



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI  
Fakulta strojní



# KONSTRUKCE POHONNÉHO SYSTÉMU LYŽAŘSKÉHO PÁSU

## Bakalářská práce

*Studijní program:* B2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2301R000 – Strojní inženýrství  
*Autor práce:* **Radek Lazák**  
*Vedoucí práce:* prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Mechanical Engineering ■

## Bachelor thesis

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

*Author:* **Radek Lazák**  
*Supervisor:* prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Radek Lazák**  
Osobní číslo: **S12000118**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Strojní inženýrství**  
Název tématu: **Konstrukce pohonného systému lyžařského pásu**  
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 :

Zkonstruujte pohonný systém dětského lyžařského přepravního pásu. Pohon bude realizován elektromotorem. Výkon bude přenášen přes spojku do převodové skříně na hnací buben přepravního pásu. Klíčové komponenty budou uloženy na rámu ze svařovaných profilů. Pohonný systém musí splňovat zadané hodnoty zejména přenášený výkon a vstupní otáčky.

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

Rozsah grafických prací: **přílohy dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **40**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

[1] PEŠÍK, L. *Části strojů. 1. díl.* Liberec: Technická univerzita. 2004. ISBN 80-7083-938-4

[2] PEŠÍK, L. *Části strojů. 2. díl.* Liberec: Technická univerzita 2005. ISBN 80-7083-939-2

[3] LEINVEBER, J. a VÁVRA, P. *Strojnické tabulky.* Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-736-01-6

Databáze knihovny TUL

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.**  
Katedra částí a mechanismů strojů  
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Michal Petrů, Ph.D.**  
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: **14. listopadu 2014**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **3. července 2015**

  
prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



  
prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 14. listopadu 2014

## 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**

Zprvé bych chtěl poděkovat prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc. jako vedoucímu bakalářské práce, který mi dával věcné rady při řešení problému týkajícího se mého zadání. Dále bych chtěl poděkovat konzultantu bakalářské práce Ing. Michalovi Petřů, Ph.D., který mi věnoval čas a poskytl pomoc, která mě dovedla ke zdárnému vypracování této práce.

Nemalé díky také patří mé rodině, která mě podporovala jak v průběhu celého studia, ale také při tvorbě této práce.

## **Anotace**

Bakalářská práce je zaměřena na kompletní návrh pohonného systému lyžařského dopravního pásu. Pohon se skládá z elektromotoru, vstupní šroubové spojky, dvoustupňové převodové skříně, výstupní spojky Periflex a bubnu pohánějícího pás.

Pro všechny prvky převodové skříně jsou vypracovány pevnostní výpočty a pro vstupní hřídel je provedena kontrola pomocí metody konečných prvků. Součástí bakalářské práce je i výkres sestavy, ozubeného kola se šikmými zuby a vstupního hřídele.

**Klíčová slova:** aktuátor, dvoustupňová převodovka, ozubené kolo se šikmým ozubením, šroubová spojka, pevnostní výpočet, metoda konečných prvků.

## **Annotation**

The bachelor thesis is focused on complex design of propulsion system of ski lift. Drive system consist of an electric motor, input bolt clutch, two-speed gearbox, output Periflex clutch and belt drum that drives ski belt.

The bachelor thesis contains a strength analysis for every part of gearbox. Input shaft is checked by finite element method (FEM). Drawing of gearbox, drawing of Gear and drawing of input shaft are included in the bachelor thesis.

**Key words:** actuator, two-speed gearbox, gear with helical teeth, bolt clutch, strength analysis, finite element method.

# Obsah

1	Úvod .....	15
1.1	Cíl práce .....	15
2	Průzkum potenciálních řešení.....	16
2.1	Manuální řazení.....	16
2.1.1	Pohyblivý náboj .....	16
2.1.2	Synchronizační mechanismus .....	16
2.2	Automatické řazení .....	16
2.2.1	Elektromagnetická spojka.....	16
2.2.2	Aktuátor .....	16
2.3	Výsledné řešení .....	17
3	3D model sestavy pohonné jednotky a výkresy součástí .....	19
4	Navrhování a dimenzování vybraných součástí převodovky .....	20
4.1	Výpočet potřebného průměru řemenice pro požadovanou rychlost .....	20
4.2	Převodové poměry a krouticí momenty .....	22
4.3	Kuželové soukolí se šikmými zuby.....	22
4.3.1	Návrh modulu .....	23
4.3.2	Základní rozměry pastorku .....	23
4.3.3	Základní rozměry kola .....	25
4.3.4	Základní rozměry soukolí .....	26
4.3.5	Pevnostní analýza .....	27
4.4	Čelní soukolí se šikmými zuby .....	31
4.4.1	Návrh modulu .....	31
4.4.2	Základní rozměry pastorku .....	31
4.4.3	Základní rozměry kola .....	32
4.4.4	Základní rozměry soukolí .....	33
4.4.5	Pevnostní kontrola pastorku.....	34
4.4.6	Pevnostní kontrola kola .....	35
4.5	Alternativní čelní soukolí se šikmými zuby.....	35
4.5.1	Návrh modulu .....	36
4.5.2	Základní rozměry pastorku .....	36
4.5.3	Základní rozměry kola .....	37
4.5.4	Základní rozměry soukolí .....	38
4.5.5	Pevnostní kontrola pastorku.....	39
4.5.6	Pevnostní kontrola kola .....	40



4.6	Výpočet síly předpětí pásu .....	40
4.7	Výpočet hřídelů .....	41
4.7.1	Hřídel AB – výstupní hřídel .....	41
4.7.2	Hřídel AB alternativní – výstupní hřídel .....	43
4.7.3	Hřídel CD – předlohový hřídel .....	44
4.7.4	Hřídel CD alternativní – předlohový hřídel .....	46
4.7.5	Hřídel EF – vstupní hřídel .....	48
4.8	Výpočet lisovaných spojů .....	50
4.8.1	Nalisování kuželového pastorku .....	50
4.9	Výpočet délky per .....	52
4.10	Výpočet drážkování .....	52
4.10.1	Rovnoboké drážkování .....	52
4.10.2	Evolventní drážkování .....	53
4.11	Kontrola hřídelů na dynamické namáhání .....	53
4.11.1	Hřídel AB – výstupní hřídel .....	53
4.11.2	Hřídel CD – předlohový hřídel .....	54
4.11.3	Hřídel EF – vstupní hřídel .....	56
4.12	Návrh ložisek .....	57
4.12.1	Ložisko A .....	58
4.12.2	Ložisko B .....	58
4.12.3	Ložisko C .....	58
4.12.4	Ložisko D .....	58
4.12.5	Ložisko E .....	59
4.12.6	Ložisko F .....	59
4.13	Uložení řemenice .....	59
4.13.1	Ložisko G .....	60
4.13.2	Ložisko H .....	60
4.14	Metoda konečných prvků .....	60
5	Ekonomické zhodnocení .....	64
6	Závěr práce .....	65
7	Použitá Literatura .....	67

## Přehled použitých veličin a jednotek

Značka	Jednotka	Název
$i$	[-]	převodový poměr
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky
$M_k$	[Nm]	kroucí moment
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_m$	[MPa]	mez pevnosti
$\sigma_{Hlim}$	[MPa]	limitní napětí v dotyku
$\sigma_{Flim}$	[MPa]	limitní napětí v ohybu
$S_H$	[-]	únavová bezpečnost v ohybu
$K_H$	[-]	součinitel přídavných zatížení
$\psi_m$	[-]	součinitel šířky ozubení
$z$	[-]	počet zubů
$\delta$	[°]	úhel roztečného kužele
$m_{mn}$	[mm]	normálový úhel na středu kola
$m_{et}$	[mm]	čelní modul vnější
$b$	[mm]	šířka ozubení
$m_{en}$	[mm]	normálový modul vnější
$d_e$	[mm]	vnější roztečný průměr
$d_m$	[mm]	střední roztečný průměr
$\beta_m$	[°]	úhel sklonu zubu na středu kola
$\beta_e$	[°]	úhel sklonu zubu na vnější kružnici
$\alpha$	[°]	čelní úhel záběru
$\alpha_n$	[°]	normálový úhel záběru
$h_{ae}$	[mm]	výška hlavy zubu na vnější kružnici
$d_{ae}$	[mm]	průměr vnější hlavové kružnice
$d_{am}$	[mm]	průměr střední hlavové kružnice
$z_v$	[-]	počet zubů virtuálního kola
$\beta_{vB}$	[°]	virtuální úhel sklonu zubu
$\alpha_{vt}$	[°]	virtuální úhel záběru
$d_v$	[mm]	průměr virtuálního kola
$d_{va}$	[mm]	průměr hlavové kružnice virtuálního kola
$d_{vf}$	[mm]	průměr patní kružnice virtuálního kola

$m_{vt}$	[mm]	virtuální čelní modul
$m_{vm}$	[mm]	virtuální normálový modul
$a_v$	[mm]	virtuální osová vzdálenost kol
$\epsilon_{v\alpha}$	[-]	součinitel záběru virtuálního soukolí
$\epsilon_{v\beta}$	[-]	součinitel kroku virtuálního soukolí
$\epsilon_v$	[-]	celkový součinitel záběru virtuálního soukolí
$F_{tm}$	[N]	střední obvodová síla
$F_{am}$	[N]	střední osová síla
$F_{rm}$	[N]	střední radiální síla
$K_A$	[-]	součinitel plynulosti chodu
$K_{H\alpha}$	[-]	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_v$	[-]	součinitel rychlosti
$v$	[m/s]	střední obvodová rychlost kola
$\omega$	[rad/s]	úhlová rychlost kola
$K_p, K_Q$	[-]	pomocné součinitele
$K_{H\beta}$	[-]	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu
$Z_B$	[-]	součinitel jednorázového záběru pastorku
$Z_H$	[-]	součinitel mechanických vlastností
$Z_E$	[-]	součinitel tvaru zubu
$Z_{v\alpha}$	[-]	součinitel součtové délky dotkových křivek
$Z_D$	[-]	součinitel jednorázového záběru kola
$S_H$	[-]	únavová bezpečnost v ohybu
$\sigma_F$	[MPa]	ohybové napětí
$b_w$	[mm]	výpočtová šířka ozubení
$K_F$	[-]	součinitel přídatných zatížení (ohyb)
$Y_{Fb}$	[-]	součinitel tvaru zubu
$Y_{v\epsilon}$	[-]	součinitel vlivu záběru profilu
$Y_{v\beta}$	[-]	součinitel sklonu zubu
$S_F$	[-]	bezpečnost v ohybu
$Y_x$	[-]	součinitel velikosti
$\sigma_{HP}$	[MPa]	dovolené napětí v dotyku
$\sigma_{FP}$	[MPa]	dovolené napětí v krutu
$a_w$	[mm]	požadovaná osová vzdálenost

$m_t$	[mm]	čelní modul
$\beta$	[°]	úhel stoupání zubu
$p_n$	[mm]	normálová rozteč tubů
$p_t$	[mm]	čelní rozteč zubů
$\alpha_t$	[°]	čelní úhel záběru
$p_{tb}$	[mm]	základní čelní rozteč
$d$	[mm]	roztečný průměr
$d_b$	[mm]	průměr základní kružnice
$d_w$	[mm]	průměr valivé kružnice
$a$	[mm]	teoretická vzdálenost os
$\alpha_{tw}$	[°]	provozní úhel záběru
$\text{inv}\alpha_{tw}$	[rad]	involuta provozního úhlu záběru
$\text{inv}\alpha_t$	[rad]	involuta čelního úhlu záběru
$x$	[mm]	jednotkové posunutí
$y$	[mm]	součinitel posunutí
$d_a$	[mm]	průměr hlavové kružnice
$d_f$	[mm]	průměr patní kružnice
$\varepsilon_\alpha$	[-]	součinitel záběru profilu
$\varepsilon_\beta$	[-]	součinitel kroku zubu
$\varepsilon$	[-]	celkový součinitel záběru
$Z_\varepsilon$	[-]	součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů
$\sigma_{HO}$	[MPa]	únavová únosnost
$\sigma_H$	[MPa]	napětí v dotyku
$S_{Hc}$	[-]	bezpečnost proti tvorbě pittingu
$\sigma_{Hmax}$	[MPa]	maximální statické napětí
$\sigma_{HPmax}$	[MPa]	maximální povolené statické napětí
$\alpha_R$	[°]	úhel opásání řemenu
$f$	[-]	koeficient tření mezi pásem a podložkou
$f_1$	[-]	koeficient tření mezi řemenicí a pásem
$d_{bR}$	[mm]	průměr řemenice
$F_{3R}$	[N]	obvodová síla na řemenici
$F_o$	[N]	síla předpětí
$F_R$	[N]	reakční síla

R	[N]	reakce do uložení
$M_o$	[Nm]	ohybový moment
$M_{o\max}$	[Nm]	maximální ohybový moment na hřídeli
a	[m]	poloměr otvoru hřídele v místě nalisování
b	[m]	vnější poloměr hřídele v místě nalisování
c	[m]	poloměr náboje v místě nalisování
l	[m]	délka lisovaného spoje
$k_w$	[-]	koeficient bezpečnosti
$p^F$	[MPa]	tlak vzniklý od síly
$p^M$	[MPa]	tlak vzniklý od krouticího momentu
p	[MPa]	celkový tlak nalisování
$\sigma_r$	[MPa]	radiální napětí
$\sigma_t$	[MPa]	tečné napětí
A, B	[MPa]	pomocné koeficienty
$\Delta$	[ $\mu\text{m}$ ]	potřebný přesah
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
$\nu$	[-]	poissonovo číslo
$d_p$	[m]	průměr hřídele v místě drážky pro pero
$l_p$	[mm]	výpočtová délka pera
h	[m]	výška pera
$z_d$	[-]	počet drážek
$d_{d1}$	[mm]	vnitřní průměr drážkování
$d_{d2}$	[mm]	vnější průměr drážkování
$l_d$	[mm]	délka drážkování
$M_{ored}$	[Nm]	redukovaný moment
$\sigma_{Co}$	[MPa]	mez únavy zkušebního vzorku
$w_o$	[ $\text{mm}^3$ ]	modul průřezu v ohybu
$\sigma_{Co}^*$	[MPa]	mez únavy skutečné součásti
K	[-]	bezpečnost
$\mu$	[-]	součinitel jakosti povrchu
$\nu_h$	[-]	součinitel zatížení
$\beta_h$	[-]	vrubový součinitel
$\alpha_h$	[-]	tvarový součinitel

C	[kN]	dynamická únosnost
C <sub>0</sub>	[kN]	statická únosnost
p	[-]	koeficient tvaru tělíška
f <sub>0</sub>	[-]	koeficient zatížení ložiska
X	[-]	koeficient zatížení radiální silou
Y	[-]	koeficient zatížení axiální silou
P	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska
L <sub>10h</sub>	[hod]	trvanlivost ložiska v hodinách

# 1 Úvod

Bakalářská práce se zaměřuje na návrh pohonného systému pro dětský lyžařský dopravník. Zejména se zabývá návrhem a dimenzováním dvoustupňové převodovky vycházející z konstrukce pro předmět Části a mechanismy strojů I. Tato původní převodovka má zadané parametry, které se musí dodržet. V této práci jsou původní ozubená kola s přímými zuby nahrazena šikmým ozubením. Původní řazení posuvným nábojem je nahrazeno synchronním mechanismem. Také výpočty hřídelů jsou upraveny a nyní jsou kontrolovány i na dynamické namáhání.

## 1.1 Cíl práce

Cílem této práce je zkonstruovat pohonný systém dětského lyžařského přepravního pásu, který bude situován v lyžařských střediscích s nižší nadmořskou výškou do 1500 metrů nad mořem. Okolní teplota nebude klesat pod  $-20^{\circ}\text{C}$ . Délka lyžařského vleku je navržena na 20 metrů s maximálním povoleným stoupáním  $20^{\circ}$ , ale převážně bude používán pro nižší stoupání. Pohon bude realizován elektromotorem o výkonu 15 kW při otáčkách  $1250\text{ min}^{-1}$ . Dále bude výkon přenášen přes šroubovou spojku do dvoustupňové převodovky, kde se vstupní otáčky transformují na výstupních  $416\text{ min}^{-1}$  nebo  $208\text{ min}^{-1}$ . Následně se moment přenáší přes pružnou spojku na hřídel s vlastní řemenicí přepravního pásu, která je uložena na vlastních ložiscích. Klíčové komponenty budou uloženy na rámu ze svařovaných profilů. Požadovaná životnost převodovky je 8000 hodin, kterou musí vydržet jak ozubená kola, hřídele tak i ložiska.

U konvenčních lyžařských pásů se rychlost pohybuje od  $1\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  až po  $2,5\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pro tento konkrétní lyžařský dopravník byly zvoleny rychlosti  $1,25\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  pro začínající lyžaře a  $2,5\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  pro ty pokročilejší.

V první fázi je práce zaměřena na výpočet nosnosti pásu tj. na výpočet maximálního počtu lyžařů a výpočet průměru bubnu pro požadované rychlosti. Za další se práce zabývá návrhem a dimenzováním dvoustupňové převodovky a kontroly vstupního hřídele pomocí metody konečných prvků. V neposlední řadě se zaměřuje problémem mazacího media, které musí vydržet nízké teploty panující v zimním období.

## **2 Průzkum potenciálních řešení**

Pro přenos a transformaci krouticího momentu se nabízí mnoho mechanických převodů. Nicméně nejlepší se jeví převod s ozubenými koly se šikmými zuby, protože tento převod bude nejlépe splňovat požadavky na klidný a bezúdržbový chod. Pro lyžařský vlek jsou požadovány 2 rychlosti a z tohoto důvodu je převodovka navržena jako dvoustupňová. V následujících kapitolách jsou popsány různé typy řazení.

### **2.1 Manuální řazení**

Pro manuální řazení se nabízí dva možné typy provedení.

