,3 \cdot 52,83 - 1002,5 \cdot 50 - 851 \cdot 54,685}{288}$$

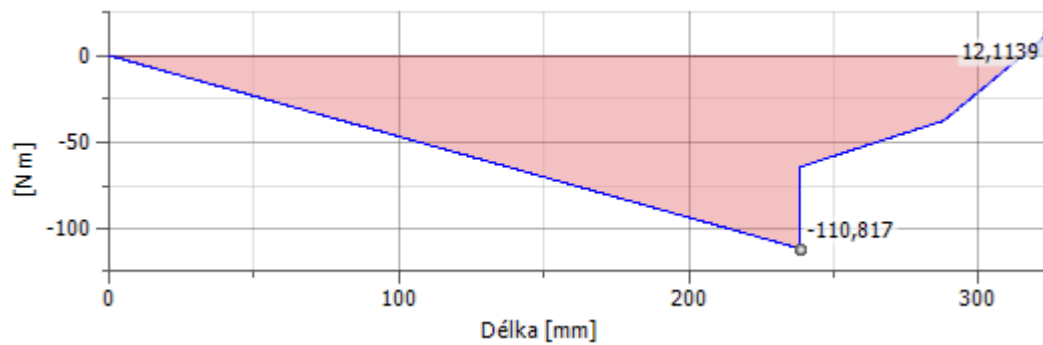
$$= -465,6 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = -R_{AZ} - F_{r3} + F_{r2} = 465,6 - 1002,5 + 1376,4 = 839,5 \text{ N}$$

$$R_{BY} = -F_{a2} - F_{a3} = 229,3 + 851 = -1080,3 \text{ N}$$



Obrázek 19 – Graf zatěžujících sil v ose YZ z programu Autodesk Inventor



Obrázek 20 – Graf maximálního ohybového momentu v ose YZ z programu Autodesk Inventor

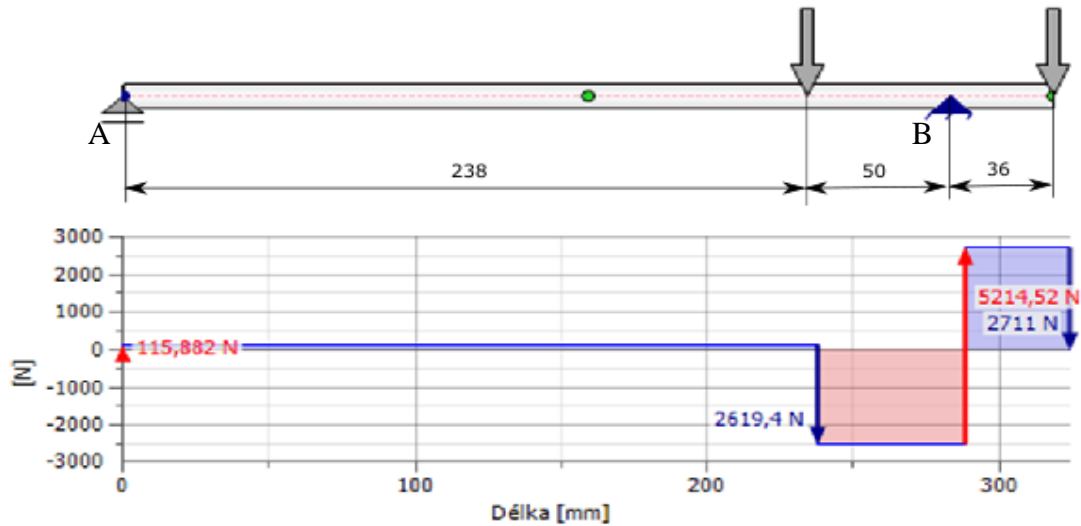
### Reakce v rovině XY

$$x: R_{AX} + R_{BX} - F_{t2} - F_{t3} = 0$$

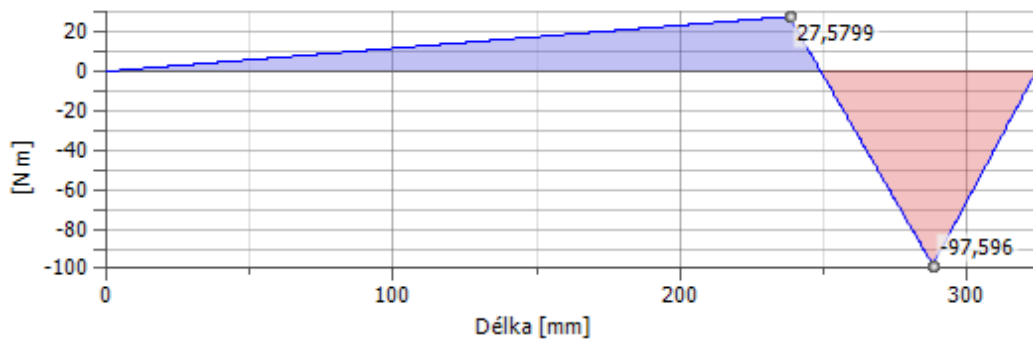
$$M_B: R_{AX} \cdot 288 - F_{t3} \cdot 50 + F_{t2} \cdot 36 = 0$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t3} \cdot 50 - F_{t2} \cdot 36}{288} = \frac{2619,4 \cdot 50 - 2711 \cdot 36}{288} = 115,9 \text{ N}$$

$$R_{BX} = F_{t2} + F_{t3} - R_{AX} = 2711 + 2619,4 - 115,9 = 5214,5 \text{ N}$$



Obrázek 21 – Graf zatěžujících sil v ose XY z programu Autodesk Inventor



Obrázek 22 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XY z programu Autodesk Inventor

### Maximální ohybový moment v nejtíženém průřezu

$$M_{oyz} = R_{AZ} \cdot 0,238 = -465,6 \cdot 0,238 = 110,81 \text{ Nm}$$

$$M_{oxy} = R_{Ax} \cdot 0,238 = 115,9 \cdot 0,238 = 27,58 \text{ Nm}$$

$$M_{omax2.1} = \sqrt{M_{oxz}^2 + M_{oxy}^2} = \sqrt{110,81^2 + 27,58^2} = 114,2 \text{ Nm}$$

### Výpočet minimálního průměru

$$R_m = 725 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = 290 \text{ MPa}$$

$$M_{red} = \sqrt{M_{omax2.1}^2 + 0,75 \cdot M_2^2} = \sqrt{114,2^2 + 0,75 \cdot 143,24^2} = 168,6 \text{ Nm}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 168,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 290}} = 18,09 \text{ mm}$$

## 4.7.2 Výpočet při reverzaci otáček

### Reakce v rovině YZ

$$y: R_{BY} + F_{a2} + F_{a5} = 0$$

$$z: R_{AZ} + R_{BZ} + F_{r5} - F_{r2} = 0$$

$$M_B: -F_{a2} \cdot r_{m2} + F_{r2} \cdot 36 + R_{AZ} \cdot 288 + F_{r5} \cdot 235 + F_{a5} \cdot r_5 = 0$$

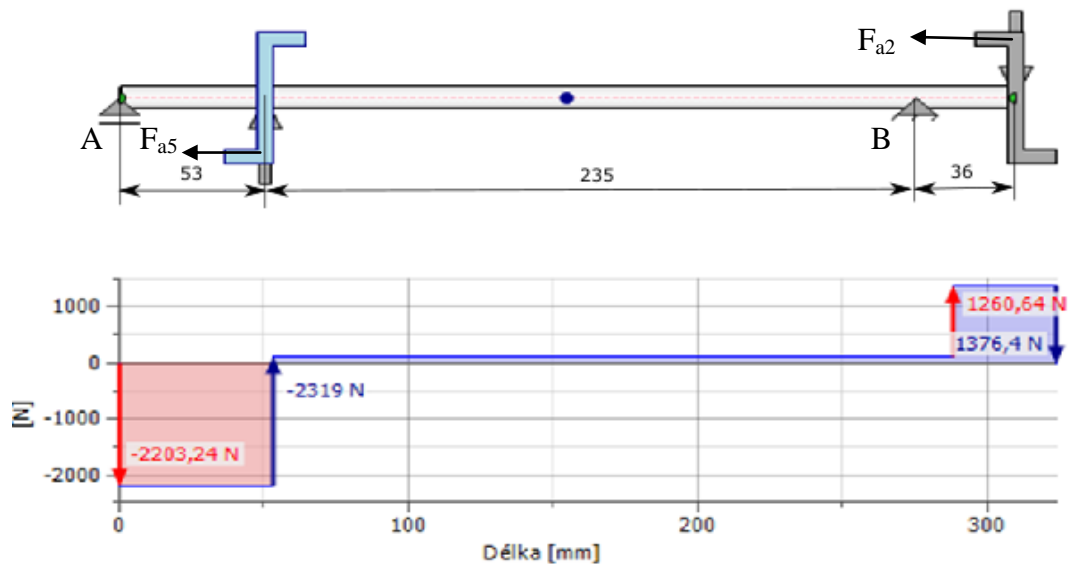
$$R_{AZ} = \frac{-F_{r2} \cdot 36 + F_{a2} \cdot r_{m2} - F_{r5} \cdot 235 - F_{a5} \cdot r_5}{288} =$$

$$= \frac{-1376,4 \cdot 36 + 229,3 \cdot 52,83 - 2319 \cdot 235 - 2179 \cdot 23,925}{288} =$$

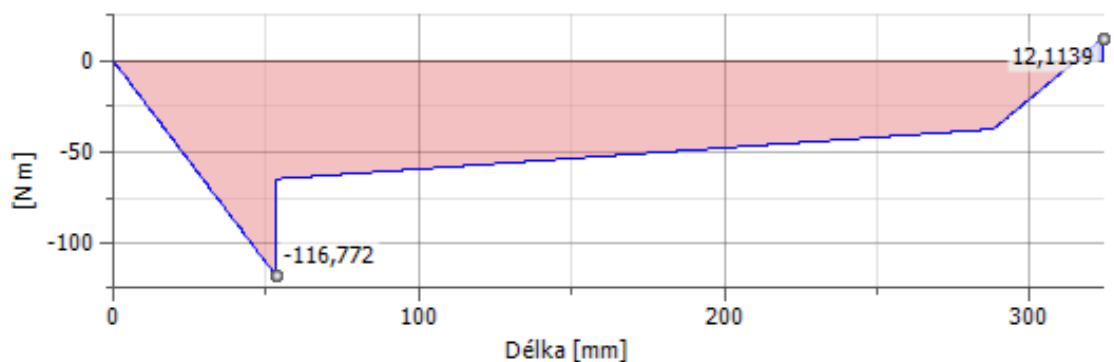
$$= -2203,2 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = -R_{AZ} - F_{r5} + F_{r2} = +2203,2 - 2319 + 1376,4 = 1260,6 \text{ N}$$

$$R_{BY} = -F_{a2} - F_{a5} = -229,3 + 2179 = -2408 \text{ N}$$



Obrázek 23 – Graf zatěžujících sil v ose YZ z programu Autodesk Inventor



Obrázek 24 – Graf maximálního ohybového momentu v ose YZ z programu Autodesk Inventor

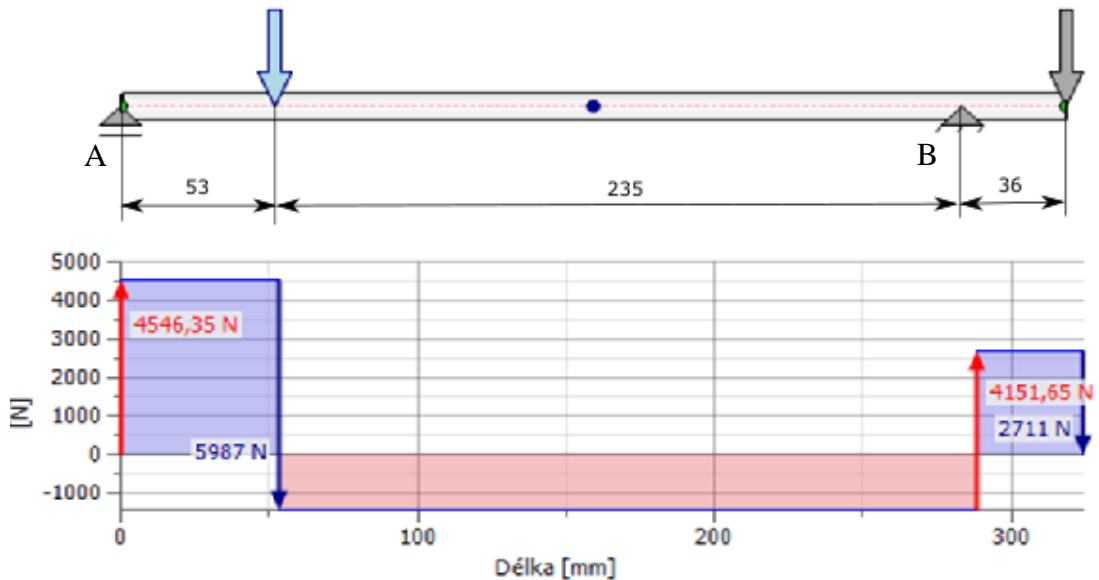
## Reakce v rovině XY

$$x: R_{AX} + R_{BX} - F_{t2} - F_{t5} = 0$$

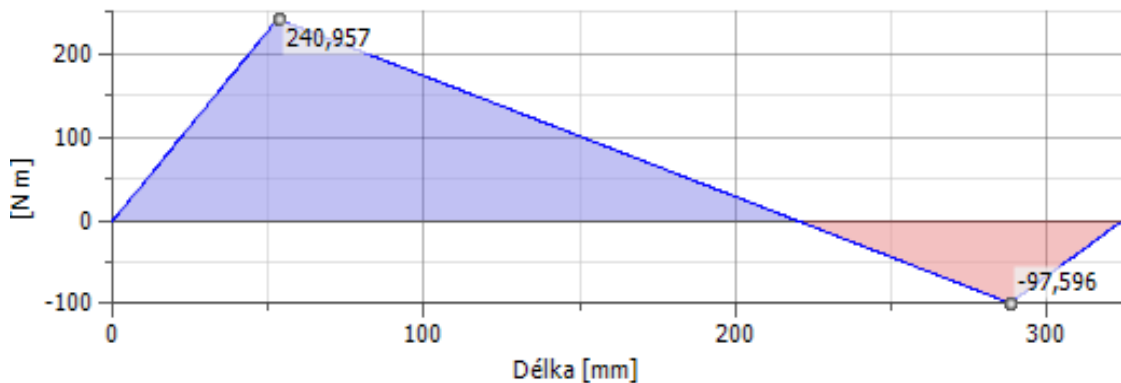
$$M_B: R_{AX} \cdot 288 - F_{t5} \cdot 235 + F_{t2} \cdot 36 = 0$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t5} \cdot 210 - F_{t2} \cdot 30}{260} = \frac{5987 \cdot 235 - 2711 \cdot 36}{288} = 4546,4 \text{ N}$$

$$R_{BX} = F_{t2} + F_{t5} - R_{AX} = 2711 + 5987 - 4546,4 = 4151,6 \text{ N}$$



Obrázek 25 – Graf zatěžujících sil v ose XY z programu Autodesk Inventor



Obrázek 26 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XY z programu Autodesk Inventor

## Maximální ohybový moment v nejméně zatíženém průřezu

$$M_{oyz} = R_{AZ} \cdot 0,053 = -2203,2 \cdot 0,053 = -116,77 \text{ Nm}$$

$$M_{oxy} = R_{AX} \cdot 0,053 = 4522,8 \cdot 0,053 = 240,96 \text{ Nm}$$

$$M_{omax2.2} = \sqrt{M_{oyz}^2 + M_{oxy}^2} = \sqrt{116,77^2 + 240,96^2} = 267,8 \text{ Nm}$$

## Výpočet minimálního průměru

$$R_m = 725 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = 290 \text{ MPa}$$

$$M_{red} = \sqrt{M_{omax2.2}^2 + 0,75 \cdot M_2^2} = \sqrt{267,8^2 + 0,75 \cdot 143,24^2}$$
$$= 295,14 \text{ Nm}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 295,14 \cdot 10^3}{\pi \cdot 290}} = 21,8 \text{ mm}$$

Byl zvolen průměr  $d_2 = 30 \text{ mm}$ .

### 4.7.2.3 Pevnostní kontrola

#### Výpočet bezpečnosti při ohybovém napětí [21]

$$v_r = 0,92$$

$$v_o = 1,05$$

$$q = 0,59$$

$$\alpha_o = 1,6$$

$$\beta_o = 1 + q \cdot (\alpha_o - 1) = 1 + 0,59 \cdot (1,6 - 1) = 1,354$$

$$\sigma_{Co}^x = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v_r \cdot v_o}{\beta_o} = \frac{0,35 \cdot 725 \cdot 0,92 \cdot 1,05}{1,354} = 181,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{omax2}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{omax2.2}}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{32 \cdot 267,8}{\pi \cdot 30^3} = 101 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{Co}^x}{\sigma_{o2}} = \frac{181,1}{101} = 1,79$$

#### Výpočet bezpečnosti v krutu

$$\tau_c = 180 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k2} = \frac{M_2}{W_K} = \frac{16 \cdot 143,24}{\pi \cdot 26^3} = 41,5 \text{ MPa}$$

$$k_{\tau 2} = \frac{\tau_c}{\tau_{k2}} = \frac{180}{41,5} = 4,34$$

#### Celková bezpečnost

$$k_2 = \sqrt{\frac{k_{\sigma 2}^2 \cdot k_{\tau 2}^2}{k_{\tau 2}^2 + k_{\sigma 2}^2}} = \sqrt{\frac{1,79^2 \cdot 4,34^2}{4,34^2 + 1,79^2}} = 1,66$$

### 4.7.3 Hřídel přenášející reverzaci

Byl zvolen materiál hřídele ČSN 14 233.