#### **2.1.1 Pohyblivý náboj**

Tento způsob řazení je proveden pomocí pohyblivého náboje na předlohovém hřídeli, kde pomocí páky přesouváme náboj s oběma ozubenými koly do potřebných poloh. Tento způsob není možné použít pro zuby se šikmým ozubením a vždy by se musel předlohový hřídel zastavit, aby bylo možné zařadit.

#### **2.1.2 Synchronizační mechanismus**

Tento způsob řazení je proveden pomocí synchronizačního mechanismu, který je uložen na předlohovém hřídeli. Ozubená kola jsou stále v záběru a jsou uložena na ložiskách. Krouticí moment je přenášen na synchronizační člen pomocí drážkování. Při posuvu synchronizačního členu dochází k vyrovnání otáček předlohového hřídele a řazeného ozubeného kola. K přenosu krouticího momentu dochází pomocí evolventního drážkování mezi ozubeným kolem a synchronním mechanismem.

### **2.2 Automatické řazení**

Pro automatické řazení existují dva typy provedení.

#### **2.2.1 Elektromagnetická spojka**

Řazení pomocí elektromagnetických spojek je provedeno tak, že jedna část spojky je připevněna na ozubené kolo, které je uloženo na ložiskách a druhá část je na stálo připevněná k předlohovému hřídeli. Při přivedení proudu elektromagnet generuje magnetické pole, které zajišťuje přenos výkonu. Tento způsob splňuje požadované vlastnosti, ale výrazně by zvětšila rozměry předlohového hřídele a tím i zvětšila ohybové momenty. Také z ekonomického hlediska je nevýhodná, jelikož by byli zapotřebí 2 spojky, které jsou poměrně drahé.

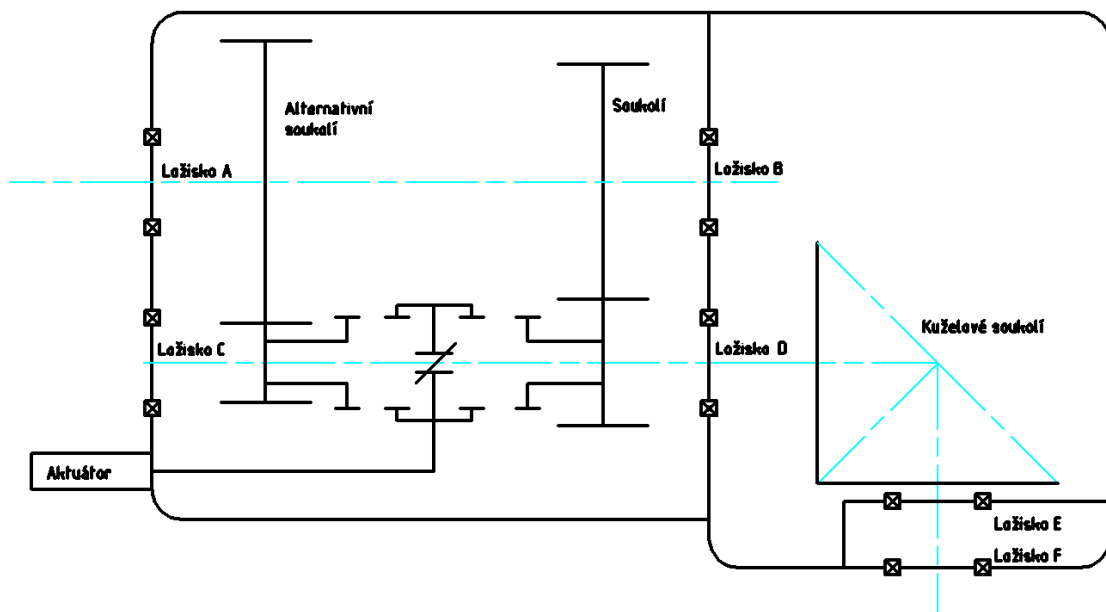
#### **2.2.2 Aktuátor**

Lineárním aktuátorem se nahradí páka, která posouvá řadicím kroužkem. Tento typ automatického řazení lépe splňuje parametry než při použití hydraulického nebo pneumatického pístu.



## 2.3 Výsledné řešení

Pohon je zajištěn elektromotorem od společnosti Siemens. Motor je spojen se vstupním hřídelem pomocí šroubové spojky z důvodu velkého rozdílu průměru vstupního hřídele převodovky a výstupního hřídele motoru. Za předpokladu stejných průměrů hřídelů by byla použita korýtková spojka. Dvoustupňová převodovka je navržena, jak je vyobrazeno na obr. 1. Vstupní hřídel je uložený na kuželkových ložiscích proti sobě k zachycení axiálních sil vzniklých od pastorku kuželového soukolí. Tato ložiska jsou



Obr. 1: Schéma dvoustupňové převodovky

označena jako ložisko E a ložisko F. Předlohový hřídel je uložený na kuličkových ložiscích, které nesou označení ložisko C a ložisko D. Výstupní hřídel je také uložen pouze na kuličkových ložiscích. Tato ložiska jsou označena ložisko A a ložisko B. Všechna tato označení jsou znázorněna na obr. 1.

Z předložených možností řazení vyhovoval nejvíce převod s provedením pomocí synchronního mechanismu díky své levnější konstrukci oproti elektromagnetickým spojkám.

Díky špatné dostupnosti bylo manuální řazení pákou nahrazeno stejnosměrným lineárním aktuátorem, který zajišťuje posuv synchronizačního členu. Aktuátor je připevněn ke konstrukci rámu. Pomocí zabudovaného snímače polohy jsou nastaveny přesné polohy pro řazení. Tyto polohy se ovládají pomocí tlačítek na ovládacím panelu.

Lineární aktuátor (obr. 2) je zařízení, které transformuje rotační pohyb na posuvný. Rotační pohyb je generován elektromotorem napájeným stejnosměrným nebo střídavým proudem. Přeměna pohybu je zajištěna pomocí převodu a závitové tyče. Často se používá jako náhrada za pneumatické nebo hydraulické pohony, jelikož zabírá méně místa, není zapotřebí mít čerpadlo nebo kompresor. Také je bezúdržbový a vyrábí se s krytím až IP69. Napájení



Obr. 2: Lineární aktuátor

stejnosměrných motorů je zajištěno pouze malým napětím a to do 36 V. Zdvih aktuátoru záleží na konstrukci a pohybuje se od desítek milimetrů až po několik set milimetrů. Jako součást elektronické výbavy byl zvolen snímač poloh, aby bylo možné posuv zastavit v potřebných polohách pro zařazení požadovaného převodu. Pro naši práci jsme zvolili aktuátor od firmy SKF řady CAHB. Řada CAHB elektromechanických aktuátorů SKF se vyznačují masivními kovovými ozubenými koly a pláštěm v nerezovém provedení a jsou určeny pro provoz při teplotách od -40 do 85 °C při 25% pracovního cyklu. Elektromechanické aktuátory pro zemědělské stroje, které jsou nabízeny ve dvou řadách - CAHB-20/21 pro středně velká a velká zatížení a CAJB-10 v kompaktním provedení pro aplikace nízkým zatížením – v podstatě nevyžadují údržbu, jsou samosvorné a mají stupeň krytí IP 66 (<http://www.skf.com/cz/products/actuation-systems/linear-actuators/cahb-series/index.html>). Konkrétně byl zvolen **CAHB – 10 – 00A – 100 100 – ABBAPD – 000**, který odpovídá potřebným parametrům a je zobrazen na obr. 3.

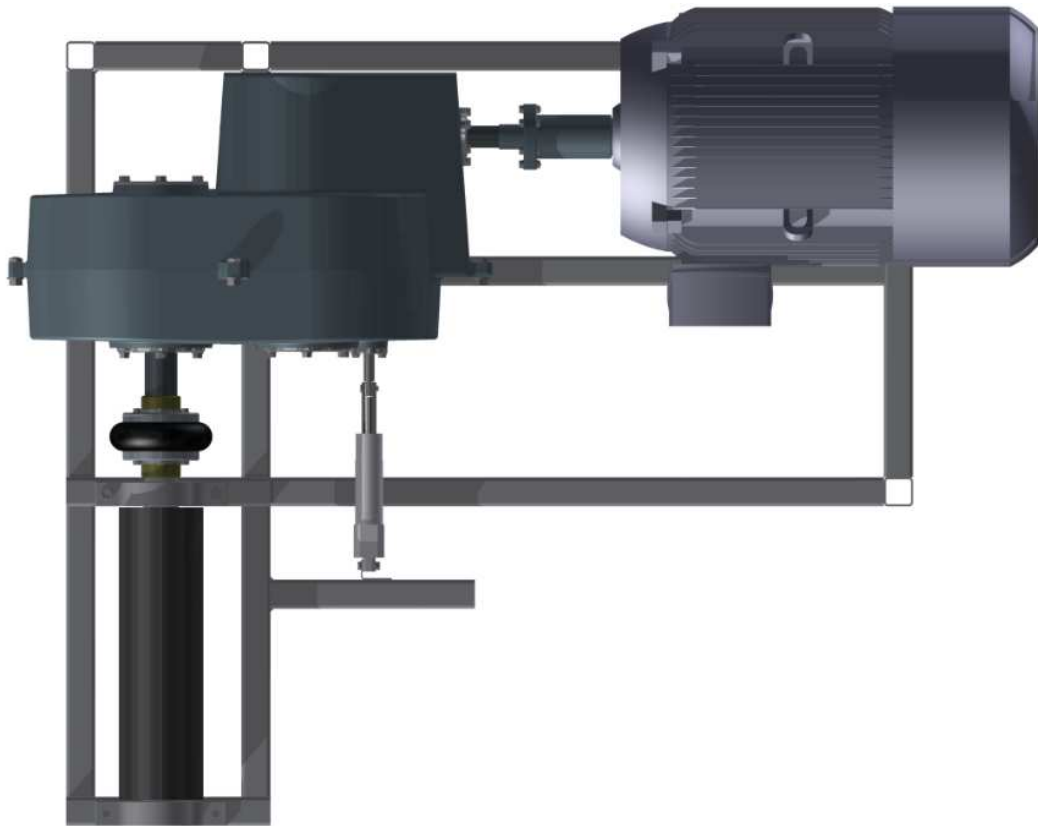


Obr. 3: Aktuátor CAHB – řady 10

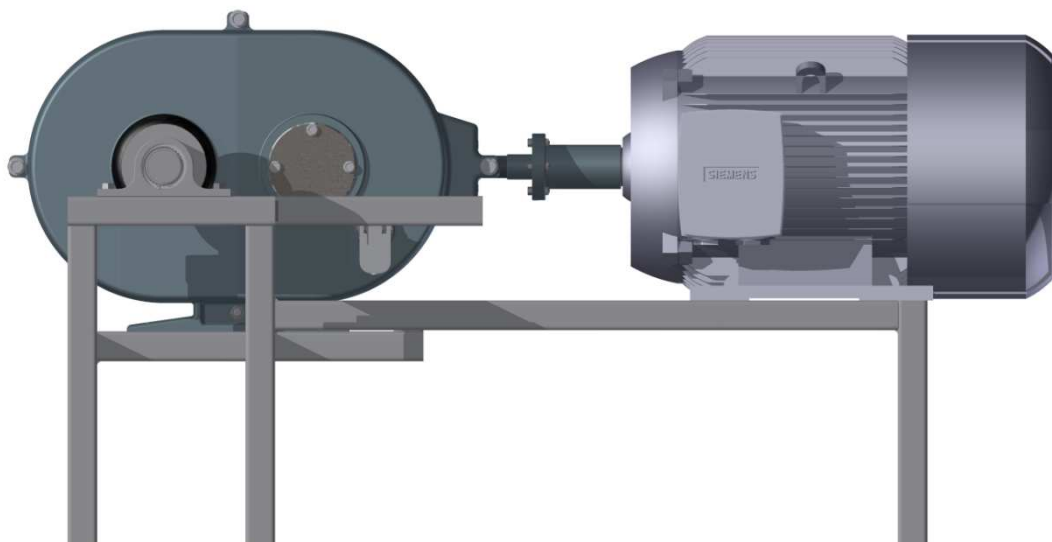
Buben dopravního pásu je uložen na válečkových ložiscích a jsou označena ložisko G a ložisko H. Ta jsou uložena v pouzdrech, která jsou připevněna k rámu. Šířka pásu je 500 milimetrů.

### 3 3D model sestavy pohonné jednotky a výkresy součástí

Všechny vytvořené výkresy jsou přiloženy v přílohách bakalářské práce. Model sestavy pohonného systému je zobrazen na obr. 4 a 5.



*Obr. 5: Půdorys Pohonné jednotky lyžařského pásu*



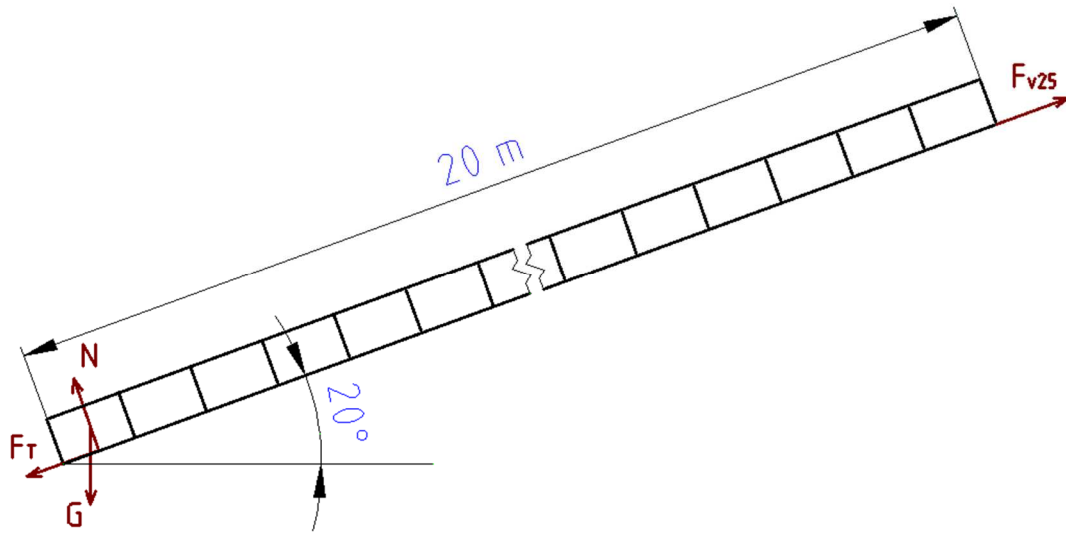
*Obr. 4: Nárys pohonné jednotky lyžařského pásu*

## 4 Navrhování a dimenzování vybraných součástí převodovky

Tato kapitola obsahuje kompletní návrh a výpočty ozubených kol, hřídelů, ložisek, lisovaných spojů, per a drážkování. Na konci kapitoly je vyobrazena kontrola vstupního hřídele metodou MKP. Nárys pohonné jednotky lyžařského pásu.

### 4.1 Výpočet potřebného průměru řemenice pro požadovanou rychlost

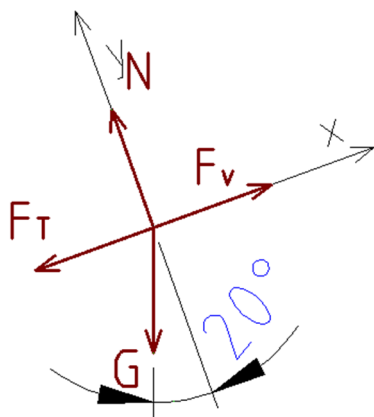
Schéma působení sil při zastavení (obr. 6).



Obr. 6: Schéma působení sil na pás

Počet segmentů je 25.

Výpočet pro jeden segment.



Obr. 7: Silové působení na jednom segmentu.

Při uvažované hmotnosti lyžaře 37,5 kg, váze sportovního vybavení 6 kg a váze, pryžového pásu o délce 0,8m, šířce 0,5 m a tloušťce 3 mm, 0,6kg je výsledná hmotnost na jeden segment rovna 44,1 kg. Součinitel tření mezi podložkou a pásem  $f = 0,2$  a součinitel tření mezi řemenicí a pásem je  $f_1 = 0,5$ .

$$G = m \cdot g \quad (1)$$

$$G = (37,5 + 6 + 0,6) \cdot 9,81 = 441 \text{ N}$$

$$F_T = f \cdot N \quad (2)$$

Z obr. 7 vyplívají rovnice rovnováhy.

$$x: F_T + G \cdot \sin(20^\circ) = F_v \quad (3)$$

$$y: N = G \cdot \cos(20^\circ) \quad (4)$$

$$N = 441 \cdot \cos(20^\circ) = 413,5 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}
F_T &= 0,2 \cdot 413,5 = 82,7 \text{ N} \\
F_{v1} &= F_t + G \cdot \sin(20) \\
F_{v1} &= 82,7 + 150,5 = 233 \text{ N} \\
F_{v25} &= 25 \cdot 233 = 5830 \text{ N}
\end{aligned}
\tag{5}$$

Otáčky výstupního hřídele

$$\begin{aligned}
n_3 &= 416,667 \text{ min}^{-1} \\
\omega_3 &= 2 \cdot \pi \cdot n_3 \\
\omega_3 &= 2 \cdot 3,14 \cdot 416,667/60 = 43,63 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}
\end{aligned}
\tag{6}$$

$$\begin{aligned}
n_{3A} &= 208,333 \text{ min}^{-1} \\
\omega_{3A} &= 2 \cdot \pi \cdot n_{3A} \\
\omega_{3A} &= 2 \cdot 3,14 \cdot 208,333/60 = 21,82 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}
\end{aligned}
\tag{7}$$

Výpočet krouticího momentu

$$P = M \cdot \omega \Rightarrow M = \frac{P}{\omega} \tag{8}$$

$$M_3 = \frac{P}{\omega_3} \tag{9}$$

$$M_3 = \frac{15000}{43,63} = 343,774 \text{ Nm}$$

$$M_{3A} = \frac{P}{\omega_{3A}} \tag{10}$$

$$M_{3A} = \frac{15000}{21,82} = 687,55 \text{ Nm}$$

Rychlost pásu

Rychlost volíme vzhledem k lyžařským schopnostem malých lyžařů  $v_{4A} = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a pro zkušenější lyžaře  $v_4 = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . S pomocí těchto požadovaných rychlostí určíme průměr řemenice.

$$v = \omega \cdot r \Rightarrow r = \frac{v}{\omega} \tag{11}$$

$$r = \frac{v_{4A}}{\omega_{3A}} \tag{12}$$

$$r = \frac{1,25}{21,82} = 0,0575 \text{ m}$$

Výpočet maximální síly pro průměr řemenice dopravního pásu  $d = 115 \text{ mm}$

$$F_3 = \frac{M_3}{r} = \frac{343,774 \cdot 2}{0,115} \tag{13}$$

$$F_3 = 5979 \text{ N při rychlosti pásu } v_4 = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$F_{3A} = \frac{M_{3A}}{r} = \frac{687,55 \cdot 2}{0,115} \tag{14}$$

$$F_{3A} = 11957 \text{ N při rychlosti pásu } v_{4A} = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

## 4.2 Převodové poměry a krouticí momenty

Celkový převodový poměr

$$i_c = \frac{n_{vs}}{n_v} \quad (15)$$

$$i_c = \frac{1250}{416} = 3$$

$$i_{ca} = \frac{n_{vs}}{N_{vA}} \quad (17)$$

$$i_{ca} = \frac{1250}{208} = 6$$

Převodové poměry a otáčky hřídelů

$$i_c = i \cdot i_2 = 3, \quad i_{cA} = i \cdot i_{2A} = 6 \quad (17),(18)$$

$$i = 1,5 \quad i_2 = 2 \quad i_{2A} = 4$$

$$n_2 = \frac{n_{vs}}{i} \quad (19)$$

$$n_2 = \frac{1250}{1,5} = 833,33 \text{ min}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_2} \quad (20)$$

$$n_3 = \frac{833,333}{2} = 416,667 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{3A} = \frac{n_2}{i_{2A}} \quad (21)$$

$$n_{3A} = \frac{833,333}{4} = 208,333 \text{ min}^{-1}$$

Výpočet krouticích momentů

$$M_{k1} = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \quad (22)$$

$$M_{k1} = \frac{30 \cdot 15000}{3,1415 \cdot 1250} = 114,592 \text{ Nm}$$

$$M_{k2} = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} \quad (23)$$

$$M_{k2} = \frac{30 \cdot 15000}{3,1415 \cdot 833,333} = 171,887 \text{ Nm}$$

$$M_{k3} = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_3} \quad (24)$$

$$M_{k3} = \frac{30 \cdot 15000}{3,1415 \cdot 416,667} = 343,775 \text{ Nm}$$

$$M_{k3A} = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_{3A}} \quad (25)$$

$$M_{k3A} = \frac{30 \cdot 15000}{3,1415 \cdot 208,333} = 687,549 \text{ Nm}$$

## 4.3 Kuželové soukolí se šikmými zuby

Toto soukolí bude v záběru po celých 8000 pracovních hodin.

### 4.3.1 Návrh modulu

Materiál pastorku a kola: zušlechtěná ocel 14 140

$$R_e = 637 \text{ MPa}, R_m = 883 \text{ MPa}, \sigma_{Hlim} = 690 \text{ MPa}, \sigma_{Flim} = 512 \text{ MPa}$$

$$m_{mn} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1} \cdot \cos^2(\delta_1)}{\psi_m \cdot z_1^2 \cdot \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{S_H}\right)^2} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad (26)$$

Pro šikmé zuby:

$$f_H = 69 \text{ MPa}$$

$$M_{k1} = 114600 \text{ Nmm}$$

$$\psi_m = \frac{b_w}{m_{mn}} = \text{volím } 8$$

$$S_H = 1,25$$

$$z_1 = 30$$

$$K_H = \text{volím } 1,7$$

$$m_{mn} = 69 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,7 \cdot 114600 \cdot \cos^2(33,69)}{8 \cdot 30^2 \cdot \left(\frac{690}{1,25}\right)^2} \cdot \frac{1,5+1}{1,5}} = 3,16 \text{ mm}$$

volím

$$m_{et} = 4 \text{ mm}$$

$$b = 32 \text{ mm}$$

### 4.3.2 Základní rozměry pastorku

Normálový vnější modul

$$m_{en} = m_{et} \cdot \cos(\delta_1) \quad (27)$$

$$m_{en} = 4 \cdot \cos(33,69) = 3,76$$

Normálový modul na středu kola

$$m_{mn} = m_{et} - b \cdot \sin(\delta_1) \quad (28)$$

$$m_{mn} = 4 - 32 \cdot \sin(33,69) = 3,41 \text{ mm}$$

Vnější roztečný průměr

$$d_{e1} = m_{et} \cdot z_1 \quad (29)$$

$$d_{e1} = 4 \cdot 30 = 120 \text{ mm}$$

Střední roztečný průměr

$$d_{m1} = m_{mn} \cdot z_1 \cdot \cos(\beta_m) \quad (30)$$

$$d_{m1} = 3,41 \cdot 30 \cdot \cos(20) = 102,25 \text{ mm}$$

Vnější délka površky kužele

$$R_{e1} = m_{et} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (31)$$

$$R_{e1} = 4 \cdot \sqrt{30^2 + 45^2} = 59,44 \text{ mm}$$

Úhel sklonu zubu na vnější kružnici

$$\beta_e = \arcsin\left(\frac{\frac{d_{m1}}{2} \cdot \sin(\beta_m)}{\frac{d_{e1}}{2}}\right) \quad (32)$$

$$\beta_e = \arcsin\left(\frac{\frac{102,25}{2} \cdot \sin(20)}{\frac{120}{2}}\right) = 16,94^\circ$$

Čelní úhel záběru

$$\alpha_1 = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta_m)}\right) \quad (33)$$

$$\alpha_1 = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(20)}\right) = 21,17^\circ$$

Výška hlavy zubu

$$h_{ae1} = 4 \text{ mm}$$

Průměr vnější hlavové kružnice

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos(\delta_1) \quad (34)$$

$$d_{ae1} = 120 + 2 \cdot 4 \cdot \cos(33,31) = 126,66 \text{ mm}$$

Průměr střední hlavové kružnice

$$d_{am1} = d_{m1} + 2 \cdot m_{mn} \cdot \cos(\delta_1) \quad (35)$$

$$d_{am1} = 102,25 + 2 \cdot 3,41 \cdot \cos(33,31) = 107,92 \text{ mm}$$

Počet zubů virtuálního kola

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} = 36 \quad (36)$$

Virtuální úhel sklonu zubů

$$\beta_{vB} = \arcsin(\sin(\beta_m) \cdot \sin(\alpha_n)) \quad (37)$$

$$\beta_{vB} = \arcsin(\sin(20) \cdot \sin(20)) = 18,75^\circ$$

Virtuální úhel záběru

$$\alpha_{vt} = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta_m)}\right) \quad (38)$$

$$\alpha_{vt} = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(20)}\right) = 21,17^\circ$$

Virtuální převodový poměr

$$i_v = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2 = 2,25 \quad (39)$$

Roztečný průměr virtuálního ozubeného kola

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos(\delta_1)} \quad (40)$$

$$d_{v1} = \frac{102,25}{\cos(33,69)} = 122,89 \text{ mm}$$

Virtuální hlavový průměr



$$d_{va1} = d_{v1} + 2 \cdot m_{mn} \quad (41)$$

$$d_{va1} = 122,89 + 2 \cdot 3,41 = 129,71 \text{ mm}$$

Virtuální patní průměr

$$d_{vb1} = d_{v1} \cdot \cos(\alpha_n) \quad (42)$$

$$d_{vb1} = 122,89 \cdot \cos(20) = 115,48 \text{ mm}$$

Virtuální čelní modul

$$m_{vt} = \frac{d_{v1}}{z_{v1}} \quad (43)$$

$$m_{vt} = \frac{122,89}{36} = 3,41 \text{ mm}$$

Virtuální modul normálový

$$m_{vm} = m_{mt} = 3,63 \quad (44)$$

### 4.3.3 Základní rozměry kola

Vnější roztečný průměr

$$d_{e2} = m_{et} \cdot z_2 \quad (45)$$

$$d_{e2} = 4 \cdot 45 = 180 \text{ mm}$$

Střední roztečný průměr

$$d_{m2} = m_{mn} \cdot z_2 \cdot \cos(\beta_m) \quad (46)$$

$$d_{m2} = 3,41 \cdot 45 \cdot \cos(20) = 153,4 \text{ mm}$$

Vnější délka povrchy kužele

$$R_{e2} = 0,5 \cdot d_{e2} - \sin(\delta_2) \quad (47)$$

$$R_{e2} = 0,5 \cdot 180 - \sin(56,31) = 89,17 \text{ mm}$$

Úhel sklonu zubu na vnější kružnici

$$\beta_e = \arcsin\left(\frac{\frac{d_{m2}}{2} \cdot \sin(\beta_m)}{\frac{d_{e2}}{2}}\right) \quad (49)$$

$$\beta_e = \arcsin\left(\frac{\frac{153,4}{2} \cdot \sin(20)}{\frac{180}{2}}\right) = 16,94^\circ$$

Čelní úhel záběru

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta_m)}\right) \quad (50)$$

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(20)}\right) = 21,17^\circ$$

Výška hlavy zubu

$$h_{ae1} = 4 \text{ mm}$$

Průměr vnější hlavové kružnice

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos(\delta_2) \quad (51)$$

$$d_{ae2} = 180 + 2 \cdot 4 \cdot \cos(56,31) = 184,44 \text{ mm}$$

Průměr střední hlavové kružnice

$$d_{am2} = d_{m2} + 2 \cdot m_{mn} \cdot \cos(\delta_2) \quad (52)$$

$$d_{am2} = 153,4 + 2 \cdot 3,41 \cdot \cos(56,31) = 157,16 \text{ mm}$$

Počet zubů virtuálního kola

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} = 81 \quad (53)$$

Virtuální úhel sklonu zubů

$$\beta_{vB} = \arcsin(\sin(\beta_m) \cdot \sin(\alpha_n)) \quad (54)$$

$$\beta_{vB} = \arcsin(\sin(20) \cdot \sin(20)) = 18,75^\circ$$

Virtuální úhel záběru

$$\alpha_{vt} = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta_m)}\right) \quad (55)$$

$$\alpha_{vt} = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(20)}\right) = 21,17^\circ$$

Roztečný průměr virtuálního ozubeného kola

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos(\delta_2)} \quad (56)$$

$$d_{v2} = \frac{153,4}{\cos(56,31)} = 276,5 \text{ mm}$$

Virtuální hlavový průměr

$$d_{va2} = d_{v2} + 2 \cdot m_{mn} \quad (57)$$

$$d_{va2} = 276,5 + 2 \cdot 3,41 = 283,32 \text{ mm}$$

Virtuální patní průměr

$$d_{vb2} = d_{v2} \cdot \cos(\alpha_n) \quad (58)$$

$$d_{vb2} = 276,5 \cdot \cos(20) = 259,83 \text{ mm}$$

#### 4.3.4 Základní rozměry soukolí

Virtuální vzdálenost kol

$$a_v = 0,5 \cdot (d_{v1} + d_{v2}) \quad (59)$$

$$a_v = 0,5 \cdot (122,89 + 276,5) = 199,7 \text{ mm}$$

Součinitel záběru virtuálního soukolí

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} - 2 \cdot a_v \cdot \sin(\alpha_{vt})}{2 \cdot \pi \cdot m_{vt} \cdot \cos(\alpha_{vt})} \quad (60)$$

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{\sqrt{129,71^2 - 115,48^2} + \sqrt{283,3^2 - 259,8^2} - 2 \cdot 199,7 \cdot \sin(20)}{2 \cdot \pi \cdot 3,41 \cdot \cos(20)}$$

$$\varepsilon_{v\alpha} = 1,307$$

Součinitel kroku virtuálního soukolí

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{0,85 \cdot b \cdot \sin(\beta_m)}{\pi \cdot m_{mn}} \quad (61)$$

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{0,85 \cdot 32 \cdot \sin(20)}{\pi \cdot 3,41} = 0,87$$

Celkový součinitel záběru virtuálního soukolí

$$\varepsilon_v = \varepsilon_{v\alpha} + \varepsilon_{v\beta} \quad (62)$$

$$\varepsilon_v = 1,307 + 0,87 = 2,18$$

### 4.3.5 Pevnostní analýza

Střední obvodová síla

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{m1}} \quad (63)$$

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot 114,592}{0,1022} = 2241,4 \text{ N}$$

Střední osová a radiální síla

$$F_{am1} = F_{tm} \cdot \left( \operatorname{tg} \alpha_m \cdot \frac{\sin(\delta_1)}{\cos(\beta_m)} + \operatorname{tg}(\beta_m) \cdot \cos(\delta_1) \right) = 1160,362 \text{ N} \quad (64)$$

$$F_{rm1} = F_{tm} \cdot \left( \operatorname{tg} \alpha_m \cdot \frac{\cos(\delta_1)}{\cos(\beta_m)} - \operatorname{tg}(\beta_m) \cdot \sin(\delta_1) \right) = 139,69 \text{ N} \quad (65)$$

#### 4.3.5.1 Pastorek

Kontrola na dotyk

Součinitel přídavných zatížení

$$k_H \approx K_F = k_A \cdot k_v \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \quad (66)$$

Součinitel plynulosti chodu

$$K_A = 1$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

$$K_{H\alpha} = 1,1$$

Součinitel rychlosti

$$k_v = \left( \frac{k_p \cdot b_w}{k_A \cdot F_{tm}} + k_Q \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1 + i^2}} \quad (67)$$

Střední obvodová rychlost kola

$$v = \omega \cdot \frac{d_m}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot \frac{d_m}{2} \quad (68)$$

$$v = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1250}{60} \cdot \frac{0,1022}{2} = 6,69 \text{ m/s}$$

Pomocné součinitele:

$$k_p = 23,87$$

$$k_Q = 0,0087$$

$$k_v = \left( \frac{23,87 \cdot 0,032}{1 \cdot 2560,7} + 0,0087 \right) \cdot \frac{30 \cdot 6,69}{100} \cdot \sqrt{\frac{1,5^2}{1+1,5^2}} = 1,24$$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu

$$k_{H\beta} = 1,18$$

$$k_H \approx K_F = k_A \cdot k_v \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} = 1 \cdot 1,24 \cdot 1,1 \cdot 1,18 = 1,61$$

$$\sigma_H = Z_B \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{v\alpha} \cdot Z_\beta \cdot Z_k \cdot \sqrt{\frac{F_{tm} \cdot k_H}{d_{m1} \cdot b} \cdot \frac{i+1}{1}} \quad (69)$$

$$Z_k = 0,85$$

$$Z_\beta = \sqrt{\cos(\beta_m)} = 0,97 \quad (70)$$

$$Z_H = 2,4$$

$$Z_E = 190$$

$$Z_{v\alpha} = 0,7$$

Součinitel jednorázového záběru pastorku

$$Z_B = \frac{\operatorname{tg}(\alpha_v)}{\sqrt{\left[ \sqrt{\left( \frac{d_{va1}}{d_{vb1}} \right)^2 - 1 - \frac{2 \cdot \pi}{z_{v1}}} \right] \cdot \left[ \sqrt{\left( \frac{d_{va2}}{d_{vb2}} \right)^2 - 1 - \frac{(\varepsilon_{\alpha v} - 1) \cdot 2 \cdot \pi}{z_{v2}}} \right]}} \quad (71)$$

$$Z_B = \frac{\operatorname{tg}(20)}{\sqrt{\left[ \sqrt{\left( \frac{129,7}{115,47} \right)^2 - 1 - \frac{2 \cdot \pi}{36}} \right] \cdot \left[ \sqrt{\left( \frac{283,3}{259,82} \right)^2 - 1 - \frac{(1,306 - 1) \cdot 2 \cdot \pi}{81,12}} \right]}} =$$

$$Z_B = 1,52$$

$$\sigma_H = 1,52 \cdot 2,4 \cdot 190 \cdot 0,7 \cdot 0,97 \cdot 0,85 \cdot \sqrt{\frac{2241,7 \cdot 1,61}{0,1022 \cdot 0,032} \cdot \frac{1,5+1}{1}} = 330,94 \text{ MPa}$$

Únavová bezpečnost v ohybu

$$S_{H12} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L}{\sigma_H} \quad (72)$$

$$S_{H12} = \frac{690 \cdot 0,85}{330,94} = 1,77$$

Kontrola na ohyb

Ohybové napětí

$$\sigma_F = \frac{F_{tm}}{b_w \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_K \cdot Y_{FS} \cdot Y_{v\varepsilon} \cdot Y_{v\beta} \quad (73)$$

$$b_w = 0,85 \cdot b = 0,85 \cdot 32 = 27,2 \quad (74)$$

$$K_F = 1,61$$

$$Y_K = 1$$

$$Y_{FS} = 3,9$$

$$Y_{v\varepsilon} = 0,2 \cdot \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} = 0,2 \cdot \frac{0,8}{1,3} = 0,81$$

$$Y_{v\beta} = 0,87$$

$$\sigma_F = \frac{2241,7}{27,2 \cdot 3,41} \cdot 1,61 \cdot 1 \cdot 3,9 \cdot 0,81 \cdot 0,87 = 107,05 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_F} \quad (75)$$

$$Y_x = 1$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_F} = \frac{512 \cdot 1}{107,5} = 4,78$$

#### 4.3.5.2 Kolo

Kontrola na dotyk

Součinitel přídavných zatížení

$$k_H \approx K_F = k_A \cdot k_v \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \quad (76)$$

Součinitel plynulosti chodu

$$K_A = 1$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

$$K_{H\alpha} = 1,1$$

Součinitel rychlosti

$$k_v = \left( \frac{k_p \cdot b_w}{k_A \cdot F_{tm}} + k_Q \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \quad (77)$$