#### 4.7.3.1 Výpočet

##### Reakce v rovině YZ

$$y: R_{BY} + F_{a6} - F_{a5} = 0$$

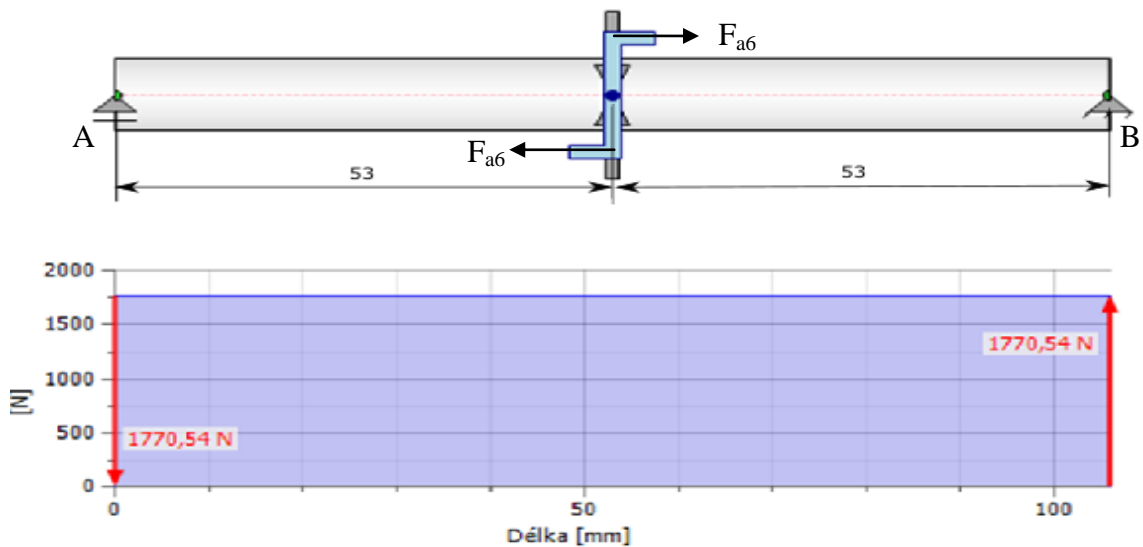
$$z: R_{AZ} + R_{BZ} - F_{r5} + F_{r5} = 0$$

$$M_B: -F_{a6} \cdot r_6 - F_{a5} \cdot r_6 + F_{r5} \cdot 53 - R_{AZ} \cdot 106 - F_{r5} \cdot 53 = 0$$

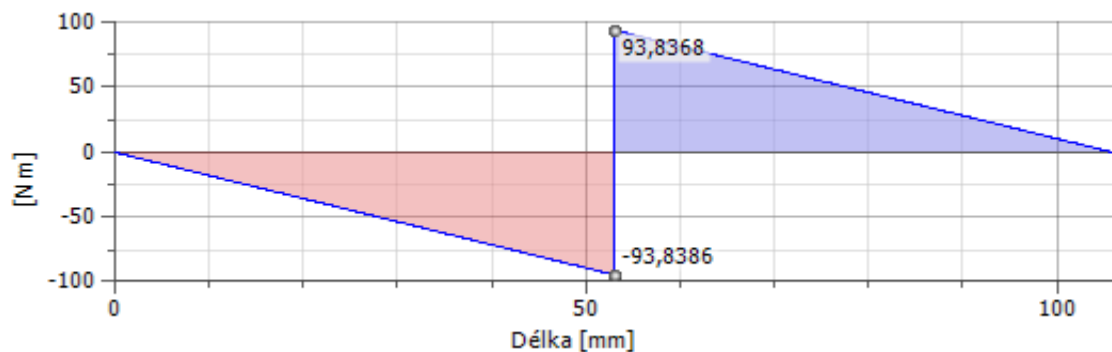
$$R_{AZ} = \frac{-F_{a5} \cdot r_6 - F_{a5} \cdot r_6}{106} = \frac{-2179 \cdot 43,065 - 2179 \cdot 43,065}{106} =$$
$$= -1770,54 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = -R_{AZ} = 1770,54 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 0 \text{ N}$$



Obrázek 27 – Graf zatěžujících sil v ose YZ z programu Autodesk Inventor



Obrázek 28 – Graf maximálního ohybového momentu v ose YZ z programu Autodesk Inventor

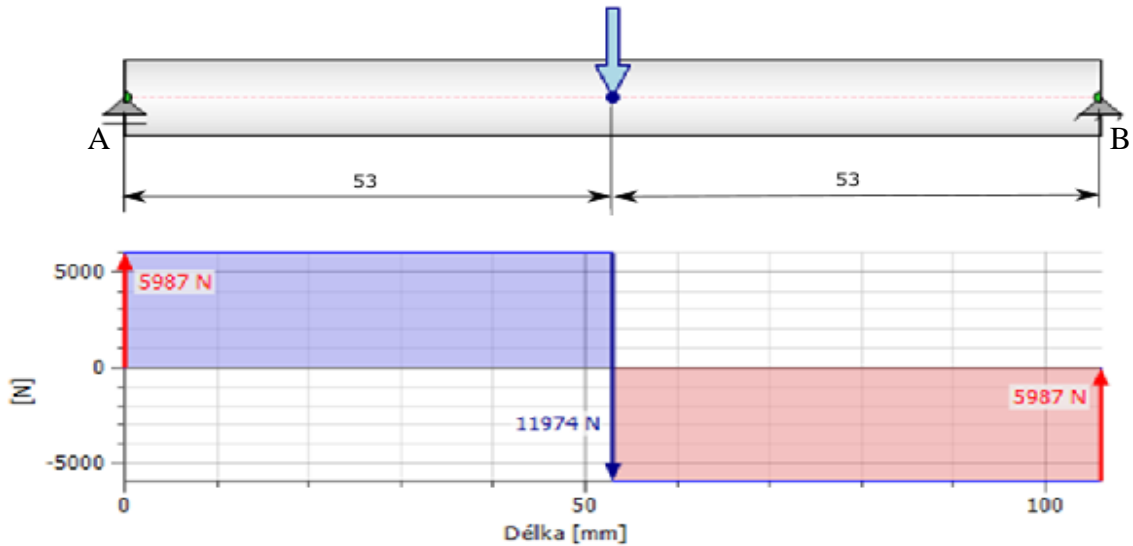
## Reakce v rovině XY

$$x: R_{AX} + R_{BX} - F_{t5} - F_{t6} = 0$$

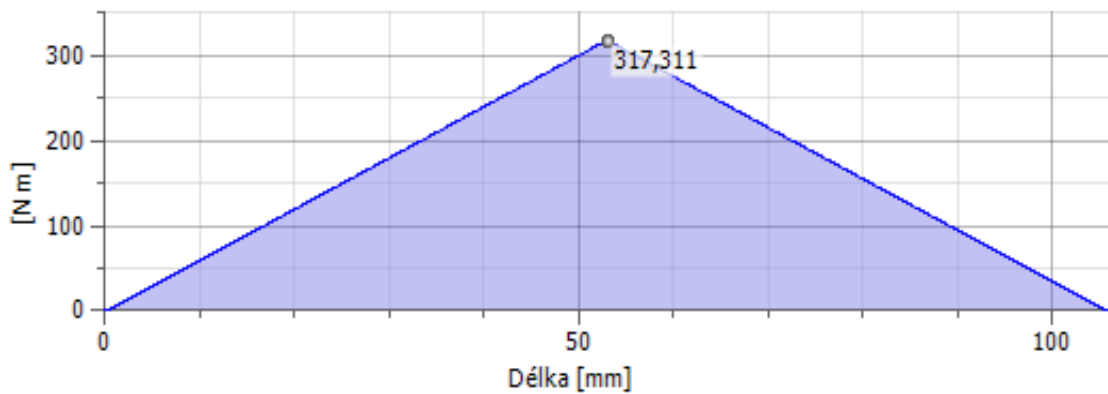
$$M_B: R_{AX} \cdot 106 - F_{t6} \cdot 53 - F_{t5} \cdot 53 = 0$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t6} \cdot 53 + F_{t5} \cdot 53}{106} = \frac{5987 \cdot 53 + 5987 \cdot 53}{106} = 5987 \text{ N}$$

$$R_{BX} = -R_{AX} + F_{t5} + F_{t6} = -5987 + 5987 + 5987 = 5987 \text{ N}$$



Obrázek 29 – Graf zatěžujících sil v ose XY z programu Autodesk Inventor



Obrázek 30 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XY z programu Autodesk Inventor

## Maximální ohybový moment v nejlépe zatíženém průřezu

$$M_{oyz} = R_{BZ} \cdot 0,053 = 1770,54 \cdot 0,053 = 93,84 \text{ Nm}$$

$$M_{oxy} = R_{AX} \cdot 0,053 = 5987 \cdot 0,053 = 317,31 \text{ Nm}$$

$$M_{omax3} = \sqrt{M_{oyz}^2 + M_{oxy}^2} = \sqrt{93,84^2 + 317,31^2} = 330,9 \text{ Nm}$$

## Výpočet minimálního průměru

$$R_m = 725 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = 290 \text{ MPa}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o\max 3}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 330,9 \cdot 10^3}{\pi \cdot 290}} = 22,65 \text{ mm}$$

Byl zvolen průměr  $d_3 = 30 \text{ mm}$ .

### 4.7.3.2 Pevnostní kontrola

#### Výpočet bezpečnosti při ohybovém napětí [21]

$$v_r = 0,92$$

$$v_o = 1,05$$

$$q = 0,59$$

$$\alpha_o = 1,55$$

$$\beta_o = 1 + q \cdot (\alpha_o - 1) = 1 + 0,59 \cdot (1,55 - 1) = 1,3245$$

$$\sigma_{Co}^x = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v_r \cdot v_o}{\beta_o} = \frac{0,35 \cdot 725 \cdot 0,92 \cdot 1,05}{1,3245} = 185,06 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o\max 3}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{o\max 3}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{32 \cdot 330,9}{\pi \cdot 30^3} = 124,8 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma 3} = \frac{\sigma_{Co}^x}{\sigma_{o3}} = \frac{185,06}{124,8} = 1,48$$

#### Výpočet bezpečnosti v krutu

Hřídel není namáhán na krut, z tohoto důvodu není výpočet bezpečnosti v krutu nutno ověřovat.

### 4.7.4 Výstupní hřídel

Byl zvolen materiál hřídele ČSN 12 060.1.

#### 4.7.4.1 Výpočet

##### Výpočet zatěžující síly od řetězového převodu

$$F_{vRh} \cong F_o = 3171,3 \text{ N}$$

$$F_{vRh x} = F_{vRh} \cdot \cos(21,6863) = 2946,8 \text{ N}$$

$$F_{vRh z} = F_{vRh} \cdot \sin(21,6863) = 1171,9 \text{ N}$$



## Reakce v rovině YZ

$$y: R_{BY} - F_{a4} = 0$$

$$z: R_{AZ} + R_{BZ} - F_{r4} - F_{vRhZ} = 0$$

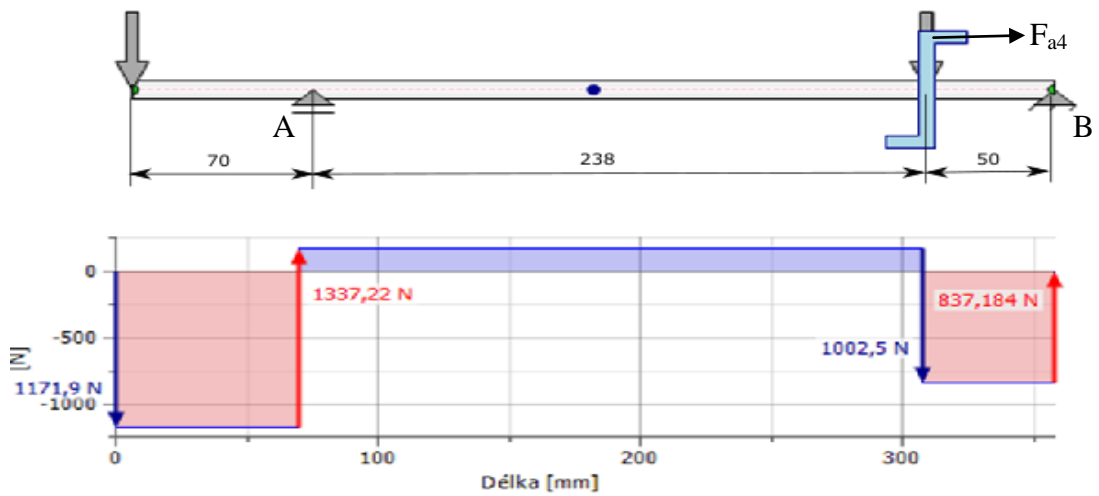
$$M_B: +F_{a4} \cdot r_4 - F_{r4} \cdot 50 + R_{AZ} \cdot 288 - F_{vRhZ} \cdot 358 = 0$$

$$R_{AZ} = \frac{-F_{a4} \cdot r_4 + F_{r4} \cdot 50 + F_{vRhZ} \cdot 358}{288} =$$

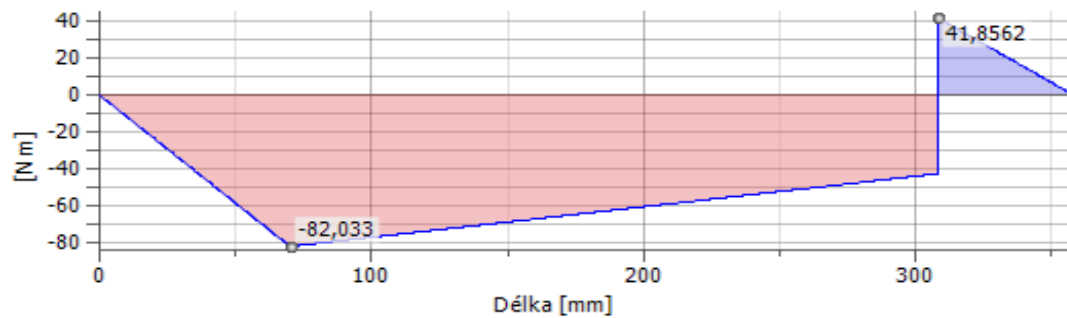
$$= \frac{-851 \cdot 99,35 + 1002,5 \cdot 50 + 1171,9 \cdot 358}{288} = 1337,2 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = -R_{AZ} + F_{r4} + F_{vRhZ} = -1337,2 + 1002,5 + 1171,9 = 837,2 \text{ N}$$

$$R_{BY} = F_{a4} = 851 \text{ N}$$



Obrázek 31 – Graf zatěžujících sil v ose YZ z programu Autodesk Inventor



Obrázek 32 – Graf maximálního ohybového momentu v ose YZ z programu Autodesk Inventor

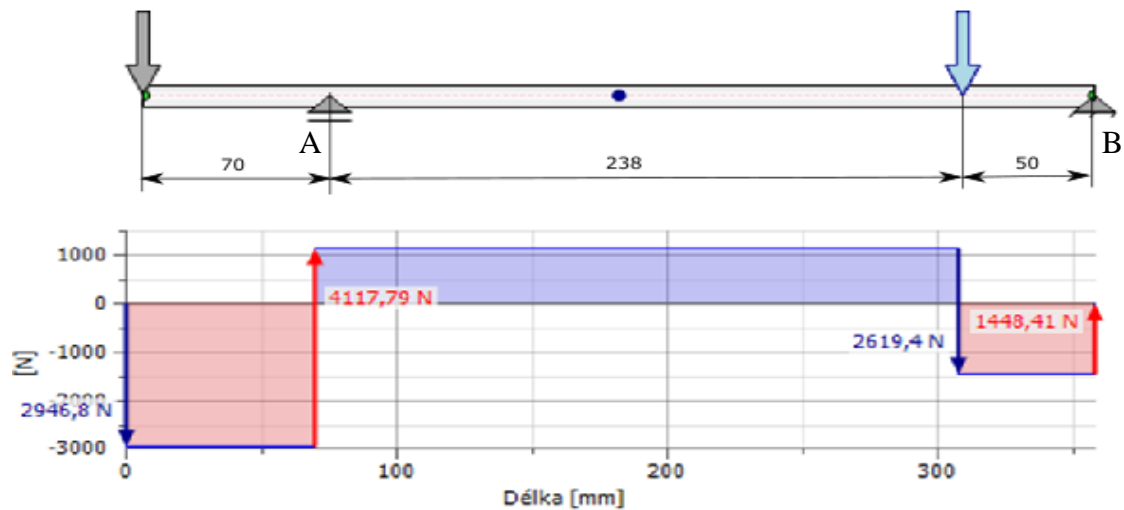
## Reakce v rovině XY

$$x: R_{AX} + R_{BX} - F_{t4} - F_{vRhX} = 0$$

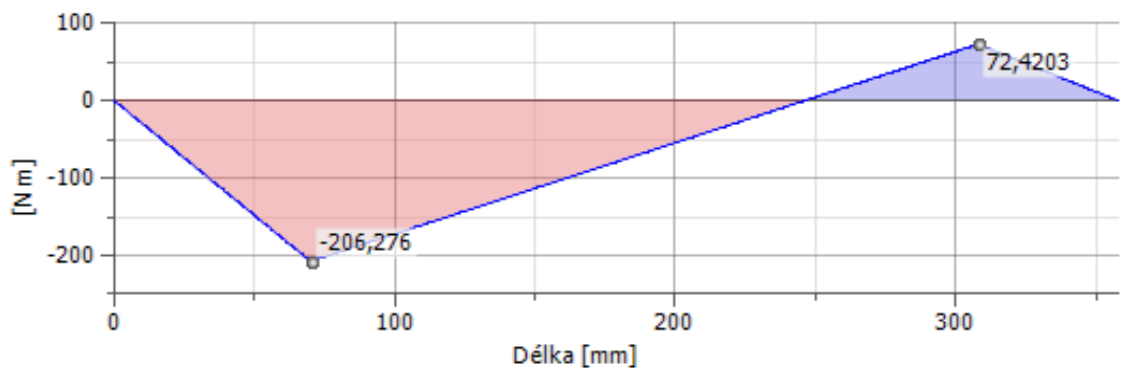
$$M_B: R_{AX} \cdot 288 - F_{t4} \cdot 50 - F_{vRhX} \cdot 358 = 0$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t4} \cdot 50 + F_{vRhX} \cdot 358}{288} = \frac{2619,4 \cdot 50 + 2946,8 \cdot 358}{288} = 4117,8 \text{ N}$$

$$R_{BX} = F_{t4} + F_{vRhX} - R_{AX} = 2619,4 + 2946,8 - 4117,8 = 1448,4 \text{ N}$$