Střední obvodová rychlost kola

$$v = \omega \cdot \frac{d_m}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot \frac{d_m}{2} \quad (78)$$

$$v = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1250}{60} \cdot \frac{0,1022}{2} = 6,69 \text{ m/s}$$

Pomocné součinitele:

$$k_p = 23,87$$

$$k_Q = 0,0087$$

$$k_v = \left( \frac{23,87 \cdot 0,032}{1 \cdot 2560,7} + 0,0087 \right) \cdot \frac{30 \cdot 6,69}{100} \cdot \sqrt{\frac{1,5^2}{1+1,5^2}} = 1,24$$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu

$$k_{H\beta} = 1,18$$

$$k_H \approx K_F = k_A \cdot k_v \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} = 1 \cdot 1,24 \cdot 1,1 \cdot 1,18 = 1,61$$

$$\sigma_H = Z_D \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{v\alpha} \cdot Z_\beta \cdot Z_k \cdot \sqrt{\frac{F_{tm} \cdot k_H}{d_{m2} \cdot b} \cdot \frac{i+1}{1}} \quad (79)$$

$$Z_k = 0,85$$

$$Z_\beta = \sqrt{\cos(\beta_m)} = 0,97 \quad (80)$$

$$Z_H = 2,4$$

$$Z_E = 190$$

$$Z_{v\alpha} = 0,7$$

Součinitel jednorázového záběru pastorku

$$Z_D = \frac{tg(\alpha_v)}{\sqrt{\left[ \sqrt{\left( \frac{d_{va2}}{d_{vb2}} \right)^2 - 1 - \frac{2 \cdot \pi}{Z_{v2}}} \right] \cdot \left[ \sqrt{\left( \frac{d_{va1}}{d_{vb1}} \right)^2 - 1 - \frac{(\varepsilon_{\alpha v} - 1) \cdot 2 \cdot \pi}{Z_{v1}}} \right]}} \quad (81)$$

$$= \frac{tg(20)}{\sqrt{\left[ \sqrt{\left( \frac{283,3}{259,82} \right)^2 - 1 - \frac{2 \cdot \pi}{81,12}} \right] \cdot \left[ \sqrt{\left( \frac{129,7}{115,47} \right)^2 - 1 - \frac{(1,306 - 1) \cdot 2 \cdot \pi}{36}} \right]}} =$$

$$Z_D = 0,899$$

$$\sigma_H = 0,899 \cdot 2,4 \cdot 190 \cdot 0,7 \cdot 0,97 \cdot 0,85 \cdot \sqrt{\frac{2241,7 \cdot 1,61}{0,15337 \cdot 0,032} \cdot \frac{1,5+1}{1}} = 130,47 \text{ MPa}$$

Únavová bezpečnost v ohybu

$$S_{H12} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L}{\sigma_H} \quad (82)$$

$$Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L = 0,85 \text{ pro zušlechťená frézovaná kola}$$

$$S_{H12} = \frac{690 \cdot 0,85}{330,94} = 4,49$$

Kontrola na ohyb

Ohybové napětí

$$\sigma_F = \frac{F_{tm}}{b_w \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_K \cdot Y_{FS} \cdot Y_{v\varepsilon} \cdot Y_{v\beta} \quad (83)$$

$$b_w = 0,85 \cdot b = 0,85 \cdot 32 = 27,2 \quad (84)$$

$$K_F = 1,61$$

$$Y_K = 1$$

$$Y_{FS} = 3,75$$

$$Y_{v\varepsilon} = 0,2 \cdot \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} = 0,2 \cdot \frac{0,8}{1,3} = 0,81$$

$$Y_{v\beta} = 0,87$$

$$\sigma_F = \frac{2241,7}{27,2 \cdot 3,41} \cdot 1,61 \cdot 1 \cdot 3,75 \cdot 0,81 \cdot 0,87 = 102,93 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_F} \quad (85)$$

$$Y_x = 1$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_F} = \frac{512 \cdot 1}{102,93} = 4,97$$

#### 4.4 Čelní soukolí se šikmými zuby

Toto soukolí je v záběru 50% pracovního času což odpovídá 4000 hodin.

Materiál pastorku a kola: konstrukční karbonitridovaná ocel 12 061

$$R_e = 380 \text{ MPa}, R_m = 660 \text{ MPa}, \sigma_{Hlim} = 800 \text{ MPa}, \sigma_{Flim} = 650 \text{ MPa}$$

##### 4.4.1 Návrh modulu

Návrh na dotyk

$$m_{n2} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{k_H \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_{21}^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_2 + 1}{i_2}} \quad (86)$$

$$f_H = 69 \text{ MPa}$$

$$\psi_m = 16$$

$$K_A = 1$$

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

$$k_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,2 = 1,2 \quad (87)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 800 = 640 \quad (88)$$

$$M_{k2} = 171890 \text{ Nmm}$$

$$i_2 = 2$$

$$m_{n2} = 69 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 171890}{16 \cdot 36^2 \cdot 640^2} \cdot \frac{2+1}{2}} = 2,29 \text{ mm}$$

Návrh na ohyb

$$m_{n2} = 1,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_{21} \cdot \sigma_{FP}}} \quad (89)$$

$$K_F = k_H = 1,2$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Hlim} = 480 \text{ MPa} \quad (90)$$

$$m_{n2} = 1,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 171890}{16 \cdot 36 \cdot 480}} = 1,63 \text{ mm}$$

Volím  $m_{n2} = 3,5 \text{ mm}$

##### 4.4.2 Základní rozměry pastorku

$$\alpha_n = 20^\circ, \beta = 18^\circ, m_{n2} = 3,5 \text{ mm}, a_w = 200 \text{ mm}$$

Modul v čelní rovině

$$m_{t2} = \frac{m_{n2}}{\cos(\beta)} \quad (91)$$

$$m_{t2} = \frac{3,5}{\cos(18)} = 3,68 \text{ mm}$$

Počet zubů virtuálního kola

$$z_{v21} = \frac{z_{21}}{\cos^3(\beta)} \quad (92)$$

$$z_{v21} = \frac{36}{\cos^3(18)} = 41,85$$

Normálová rozteč

$$p_{n2} = \pi \cdot m_{n2} = 11 \text{ mm} \quad (93)$$

Čelní rozteč

$$p_{t2} = \pi \cdot m_{t2} = \pi \cdot 3,68 = 11,56 \text{ mm} \quad (94)$$

Čelní úhel záběru

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) \quad (95)$$

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(18)}\right) = 20,94^\circ$$

Základní čelní rozteč

$$p_{tb2} = p_{t2} \cdot \cos(\alpha_t) \quad (96)$$

$$p_{tb2} = 11,56 \cdot \cos(20,94) = 10,8 \text{ mm}$$

Roztečný průměr

$$d_{21} = z_{21} \cdot m_{t2} \quad (97)$$

$$d_{21} = 36 \cdot 3,68 = 132,48 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice

$$d_{b21} = d_{21} \cdot \cos(\alpha_t) \quad (98)$$

$$d_{b21} = 132,48 \cdot \cos(20,94) = 123,73 \text{ mm}$$

#### 4.4.3 Základní rozměry kola

Počet zubů virtuálního kola

$$z_{v22} = \frac{z_{22}}{\cos^3(\beta)} \quad (99)$$

$$z_{v22} = \frac{72}{\cos^3(18)} = 83,7$$

Roztečný průměr

$$d_{22} = z_{22} \cdot m_{t2} \quad (100)$$

$$d_{22} = 72 \cdot 3,68 = 264,97 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice

$$d_{b22} = d_{22} \cdot \cos(\alpha_t) \quad (101)$$

$$d_{b22} = 264,97 \cdot \cos(20,94) = 247,47 \text{ mm}$$

Průměr valivé kružnice

$$d_{w21} = \frac{2 \cdot a_w}{i_2 + 1} = \frac{2 \cdot 200}{2 + 1} = 133,33 \text{ mm} \quad (102)$$



$$d_{w22} = 2 \cdot a_w - d_{w21} = 266,67 \text{ mm} \quad (103)$$

#### 4.4.4 Základní rozměry soukolí

Teoretická vzdálenost os

$$a_2 = \frac{d_{21} + d_{22}}{2} \quad (104)$$

$$a_2 = \frac{132,48 + 247,47}{2} = 198,73 \text{ mm}$$

Provozní úhel záběru

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{m_{t2} \cdot (z_{21} + z_{22})}{2 \cdot a_w} \cdot \cos(\alpha_t)\right) \quad (105)$$

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{3,68 \cdot (36 + 72)}{2 \cdot 200} \cdot \cos(20,94)\right) = 21,88^\circ$$

Součinitel jednotkových posunutí

$$\text{inv}\alpha_{tw} = 0,019701$$

$$\text{inv}\alpha_t = 0,017196$$

$$x_{21} + x_{22} = \frac{\text{inv}\alpha_{tw} - \text{inv}\alpha_t}{2 \cdot \text{tg}(\alpha_n)} \cdot (z_{21} + z_{22}) \quad (106)$$

$$x_{21} + x_{22} = \frac{0,019701 - 0,017196}{2 \cdot \text{tg}(20)} \cdot (36 + 72) = 0,372 \text{ mm}$$

$$\frac{x_{21}}{x_{22}} = \frac{z_{22}}{z_{21}} \Rightarrow x_{21} = 0,1239 \quad (107)$$

Součinitel posunutí

$$\Delta y = (x_{21} + x_{22}) - \frac{2 \cdot a_w}{m_{n2}} \quad (108)$$

$$\Delta y = 0,372 - \frac{2 \cdot 200}{3,5} = 0,0078 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice pastorku

$$d_{a21} = d_{21} + 2 \cdot m_{n2} \cdot (1 + x_1 - \Delta y) \quad (109)$$

$$d_{a21} = 266,67 + 2 \cdot 3,5 \cdot (1 + 0,1239 - 0,0078) =$$

$$d_{a21} = 274,59 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice pastorku

$$d_{f21} = d_{21} + 2,5 \cdot m_{n2} \cdot (1 - x_1) \quad (110)$$

$$d_{f21} = 266,67 - 2,5 \cdot 3,5 \cdot (1 - 0,1239) = 260,1 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice kola

$$d_{a22} = d_{22} + 2 \cdot m_{n2} \cdot (1 + x_1 - \Delta y) \quad (111)$$

$$d_{a22} = 264,97 + 2 \cdot 3,5 \cdot (1 + 0,1239 - 0,0078) =$$

$$d_{a22} = 272,78 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice kola

$$d_{f22} = d_{22} + 2,5 \cdot m_{n2} \cdot (1 - x_1) \quad (112)$$

$$d_{f22} = 264,97 - 2,5 \cdot 3,5 \cdot (1 - 0,1239) = 257,3 \text{ mm}$$

Součinitel záběru profilu

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \frac{\sqrt{d_{a21}^2 - d_{b21}^2} + \sqrt{d_{a22}^2 - d_{b22}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin(\alpha_{tw})}{2 \cdot p_{tb2}} \quad (113)$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \frac{\sqrt{140,27^2 - 127,73^2} + \sqrt{272,78^2 - 247,47^2} - 2 \cdot 200 \cdot \sin(21,88)}{2 \cdot 10,8} =$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = 2,42$$

Součinitel kroku zubu

$$\varepsilon_{\beta 2} = \frac{b_2 \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m_{n2}} \quad (114)$$

$$\varepsilon_{\beta 2} = \frac{30 \cdot \sin(18)}{\pi \cdot 3,5} = 0,84$$

Celkový součinitel záběru

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{\alpha 2} + \varepsilon_{\beta 2} \quad (115)$$

$$\varepsilon_2 = 2,42 + 0,84 = 3,27$$

#### 4.4.5 Pevnostní kontrola pastorku

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{21}} \quad (116)$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 117890}{132,48} = 2595 \text{ N}$$

Únavová únosnost

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{b \cdot d_{21}} \cdot \frac{i_2 + 1}{1}} \quad (117)$$

Součinitel tvaru zubu

$$Z_E = 2,05$$

Součinitel mechanických vlastností materiálu

$$Z_H = 190$$

Součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů

$$Z_\varepsilon = 0,65$$

$$\sigma_{HO} = 2,05 \cdot 190 \cdot 0,65 \cdot \sqrt{\frac{2595}{0,03 \cdot 132,48} \cdot \frac{2+1}{1}} = 250,33 \text{ MPa}$$

Výpočtové napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \quad (118)$$

$$K_H = k_A \cdot k_v \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} = 1 \cdot 1,53 \cdot 1,1 \cdot 1,5 = 2,53 \quad (119)$$

$$\sigma_H = 250,33 \cdot \sqrt{2,53} = 398 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti tvorbě pittingu

$$S_{Hc12} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{800}{398} \cdot 1 = 2 \quad (120)$$

Statická únosnost

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{2 \cdot K_H} = 250,33 \cdot \sqrt{2 \cdot 2,53} = 562,95 \text{ MPa} \quad (121)$$

$$\sigma_{HPmax} = 3 \cdot VHV = 3 \cdot 500 = 1500 > \sigma_{Hmax} = 562,95 \quad (122)$$

=> *vyhovuje*

#### 4.4.6 Pevnostní kontrola kola

Únavová únosnost

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{b \cdot d_{21}} \cdot \frac{i_2 + 1}{1}} \quad (123)$$

Součinitel tvaru zubu

$$Z_E = 2,05$$

Součinitel mechanických vlastností materiálu

$$Z_H = 190$$

Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů

$$Z_\varepsilon = 0,67$$

$$\sigma_{HO} = 2,05 \cdot 190 \cdot 0,67 \cdot \sqrt{\frac{2595}{0,03 \cdot 132,48} \cdot \frac{2+1}{1}} = 182,6 \text{ MPa}$$

Výpočtové napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \quad (124)$$

$$K_H = k_A \cdot k_v \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} = 1 \cdot 2,058 \cdot 1,1 \cdot 1,5 = 3,39 \quad (125)$$

$$\sigma_H = 182,6 \cdot \sqrt{2,53} = 336,5 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti tvorbě pittingu

$$S_{Hc12} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{800}{336,5} \cdot 1 = 2,37 \quad (126)$$

Statická únosnost

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{2 \cdot K_H} = 182,6 \cdot \sqrt{2 \cdot 3,39} = 475,9 \text{ MPa} \quad (127)$$

$$\sigma_{HPmax} = 3 \cdot VHV = 3 \cdot 500 = 1500 > \sigma_{Hmax} = 475,9 \quad (128)$$

=> *vyhovuje*

#### 4.5 Alternativní čelní soukolí se šikmými zuby

Toto soukolí je v záběru 50% pracovního času což odpovídá 4000 hodin.

Materiál pastorku a kola alternativního soukolí:

konstrukční karbonitridovaná ocel 12 061

$$R_e = 380 \text{ MPa}, R_m = 660 \text{ MPa}, \sigma_{Hlim} = 800 \text{ MPa}, \sigma_{Flim} = 650 \text{ MPa}$$

#### 4.5.1 Návrh modulu

Návrh na dotyk

$$m_{n2A} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{k_H \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_{2a1}^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{2a} + 1}{i_{2a}}} \quad (129)$$

$$f_H = 69 \text{ MPa}$$

$$\psi_m = 12$$

$$K_A = 1$$

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

$$k_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,2 = 1,2 \quad (130)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 800 = 640 \quad (131)$$

$$M_{k2} = 171890 \text{ Nmm}$$

$$i_{2a} = 4$$

$$z_{2a1} = 19$$

$$m_{n2A} = 69 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 171890}{12 \cdot 19^2 \cdot 640^2} \cdot \frac{4+1}{4}} = 3,62 \text{ mm}$$

Návrh na ohyb

$$m_{n2A} = 1,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_{2a1} \cdot \sigma_{FP}}} \quad (132)$$

$$K_F = k_H = 1,2$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Hlim} = 480 \text{ MPa} \quad (133)$$

$$m_{n2A} = 1,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 171890}{16 \cdot 19 \cdot 480}} = 2,02 \text{ mm}$$

Volím  $m_{n2A} = 4 \text{ mm}$

Pastorek soukolí se šikmým ozubením 2

$$\alpha_n = 20^\circ, \beta = 18^\circ, m_{n2A} = 4 \text{ mm}, a_w = 200 \text{ mm}$$

Modul v čelní rovině

$$m_{t2A} = \frac{m_{n2A}}{\cos(\beta)} \quad (134)$$

$$m_{t2A} = \frac{4}{\cos(18)} = 4,21 \text{ mm}$$

#### 4.5.2 Základní rozměry pastorku

Počet zubů virtuálního kola

$$z_{v21A} = \frac{z_{21a}}{\cos^3(\beta)} \quad (135)$$

$$z_{v21A} = \frac{19}{\cos^3(18)} = 22$$

Normálová rozteč

$$p_{n2A} = \pi \cdot m_{n2A} = \pi \cdot 4 = 12,57 \text{ mm} \quad (136)$$

Čelní rozteč

$$p_{t2A} = \pi \cdot m_{t2A} = \pi \cdot 4,21 = 13,2 \text{ mm} \quad (137)$$

Čelní úhel záběru

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) \quad (138)$$

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(18)}\right) = 20,94^\circ$$

Základní čelní rozteč

$$p_{tb2A} = p_{t2A} \cdot \cos(\alpha_t) \quad (139)$$

$$p_{tb2A} = 13,2 \cdot \cos(20,94) = 12,34 \text{ mm}$$

Roztečný průměr

$$d_{21A} = z_{21A} \cdot m_{t2A} \quad (140)$$

$$d_{21A} = 19 \cdot 4,21 = 79,91 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice

$$d_{b21A} = d_{21A} \cdot \cos(\alpha_t) \quad (141)$$

$$d_{b21A} = 79,91 \cdot \cos(20,94) = 74,63 \text{ mm}$$

### 4.5.3 Základní rozměry kola

Počet zubů virtuálního kola

$$z_{v22A} = \frac{z_{22a}}{\cos^3(\beta)} \quad (142)$$

$$z_{v22A} = \frac{76}{\cos^3(18)} = 88,35$$

Roztečný průměr

$$d_{22A} = z_{22A} \cdot m_{t2A} \quad (143)$$

$$d_{22A} = 76 \cdot 4,21 = 319,65 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice

$$d_{b22A} = d_{22A} \cdot \cos(\alpha_t) \quad (144)$$

$$d_{b22A} = 319,65 \cdot \cos(20,94) = 298,53 \text{ mm}$$

Průměr valivé kružnice

$$d_{w21A} = \frac{2 \cdot a_w}{i_{2A} + 1} \quad (145)$$

$$d_{w21A} = \frac{2 \cdot 200}{4+1} = 80 \text{ mm}$$

$$d_{w22A} = 2 \cdot a_w - d_{w21A} \quad (146)$$

$$d_{w22A} = 400 - 80 = 320 \text{ mm}$$

#### 4.5.4 Základní rozměry soukolí

Teoretická vzdálenost os

$$a_{2A} = \frac{d_{21A} + d_{22A}}{2} \quad (147)$$

$$a_{2A} = \frac{79,91 + 319,64}{2} = 199,78 \text{ mm}$$

Provozní úhel záběru

$$\alpha_{twA} = \arccos\left(\frac{m_{t2} \cdot (z_{21a} + z_{22a})}{2 \cdot a_w} \cdot \cos(\alpha_t)\right) \quad (148)$$

$$\alpha_{twA} = \arccos\left(\frac{4,21 \cdot (19+76)}{2 \cdot 200} \cdot \cos(20,94)\right) = 21,11^\circ$$

Součinitel jednotkových posunutí

$$\text{inv}\alpha_{twA} = 0,017623$$

$$\text{inv}\alpha_t = 0,017196$$

$$x_{21A} + x_{22A} = \frac{\text{inv}\alpha_{twA} - \text{inv}\alpha_t}{2 \cdot \text{tg}(\alpha_n)} \cdot (z_{21a} + z_{22a}) \quad (149)$$

$$x_{21A} + x_{22A} = \frac{0,017623 - 0,017196}{2 \cdot \text{tg}(20)} \cdot (19 + 76) = 0,372 \text{ mm}$$

$$\frac{x_{21}}{x_{22}} = \frac{z_{22}}{z_{21}} \Rightarrow x_{21A} = 0,012 \quad (150)$$

Součinitel posunutí

$$\Delta y_A = (x_{21A} + x_{22A}) - \frac{2 \cdot a_w}{m_{n2A}} \quad (151)$$

$$\Delta y_A = 0,012 - \frac{2 \cdot 200}{4} = 0,00021 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice pastorku

$$d_{a21A} = d_{21A} + 2 \cdot m_{n2A} \cdot (1 + x_{1A} - \Delta y_A) \quad (152)$$

$$d_{a21A} = 79,91 + 2 \cdot 4 \cdot (1 + 0,012 - 0,00021) = 88,01 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice pastorku

$$d_{f21A} = d_{21A} + 2,5 \cdot m_{n2A} \cdot (1 - x_{1A}) \quad (153)$$

$$d_{f21A} = 79,91 - 2,5 \cdot 4 \cdot (1 - 0,012) = 70,03 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice kola

$$d_{a22A} = d_{22A} + 2 \cdot m_{n2A} \cdot (1 + x_{1A} - \Delta y_A) \quad (154)$$

$$d_{a22A} = 264,97 + 2 \cdot 3,5 \cdot (1 + 0,1239 - 0,0078) = 272,78 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice kola

$$d_{f22A} = d_{22A} + 2,5 \cdot m_{n2A} \cdot (1 - x_{1A}) \quad (155)$$

$$d_{f22A} = 319,65 - 2,5 \cdot 4 \cdot (1 - 0,012) = 309,76 \text{ mm}$$

Součinitel záběru profilu

$$\varepsilon_{\alpha 2A} = \frac{\sqrt{d_{a21A}^2 - d_{b21A}^2} + \sqrt{d_{a22A}^2 - d_{b22A}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin(\alpha_{twA})}{2 \cdot p_{tb2A}} \quad (156)$$

$$\varepsilon_{\alpha 2A} = \frac{\sqrt{88,01^2 - 74,63^2} + \sqrt{272,78^2 - 247,47^2} - 2 \cdot 200 \cdot \sin(21,11)}{2 \cdot 12,34}$$

$$\varepsilon_{\alpha 2A} = 1,53$$

Součinitel kroku zubu

$$\varepsilon_{\beta 2A} = \frac{b_{2A} \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m_{n2A}} \quad (157)$$

$$\varepsilon_{\beta 2A} = \frac{30 \cdot \sin(18)}{\pi \cdot 4} = 0,74$$

Součinitel záběru

$$\varepsilon_{2A} = \varepsilon_{\alpha 2A} + \varepsilon_{\beta 2A} \quad (158)$$

$$\varepsilon_{2A} = 1,52 + 0,74 = 2,27$$

#### 4.5.5 Pevnostní kontrola pastorku

$$F_{t2A} = \frac{2 \cdot M_{k2A}}{d_{21a}} \quad (159)$$

$$F_{t2A} = \frac{2 \cdot 117890}{79,91} = 4302 \text{ N}$$

Únavová únosnost

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t2A}}{b \cdot d_{21}} \cdot \frac{i_2 + 1}{1}} \quad (160)$$

Součinitel tvaru zubu

$$Z_E = 2,4$$

Součinitel mechanických vlastností materiálu

$$Z_H = 190$$

Součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů

$$Z_\varepsilon = 0,86$$

$$\sigma_{HO} = 2,4 \cdot 190 \cdot 0,86 \cdot \sqrt{\frac{4302}{0,03 \cdot 79,91} \cdot \frac{4+1}{1}} = 443,9 \text{ MPa}$$

Výpočtové napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \quad (161)$$

$$K_H = k_A \cdot k_v \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} = 1 \cdot 1,21 \cdot 1,1 \cdot 1,5 = 2,01 \quad (162)$$

$$\sigma_H = 443,9 \cdot \sqrt{2,01} = 628,1 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti tvorbě pittingu

$$S_{H12a} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \quad (163)$$

$$S_{H12a} = \frac{800}{628,1} \cdot 1 = 1,27$$

Statická únosnost

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{2 \cdot K_H} = 443,9 \cdot \sqrt{2 \cdot 2,01} = 888,27 \text{ MPa} \quad (164)$$

$$\sigma_{HPmax} = 3 \cdot VHV = 3 \cdot 500 = 1500 > \sigma_{Hmax} = 888,27$$

(165)

=> *vyhovuje*

#### 4.5.6 Pevnostní kontrola kola

Únavová únosnost

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t2A}}{b \cdot d_{21A}} \cdot \frac{i_{2a} + 1}{1}} \quad (166)$$

Součinitel tvaru zubu

$$Z_E = 2,4$$

Součinitel mechanických vlastností materiálu

$$Z_H = 190$$

Součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů

$$Z_\varepsilon = 0,86$$

$$\sigma_{HO} = 2,4 \cdot 190 \cdot 0,86 \cdot \sqrt{\frac{4302}{0,03 \cdot 319,6} \cdot \frac{4+1}{1}} = 228,8 \text{ MPa}$$

Výpočtové napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \quad (167)$$

$$K_H = k_A \cdot k_v \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} = 1 \cdot 1,85 \cdot 1,1 \cdot 1,5 = 3,06 \quad (168)$$

$$\sigma_H = 228,8 \cdot \sqrt{3,06} = 399,94 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti tvorbě pittingu

$$S_{H12} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \quad (169)$$

$$S_{H12} = \frac{800}{399,94} \cdot 1 = 2$$

Statická únosnost

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{2 \cdot K_H} = 228,8 \cdot \sqrt{2 \cdot 3,06} = 565,6 \text{ MPa} \quad (170)$$

$$\sigma_{HPmax} = 3 \cdot VHV = 3 \cdot 500 = 1500 > \sigma_{Hmax} = 565,6$$

(171)

=> *vyhovuje*

#### 4.6 Výpočet síly předpětí pásu

Úhel opásání



$$\alpha_R = 180^\circ$$

Koeficient tření

$$f = 0,5$$

Průměr bubnu

$$d_{bR} = 115 \text{ mm}$$

Krouticí moment

$$M_{k3} = 343,4 \text{ Nm}$$

$$M_{k3A} = 687,6 \text{ Nm}$$

Přenášená síla

$$F_{3R} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_b} \quad (172)$$

$$F_{3R} = \frac{2 \cdot 343,4}{0,115} = 5979 \text{ N}$$

$$F_{3RA} = \frac{2 \cdot M_{k3A}}{d_b} \quad (173)$$

$$F_{3RA} = \frac{2 \cdot 687,6}{0,115} = 11958 \text{ N}$$

Síla předpětí

$$F_{o3} = \frac{F_3}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \quad (174)$$

$$F_{o3} = \frac{5979}{2} \cdot \frac{e^{0,5 \cdot \pi} + 1}{e^{0,5 \cdot \pi} - 1} = 4559 \text{ N}$$

$$F_{o3A} = \frac{F_{3A}}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \quad (175)$$

$$F_{o3A} = \frac{11958}{2} \cdot \frac{e^{0,5 \cdot \pi} + 1}{e^{0,5 \cdot \pi} - 1} = 9117 \text{ N}$$

Radiální síla

$$F_{Rx} = 2 \cdot F_{o3} = 2 \cdot 4559 = 9118 \text{ N} \quad (176)$$

$$F_{RxA} = 2 \cdot F_{o3A} = 2 \cdot 9117 = 18234 \text{ N} \quad (177)$$

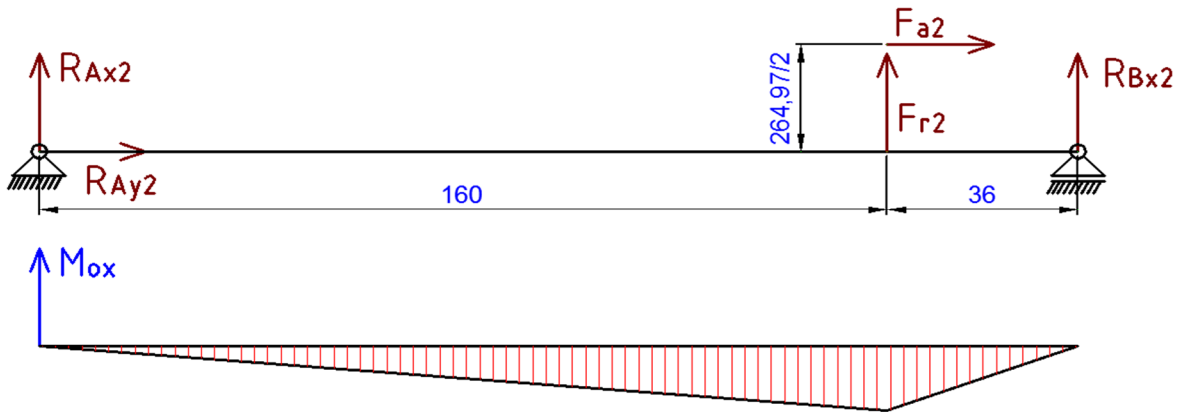
## 4.7 Výpočet hřídelů

### 4.7.1 Hřídel AB – výstupní hřídel

Rovina XY

Na obr. 8 je zobrazeno silové působení na výstupní hřídel v rovině XY a průběh ohybového momentu.

$$F_{r2} = 1005,1 \text{ N}, F_{a2} = 843 \text{ N}$$



Obr. 8: Silové působení v rovině XY a průběh ohybového momentu

Z obr. 8 vyplívají rovnice (178), (179), (180) a (181).

$$x: R_{Ax2} + F_{r2} + R_{Bx2} = 0 \quad (178)$$

$$y: R_{Ay2} - F_{a2} = 0 \quad (179)$$

$$M_A: F_{r2} \cdot 160 + R_{Bx2} \cdot 196 - F_{a2} \cdot \frac{264,97}{2} = 0 \quad (180)$$

$$R_{Bx2} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{264,97}{2} - F_{r2} \cdot 160}{196} = \frac{843 \cdot 132,485 - 1005,1 \cdot 160}{196} = -250,6 \text{ N}$$

$$R_{Ax2} = -F_{r2} - R_{Bx2} = -1005,1 + 250,6 = -754,5 \text{ N}$$

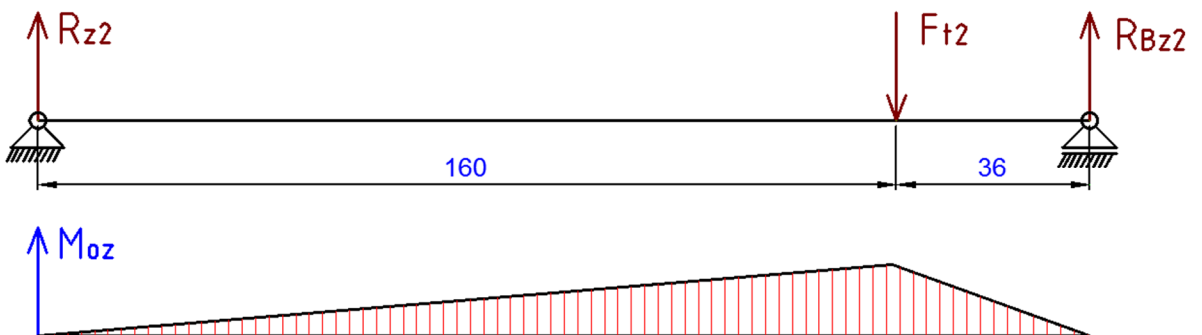
$$R_{Ay2} = F_{a2} = 843 \text{ N}$$

$$M_{01x_{max}} = R_{Ax2} \cdot 0,16 = -754,5 \cdot 0,16 = -120,7 \text{ Nm} \quad (181)$$

Rovina ZY

Na obr. 9 je zobrazeno silové působení na výstupní hřídel v rovině ZY a průběh ohybového momentu.

$$F_{t2} = 2595 \text{ N}$$



Obr. 9: Silové působení v rovině ZY a průběh ohybového momentu

Z obr. 9 vychází rovnice (182), (183) a (184).

$$z: R_{Az2} - F_{t2} + R_{Bz2} = 0 \quad (182)$$

$$M_A \cdot F_{t2} \cdot 160 - R_{Bz2} \cdot 196 = 0 \quad (183)$$

$$R_{Bz2} = \frac{F_{t2} \cdot 160}{196} = \frac{2595 \cdot 160}{196} = 2118,4 \text{ N}$$

$$R_{Az2} = F_{t2} - R_{Bz2} = 2595 - 2118,4 = 476,6 \text{ N}$$

$$M_{o1zmax} = R_{Az2} \cdot 0,16 = 476,6 \cdot 0,16 = 76,256 \text{ Nm} \quad (184)$$

$$R_{A2} = \sqrt{R_{Ax2}^2 + R_{Az2}^2} = \sqrt{754,5^2 + 476,6^2} = 892,4 \text{ N} \quad (185)$$

$$R_{B2} = \sqrt{R_{Bx2}^2 + R_{Bz2}^2} = \sqrt{250,6^2 + 2118,4^2} = 2133,1 \text{ N} \quad (186)$$

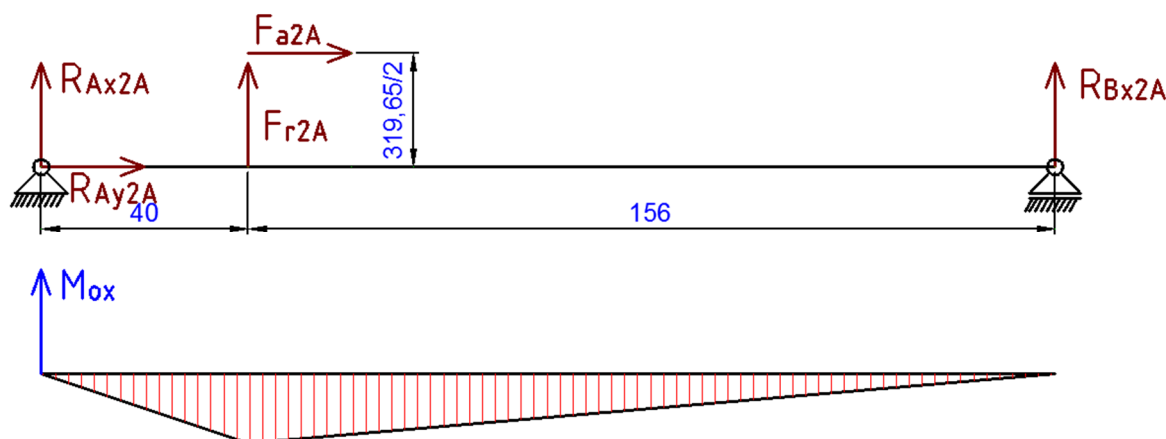
$$M_{o1max} = \sqrt{M_{o1xmax}^2 + M_{o1zmax}^2} = \sqrt{120,7^2 + 76,256^2} \\ = 142,77 \text{ Nm} \quad (187)$$

#### 4.7.2 Hřídel AB alternativní – výstupní hřídel

Rovina XY

Na obr. 10 je zobrazeno silové působení na výstupní hřídel pro alternativní převodový stupeň v rovině XY a průběh ohybového momentu.

$$F_{r2A} = 1646,4 \text{ N}, F_{a2A} = 1398,7 \text{ N}$$



Obr. 10: Silové působení v rovině XY a průběh ohybového momentu

Z obr. 10 vychází rovnice (188), (189), (190) a (191).