Obrázek 33 – Graf zatěžujících sil v ose XY z programu Autodesk Inventor



Obrázek 34 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XY z programu Autodesk Inventor

### Maximální ohybový moment v nejlépe zatíženém průřezu

$$M_3 = \frac{P}{\omega} = \frac{15 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot n_3} = \frac{15 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{555,56}{60}} = 257,83 \text{ Nm}$$

$$M_{Oyz} = F_{vRh_z} \cdot 70 = 1171,9 \cdot 0,07 = 82,03 \text{ Nm}$$

$$M_{Oxy} = F_{vRh_x} \cdot 0,07 = 2946,8 \cdot 0,07 = 206,3 \text{ Nm}$$

$$M_{Omax4.1} = \sqrt{M_{Oxz}^2 + M_{Oxy}^2} = \sqrt{206,3^2 + 82,03^2} = 222,01 \text{ Nm}$$

### Výpočet minimálního průměru

$$R_m = 725 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = 290 \text{ MPa}$$

$$M_{red} = \sqrt{M_{Omax4.1}^2 + 0,75 \cdot M_4^2} = \sqrt{222,01^2 + 0,75 \cdot 257,83^2} = 314,87 \text{ Nm}$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 314,87 \cdot 10^3}{\pi \cdot 290}} = 22,28 \text{ mm}$$

#### 4.7.4.2 Výpočet při reverzaci otáček

##### Reakce v rovině YZ

$$y: R_{BY} - F_{a6} = 0$$

$$z: R_{AZ} + R_{BZ} - F_{r6} - F_{vRhZ} = 0$$

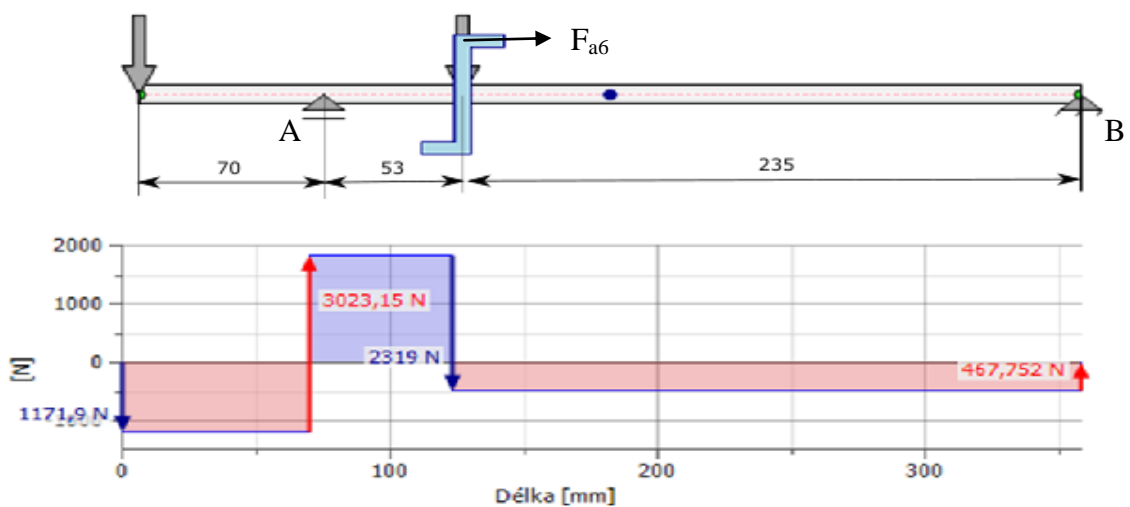
$$M_B: F_{a6} \cdot r_6 - F_{r6} \cdot 235 + R_{AZ} \cdot 288 - F_{vRhZ} \cdot 358 = 0$$

$$R_{AZ} = \frac{-F_{a6} \cdot r_6 + F_{r6} \cdot 235 + F_{vRhZ} \cdot 358}{288} =$$

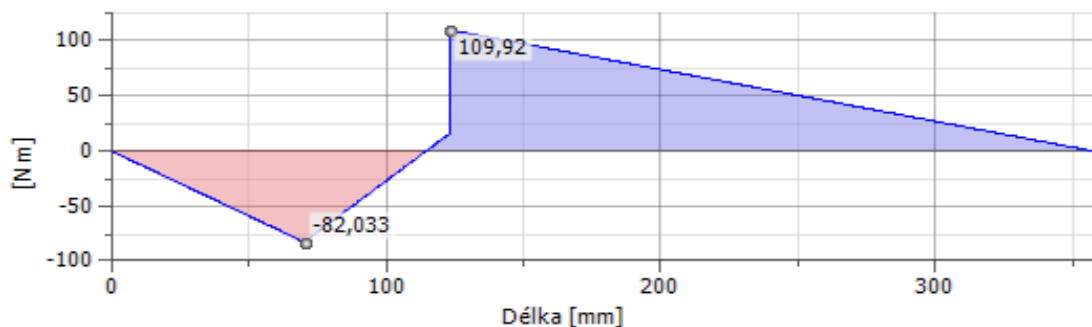
$$= \frac{-2179 \cdot 43,065 + 2319 \cdot 235 + 1171,9 \cdot 358}{288} = 3023,15 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = -R_{AZ} + F_{r6} + F_{vRhZ} = -3023,2 + 2319 + 1171,9 = 467,75 \text{ N}$$

$$R_{BY} = F_{a6} = 2179 \text{ N}$$



Obrázek 35 – Graf zatěžujících sil v ose YZ z programu Autodesk Inventor



Obrázek 36 – Graf maximálního ohybového momentu v ose YZ z programu Autodesk Inventor

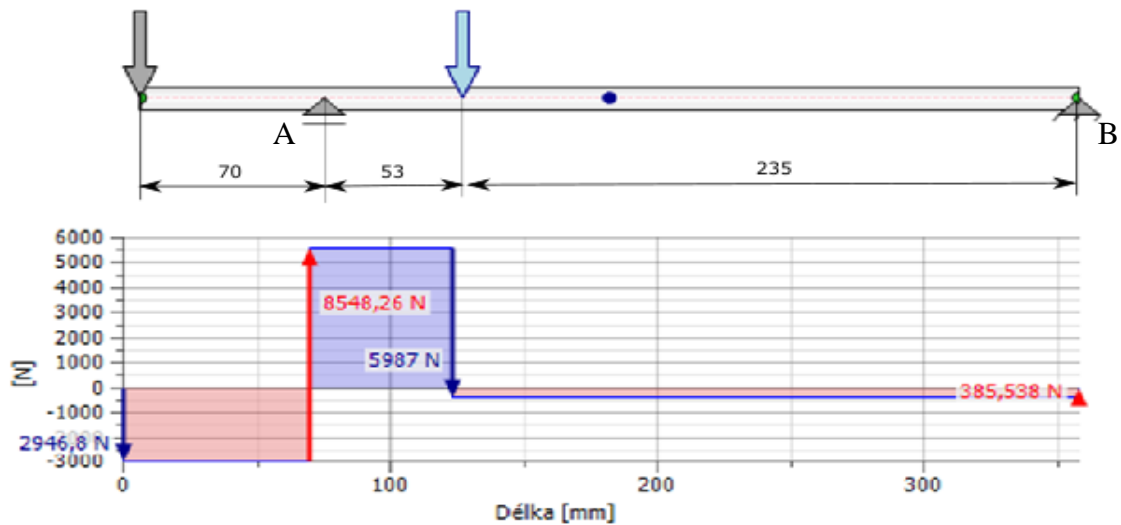
## Reakce v rovině XY

$$x: R_{AX} + R_{BX} - F_{t6} - F_{vRh_x} = 0$$

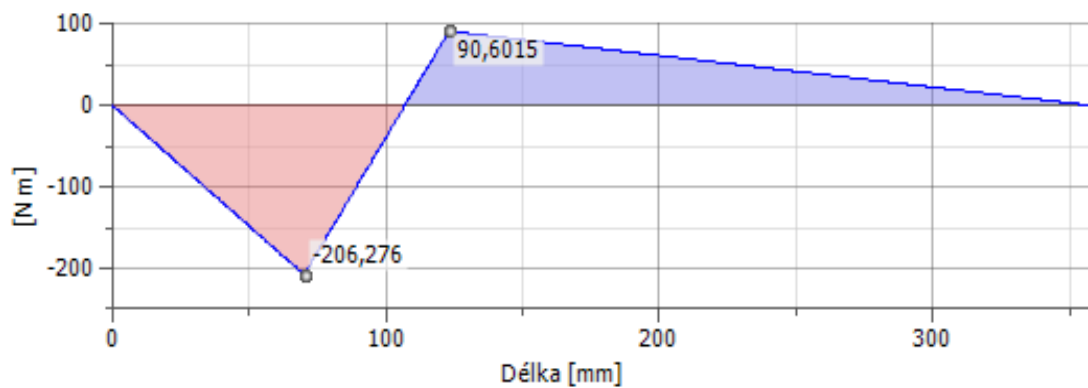
$$M_B: R_{AX} \cdot 288 - F_{t6} \cdot 235 - F_{vRh_x} \cdot 358 = 0$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t6} \cdot 235 + F_{vRh_x} \cdot 330}{288} = \frac{5987 \cdot 235 + 2946,8 \cdot 358}{288} = 8548,3 \text{ N}$$

$$R_{BX} = F_{t6} + F_{vRh_x} - R_{AX} = 5987 + 2946,8 - 8548,3 = 385,5 \text{ N}$$



Obrázek 37 – Graf zatěžujících sil v ose XY z programu Autodesk Inventor



Obrázek 38 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XY z programu Autodesk Inventor

## Maximální ohybové momenty

$$M_{Oyz} = F_{vRh_z} \cdot 0,07 = 1171,9 \cdot 0,07 = 82,03 \text{ Nm}$$

$$M_{Oxy} = F_{vRh_x} \cdot 0,07 = 2946,8 \cdot 0,07 = 206,3 \text{ Nm}$$

$$M_{Omax4.2} = \sqrt{M_{Oyz}^2 + M_{Oxy}^2} = \sqrt{82,03^2 + 206,3^2} = 222,01 \text{ Nm}$$

## Výpočet minimálního průměru

$$R_m = 725 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = 290 \text{ MPa}$$

$$M_{red} = \sqrt{M_{omax4.1}^2 + 0,75 \cdot M_3^2} = \sqrt{222,01^2 + 0,75 \cdot 257,83^2} = \\ = 314,87 \text{ Nm}$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 314,87 \cdot 10^3}{\pi \cdot 290}} = 22,28 \text{ mm}$$

Byl zvolen průměr  $d_4 = 30 \text{ mm}$ .

### 4.7.4.3 Pevnostní kontrola

#### Výpočet bezpečnosti při ohybovém napětí [21]

$$v_r = 0,92$$

$$v_o = 1,05$$

$$q = 0,59$$

$$\alpha_o = 1,6$$

$$\beta_o = 1 + q \cdot (\alpha_o - 1) = 1 + 0,59 \cdot (1,6 - 1) = 1,354$$

$$\sigma_{Co}^x = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v_r \cdot v_o}{\beta_o} = \frac{0,35 \cdot 725 \cdot 0,92 \cdot 1,05}{1,354} = 181,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{omax4.2}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{omax4.1}}{\pi \cdot d_4^3} = \frac{32 \cdot 222,01}{\pi \cdot 30^3} = 83,76 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma 4} = \frac{\sigma_{Co}^x}{\sigma_{o4}} = \frac{181,1}{83,2} = 2,16$$

#### Výpočet bezpečnosti v krutu

$$\tau_c = 180 \text{ MPa}$$

$$\tau_{k4} = \frac{M_3}{W_K} = \frac{16 \cdot 257,83}{\pi \cdot 30^3} = 48,63 \text{ MPa}$$

$$k_{\tau 4} = \frac{\tau_c}{\tau_{k4}} = \frac{180}{48,63} = 3,7$$

#### Celková bezpečnost

$$k_4 = \sqrt{\frac{k_{\sigma 4}^2 \cdot k_{\tau 4}^2}{k_{\tau 4}^2 + k_{\sigma 4}^2}} = \sqrt{\frac{2,16^2 \cdot 3,7^2}{3,7^2 + 2,16^2}} = 1,87$$

## 4.8 Výpočet trvanlivosti ložisek

Pro uložení rotujícího hřídele je zapotřebí minimálně dvou ložisek. Pro uložení se zpravidla využívá axiálně pevné a axiálně volné ložisko. Axiálně pevné ložisko má tu vlastnost, že zajistí axiální vedení hřídele, naopak axiálně volné ložisko tuto změnu vyrovnává. [22], [23].

### 4.8.1 Ložiska na vstupním hřídeli

#### Ložisko A

Bylo zvoleno jednořadé válečkové ložisko typu N 205 ECP z katalogu ložisek SKF.  
 $d = 25 \text{ mm}$ ;  $D = 52 \text{ mm}$ ;  $B = 15$ ;  $C = 32,5 \text{ kN}$ ;  $p = 10/3$ ;  $e = 0,2$ ;  $X = 1$

$$R_{AY} = -2168,8 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = 855,3 \text{ N}$$

$$F_{aA} = 0$$

$$F_{rA} = \sqrt{R_{AZ}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{855,3^2 + 2168,8^2} = 2331,4 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} < e \rightarrow P_A = F_{rA} = 2331,4 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_1}\right) = \left(\frac{32500}{2331,4}\right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 1400}\right) = 77614 \text{ hodin}$$

#### Ložisko B

Bylo zvoleno soudečkové ložisko typu 21305 CC z katalogu ložisek SKF.  
 $d = 25 \text{ mm}$ ;  $D = 62 \text{ mm}$ ;  $B = 17 \text{ mm}$ ;  $C = 49,1 \text{ kN}$ ;  $p = 3$ ;  $e = 0,3$

$$R_{BZ} = -626 \text{ N}$$

$$R_{BX} = -1376,4 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 4879,8 \text{ N}$$

$$F_{aB} = 1376,4 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{BZ}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{626^2 + 4879,8^2} = 4919,8 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} < e \rightarrow P_B = F_{rB} \cdot X + F_{aB} \cdot Y = 4919,8 \cdot 1 + 1376,4 \cdot 0 = 4919,8 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_1}\right) = \left(\frac{49100}{4919,8}\right)^{(3)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 1400}\right) = 11 \text{ 833 hodin}$$

## 4.8.2 Ložiska na předlohovém hřídeli

### Ložisko A

Bylo zvoleno jednořadé válečkové ložisko typu N 206 ECP z katalogu ložisek SKF.  
 $d = 30 \text{ mm}$ ;  $D = 62 \text{ mm}$ ;  $B = 16 \text{ mm}$ ;  $C = 44 \text{ kN}$ ;  $p = 10/3$ ;  $e = 0,2$ ;  $X = 1$

$$R_{AX} = 4546,4 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = -2203,2 \text{ N}$$

$$F_{aA} = 0$$

$$F_{rA} = \sqrt{R_{AZ}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{2203,2^2 + 4546,4^2} = 5052,1 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} < e \rightarrow P_A = F_{rA} = 5052,1 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_1}\right) = \left(\frac{44000}{5052,1}\right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 1000}\right) = 22 \text{ 652 hodin}$$

### Ložisko B

Bylo zvoleno jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem typu 7306 BECBM z katalogu ložisek SKF.

$d = 30 \text{ mm}$ ;  $D = 72 \text{ mm}$ ;  $C = 35,5 \text{ kN}$ ;  $p = 3$ ,  $e = 1,14$ ;  $Y = 0,26$ ;  $X = 0,35$

$$R_{BZ} = 1260,6 \text{ N}$$

$$R_{BY} = -2408 \text{ N}$$

$$R_{BX} = 4151,6 \text{ N}$$

$$F_{aB} = 2408 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{BZ}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{1260,6^2 + 4151,6^2} = 4338,8 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} < e \rightarrow P_B = F_{rB} \cdot X + F_{aB} \cdot Y = 4338,8 \cdot 1 + 2408 \cdot 0 = 4338,8 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_2}\right) = \left(\frac{35500}{4338,8}\right)^{(3)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 1000}\right) = 9129 \text{ hodin}$$

### Ložiska pod ozubeným kolem

Byla zvolena dvě jehlová ložiska / kuličková ložiska s kosoúhlým stykem typu NKIA 5906 z katalogu ložisek SKF.

$d = 30 \text{ mm}$ ;  $D = 47 \text{ mm}$ ;  $B = 23 \text{ mm}$ ; radiální:  $C = 25,5 \text{ kN}$ ; axiální:  $C = 4,54 \text{ kN}$

$$F_{r3} = 1002,5 \text{ N}$$

$$F_{a3} = 851 \text{ N}$$

$$L_{hr} = \left(\frac{C}{F_{r3}}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_3}\right) = \left(\frac{25500 \cdot 2}{1002,5}\right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 1000}\right)$$

$$= 8130827 \text{ hodin}$$

$$L_{ha} = \left(\frac{C}{F_{a3}}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_3}\right) = \left(\frac{4540 \cdot 2}{851}\right)^{(3)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 1000}\right) = 20\,244 \text{ hodin}$$

### 4.8.3 Ložiska na hřídeli přenášející reverzaci

#### Ložisko A

Bylo zvoleno jednořadé válečkové ložisko typu N 206 ECP z katalogu ložisek SKF.  
 $d = 30 \text{ mm}$ ;  $D = 62 \text{ mm}$ ;  $B = 16 \text{ mm}$ ;  $C = 44 \text{ kN}$ ;  $p = 10/3$ ;  $e = 0,2$

$$R_{AX} = 5987 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = 1770,54 \text{ N}$$

$$F_{aA} = 0$$

$$F_{rA} = \sqrt{R_{AZ}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{1770,54^2 + 5987^2} = 6243,3 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} < e \rightarrow P_A = F_{rA} = 6243,3 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_3}\right) = \left(\frac{44000}{6243,3}\right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 555,56}\right) = 20\,133 \text{ hodin}$$

#### Ložisko B

Bylo zvoleno jednořadé válečkové ložisko typu N 206 ECP z katalogu ložisek SKF.  
 $d = 30 \text{ mm}$ ;  $D = 62 \text{ mm}$ ;  $B = 16 \text{ mm}$ ;  $C = 44 \text{ kN}$ ;  $p = 10/3$ ;  $e = 0,2$ ;  $X = 1$

$$R_{BZ} = 1770,54 \text{ N}$$

$$R_{BX} = 5987 \text{ N}$$

$$F_{aB} = 0 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{BZ}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{1770,54^2 + 5987^2} = 6243,3 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} < e \rightarrow P_B = F_{rB} \cdot X = 6243,3 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_3}\right) = \left(\frac{44000}{6243,3}\right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 555,56}\right) = 20\,133 \text{ hodin}$$



## 4.8.4 Ložiska na výstupním hřídeli

### Ložisko A

Bylo zvoleno soudečkové ložisko typu 22206 E z katalogu ložisek SKF.

$d = 30 \text{ mm}$ ;  $D = 62 \text{ mm}$ ;  $B = 20 \text{ mm}$ ;  $C = 66,1 \text{ kN}$ ;  $p = 10/3$ ;  $e = 0,31$

$$R_{AX} = 8548,3 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = 3023,15 \text{ N}$$

$$F_{aA} = 0$$

$$F_{rA} = \sqrt{R_{AZ}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{3023,15^2 + 8548,3^2} = 9067,1 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} < e \rightarrow P_A = F_{rA} = 9067,1 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_3}\right) = \left(\frac{66100}{9067,1}\right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 555,56}\right) = 22\,536 \text{ hodin}$$

### Ložisko B

Bylo zvoleno jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem typu 7306 BECBM z katalogu ložisek SKF.

$d = 30 \text{ mm}$ ;  $D = 72 \text{ mm}$ ;  $C = 35,5 \text{ kN}$ ;  $p = 3$ ,  $e = 1,14$ ;  $Y = 0,26$ ;  $X = 0,35$

$$R_{BZ} = 837,2 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 851 \text{ N}$$

$$R_{BX} = 1448,4 \text{ N}$$

$$F_{aB} = 851 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{BZ}^2 + R_{BX}^2} = \sqrt{837,2^2 + 1448,4^2} = 1672,9 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} < e \rightarrow P_B = F_{rB} \cdot X + F_{aB} \cdot Y = 1672,9 \cdot 1 + 851 \cdot 0 = 1672,9 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_3}\right) = \left(\frac{35500}{1672,9}\right)^{(3)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 555,56}\right) = 286677 \text{ hodin}$$

### Ložiska pod ozubeným kolem

Byla zvolena kombinace ložiska jehlového typu NA 6906 a ložiska jehlového/axiálního typu NKXR 30 z katalogu ložisek SKF.

NA:  $d = 30 \text{ mm}$ ;  $D = 47 \text{ mm}$ ;  $B = 30 \text{ mm}$ ;  $C = 42,9 \text{ kN}$

NKXR:  $d = 30 \text{ mm}$ ;  $D = 42 \text{ mm}$ ;  $B = 30 \text{ mm}$ ; radiální:  $C = 22,9 \text{ kN}$ ; axiální:  $C = 27 \text{ kN}$

$$F_{a6} = 2179 \text{ N}$$

$$F_{r6} = 2319 \text{ N}$$

Radiální síla působící na ložisko NA 6906:  $F_{r1} = 1299,66 \text{ N}$

Radiální síla působící na ložisko NKXR 30:  $F_{r2} = 1019,34 \text{ N}$

$$L_{hr1} = \left(\frac{C}{F_{r1}}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_3}\right) = \left(\frac{42900}{1299,66}\right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 555,56}\right) =$$

$$= 3\,461\,063 \text{ hodin}$$

$$L_{hr2} = \left(\frac{C}{F_{r2}}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_3}\right) = \left(\frac{22900}{1019,34}\right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 555,56}\right) =$$

$$= 959\,781 \text{ hodin}$$

$$L_{ha} = \left(\frac{C}{F_{a6}}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_3}\right) = \left(\frac{27000}{2179}\right)^{\left(\frac{10}{3}\right)} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 555,56}\right) = 132070 \text{ hodin}$$

## 4.9 Návrh a kontrola těsných per

Pro spojení ozubených kol a hřídelů byla vybrána spojení za pomoci těsných per. Tento typ spojení přenáší pouze krouticí moment, proto je nutné zajistit případný posun součástí v axiálním směru. Pera těsná se kontrolují na přestřižení nebo otlačení. Vlivem otlačení vznikají větší napětí, z tohoto důvodu není třeba pera kontrolovat na stříh. Součinitelé vycházejí z [18], [23].

### 4.9.1 Pero na vstupním hřídeli

Bylo zvoleno pero 8e7 x 7 x 25 dle tabulek, mat. ČSN 11 500.

$$p_D = \frac{R_e}{k} = \frac{300}{2} = 150 \text{ MPa}$$

$$M_{k1} = \frac{F \cdot D_1}{2} \Rightarrow F = \frac{2M_K}{D_1} = \frac{2 \cdot 102,3}{0,025} = 8184 \text{ N}$$

$$p = \frac{F}{2 \cdot t \cdot l} = \frac{8184}{2 \cdot 2,9 \cdot 15} = 56,4 \text{ MPa} < p_d = 150 \text{ MPa}$$

Pero vyhovuje.

### 4.9.2 Pero na předlohovém hřídeli

Bylo zvoleno pero 10e7 x 8 x 25 dle tabulek, mat. 11 500.

$$M_{k1} = \frac{F \cdot D_2}{2} \Rightarrow F = \frac{2M_K}{D_2} = \frac{2 \cdot 143,24}{0,03} = 9549 \text{ N}$$

$$p = \frac{F}{2 \cdot t \cdot l} = \frac{9549}{2 \cdot 3,3 \cdot 25} = 57,9 \text{ MPa} < p_d = 150 \text{ MPa}$$

Pero vyhovuje.

### 4.9.3 Pero na výstupním hřídeli pod ozubeným kolem

Bylo zvoleno pero 12e7 x 8 x 32 dle tabulek, mat. ČSN 11 500.

$$M_{k1} = \frac{F \cdot D_3}{2} \Rightarrow F = \frac{2M_K}{D} = \frac{2 \cdot 257,83}{0,04} = 12892 \text{ N}$$

$$p = \frac{F}{2 \cdot t \cdot l} = \frac{12892}{2 \cdot 3,1 \cdot 32} = 65 \text{ MPa} < p_d = 150 \text{ MPa}$$

Pero vyhovuje.

### 4.9.4 Pera na výstupním hřídeli pod řetězovým kolem

Bylo zvoleno pero 10e7 x 8 x 28 podle tabulek, mat. 11 500.

$$M_{k1} = \frac{F \cdot D_4}{2} \Rightarrow F = \frac{2M_K}{D_4} = \frac{2 \cdot 257,83}{0,03} = 17189 \text{ N}$$

$$p = \frac{F}{2 \cdot t \cdot l} = \frac{17189}{2 \cdot 3,3 \cdot 28} = 93,1 \text{ MPa} < p_d = 150 \text{ MPa}$$

Pero vyhovuje.

## 5 Analýza hřídele metodou konečných prvků

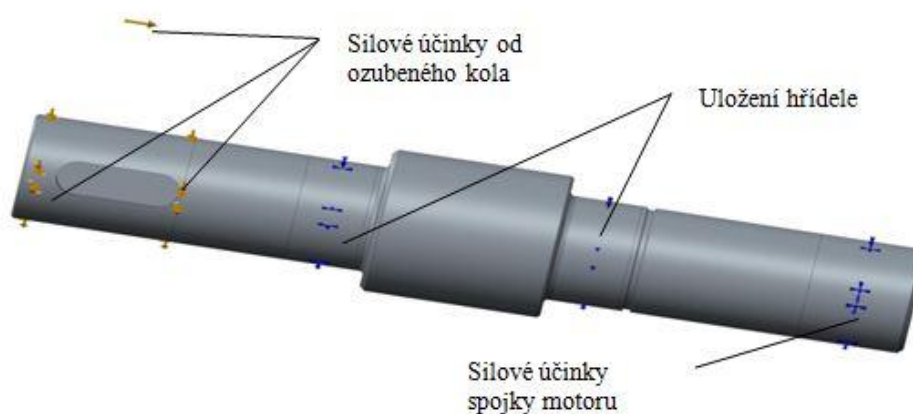
Dalším krokem návrhu převodovky je pevnostní a deformační analýza, kterou se zjišťují slabá místa daného modelu. Analyzovat model celé převodovky je velice komplexní úloha. Pro pevnostní analýzu byl zvolen pouze vstupní hřídel. Pro pevnostní analýzu byl použit SW Creo Simulate, který je součástí SW Creo Parametric. Materiál hřídele byla zvolena ocel ČSN 12 060.1, jehož vlastnosti uvádí následující Tabulka 3.

Tabulka 3 – Vlastnosti oceli ČSN 12 060.1 [18]

<b>Označení</b>	ČSN 12060.1 (ČSN EN C55E)
<b>Mez kluzu</b>	490 MPa
<b>Mez pevnosti</b>	750 - 900 MPa
<b>Vypočtená mez únavy</b>	205,61 MPa
<b>Tažnost</b>	14%
<b>Kontrakce (zúžení)</b>	35%
<b>Modul pružnosti</b>	210 GPa

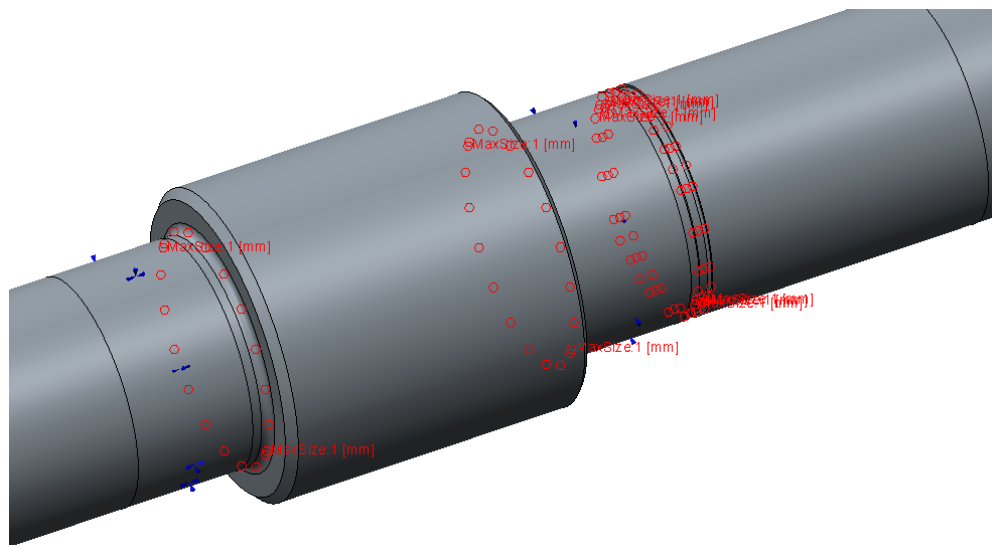
### 5.1 Matematický model vstupního hřídele

Pevnostní analýza vždy začíná u definice okrajových podmínek. Mezi okrajové podmínky patří zatížení součásti a jeho uložení. Na Obrázku 39 je znázorněn model vstupního hřídele se zadanými okrajovými podmínkami. Na levé části modelu jsou silové účinky od kuželového ozubeného kola. Mezi tyto silové účinky patří krouticí moment, axiální síla, radiální síla a tečná síla. Hodnoty těchto sil jsou vypočtené v kapitole 4.3. Uložení je řešeno pomocí valivých ložisek. Levé ložisko je kuličkové a pravé je válečkové. Kuličkové ložisko je s kosoúhlým stykem, které je schopné přenášet i axiální namáhání. Tato vlastnost je realizována i v matematickém modelu.



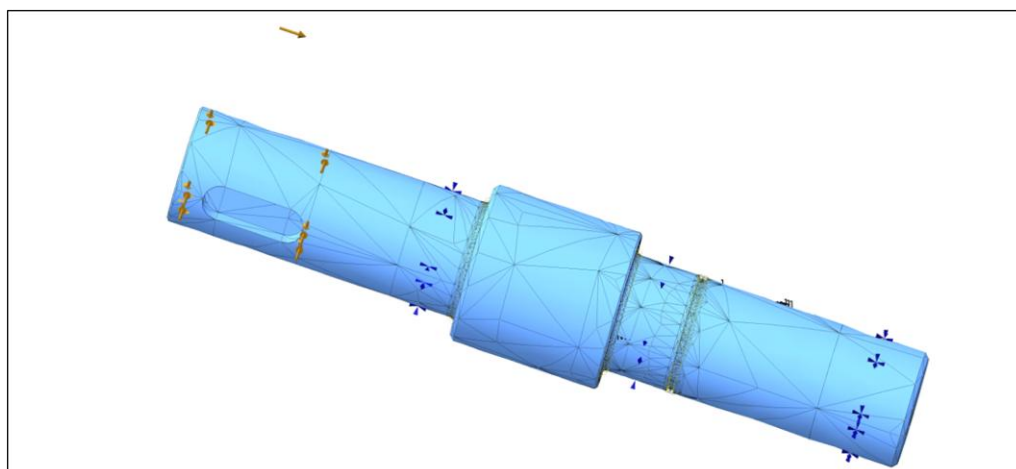
Obrázek 39 – Okrajové podmínky: MKP analýza

Po zadání všech okrajových podmínek a nastavení vlastností materiálu bylo nutné zjemnit konečněprvkovou síť. V místech, kde se nachází vruby, například zápich pro pojistný kroužek nebo skoková změna průměrů hřídele, může docházet k nepřesnostem výpočtu. Zjemněním sítě se přesnost výpočtu zvyšuje, ale současně se doba výpočtu prodlužuje, proto je nutné zjemnění sítě volit rozumně. Dalším rizikem výpočtu MKP jsou singulární místa. Jsou to místa, kde napětí nekonverguje, ale zvyšuje se i při zahušťování sítě nade všechny meze. Ve skutečných tělesech se tato místa nevyskytují. Na Obrázku 40 jsou znázorněny plochy, kde došlo ke zjemnění sítě. V těchto místech je maximální velikost elementu zmenšena na 1 mm.