$$x: R_{Ax2A} + F_{r2A} + R_{Bx2A} = 0 \quad (188)$$

$$y: R_{Ay2A} + F_{a2A} = 0 \quad (189)$$

$$M_A: F_{r2A} \cdot 40 + R_{Bx2A} \cdot 196 - F_{a2A} \cdot \frac{319,65}{2} = 0 \quad (190)$$

$$R_{Bx2A} = \frac{F_{a2A} \cdot \frac{319,65}{2} - F_{r2A} \cdot 40}{196} = \frac{1398,7 \cdot 159,825 - 1646,4 \cdot 40}{196} = 804,6 \text{ N}$$

$$R_{Ax2A} = -F_{r2A} - R_{Bx2A} = -1646,4 - 804,6 = -2451 \text{ N}$$

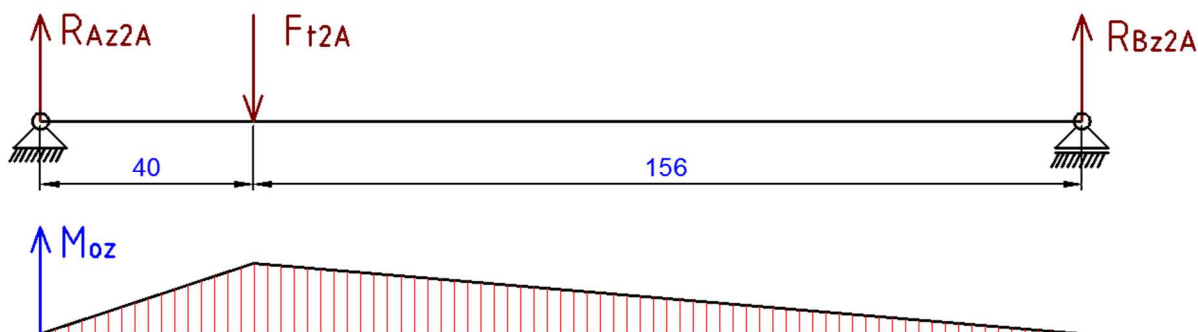
$$R_{Ay2A} = F_{a2A} = 1398,7 \text{ N}$$

$$M_{o1xmaxA} = R_{Ax2A} \cdot 0,04 = -2451 \cdot 0,04 = -98,04 \text{ Nm} \quad (191)$$

Rovina ZY

Na obr. 11 je zobrazeno silové působení na výstupní hřídel pro alternativní převodový stupeň v rovině ZY a průběh ohybového momentu.

$$F_{t2A} = 4302 \text{ N}$$



Obr. 11: Silové působení v rovině ZY a průběh ohybového momentu

Z obr. 11 vychází rovnice (192), (193) a (194).

$$z: R_{Az2A} - F_{t2A} + R_{Bz2A} = 0 \quad (192)$$

$$M_A: F_{t2A} \cdot 40 - R_{Bz2A} \cdot 196 = 0 \quad (193)$$

$$R_{Bz2A} = \frac{F_{t2A} \cdot 40}{196} = \frac{4302 \cdot 40}{196} = 877,96 \text{ N}$$

$$R_{Az2A} = F_{t2A} - R_{Bz2A} = 4302 - 877,96 = 3424 \text{ N}$$

$$M_{o1zmaxA} = R_{Az2A} \cdot 0,04 = 3424 \cdot 0,04 = 176,96 \text{ Nm} \quad (194)$$

$$R_{A2A} = \sqrt{R_{Ax2A}^2 + R_{Az2A}^2} = \sqrt{2451^2 + 3424^2} = 2779,3 \text{ N} \quad (195)$$

$$R_{B2A} = \sqrt{R_{Bx2A}^2 + R_{Bz2A}^2} = \sqrt{804,6^2 + 877,96^2} = 3317,3 \text{ N} \quad (196)$$

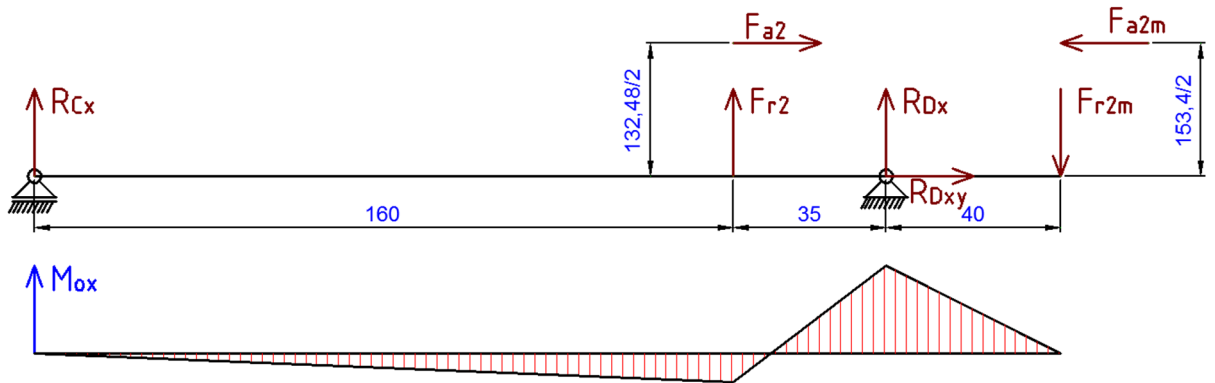
$$M_{o1maxA} = \sqrt{M_{o1xmaxA}^2 + M_{o1zmaxA}^2} = \sqrt{98,04^2 + 176,96^2} = 202,3 \text{ Nm} \quad (197)$$

### 4.7.3 Hřídel CD – předlohový hřídel

Rovina XY

Na obr. 12 je zobrazeno silové působení na předlohový hřídel v rovině XY a průběh ohybového momentu.

$$F_{a2} = 843 \text{ N}, F_{a2m} = 1175 \text{ N}, F_{r2} = 1005,1 \text{ N}, F_{r2m} = 197,2 \text{ N}$$



Obr. 12: Silové působení v rovině XY a průběh ohybového momentu

Z obr. 12 vychází rovnice (198), (199), (200) a (201).

$$x: R_{Cx} + F_{r2} + R_{Dx} - F_{r2m} = 0 \quad (198)$$

$$y: -F_{a2} + F_{a2m} = R_{Dy} \quad (199)$$

$$M_C: F_{r2} \cdot 160 + R_{Dx} \cdot 195 - F_{r2m} \cdot 235 + F_{a2m} \cdot \frac{153,4}{2} - F_{a2} \cdot \frac{132,48}{2} = 0 \quad (200)$$

$$R_{Dx} = \frac{-F_{r2} \cdot 160 + F_{r2m} \cdot 235 - F_{a2m} \cdot \frac{153,4}{2} + 843 \cdot \frac{132,48}{2}}{195} =$$

$$= \frac{-1005,1 \cdot 160 + 197,2 \cdot 235 - 197,2 \cdot 76,7 + 843 \cdot 66,24}{195} =$$

$$R_{Dx} = -762,9 \text{ N}$$

$$R_{Dy} = -843 + 1175 = 332 \text{ N}$$

$$R_{Cx} = F_{r2m} - F_{r2} - R_{Dx} = 197,2 - 1005,1 + 594,6 = -45 \text{ N}$$

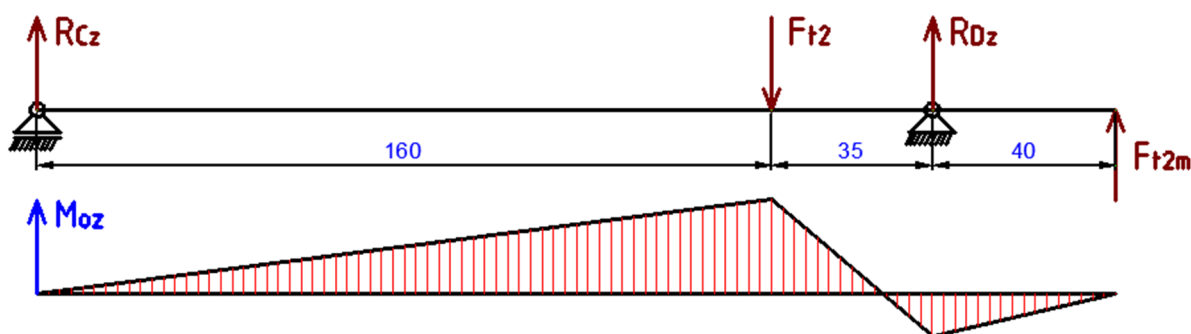
$$M_{02xmax} = R_{Cx} \cdot y + F_{r2} \cdot (y - 160) + F_{a2} \cdot 66,24 \quad (201)$$

$$M_{02xmax} = -45 \cdot 0,195 + 1005 \cdot 0,035 + 843 \cdot 0,06624 = 82,243 \text{ Nm}$$

Rovina ZY

Na obr. 13 je zobrazeno silové působení na předlohový hřídel v rovině ZY a průběh ohybového momentu.

$$F_{t2m} = 2242 \text{ N}, F_{t2} = 2595 \text{ N}$$



Obr. 13: Silové působení v rovině ZY a průběh ohybového momentu

Z obr. 13 vychází rovnice (202), (203) a (204).

$$z: R_{Cz} + R_{Dz} - F_{t2} + F_{t2m} = \quad (202)$$

$$M_C: F_{t2} \cdot 160 - R_{Dz} \cdot 195 - F_{t2m} \cdot 235 = 0 \quad (203)$$

$$R_{Dz} = \frac{F_{t2m} \cdot 235 - F_{t2} \cdot 160}{195} = \frac{2242 \cdot 235 - 2595 \cdot 160}{195}$$

$$R_{Dz} = 572,7 \text{ N}$$

$$R_{Cz} = -R_{Dz} + F_{t2} - F_{t2m} = -572,7 + 2595 - 2242 = 353 \text{ N}$$

$$M_{02zmax} = R_{Cz} \cdot 0,16 = 353 \cdot 0,16 = 56,48 \text{ Nm} \quad (204)$$

$$R_C = \sqrt{R_{Cz}^2 + R_{Cx}^2} = \sqrt{353^2 + 45^2} = 355,9 \text{ N} \quad (205)$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dz}^2 + R_{Dx}^2} = \sqrt{572,7^2 + 762,9^2} = 953,9 \text{ N} \quad (206)$$

$$M_{02max} = \sqrt{M_{02zmax}^2 + M_{02xmax}^2} = \sqrt{56,48^2 + 82,243^2} \quad (207)$$

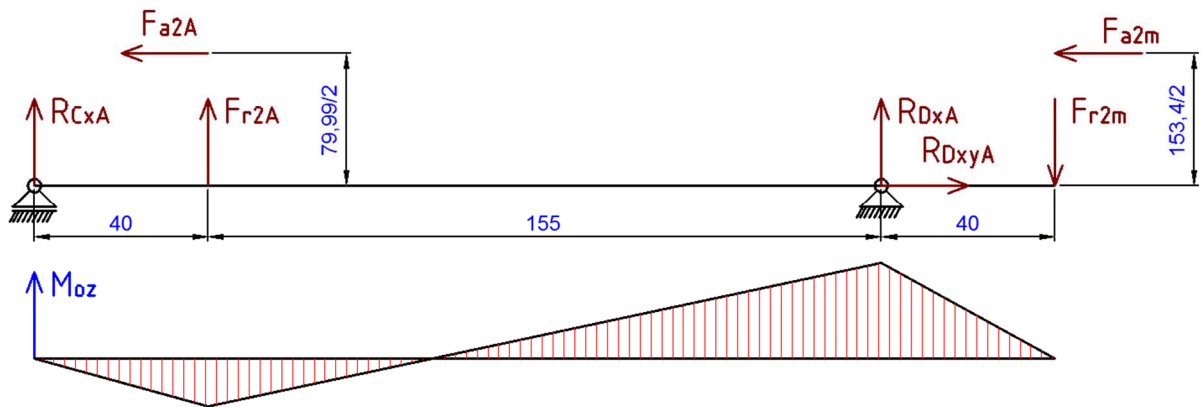
$$= 99,77 \text{ Nm}$$

#### 4.7.4 Hřídel CD alternativní – předlokový hřídel

Rovina XY

Na obr. 14 je zobrazeno silové působení na předlokový hřídel pro alternativní převodový stupeň v rovině XY a průběh ohybového momentu.

$$F_{a2A} = 197,8 \text{ N}, F_{a2m} = 1175 \text{ N}, F_{r2A} = 1646,4 \text{ N}, F_{r2m} = 197,2 \text{ N}$$



Obr. 14: Silové působení v rovině XY a průběh ohybového momentu

Z obr. 14 vychází rovnice (208), (209), (210) a (211).

$$x: R_{CxA} + F_{r2A} + R_{DxA} - F_{r2m} = 0 \quad (208)$$

$$y: F_{a2A} + F_{a2m} = R_{DxyA} \quad (209)$$

$$xM_c: F_{r2A} \cdot 40 + R_{DxA} \cdot 195 - F_{r2m} \cdot 235 + F_{a2m} \cdot \frac{153,4}{2} + F_{a2A} \cdot \frac{79,91}{2} = 0 \quad (210)$$

$$R_{DxA} = \frac{-F_{r2A} \cdot 40 + F_{r2m} \cdot 235 - F_{a2m} \cdot \frac{153,4}{2} - F_{a2A} \cdot \frac{79,91}{2}}{195} = \frac{-1646,4 \cdot 40 + 197,2 \cdot 235 - 1175 \cdot 76,2 - 197,8 \cdot 39,955}{195} =$$

$$R_{DxA} = -599,8 \text{ N}$$

$$R_{DxyA} = 197,8 + 1175 = 1372,8 \text{ N}$$

$$R_{CxA} = F_{r2m} - F_{r2A} - R_{DxA} = 197,2 - 1646,4 + 599,8 = -849,4 \text{ N}$$

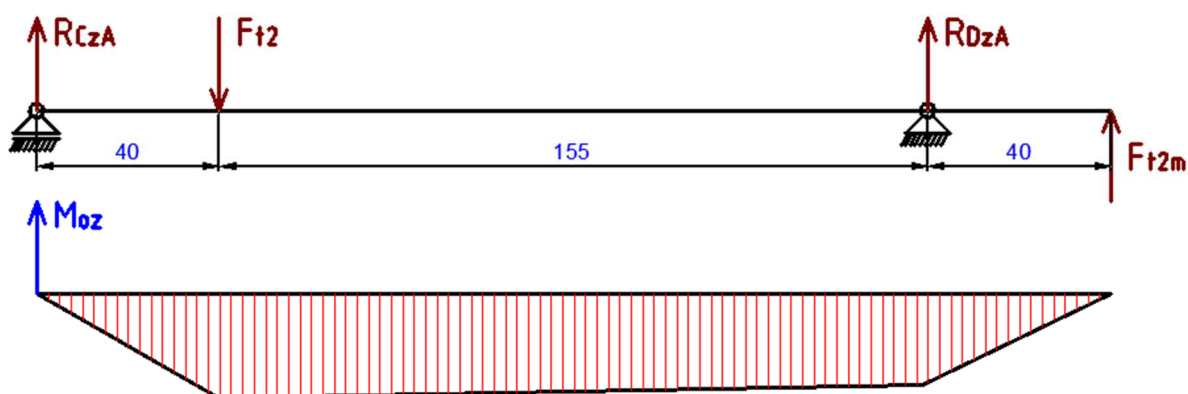
$$M_{02xmaxA} = R_{CxA} \cdot y + F_{r2A} \cdot (y - 0,04) - F_{a2A} \cdot \frac{0,07991}{2} \quad (211)$$

$$= -849,4 \cdot 0,04 + 1646,4 \cdot 0,155 - 197,8 \cdot 0,039995 = 213,26 \text{ Nm}$$

Rovina ZY

Na obr. 15 je zobrazeno silové působení na předlohový hřídel pro alternativní převodový stupeň v rovině ZY a průběh ohybového momentu.

$$F_{t2m} = 2242 \text{ N}, F_{t2A} = 4302 \text{ N}$$



Obr. 15: Silové působení v rovině ZY a průběh ohybového momentu

Z obr. 15 vychází rovnice (212), (213) a (214).

$$z: R_{CzA} + R_{DzA} - F_{t2A} + F_{t2m} = 0 \quad (212)$$

$$M_C: F_{t2A} \cdot 40 - R_{DzA} \cdot 195 - F_{t2m} \cdot 235 = 0 \quad (213)$$

$$R_{DzA} = \frac{-F_{t2m} \cdot 235 + F_{t2A} \cdot 40}{195} = \frac{-2242 \cdot 235 + 4302 \cdot 40}{195}$$

$$R_{DzA} = -1819,4 \text{ N}$$

$$R_{CzA} = -R_{DzA} + F_{t2A} - F_{t2m} = 1819,4 + 4302 - 2242 = 3879,4 \text{ N}$$

$$M_{02zmaxA} = R_{CzA} \cdot 0,04 = 155,177 \text{ Nm} \quad (214)$$

$$R_{CA} = \sqrt{R_{CzA}^2 + R_{CxA}^2} = \sqrt{3879,4^2 + 849,4^2} = 3971,3 \text{ N} \quad (215)$$

$$R_{DA} = \sqrt{R_{DzA}^2 + R_{DxA}^2} = \sqrt{1819,4^2 + 599,8^2} = 1915,7 \text{ N} \quad (216)$$

$$M_{02maxA} = \sqrt{M_{02zmaxA}^2 + M_{02xmaxA}^2} = \sqrt{155,177^2 + 213,26^2} \\ = 263,74 \text{ Nm} \quad (217)$$

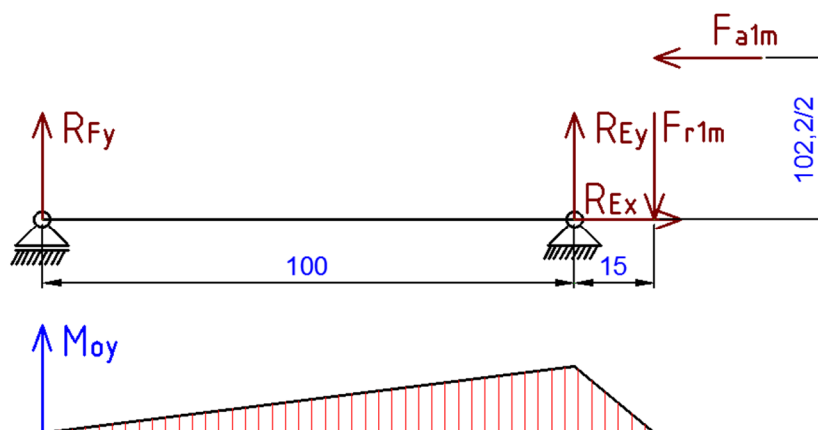
#### 4.7.5 Hřídel EF – vstupní hřídel

Rovina YX

Na obr. 16 je zobrazeno silové působení na vstupní hřídel v rovině YX a průběh ohybového momentu.

$$F_{r1m} = 139,7 \text{ N}, F_{a1m} = 1160,4 \text{ N}$$





Obr. 16: Silové působení v rovině YX a průběh ohybového momentu

Z obr. 16 vychází rovnice (218), (219), (220) a (221).

$$y: R_{Fy} + R_{Ey} - F_{r1m} = 0 \quad (218)$$

$$x: R_{Ex} = F_{a1m} = 1160,4 \text{ N} \quad (219)$$

$$M_F: R_{Ey} \cdot 100 - F_{r1m} \cdot 115 + F_{a1m} \cdot \frac{102,2}{2} = 0 \quad (220)$$

$$R_{Ey} = \frac{F_{r1m} \cdot 115 - F_{a1m} \cdot \frac{102,2}{2}}{100} = \frac{139,7 \cdot 115 - 1160,4 \cdot \frac{102,2}{2}}{100} = -432,3 \text{ N}$$

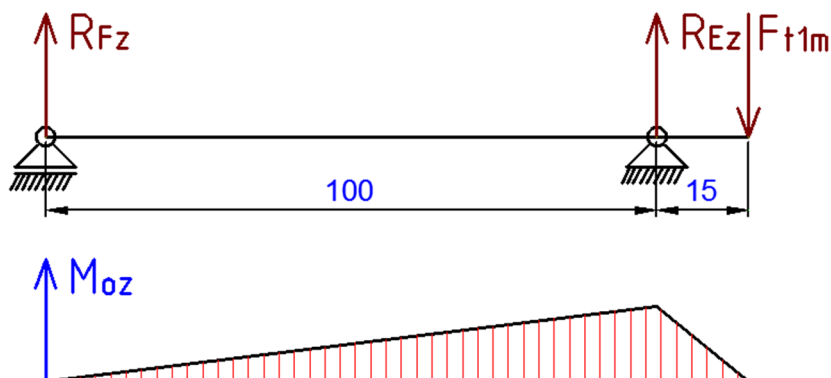
$$R_{Fy} = -R_{Ey} + F_{r1m} = 432,3 + 139,7 = 572 \text{ N}$$

$$M_{o3y\max} = R_{Fy} \cdot 0,1 = 572 \cdot 0,1 = 57,2 \text{ Nm} \quad (221)$$

Rovina ZX

Na obr. 17 je zobrazeno silové působení na vstupní hřídel v rovině ZX a průběh ohybového momentu.

$$F_{t1m} = 2241,4 \text{ N}$$



Obr. 17: Silové působení v rovině ZX a průběh ohybového momentu

Z obr. 17 vychází rovnice (222), (223) a (224).

$$z: R_{Fz} + R_{Ez} - F_{t1m} = 0 \quad (222)$$

$$M_F \cdot R_{Ez} \cdot 100 - F_{t1m} \cdot 115 = 0 \quad (223)$$

$$R_{Ez} = \frac{F_{t1m} \cdot 115}{100} = \frac{2241,4 \cdot 115}{100} = 2577,61 \text{ N}$$

$$R_{Fz} = -R_{Ez} + F_{t1m} = -2577,61 + 2241,4 = -336,2 \text{ N}$$

$$M_{o3zmax} = -F_{t1m} \cdot x = 2241,4 \cdot 0,015 = 33,6 \text{ Nm} \quad (224)$$

$$R_E = \sqrt{R_{Ez}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{2577,61^2 + 432,3^2} = 2614 \text{ N} \quad (225)$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fz}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{336,2^2 + 572^2} = 663,5 \text{ N} \quad (226)$$

$$M_{o3max} = \sqrt{M_{o3ymax}^2 + M_{o3zmax}^2} = \sqrt{57,2^2 + 33,6^2} = 66,4 \text{ Nm} \quad (227)$$

## 4.8 Výpočet lisovaných spojů

V této kapitole je kompletní návrh dvou lisovaných spojů s určením uložení i kontroly na otlačení při maximálním tlaku.

### 4.8.1 Nalisování kuželového pastorku

$$2a = 0,03 \text{ m}, 2b = 0,042 \text{ m}, l = 0,0274 \text{ m}, M_{k1} = 114,59 \text{ Nm},$$

$$k_w = 1,2, F_{a1m} = 1160,4 \text{ N}$$

Výpočet potřebného tlaku

$$p^F = \frac{F_{a1m} \cdot k_w}{\pi \cdot f \cdot a \cdot l} \quad (228)$$

$$p^F = \frac{1160,4 \cdot 1,2}{\pi \cdot 0,15 \cdot 0,015 \cdot 0,0274} = 7,2 \text{ MPa}$$

$$p^M = \frac{M_{k1} \cdot k_w}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot a^2 \cdot l} \quad (229)$$

$$p^M = \frac{114,6 \cdot 1,2}{2 \cdot \pi \cdot 0,15 \cdot 0,015^2 \cdot 0,0274} = 23,67 \text{ MPa}$$

$$p = \sqrt{p^{F^2} + p^{M^2}} = \sqrt{7,2^2 + 23,67^2} = 24,74 \text{ MPa} \quad (230)$$

$$\sigma_{r(r)} = A - \frac{B}{r^2}, \sigma_{t(r)} = A + \frac{B}{r^2} \quad (231), (232)$$

Z okrajových podmínek

$$\sigma_{r1(0)} = \sigma_{t1(0)}, \sigma_{r1(a)} = -p, \sigma_{r2(a)} = -p, \sigma_{r2(b)} = 0$$

$$A_1 = -p, B_1 = 0 \quad (233), (234)$$

$$A_2 = \frac{-p \cdot a^2}{a^2 - b^2}, B_2 = \frac{-p \cdot a^2 \cdot b^2}{a^2 - b^2} \quad (235), (236)$$

Výpočet potřebného přesahu

$$\Delta = \left| \frac{a}{E} \cdot (\sigma_{t1(a)} - \nu \cdot \sigma_{r1(a)}) \right| + \frac{a}{E} \cdot (\sigma_{t2(a)} - \nu \cdot \sigma_{r2(a)}) \quad (237)$$

$$\Delta = \left| \frac{15 \cdot 10^{-3}}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot (-24,74 \cdot 10^6 - 0,3 \cdot (-24,74 \cdot 10^6)) \right| +$$

$$+ \frac{15 \cdot 10^{-3}}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot (75,58 \cdot 10^6 - 0,3 \cdot (-24,74 \cdot 10^6))$$

$$\Delta = 7,17 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

Určení uložení podle vypočteného přesahu.

Volím uložení 30H7, 30s6.

Kontrola na otlacení

$$\Delta_{max} = 59 \text{ } \mu\text{m}$$

$$C_N = \frac{\left(\frac{D}{d}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1} = \frac{\left(\frac{0,042}{0,03}\right)^2 + 1}{\left(\frac{0,042}{0,03}\right)^2 - 1} = 3,08 \quad (237.1)$$

$$\phi = \frac{C_N + 1}{E} = \frac{3,08 + 1}{2,1 \cdot 10^{11}} = 1,9429 \cdot 10^{-11} \quad (237.2)$$

$$p_{max} = \frac{\Delta_{max}}{d \cdot \phi} = \frac{59 \cdot 10^{-6}}{0,03 \cdot 1,9429 \cdot 10^{-11}} = 101 \text{ MPa} \quad (237.3)$$

Nalisování kuželového kola

$$a = 0,0225 \text{ m}, b = 0,055 \text{ m}, l = 0,0183 \text{ m}, M_{k2} = 171,887 \text{ Nm},$$

$$k_w = 1,2, F_{a2m} = 1175 \text{ N}$$

Výpočet potřebného tlaku

$$p^F = \frac{F_{a2m} \cdot k_w}{\pi \cdot f \cdot a \cdot l} \quad (238)$$

$$p^F = \frac{1175 \cdot 1,2}{\pi \cdot 0,15 \cdot 0,0225 \cdot 0,0183} = 7,27 \text{ MPa}$$

$$p^M = \frac{M_{k2} \cdot k_w}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot a^2 \cdot l} \quad (239)$$

$$p^M = \frac{171,887 \cdot 1,2}{2 \cdot \pi \cdot 0,15 \cdot 0,0225^2 \cdot 0,0183} = 23,62 \text{ MPa}$$

$$p = \sqrt{p^{F^2} + p^{M^2}} = \sqrt{7,27^2 + 23,62^2} = 24,72 \text{ MPa} \quad (240)$$

$$\sigma_{r(r)} = A - \frac{B}{r^2}, \sigma_{t(r)} = A + \frac{B}{r^2} \quad (241), (242)$$

Z okrajových podmínek

$$\sigma_{r1(0)} = \sigma_{t1(0)}, \sigma_{r1(a)} = -p, \sigma_{r2(a)} = -p, \sigma_{r2(b)} = 0$$

$$A_1 = -p, B_1 = 0 \quad (243), (244)$$

$$A_2 = \frac{-p \cdot a^2}{a^2 - b^2}, B_2 = \frac{-p \cdot a^2 \cdot b^2}{a^2 - b^2} \quad (245), (246)$$

Výpočet potřebného přesahu

$$\Delta = \left| \frac{a}{E} \cdot (\sigma_{t1(a)} - \nu \cdot \sigma_{r1(a)}) \right| + \frac{a}{E} \cdot (\sigma_{t2(a)} - \nu \cdot \sigma_{r2(a)}) \quad (247)$$

$$\Delta = \left| \frac{22,5 \cdot 10^{-3}}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot (-24,72 \cdot 10^6 - 0,3 \cdot (-24,72 \cdot 10^6)) \right| +$$

$$+ \frac{22,5 \cdot 10^{-3}}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot (34,66 \cdot 10^6 - 0,3 \cdot (-24,74 \cdot 10^6))$$

$$\Delta = 4,77 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

Určení uložení podle vypočteného přesahu.

Volím uložení 45H7, 45s6.

Kontrola na otláčení

$$\Delta_{max} = 59 \text{ } \mu\text{m}$$

$$C_N = \frac{\left(\frac{D}{d}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1} = \frac{\left(\frac{0,055}{0,0225}\right)^2 + 1}{\left(\frac{0,055}{0,0225}\right)^2 - 1} = 1,402 \quad (247.1)$$

$$\phi = \frac{C_N + 1}{E} = \frac{1,402 + 1}{2,1 \cdot 10^{11}} = 1,1438 \cdot 10^{-11} \quad (247.2)$$

$$p_{max} = \frac{\Delta_{max}}{d \cdot \phi} = \frac{59 \cdot 10^{-6}}{0,0225 \cdot 1,1438 \cdot 10^{-11}} = 230 \text{ MPa} \quad (247.3)$$

## 4.9 Výpočet délky per

$$M_{k3} = 343,772 \text{ Nm}, M_{k3A} = 687,56 \text{ Nm}, d_p = 0,06 \text{ m}, h = 0,011 \text{ m},$$

$$p_D = 160 \text{ MPa}$$

$$l_{p1} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{p_D \cdot d \cdot 0,45 \cdot h} \quad (248)$$

$$l_{p1} = \frac{2 \cdot 343,772}{160000000 \cdot 0,06 \cdot 0,45 \cdot 0,011} = 0,0154 \text{ m} = 15,4 \text{ mm}$$

$$l_{p2} = \frac{2 \cdot M_{k3A}}{p_D \cdot d \cdot 0,45 \cdot h} \quad (249)$$

$$l_{p2} = \frac{2 \cdot 687,56}{160000000 \cdot 0,06 \cdot 0,45 \cdot 0,011} = 0,0289 \text{ m} = 28,9 \text{ mm}$$

Volím společné PERO 18e7x11x140

## 4.10 Výpočet drážkování

Výpočet rovnobokého drážkování na předlohovém hřídeli a evolventního drážkování na ozubených kolech.

### 4.10.1 Rovnoboké drážkování

Kontrola na otláčení

$$M_{k2} = 171,887 \text{ Nm}, z_d = 8, d_{d1} = 46 \text{ mm}, d_{d2} = 54 \text{ mm}, l_d = 42 \text{ mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{k2}}{(d_{d2} - d_{d1}) \cdot l \cdot \frac{d_{d2} + d_{d1}}{2} \cdot z} \quad (250)$$

$$p = \frac{4 \cdot 171,887}{(0,054 - 0,048) \cdot 0,042 \cdot \frac{0,054 + 0,048}{2} \cdot 8} =$$

$$p = 14,1 \text{ MPa}$$

Volím rovnoboké drážkování ISO 14 – střední řada 8x46x54-42.

#### 4.10.2 Evolventní drážkování

$$M_{k2} = 171,887 \text{ Nm}, z = 38, d_{d1} = 93 \text{ mm}, d_{d2} = 98 \text{ mm}, l = 5 \text{ mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{k2}}{(d_{d2} - d_{d1}) \cdot l \cdot \frac{d_{d2} + d_{d1}}{2} \cdot z} \quad (251)$$

$$p = \frac{4 \cdot 171,887}{(0,098 - 0,093) \cdot 0,005 \cdot \frac{0,098 + 0,093}{2} \cdot 38} =$$

$$p = 7,58 \text{ MPa}$$

Volím evolventní drážkování ČSN 4950 98x2,5x38-5.

### 4.11 Kontrola hřídelů na dynamické namáhání

Všechny hřídele v převodové skříní jsou zkontrolovány na statický krut a dynamický ohyb.

#### 4.11.1 Hřídel AB – výstupní hřídel

Řešíme pro alternativní zařazený stupeň, jelikož ohybové a krouticí momenty jsou větší než při zařazení druhého převodu

$$M_{k3A} = 687,56 \text{ Nm}, R_{Ax2A} = 2451 \text{ N}, R_{Az2A} = 3424 \text{ N}, D = 60 \text{ mm},$$

$$d = 40 \text{ mm}, \alpha_h = 2,44, \nu = 0,9, \mu = 0,85, q_1 = 0,44, q_2 = 0,42,$$

$$\tau_D = 200 \text{ MPa}, R_m = 660 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti ve statickém krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k3A}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \quad (252)$$

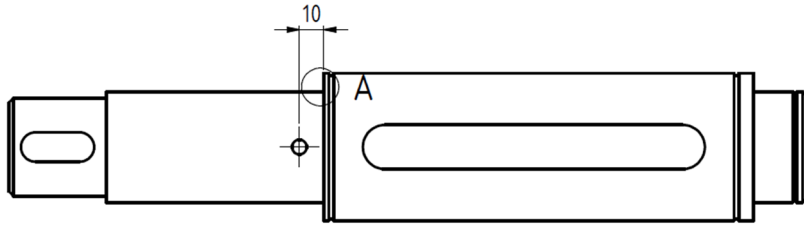
$$\tau_k = \frac{16 \cdot 687,56}{\pi \cdot (40 \cdot 10^{-3})^3} = 54,71 \text{ MPa}$$

$$k_\tau = \frac{\tau_D}{\tau_k} \quad (253)$$

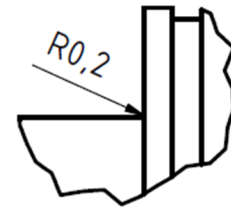
$$k_\tau = \frac{200}{54,71} = 3,66$$

Výpočet bezpečnosti v dynamickém ohybu

Na obr. 18 je zobrazen výstupní hřídel s vyznačeným vrubem, pro který je proveden výpočet. Tento vrub je zakótován od místa uložení. Na obr. 19 je vyobrazen detail vrubu.