Obrázek 40 – Místa, kde došlo ke zjemnění sítě

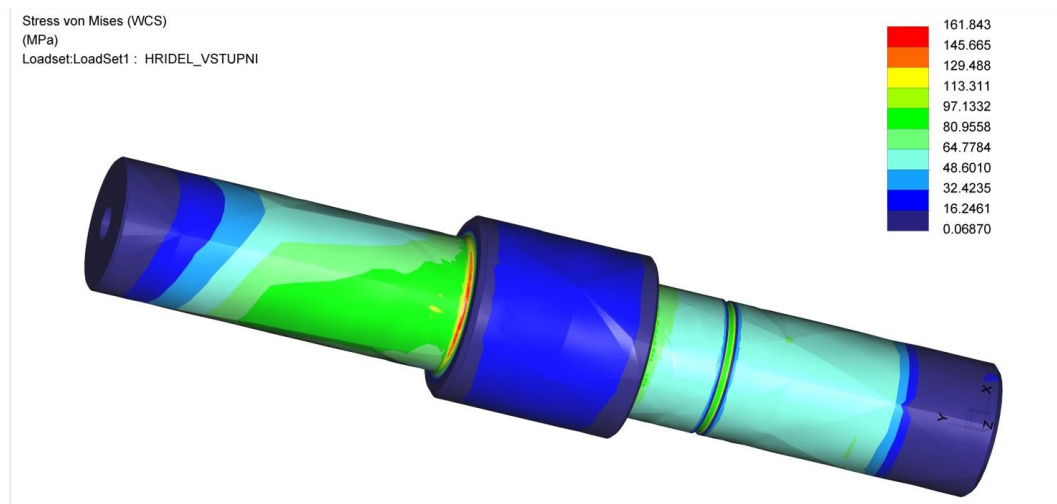
Na Obrázku 41 je znázorněna konečněprvková síť matematického modelu hřídele. Síť má 9411 elementů.



Obrázek 41 – Výpočtová konečněprvková síť

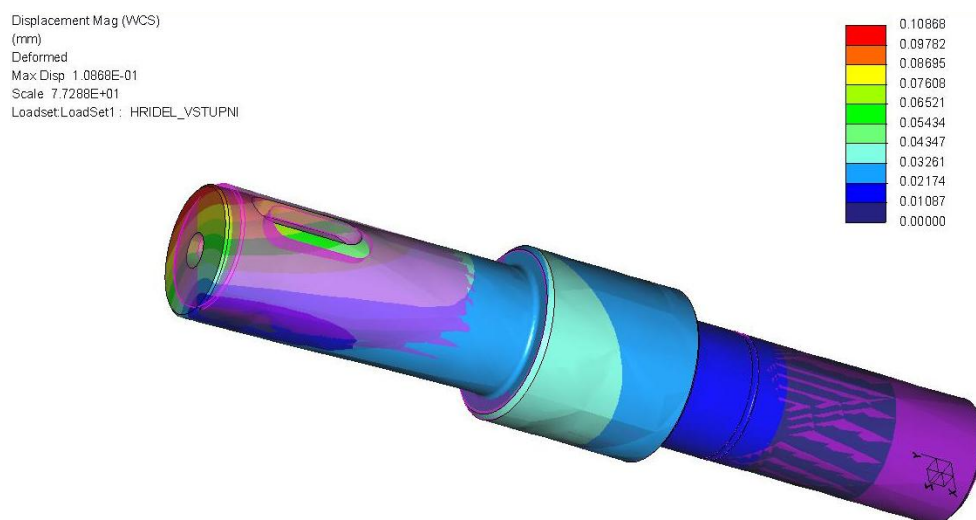
## 5.2 Výsledky analýzy

Po zadání všech okrajových podmínek a nastavení materiálových vlastností byla spuštěna analýza. Na obrázku 422 je znázorněn výsledek analýzy vstupního hřídele. Lze vidět, že nejvíce namáhanou částí hřídele je místo u kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem. Hodnota redukovaného napětí zde je 161 MPa. Mez únavy materiálu ČSN 12060.1 je 205,61 MPa. Mez únavy byla vypočtena dle materiálu [21].



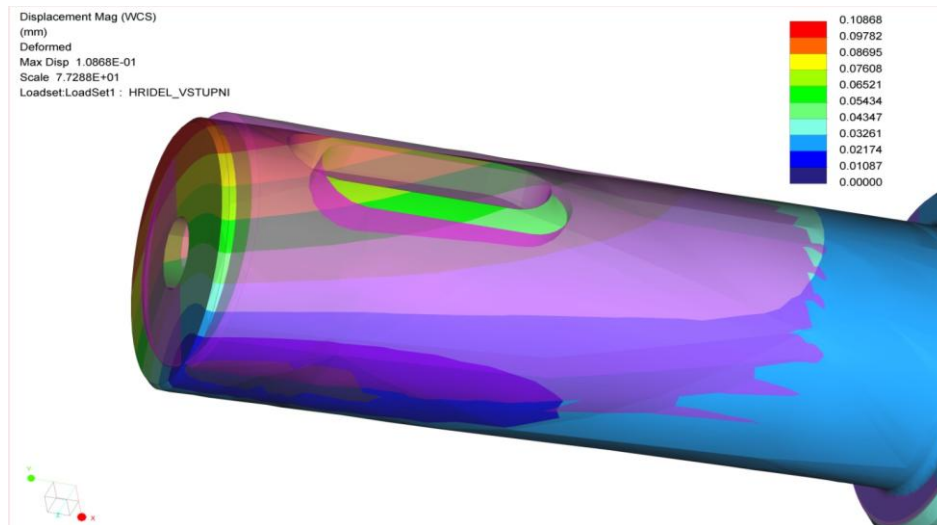
Obrázek 42 – MKP analýza: Napětí von Mises

Dalším výsledkem analýzy je celková deformace hřídele. Celková deformace hřídele je znázorněna na Obrázku 43. Největší deformace hřídele je v místě kuželového ozubeného kola. Maximální hodnota deformace je 0,11 mm. Měřítko deformace modelu je z důvodu viditelnosti zvětšeno.



Obrázek 43 – MKP Analýza: Celková deformace

Zde dochází k natočení volného konce hřídele a k jeho radiálnímu posuvu. Bližší pohled na tuto deformaci je na Obrázku 44. Zbytek modelu neprojevuje žádné větší deformace.

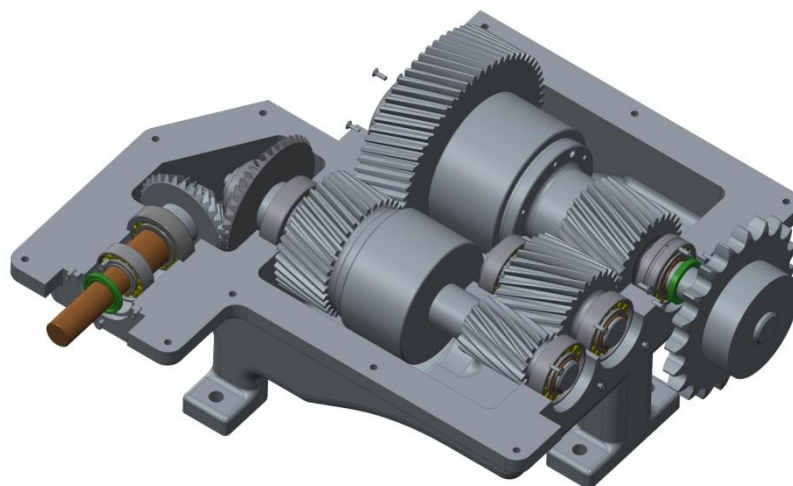


Obrázek 44 – MKP Analýza: Deformace detail

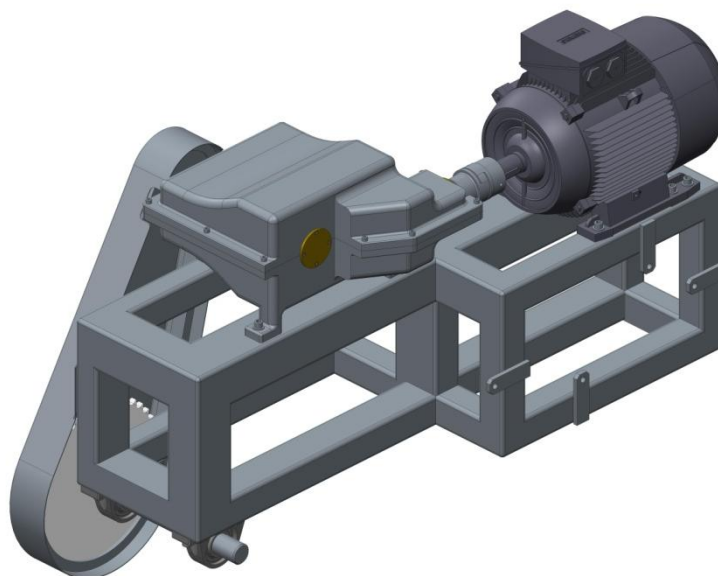
Z MKP analýzy vyplývá, že daný vstupní hřídel vydrží zatížení od kuželových ozubených kol. Analýzou bylo zjištěno, že maximální napětím na hřídeli je 161 MPa a deformace je 0,11 mm.

## 6 Vypracování 3D modelu

Pro vytvoření modelu převodového ústrojí zapotřebí nejdříve výpočet a návrh součástí, který je uveden v kapitole 4. Následně bylo možné začít modelovat ve 3D převodové ústrojí (Obrázek 45) a poté i celkový pohon samotný (Obrázek 46). Tento model pohonu je celý zkonstruován v programu Creo Parametric 2.0, a to i včetně výkresové dokumentace. Ložiska, řetězová kola, elektromotor a spojky byly staženy z webových stránek výrobců, kde byly vybrány nejvhodnější varianty pro správné zkonstruování. Dále ozubená kola byla vygenerována pomocí šablon poskytnutých katedrou Technické univerzity v Liberci.



Obrázek 45 – Model převodového ústrojí



Obrázek 46 – Model pohonu



## 7 Ekonomické zhodnocení

Kapitola ekonomické zhodnocení se věnuje zhodnocení mezi cenou celkového navrhovaného pohonu s cenami pohonů běžně použitých do těchto atrakcí. Úkolem konstruktéra je snažit se navrhnout řešení, co možná nejkvalitnější a zároveň nejlevnější, proto je nutné najít optimální díly pohonu, které budou kvalitní a cenově dostupné. V bakalářské práci byly použity díly, které jsou normalizované, proto se pohon jeví efektivně.

První částí pohonu je zdroj otáček řešen za pomoci asynchronního elektromotoru značky SIEMENS 1LE1001-1DB43, který byl vybrán z katalogu společnosti. Motor byl vybrán z důvodu příznivé ceny, s výkonem vyhovující zadaným parametrům. Pro přenos kroutícího momentu z elektromotoru byla použita hřídelová zubová spojka s pružným elementem od společnosti T.E.A. TECHNIK. Tento typ spojky dovoluje přenášet případné nesouososti mezi výstupním hřídelem motoru a vstupním hřídelem převodového ústrojí. Pro zadané parametry a tlumení rázů motoru je dostačující. Součástí převodovky je řazení, které je řešeno pomocí dvojice elektromagnetických zubových spojek typu EZF od výrobce PSP POHONY. Spojky umožňují řazení přes elektronický obvod. To znamená, že není potřeba mechanicky řadit zpětný chod. Nevýhodou je, že tyto typy spojek jsou dražší, než mechanické řešení. V důsledku volby tohoto typu spojky dojde ke zdatelné úspoře místa v převodovém ústrojí. Jednořadý řetěz typu 16B byl vybrán od společnosti HABERKORN, která se zabývá výrobou řetězů i řetězových kol. Dále z katalogu SKF byla zvolena hřídelová těsnění a ložiska pro uložení hřídelů. Firma SKF vyrábí kvalitní ložiska za přijatelnou cenu, to byl hlavní důvod pro výběr ložisek od této společnosti. Použitý spojovací materiál byl pořízen od firmy AKROS. Všechny ceny těchto uvedených součástí pohonu jsou uvedené v Tabulce 4 a vyplývají z [8], [13], [15], [22], [24].

Tabulka 4 – Tabulka cen součástí pohonu

<b>Součást</b>	<b>Cena [Kč]</b>
Elektromotor Siemens 1LE1001-1DB43	20 400
Zubová spojka s pružným elementem	950
Elektromagnetické spojky EZF	15 200
Řetězové soukolí včetně řetězu	1875
Ložiska a hřídelová těsnění SKF	10 850
Spojovací materiál	200
<b>Celková cena nakupovaných dílů</b>	<b>49 475</b>

Další část pohonu tvoří vyráběné součásti. Těmito součástmi je převodová skříň, ozubené hřídele, rám z normalizovaných čtvercových uzavřených profilů, hřídele a víčka. Cena takovýchto součástí závisí na sériovosti výroby či nabídkách výrobců, které se liší. Z tohoto důvodu je nutné vytvořit odhad ceny těchto součástí. Tento odhad se po konzultaci s výrobcem blížil k celkové ceně nakupovaných dílů, jež je stejná jako u součástí předchozích (49 500 Kč).

Celková odhadovaná cena pohonu se tedy blíží ceně 100 000 Kč. Srovnatelná pořizovací cena byla uvedena profesionálním výrobcem pout'ových atrakcí pro podobný typ atrakce. Je možno říci, že tento pohon je konkurence schopný ve srovnání s pohony, které se využívají u atrakcí tohoto typu.

## 8 Závěr

Bakalářská práce se zabývala návrhem pohonu pro populární výškovou atrakci. V první části práce byla popsána atrakce, pro kterou bude pohon určen. Po důkladné rešerši byl zvolen pohon pro otáčivý pohyb centrifugy, který sestával z elektromotoru, čepové spojky, dvoustupňové převodovky, řetězového převodu a svařovaného rámu. Návrh byl vypočítán na základě vstupních hodnot, mezi které patřil výkon, výstupní otáčky a požadovaná minimální životnost soustrojí.

Ve druhé části práce byly zvoleny typy součástí pohonu a převodového ústrojí, které splňovaly požadavky vstupních hodnot. Jako první součást byl zvolen zdroj otáček řešený za pomoci asynchronního elektromotoru. Následně pro přenos krouticího momentu mezi elektromotorem a převodovým ústrojím byla zvolena zubová spojka s pružným elementem, která tlumí případné rázy z elektromotoru a je schopna přenášet krouticí moment i při případné malé nesouososti mezi výstupním hřídelem elektromotoru a vstupním hřídelem převodového ústrojí. Poté byla vybrána pro změnu směru otáčení neboli řazení dvojice elektromagnetických spojek typu EZF. Dalším krokem v této práci bylo navržení převodového ústrojí. To zahrnovalo výpočtovou zprávu, která obsahovala navržení a výpočet hřídelů, ozubených kol, řetězového převodu, následně i volbu typu ložisek a per. Dle této výpočtové zprávy byl zkonstruován 3D model. Tento model byl celý upevněn ve svařované rámové konstrukci.

Závěrem této práce bylo ekonomické zhodnocení, které obsahovalo ceny použitých součástí. V tomto zhodnocení se výsledná částka navrženého pohonu přibližovala ceně pohonu reálné atrakce, proto se dá říci, že na dnešním trhu s pohony by byl tento pohon konkurence schopný.

## Seznam použité literatury

1. NATIONAL CAROUSEL ASSOCIATION. *Hanau Carousel*. [online]. [cit. 2017-11-29]. Dostupné z: <http://carousels.org/psp/Hanau/>
2. MÁŠA AGENCY. *Kolotoč (velký)* [online]. [cit. 2017-12-03]. Dostupné z: <http://www.atrakce-zabava.cz/kolotoc-velky.htm>
3. YOUTUBE.CZ. *Atrakce létající labuť* [online]. [cit. 2017-11-28]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=X7pA6nAMiXs>
4. X-ATRAKCE. *Centrifuga* [online]. [cit. 2017-11-30]. Dostupné z: <http://x-attrakce.blog.cz/en/1604/stramberska-pout-2016>
5. KOVOTECH VALOUCH. *Spojka s hadovitě vinutou pružinou* [online]. [cit.2017-11-10].  
Dostupné z: <http://kovotech.kvalitne.cz/view.php?cislocclanku=2005031401>
6. KOVOMONT PŘEROV. *Obručová spojka* [online]. [cit. 2017-11-10].  
Dostupné z: <http://www.kovomontprerov.cz/periflex>
7. SHRIRAM RUBBER PRODUCTS. *Čepová spojka* [online]. [cit. 2017-11-15]. Dostupné z: <http://www.shriramrubber.com/products.html>
8. T.E.A. TECHNIK s.r.o. *Zubová spojka s pružným elementem* [online]. [cit. 2017-12-20]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky>
9. OPRAVY A PRODEJ ELEKTROMOTORŮ. *Elektromotor* [online]. [cit. 2017-12-07]. Dostupné z: <http://www.navijarna.com/clanky/co-je-elektromotor.html>
10. REM-TECHNIK s.r.o. *Servomotor* [online]. [cit. 2017-11-14]. Dostupné z: <https://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/motory-a-servomotory/servomotory/servomotor-ez-178.html>
11. HEASON TECHNOLOGY. *Krokový motor* [online]. [cit. 2017-12-16].  
Dostupné z: <https://www.heason.com/article-detail.php?aid=215&>
12. GIBBONS ENGINEERING GROUP. *Asynchronní motor* [online]. [cit.2017-12-19]. Dostupné z: <http://gibbonsgroup.blogspot.cz/2014/04/what-is-difference-between-permanent.html>
13. SIMOTICS. *Nízkonapěťové trojfázové asynchronní motory nakrátko podle IEC*. str. 99 [online]. [cit. 2017-12-12]. Dostupné z: [http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/d81\\_1/cat\\_d-81-1\\_2013\\_cz.pdf](http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81_1/cat_d-81-1_2013_cz.pdf)

14. PSP POHONY. *Elektromagnetická lamelová spojka* [online]. [cit. 2017-12-20]. Dostupné z: <http://www.pohony.cz/cs/spojky/katalog/elektromagneticke-lamelove-spojky-7/elektromagneticka-lamelova-spojka-els-8>
15. PSP POHONY. *Elektromagnetická zubová spojka* [online]. [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: <http://www.pohony.cz/cs/spojky/katalog/elektromagneticke-zubove-spojky-8/elektromagneticka-zubova-spojka-ezf-10>
16. BUREŠ, Miroslav. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Skriptum TU Liberec Ediční středisko, 2006. [online]. [cit. 2017-12-01]. Dostupné z: [http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady/Navrh\\_a\\_pevnostni\\_vypocet\\_ozubenych\\_kol.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf)
17. PRÁŠIL, Ludvík. *Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby*. Studijní podklad Technická univerzita v Liberci, 2010 [online]. [cit. 2017-11-03]. Dostupné z: [http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf)
18. LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
19. MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola*. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-7225-051-5.
20. PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled 2. díl*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9..
21. PRÁŠIL, Ludvík. *Únava materiálu strojních součástí při periodickém zatěžování*. Studijní podklad Technická univerzita v Liberci, 2010 [online]. [cit. 2017-11-05]. Dostupné z: [http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady//Unava\\_materialu\\_strojnic\\_h\\_soucasti\\_pri\\_periodickem\\_zatezovani.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady//Unava_materialu_strojnic_h_soucasti_pri_periodickem_zatezovani.pdf)
22. SKF: *Katalog typů ložisek*. [online]. [cit. 2017-12-15]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/product-tables/index.html>
23. PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled 1. díl*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2.
24. HABERKORN.CZ. *Pohony řetězy*. [online]. [cit. 2017-12-28]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/pohony-retezy/>

## Seznam použitých obrázků

Obrázek 1 – Plošinový kolotoč v Hanau .....	15
Obrázek 2 – Řetízkový kolotoč .....	16
Obrázek 3 – Labutě.....	17
Obrázek 4 – Centrifuga.....	17
Obrázek 5 – Spojka s hadovitě vinutou pružinou .....	18
Obrázek 6 – Obručová spojka.....	19
Obrázek 7 – Čepová spojka .....	19
Obrázek 8 – Zubová spojka s pružným elementem.....	20
Obrázek 9 – Servomotor .....	21
Obrázek 10 – Krokový motor .....	21
Obrázek 11 – Asynchronní motor.....	22
Obrázek 12 – Elektromagnetické lamelová spojka.....	23
Obrázek 13 – Elektromagnetická zubová spojka.....	24
Obrázek 14 – Návrh převodu.....	25
Obrázek 15 – Graf zatěžujících sil v ose XZ .....	45
Obrázek 16 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XZ .....	45
Obrázek 17 – Graf zatěžujících sil v ose XY .....	46
Obrázek 18 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XY .....	46
Obrázek 19 – Graf zatěžujících sil v ose YZ .....	48
Obrázek 20 – Graf maximálního ohybového momentu v ose YZ.....	48
Obrázek 21 – Graf zatěžujících sil v ose XY.....	49
Obrázek 22 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XY .....	49
Obrázek 23 – Graf zatěžujících sil v ose YZ.....	50
Obrázek 24 – Graf maximálního ohybového momentu v ose YZ.....	50
Obrázek 25 – Graf zatěžujících sil v ose XY.....	51
Obrázek 26 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XY .....	51
Obrázek 27 – Graf zatěžujících sil v ose YZ.....	53
Obrázek 28 – Graf maximálního ohybového momentu v ose YZ.....	53
Obrázek 29 – Graf zatěžujících sil v ose XY.....	54
Obrázek 30 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XY .....	54
Obrázek 31 – Graf zatěžujících sil v ose YZ.....	56
Obrázek 32 – Graf maximálního ohybového momentu v ose YZ.....	56

Obrázek 33 – Graf zatěžujících sil v ose XY .....	57
Obrázek 34 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XY .....	57
Obrázek 35 – Graf zatěžujících sil v ose YZ .....	58
Obrázek 36 – Graf maximálního ohybového momentu v ose YZ .....	58
Obrázek 37 – Graf zatěžujících sil v ose XY .....	59
Obrázek 38 – Graf maximálního ohybového momentu v ose XY .....	59
Obrázek 39 – Okrajové podmínky: MKP analýza .....	67
Obrázek 40 – Místa, kde došlo ke zjemnění sítě .....	68
Obrázek 41 – Výpočtová konečněprvková síť .....	68
Obrázek 42 – MKP analýza: Napětí von Mises .....	69
Obrázek 43 – MKP Analýza: Celková deformace .....	69
Obrázek 44 – MKP Analýza: Deformace detail .....	70
Obrázek 45 – Model převodového ústrojí .....	71
Obrázek 46 – Model pohonu .....	71

## **Seznam použitých tabulek**

Tabulka 1 – Zadané parametry pohonu .....	14
Tabulka 2 – Hodnoty elektromotoru.....	22
Tabulka 3 – Vlastnosti oceli ČSN 12 060.1.....	67
Tabulka 4 – Tabulka cen součástí pohonu.....	73



# **Seznam příloh**

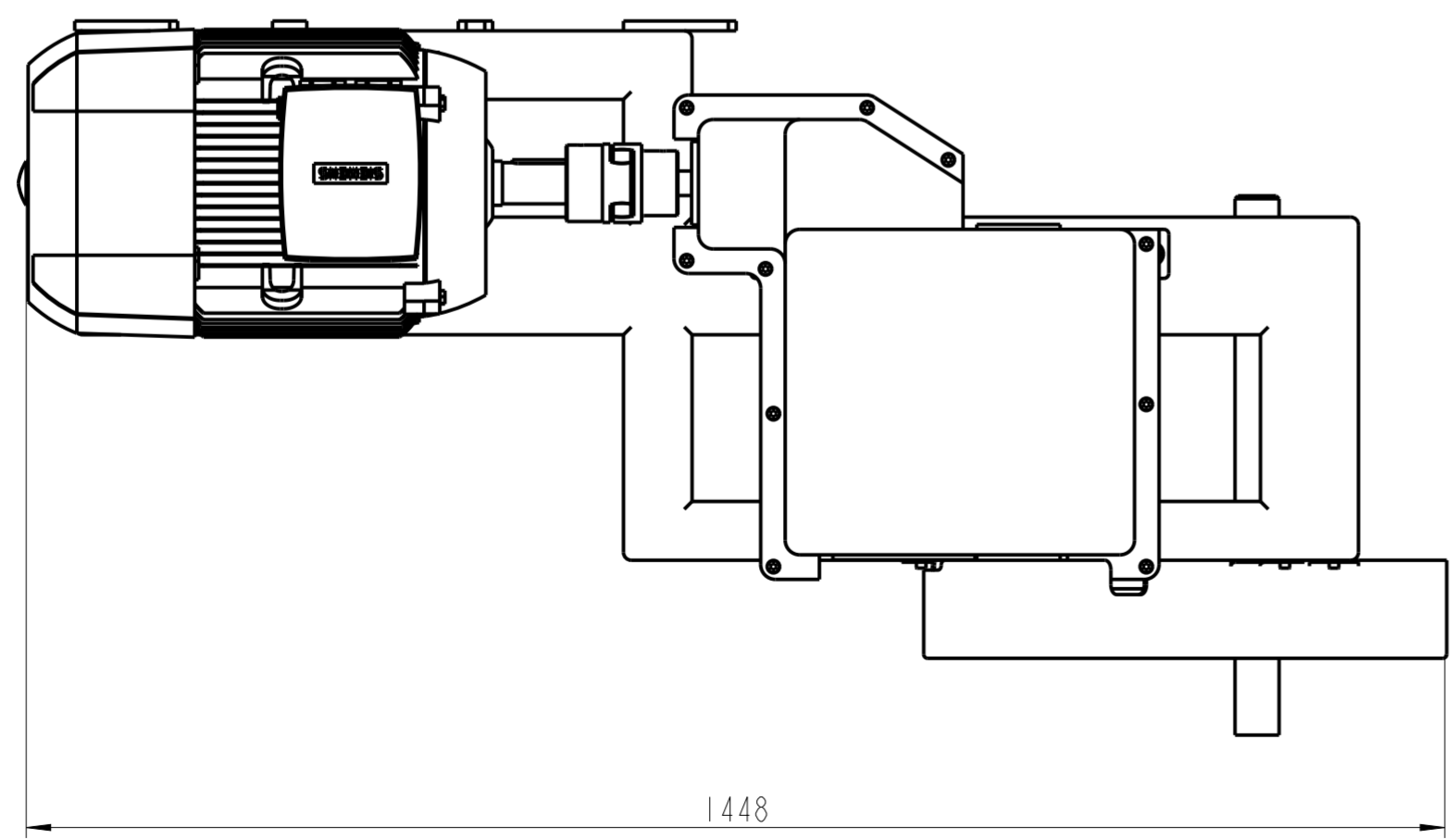
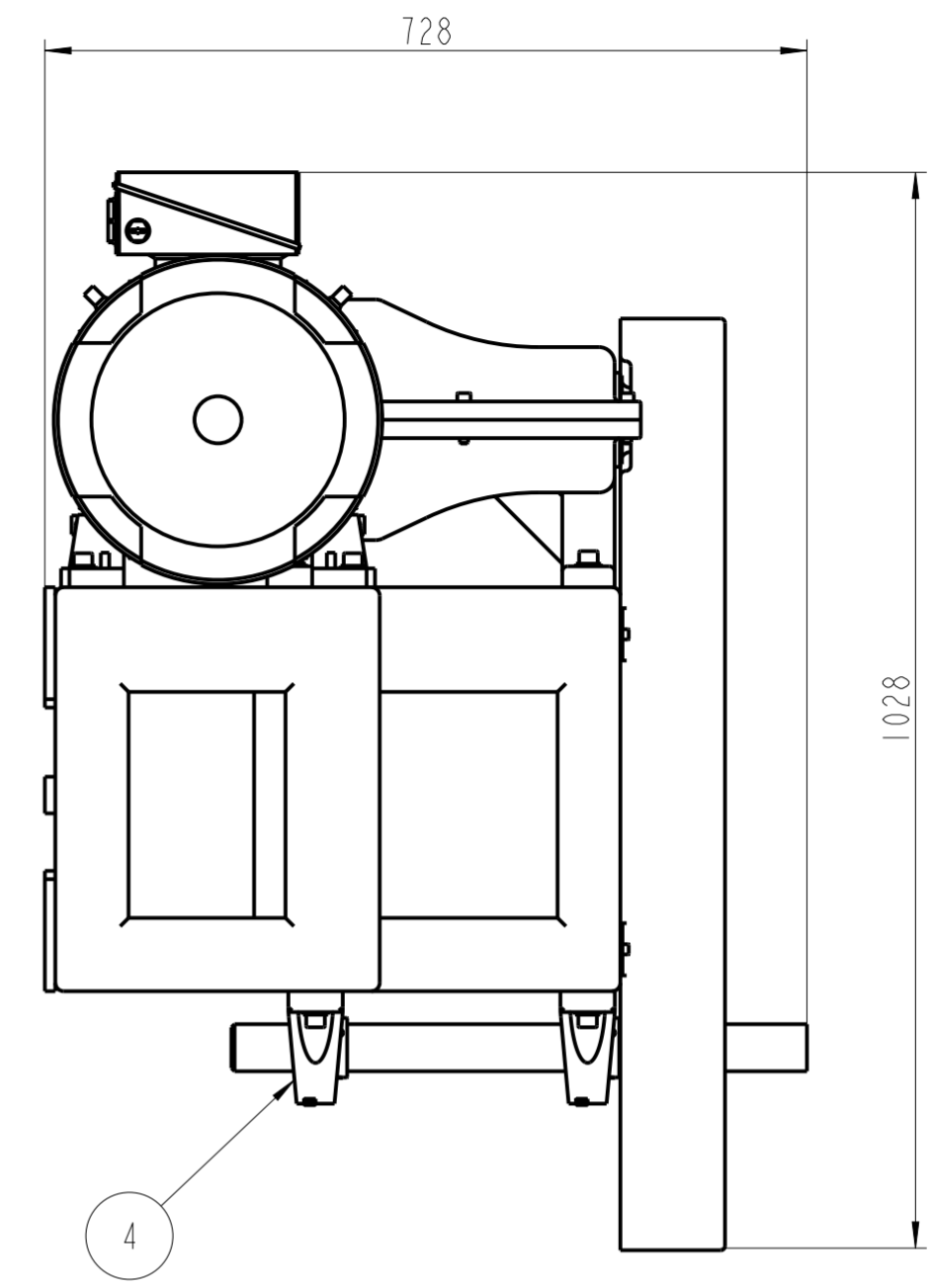
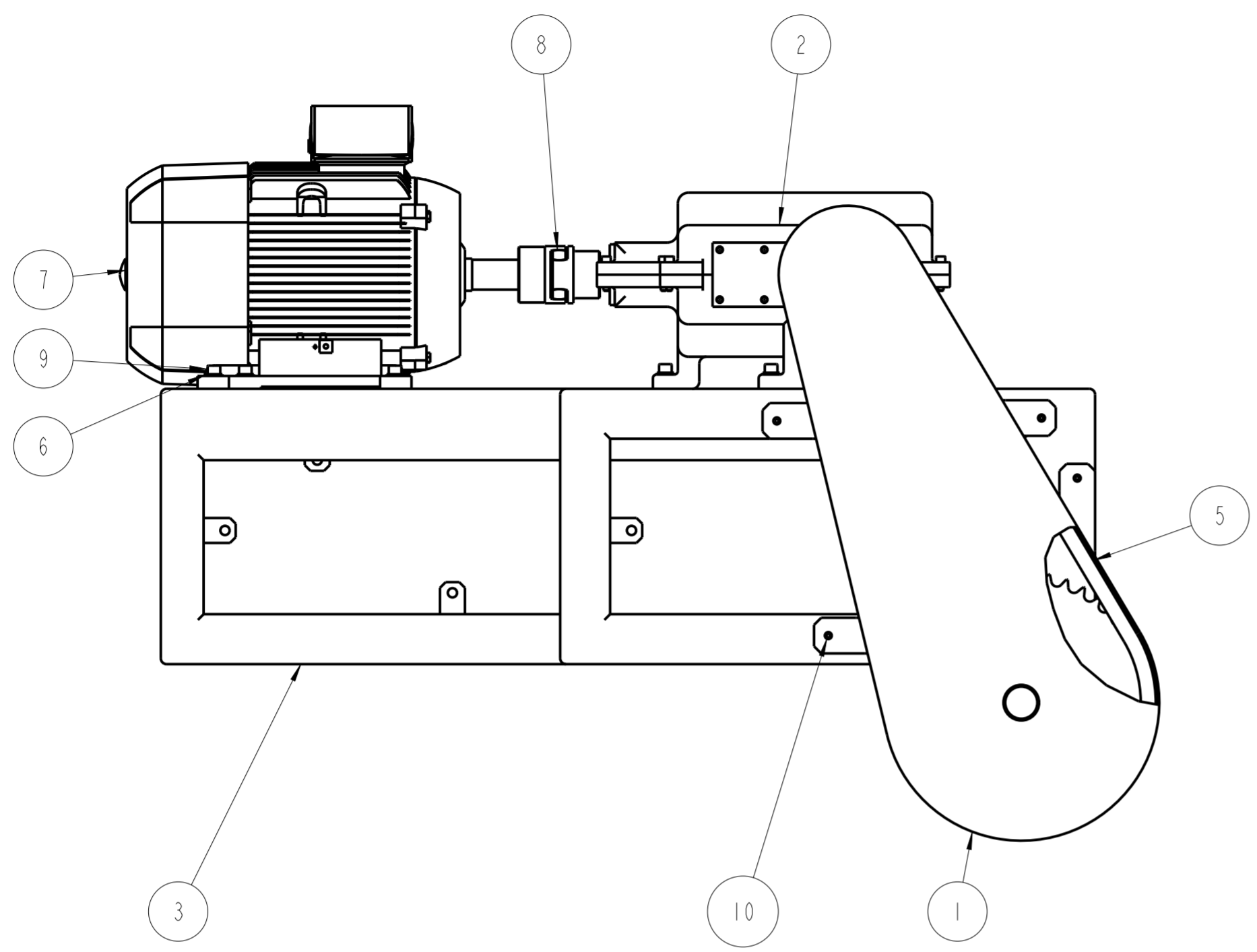
Příloha 1 – Výkres pohonu

Příloha 2 – Výkres převodového ústrojí


Příloha 3 – Výkres kuželového ozubeného kola

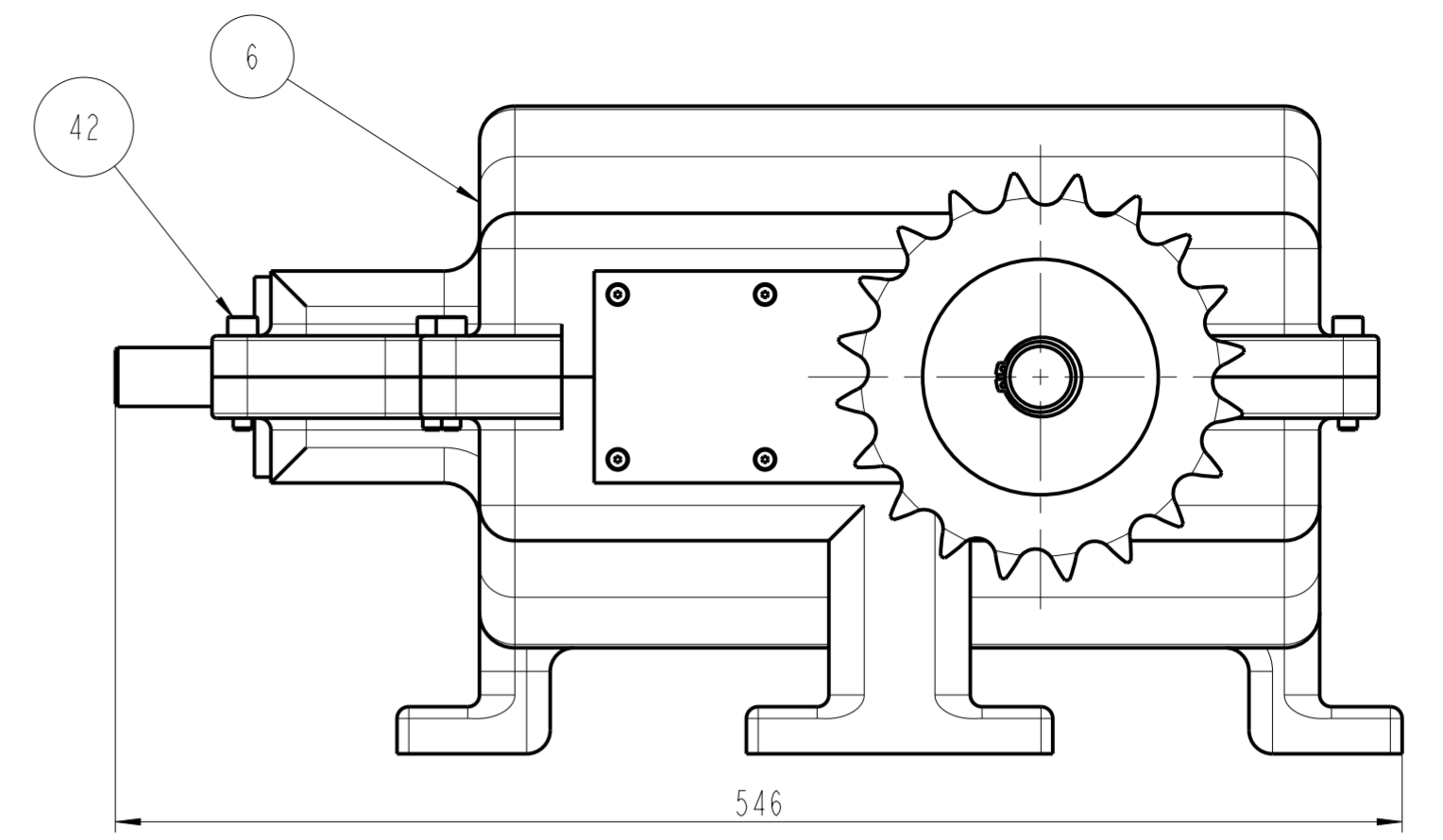
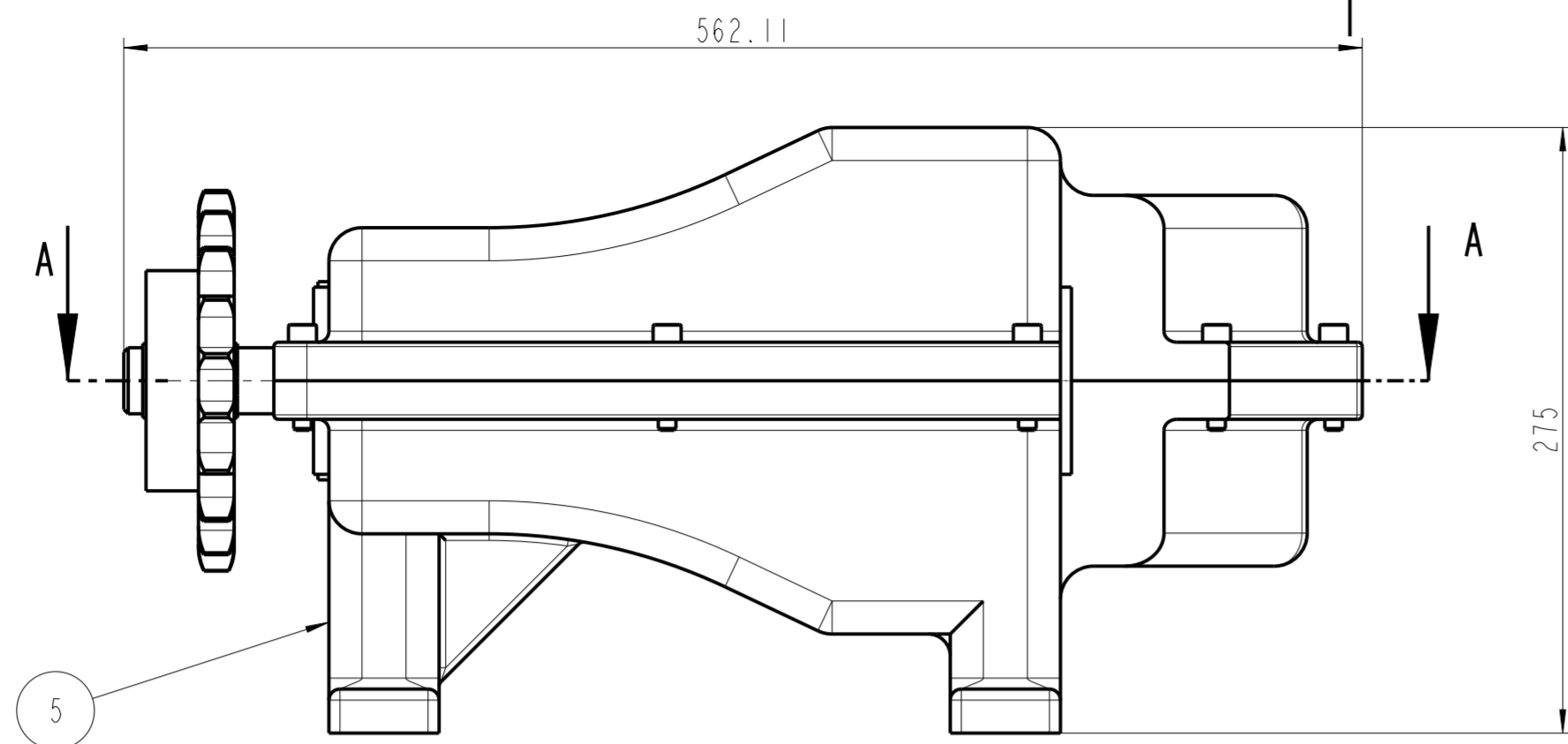
Příloha 4 – Výkres vstupního hřídele

Příloha 5 – Výkres víčka převodového ústrojí

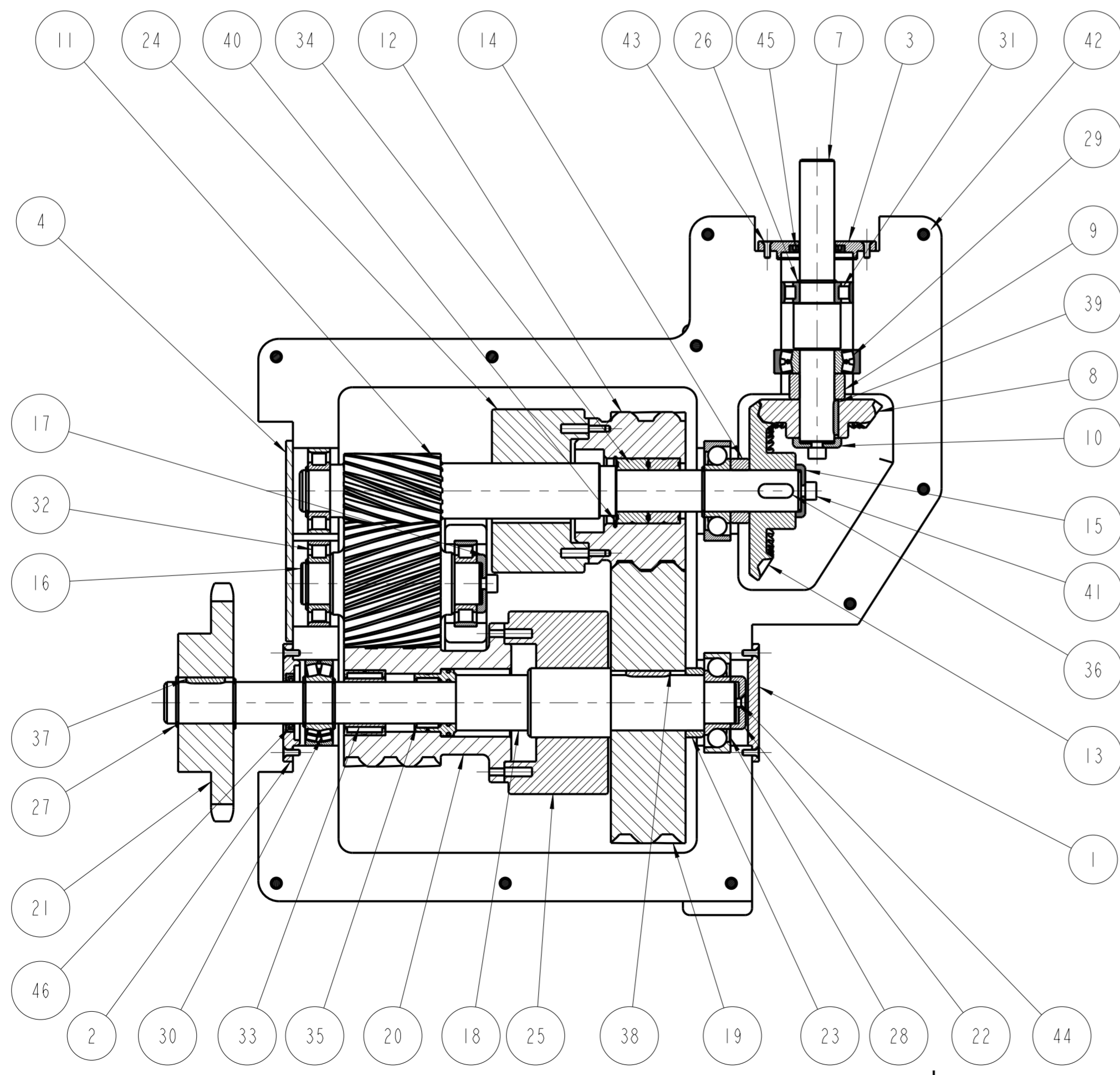


10	SROUB_IMBUS_ISO_4762_M6X12			4
				ks.
9	SROUB_IMBUS_ISO_4762_M12X40			14
				ks.
8	SPOJKA_G38_45_A_B_25_42			1
				ks.
7	SIEMENS_ILE1001-IDB43-4AB4			1
				ks.
6	PODLOZKA_ISO_7089_12			14
				ks.
5	RETEZ_I6B_I_84CLANKU	-	-	1
		-	-	ks.
4	03_00_000_HRIDEL_SNEK	-	-	1
	03 00 000	-	-	ks.
3	02_00_000_RAMOVA_KONSTRUKCE	-	-	1
	02 00 000	-	-	ks.
2	01_00_000_PREVODOVE_USTROJI	-	-	1
	01 00 000	-	-	ks.
1	00_00_001_KRYT_RETEZU	-	-	1
	00 00 001	-	-	ks.
ODK.	OZNACENI	POLOTOVAR	CIS. ZASOBNIKU	MN.
	VYKRES	MATERIAL	POZNAMKA	JED.

Zmena		Datum	Index	Podpisy	 <b>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</b> <a href="http://www.tul.cz">www.tul.cz</a>
Meritko	Pozn.	Navrhl	Kreslil	KOC1	
7:50		Prezkoušel			00_00_000_POHON
C. seznamu		Technolog			00 00 000
C. sestavy		Normaliz.			
Stary vykr.		Schválil			
Novy vykr.		Datum	30-12-2017		




A-A




Změna	Datum	Index	Podpis
Meritko	33:100	Navrhl	KOCI
Pozn.		Kreslil	
C. seznam		Prezkoušel	
C. sestavy	00 00 000	Technolog	
Stary vykr.		Normaliz.	
Novy vykr.		Schválil	
		Datum	07-01-2018

 <b>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</b> www.tul.cz		01_00_000_PREVODOVE_USTROJI
		Cis. vykresu 01 00 000
		list 1 z 14

	1	2	3	4
A	21	01_01_404_RETEZOVE_KOLO_16B 01 01 404		TYMA - 16B-1-20-N ks.
	20	01_01_403_REVERZACE_TRETI_KOLO 01 01 403	CSN 42 6510 CSN 14 233	ks.
19		01_01_402_CELNI_KOLO2 01 01 402	CSN 42 6510 CSN 14 233	ks.
	18	01_01_401_HRIDEL_VYSTUPNI 01 01 401	CSN 42 6510 CSN 12 051	ks.
17		01_01_302_VICKO_42 01 01 302	CSN 42 6510 CSN 11 373	ks.
	16	01_01_301_REVERZACE_KOLO 01 01 301	CSN 42 6510 CSN 14 233	ks.
15		01_01_205_VICKO_30 01 01 205	CSN 42 6510 CSN 11 373	ks.
	14	01_01_204_DISTANCNI_KROUZEK_2 01 01 204	CSN 42 6510 CSN 11 500	ks.
13		01_01_203_KUZELO_KOLO_1 01 01 203	CSN 42 6510 CSN 14 233	ks.
	12	01_01_202_CELNI_KOLO1 01 01 202	CSN 42 6510 CSN 14 233	ks.
11		01_01_201_REVERZACE_PASTOREK 01 01 201	CSN 42 6510 CSN 14 233	ks.
	10	01_01_104_VICKO 01 01 104	CSN 42 6510 CSN 11 373	ks.
9		01_01_103_DISTANCNI_KROUZEK 01 01 103	KR 60-25 CSN 11 500	ks.
	8	01_01_102_KUZELOVE_KOLO_1 01 01 102	CSN 42 6510 CSN 12 051	ks.
7		01_01_101_HRIDEL_VSTUPNI 01 01 101	CSN 42 6510 12 060.1	ks.
	6	RAM_PREVODOVKY_HORNI_CAST 01 00 006	- CSN 42 2303	ks.
5		RAM_PREVODOVKY_SPODNI_CAST 01 00 005	- CSN 42 2303	ks.
	4	01_00_004_VIKO_DVOJITE 01 00 004	CSN 42 5301 11 373	ks.
3		01_00_003_VICKO_52_S_DIROU 01 00 003	CSN 42 6510 11 373.0	ks.
	2	01_00_002_VICKO_62_S_DIROU 01 00 002	CSN 42 6510 CSN 11 373	ks.
1		01_00_001_VICKO_62 01 00 001	CSN 42 6510 CSN 11 373	ks.
	ODK.	OZNACENI VYKRES	POLOTOVAR MATERIAL	CIS. ZASOBNIKU POZNAMKA MN. JED.

Roz. -Polot.				Presnosti ISO 2768-mK Tolerovani ISO 8015	
	c)	Mater.	-	Tr. odp	-
	b)	C. hm	0.000	Hr. hm.	
	a)				
Zmena	Datum	Index	Podpisy		
Meritko	Pozn.	Navrhl	Kreslil KOCL		
1:1		Prezkoušel			
C. seznamu		Technolog			
C. sestavy	00 00 000	Normaliz.			
Stary vykr.		Schválil			
Novy vykr.		Datum	07-01-2018		
		 <b>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</b> <a href="http://www.tul.cz">www.tul.cz</a>		<b>Název</b> 01_00_000_PREVODOVE_USTROJI <b>Cis. vykresu</b> 01 00 000	
				list 2 listu4	


1

2

3

4

	1	2	3	4
A	42	SROUB_IMBUS_ISO_4762_M8X40		10 ks.
	41	SROUB_IMBUS_ISO_4762_M8X16_		3 ks.
B	40	POJISTNI_KR_CSN_022931_47		1 ks.
	39	PERO_DIN6885A_8_7_25		1 ks.
B	38	PERO_CSN_022562_12E7X8X32		1 ks.
	37	PERO_CSN_022562_10E7X8X28		1 ks.
C	36	PERO_CSN_022562_10E7X8X25		1 ks.
	35	LOZISKO_NKXR_30_Z		1 ks.
C	34	LOZISKO_NKIA_5906		2 ks.
	33	LOZISKO_NA_6906		1 ks.
C	32	LOZISKO_N_206_ECP		3 ks.
	31	LOZISKO_N_205_ECP		1 ks.
D	30	LOZISKO_22206_E		1 ks.
	29	LOZISKO_21305_CC		1 ks.
D	28	LOZISKO_7306_BECBM		2 ks.
	27	POJISTNY_KR_CSN_022930_30X1_5		7 ks.
E	26	POJISTNY_KR_CSN_022930_25X1_2		1 ks.
	25	ELMG_SPOJKA_EZF_40	-	- ks.
E	24	ELMG_SPOJKA_EZF_25	-	PSP POHONY EZF 40 ks.
	23	01_01_406_DISTANCNI_KROUZEK	CSN 42 6510	- ks.
E	22	01_01_405_VICKO_30_2	CSN 42 6510	- ks.
		01 01 405	CSN 11 373	BARVIT ks.

Roz. - Polof.				Presnost ISO 2768-mK		Tolerovani ISO 8015	
		c)		Mater.	-	Tr. odp	-
		b)		C. hm	0.000	Hr. hm.	
		a)					
Zmena	Datum	Index	Podpisy	 <b>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</b> <a href="http://www.tul.cz">www.tul.cz</a>			
Meritko	Pozn.	Navrhl					
1:1		Kreslil	KOCI				
C. seznamu		Prezkoušel					
C. sestavy	00 00 000	Technolog					
Stary vykr.		Normaliz.		Nazev	01_00_000_PREVODOVE_USTROJI		
Novy vykr.		Schválil	-	Cis. vykresu	01 00 000		
		Datum	07-01-2018				

1

2

3

4

A

A

B

B

C

C


D

D

E

E

46	TESNENI_30X42X6_HMSA10_V			1
				ks.
45	TESNENI_25X40X5_HMSA10_V			1
				ks.
44	SROUB_KUZEL_DIN7991A_M6X12			1
				ks.
43	SROUB_KUZEL_DIN7991A_M4X12			18
				ks.

Roz. - Poloh.						Presnost ISO 2768-mK Tolerovani ISO 8015	
		c)		Mater.	-	Tr. odp	-
		b)		C. hm	0.000	Hr. hm.	
		a)					
Zmena		Datum	Index	 <b>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</b> <a href="http://www.tul.cz">www.tul.cz</a>			
Meritko	Pozn.	Navrhl	<b>Nazev</b> 01_00_000_PREVODOVE_USTROJI				
:		Kreslil	<b>Cis. vykresu</b> 01 00 000				
C. seznamu		Prezkoušel					
C. sestavy	00 00 000	Technolog					
Stary vykr.		Normaliz.					
Novy vykr.		Schválil					
		Datum	07-01-2018				
						list 4 listu4	

1

2

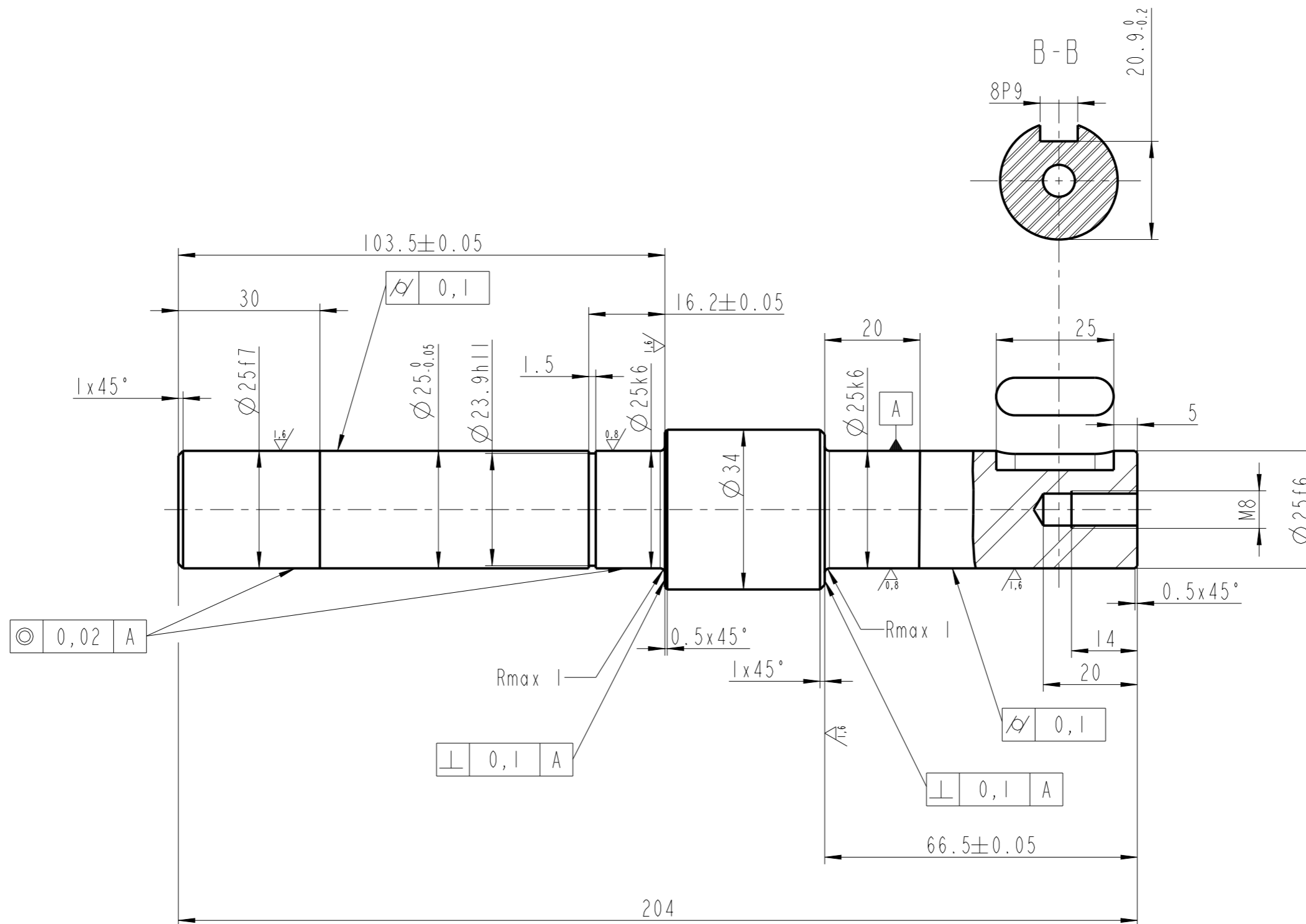
3


4

F

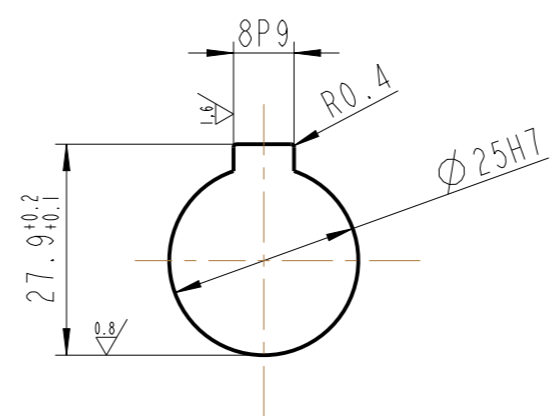
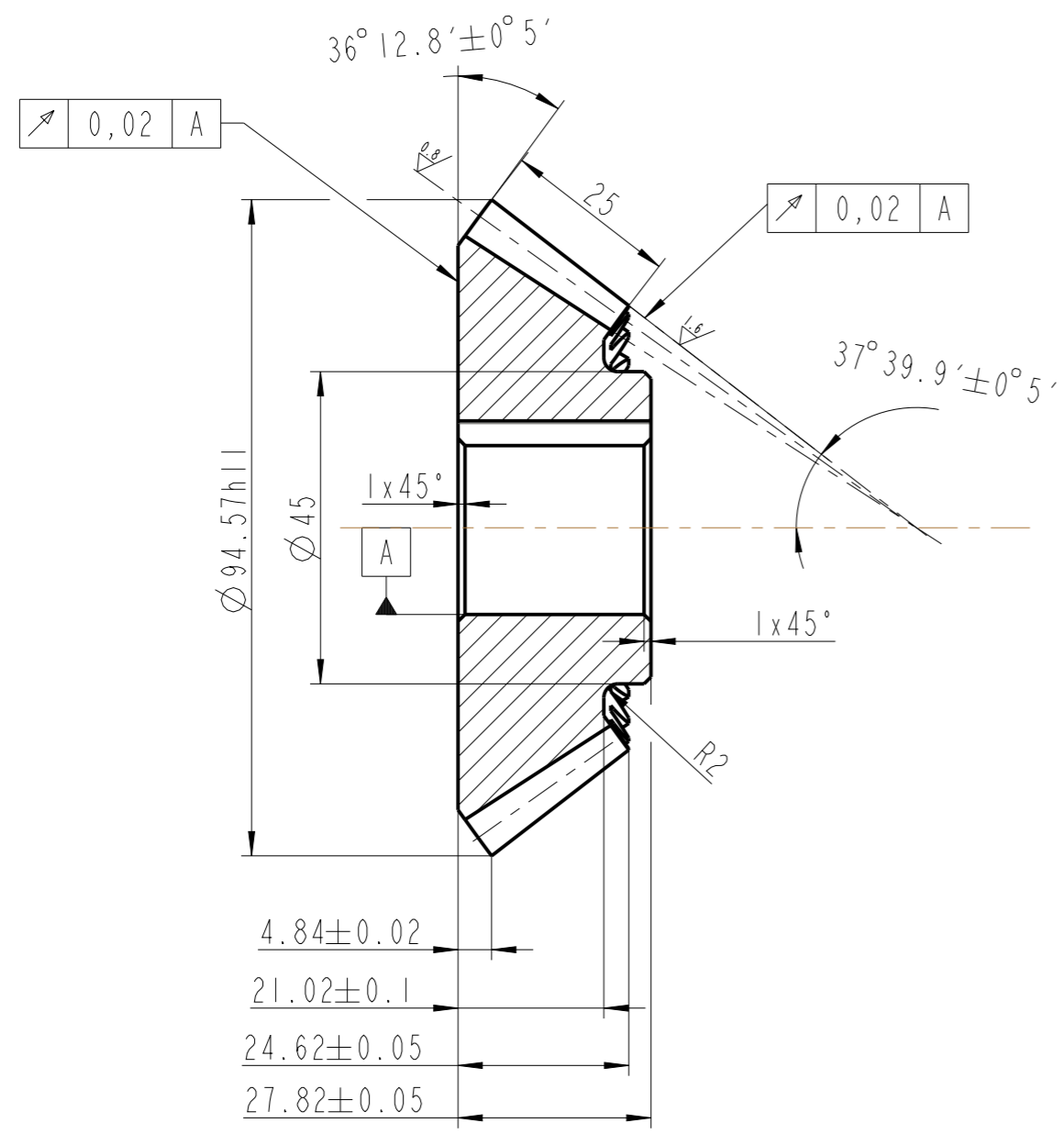
F

Ra 3,2 / ( ✓ )



Roz. - Polot.	KR 35 - 220		CSN 42 6510		Presnost ISO 2768-mK	
	c)		Mater.	12 060.1	Tr. odp	001
	b)		C. hm	0.000	Hr. hm.	
	a)		Tolerovani ISO 8015			
Zmena	Datum	Index	Podpisy			
Meritko	Pozn.	Navrhil				
:		Kreslil	KOCI			
C. seznamu		Prezkousel				
C. sestavy	01 01 100	Technolog				
Stary vykr.		Normaliz.				
Novy vykr.		Schvalil	-			
	Datum	07-01-2018				
			 <b>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</b> <a href="http://www.tul.cz">www.tul.cz</a>			
			Nazev 01_01_101_HRIDEL_VSTUPNI Cis. vykresu 01 01 101			
			list 1 listul			


Ra 3,2/ ( ✓ )



$4.84 \pm 0.02$   
 $21.02 \pm 0.1$   
 $24.62 \pm 0.05$   
 $27.82 \pm 0.05$

Vnější celni modul	$m_c$	3	
Pocet zubu	$z$	30	
Druh ozubeni	-	SIKME	
Zakladni profil	-	CSN ISO 677	
Uhel sklonu bocni krivky zubu	beta	20	
Smysl sloup. bocni krivky zubu	-	PRAVY	
Jednotkove posunuti	$x_c$	-	
Jedn. zmena tloustky zubu	$x_l$	-	
Uhel roztecneho kuzele	delta	35,54°	
Stupen presnosti podle	-	CSN 01 4682	
Kontrolovane mezni uchytky	souctova uch. rozl.	$F_p$	-
	Celni roztece	$f_{pt}$	-
	odvalu o zub. frekv.	$k$	-
	vzdalenosti os	$f_a$	-
	relativniho pasma	$F_{s1}$	-
	dotyku zubu	$F_{sh}$	-
Kontrolni rozmer	tloustky zubu na konstantni telive	$s_{ce}$	-
	vyska hlavy zubu	$h_{ce}$	-
Spoluzabirajici kolo	Cislo vykresu	-	-
	pocet zubu	$z$	42
	Uhel os		90°
Prumer roztecne kruznice	$d$	90	
Delka povrsky roztecneho kuzele	$R$	DPRK	
Uhel patniho kuzele	delta <sub>r</sub>	UPK	
Teoreticka vyska zubu	$h$	6,6	

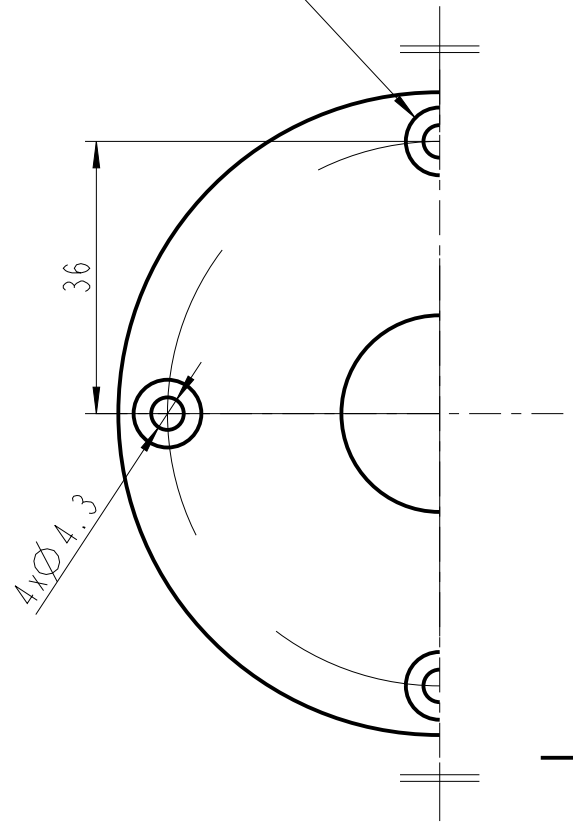
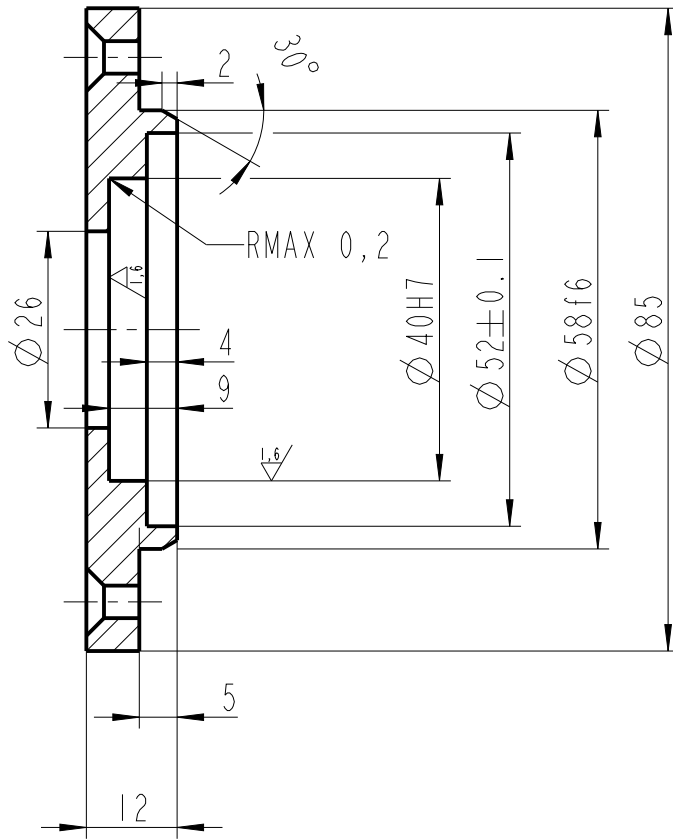
CEMENTOVANO DO HLOUBKY 0.3 AZ 0.5 mm

Roz. - Polot.	KR 100-60		CSN 42 6510		Presnost ISO 2768-mK
	c)		Mater.	CSN 12 051	Tr. odp 002
	b)		C. hm	--	Hr. hm.
	a)		Tolerovani ISO 8015		
Zmena	Datum	Index	Podpisy		
Meritko	Pozn.	Navrhil			
:		Kreslil	KOCI		
C. seznamu		Prezkousel			
C. sestavy	00 00 000	Technolog			
Stary vykr.		Normaliz.			
Novy vykr.		Schvalil	-		
	Datum	07-01-2018			
 <b>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</b> <a href="http://www.tul.cz">www.tul.cz</a>					
Nazev 01_01_102_KUZELOVE_KOLO_1_					
Cis. vykresu 01 01 102					
list 1 listu 2					



Ra 3,2 / ( Ra 1,6 )

KUZELOVE ZAHNLOUBENI  
PRO SROUB M4  
DIN 7991



Roz. - Poloh.		KR90 - 15		CSN 42 6510		Presnost ISO 2768-mK	
		c)		Mater. II 373.0		Tr. odp 001	
		b)		C. hm 0.000		Hr. hm.	
		a)					
Zmena		Datum		Index		Podpisy	
Meritko	Pozn.	Navrhl		Kreslil		KOC1	
:		Prezkousel		Technolog			
C. seznamu		Normaliz.		Schvalil		-	
C. sestavy 01 00 000		Datum		30-12-2017			
Stary vykr.							
Novy vykr.							
				<b>TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI</b> <a href="http://www.tul.cz">www.tul.cz</a>			
				Nazev 01_00_003_VICKO_52_S_DIROU			
				Cis. vykresu 01 00 003			
				list 1 listul			