Obr. 18: Kritický vrub na předlohovém hřídeli



Obr. 19: Detail vrubu

Výpočet  $M_{ox}$

$$M_{oxXY} = R_{Ax2A} \cdot x$$

$$M_{oxXY} = 2451 \cdot 10 = 24,51 \text{ Nm}$$

$$M_{oxXZ} = R_{Az2A_t} \cdot x$$

$$M_{oxXZ} = 3424 \cdot 10 = 34,24 \text{ Nm}$$

$$M_{ox} = \sqrt{M_{oxXY}^2 + M_{oxXZ}^2} = \sqrt{24,51^2 + 34,24^2} = 42,1 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{co} = \frac{M_{ox}}{W_0} \quad (254)$$

$$\sigma_{co} = \frac{32 \cdot 42,1}{\pi \cdot 0,04^3} = 6,7 \text{ MPa}$$

$$q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) \quad (255)$$

$$q = 0,5 \cdot (0,44 + 0,42)$$

$$\beta_h = 1 + q \cdot (\alpha_h - 1) \quad (256)$$

$$\beta_h = 1 + 0,43 \cdot (2,44 - 1) = 1,6192$$

$$\sigma_{co}^* = 0,35 \cdot R_m \cdot \frac{\mu \cdot v_h}{\beta_h} \quad (257)$$

$$\sigma_{co}^* = 0,35 \cdot 660 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,9}{1,6192} = 109,11 \text{ MPa}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{co}} \quad (258)$$

$$k_\sigma = \frac{109,11}{6,7} = 16,28$$

Výpočet celkové bezpečnosti

$$k = \sqrt{\frac{k_\tau^2 \cdot k_\sigma^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad (259)$$

$$k = \sqrt{\frac{3,66^2 \cdot 16,28^2}{16,28^2 + 3,66^2}} = 3,57$$

#### 4.11.2 Hřídel CD – předlohový hřídel

Řešíme pro alternativní zařazený stupeň, jelikož ohybové a krouticí momenty jsou větší než při zařazení druhého převodu

$$M_{k2A} = 171,887 \text{ Nm}, D = 56 \text{ mm}, d = 45 \text{ mm},$$

$$q_1 = 0,44, q_2 = 0,42, v_h = 0,92, \mu = 0,8, \alpha_h = 2,42, \tau_D = 200 \text{ MPa},$$

$$R_m = 660 \text{ MPa } F_{a2m} = 1175 \text{ N}, F_{r2m} = 197,2 \text{ N}, r = 76,7 \text{ mm}, x = 35 \text{ mm}$$

Výpočet bezpečnosti ve statickém krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k2A}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \quad (260)$$

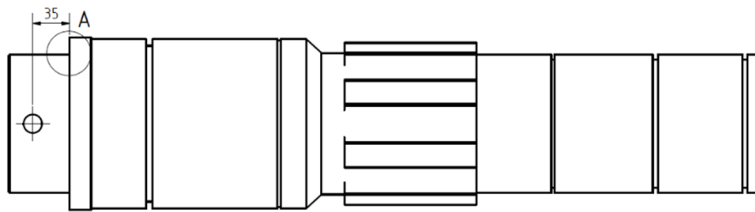
$$\tau_k = \frac{16 \cdot 171,887}{\pi \cdot (45 \cdot 10^{-3})^3} = 9,6 \text{ MPa}$$

$$k_\tau = \frac{\tau_D}{\tau_k} \quad (261)$$

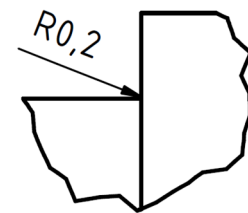
$$k_\tau = \frac{200}{9,6} = 20,83$$

Výpočet bezpečnosti v dynamickém ohybu

Na obr. 20 je zobrazena předlohová hřídel s vyznačeným vrubem, pro který je proveden výpočet. Tento vrub je zakótován od místa působení sil. Na obr. 21 je vyobrazen detail vrubu.



Obr. 20: Kritický vrub na předlohovém hřídeli



Obr. 21: Detail vrubu

Výpočet  $M_{0x}$

$$M_{0xXY} = F_{a2m} \cdot r - F_{r2m} \cdot x$$

$$M_{0xXY} = 1175 \cdot 76,7 - 197,2 \cdot 35 = 83,22 \text{ Nm}$$

$$M_{0xXZ} = F_t \cdot x$$

$$M_{0xXZ} = 2240 \cdot 35 = 78,4 \text{ Nm}$$

$$M_{0x} = \sqrt{M_{0xXY}^2 + M_{0xXZ}^2} = \sqrt{83,22^2 + 78,4^2} = 114,33 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{co} = \frac{M_{0x}}{W_0} \quad (262)$$

$$\sigma_{co} = \frac{32 \cdot 114,33}{\pi \cdot 0,045^3} = 12,8 \text{ MPa}$$

$$q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) \quad (263)$$

$$q = 0,5 \cdot (0,44 + 0,42) = 0,43$$

$$\beta_h = 1 + q \cdot (\alpha_h - 1) \quad (264)$$

$$\beta_h = 1 + 0,43 \cdot (2,42 - 1) = 1,6106$$

$$\sigma_{co}^* = 0,35 \cdot R_m \cdot \frac{\mu \cdot v_h}{\beta_h} \quad (265)$$

$$\sigma_{co}^* = 0,35 \cdot 660 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,92}{1,6106} = 105,56 \text{ MPa}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{co}} \quad (266)$$

$$k_\sigma = \frac{105,56}{12,8} = 8,24$$

Výpočet celkové bezpečnosti

$$k = \sqrt{\frac{k_\tau^2 \cdot k_\sigma^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad (267)$$

$$k = \sqrt{\frac{20,83^2 \cdot 8,24^2}{8,24^2 + 20,83^2}} = 7,66$$

#### 4.11.3 Hřídel EF – vstupní hřídel

$$M_{k1} = 114,59 \text{ Nm}, F_t = 2241,4 \text{ N}, x = 12 \text{ mm}, D = 40 \text{ mm}, d = 30 \text{ mm},$$

$$q_1 = 0,44, q_2 = 0,42, v_h = 0,97, \mu = 0,8, \alpha_h = 2,4, x = 12 \text{ mm},$$

$$F_{r1m} = 139,7 \text{ N}, F_{a1m} = 1160,4 \text{ N}$$

Výpočet bezpečnosti ve statickém krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \quad (268)$$

$$\tau_k = \frac{16 \cdot 114,59}{\pi \cdot (30 \cdot 10^{-3})^3} = 21,6 \text{ MPa}$$

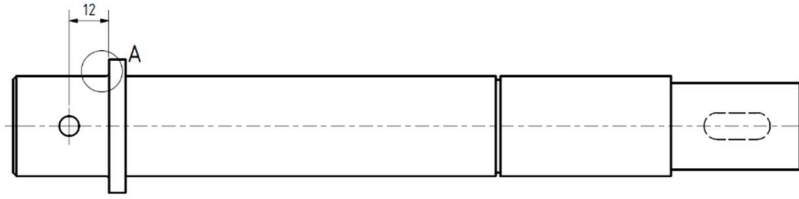
$$k_\tau = \frac{\tau_D}{\tau_k} \quad (269)$$

$$k_\tau = \frac{200}{21,6} = 9,26$$

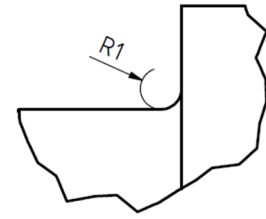
Výpočet bezpečnosti v dynamickém ohyb

Na obr. 22 je zobrazena vstupní hřídel s vyznačeným vrubem, pro který je proveden výpočet. Tento vrub je zakótován od místa působení sil. Na obr. 23 je vyobrazen detail vrubu.





Obr. 22: Kritický vrub na vstupním hřídeli



Obr. 23: Detail vrubu

Výpočet  $M_{0x}$

$$M_{0xXZ} = F_t \cdot x$$

$$M_{0xXZ} = 2241,4 \cdot 12 = 26,572 \text{ Nm}$$

$$M_{0xXY} = F_{a2m} \cdot r - F_{r2m} \cdot x$$

$$M_{0xXY} = 1160,7 \cdot 51,1 - 139,7 \cdot 12 = 57,63 \text{ Nm}$$

$$M_{0x} = \sqrt{M_{0xXY}^2 + M_{0xXZ}^2} = \sqrt{26,572^2 + 57,63^2} = 63,46 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{co} = \frac{M_{0x}}{W_0} \quad (270)$$

$$\sigma_{co} = \frac{32 \cdot 63,46}{\pi \cdot 0,03^3} = 23,94 \text{ MPa}$$

$$q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) \quad (271)$$

$$q = 0,5 \cdot (0,44 + 0,42) = 0,43$$

$$\beta_h = 1 + q \cdot (\alpha_h - 1) \quad (272)$$

$$\beta_h = 1 + 0,43 \cdot (2,4 - 1) = 1,602$$

$$\sigma_{co}^* = 0,35 \cdot R_m \cdot \frac{\mu \cdot v_h}{\beta_h} \quad (273)$$

$$\sigma_{co}^* = 0,35 \cdot 660 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,97}{1,602} = 111,9 \text{ MPa}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{co}} \quad (274)$$

$$k_\sigma = \frac{111,9}{23,94} = 4,67$$

Výpočet celkové bezpečnosti

$$k = \sqrt{\frac{k_\tau^2 \cdot k_\sigma^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad (275)$$

$$k = \sqrt{\frac{9,26^2 \cdot 4,67^2}{4,67^2 + 9,26^2}} = 4,17$$

## 4.12 Návrh ložisek

Ložiska jsou voleny od společnosti SKF. K jejich výpočtu jsou použity vypočtené hodnoty reakcí a hodnoty parametrů z knihovny ložisek společnosti SKF.

#### 4.12.1 Ložisko A

$$d = 45 \text{ mm}, R_{A2A} = 2779,3 \text{ N}, R_{Ay2A} = 1398,7 \text{ N}, C = 22,1 \text{ kN},$$

$$n_3 = 416,667 \text{ min}^{-1}, p = 3,$$

$$C_0 = 14,6 \text{ kN}, f_0 = 15$$

$$f_0 \cdot \frac{R_{Ay2A}}{C_0} = 15 \cdot \frac{1398,7}{14600} = 1,44 \Rightarrow x = 0,56, y = 1,43 \quad (276)$$

$$P = x \cdot R_A + y \cdot R_{Ay2A} \quad (277)$$

$$P = 0,56 \cdot 2779,3 + 1,34 \cdot 1398,7 = 3430,7 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \quad (278)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{22100}{3430,7}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 416,667} = 10\,692 \text{ hod}$$

Volím ložisko 6009

#### 4.12.2 Ložisko B

$$d = 45 \text{ mm}, R_B = 3317,3 \text{ N}, C = 22,1 \text{ kN}, n_3 = 416,667 \text{ min}^{-1}, p = 3$$

$$P = R_B = 3317,3 \text{ N} \quad (279)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \quad (280)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{22100}{3317,3}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 416,667} = 11\,827 \text{ hod}$$

Volím ložisko 6009

#### 4.12.3 Ložisko C

$$d = 45 \text{ mm}, R_C = 3971,3 \text{ N}, C = 35,1 \text{ kN}, n_2 = 833,33 \text{ min}^{-1}, p = 3,$$

$$P = R_C = 3971,3 \text{ N} \quad (281)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad (282)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{35100}{3971,3}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 833,33} = 27\,617 \text{ hod}$$

Volím ložisko 6209

#### 4.12.4 Ložisko D

$$d = 55 \text{ mm}, R_{DA} = 1915,7 \text{ N}, R_{DyA} = 1372 \text{ N}, C = 29,6 \text{ kN},$$

$$n_2 = 833,33 \text{ min}^{-1}, p = 3, C_0 = 21,2 \text{ kN}, f_0 = 15$$

$$f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} = 15 \cdot \frac{R_{DyA}}{C_0} = 15 \cdot \frac{1372}{21200} = 0,97 \Rightarrow x = 0,56, y = 1,55 \quad (283)$$

$$P = 0,56 \cdot R_{DA} + 1,55 \cdot R_{DyA} = 3199,4 \text{ N} \quad (284)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad (285)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{29600}{3199,4}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 833,33} = 15\,838 \text{ hod}$$

Volím ložisko 6011

#### 4.12.5 Ložisko E

$$d = 30 \text{ mm}, R_E = 2614 \text{ N}, R_{Ex} = 1160,4 \text{ N}, e = 0,43, C = 35,8 \text{ kN},$$

$$n_1 = 1250 \text{ min}^{-1}, p = 3,33$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{R_{Ex}}{R_E} = \frac{1160,4}{2614} = 0,444 > e \quad (286)$$

$$P = 0,67 \cdot R_E + 1,4 \cdot R_{Ex} \quad (287)$$

$$P = 0,67 \cdot 2614 + 1,4 \cdot 1160,4 = 3375,9 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad (288)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{35800}{3375,9}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1250} = 34\,658 \text{ hod}$$

Volím ložisko 32006 X/Q

#### 4.12.6 Ložisko F

$$d = 30 \text{ mm}, R_F = 663,5 \text{ N}, e = 0,43, C = 35,8 \text{ kN}, n_1 = 1250 \text{ min}^{-1}, p = 3,33$$

$$P = R_F = 663,5 \text{ N} \quad (289)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad (290)$$

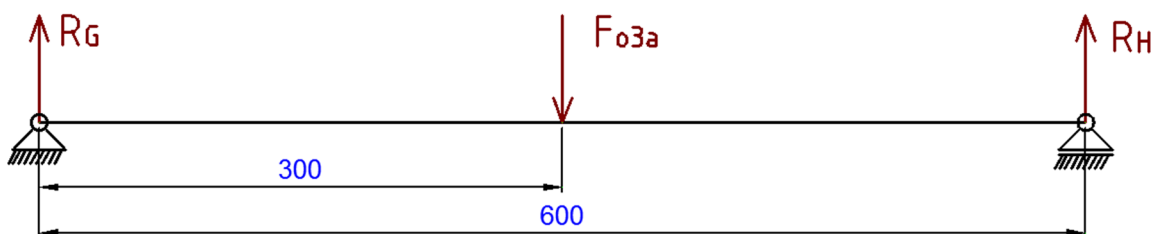
$$L_{10h} = \left(\frac{35800}{663,5}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1250} = 78097 \text{ hod}$$

Volím ložisko 32006 X/Q

### 4.13 Uložení řemenice

Výpočet reakcí:

Na obr. 24 je zobrazeno silové působení na vstupní hřídel v rovině ZX a průběh ohybového momentu.



Obr. 24: Silové působení v uložení řemenice

Z obr. 24 vychází rovnice (291) a (292).

$$F_{o3a} = 18234 \text{ N}$$

$$y: R_G + R_H - F_{03a} = 0 \quad (291)$$

$$M_G: R_H \cdot 600 - F_{03a} \cdot 300 = 0 \quad (292)$$

$$R_H = \frac{F_{03a} \cdot 300}{600} = \frac{18234 \cdot 300}{600} = 9117 \text{ N}$$

$$R_G = F_{03a} - R_H = 18234 - 9117 = 9117 \text{ N}$$

#### 4.13.1 Ložisko G

Předběžně volím válečkové ložisko vzhledem k velkému silovému zatížení.

$$C = 69500 \text{ N}, R_G = 9117 \text{ N}, p = 3,33, n_3 = 416,667 \text{ min}^{-1}, X = 1, Y = 0,$$

$$F_A = 0$$

$$F_R = R_G$$

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_A \quad (293)$$

$$P = 1 \cdot 9117 + 0 = 9117 \text{ N}$$

$$L_{10H} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \quad (294)$$

$$L_{10H} = \left(\frac{69500}{9117}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 416,677} = 34\,637 \text{ hod.}$$

Volím válečkové ložisko NU 209 ECP.

#### 4.13.2 Ložisko H

Předběžně volím válečkové ložisko vzhledem k velkému silovému zatížení.

$$C = 69500 \text{ N}, R_H = 9117 \text{ N}, p = 3,33, n_3 = 416,667 \text{ min}^{-1}, X = 1, Y = 0,$$

$$F_A = 0$$

$$F_R = R_H$$

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_A \quad (295)$$

$$P = 1 \cdot 9117 + 0 = 9117 \text{ N}$$

$$L_{10H} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \quad (296)$$

$$L_{10H} = \left(\frac{69500}{9117}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 416,677} = 34\,637 \text{ hod.}$$

Volím válečkové ložisko NU 209 ECP.

### 4.14 Metoda konečných prvků

MKP je metoda numerického řešení průběhů napětí, deformací, proudění tepla a elektromagnetismu. Existuje mnoho softwarů na řešení MKP jako ABAQUS, ANSYS, Autodesk Simulation. V této práci je použita metoda konečných prvků v programu Autodesk Inventor Professional 2013 kde se vygeneruje síť a poté je kontrola provedena v programu ANSYS.

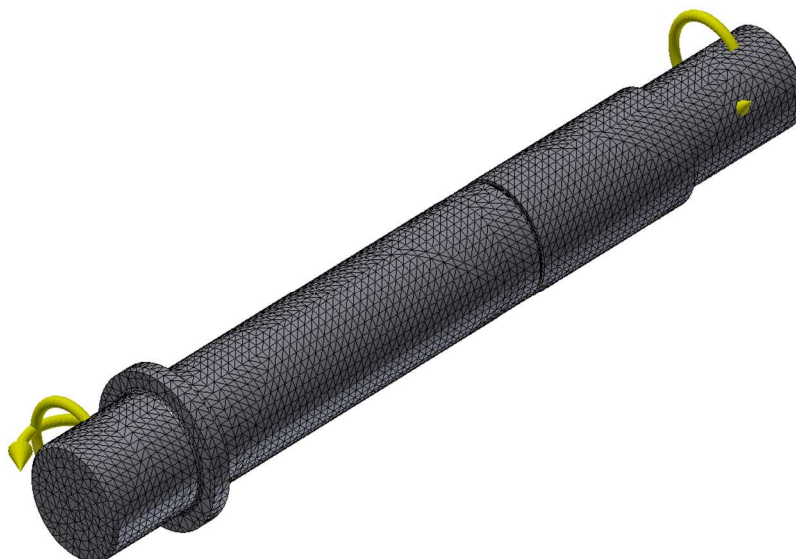
Vstupní hřídel je vymodelován v systémovém prostředí softwaru Autodesk Inventor. Následně je těleso přeneseno do simulačního prostředí. Zároveň se zvolí materiál a nastavení simulace. Na hřídeli jsou v místech uložení připraveny plochy k následnému přiřazení okrajových podmínek.



*Obr. 25: Vymodelovaný vstupní hřídel s vyznačenými plochami pro zavedení okrajových podmínek.*

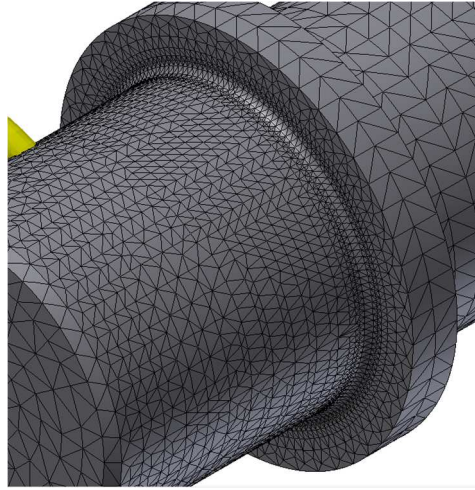
Na levé vyznačené ploše na obr. 25 jsou odebrány všechny směry posuvů. Druhá vyznačená plocha má ponechaný pouze jeden posuv a to v axiálním směru. Obr. 25 také obsahuje zadané silové okrajové podmínky odpovídající zatížení vstupního hřídele.

V dalším kroku se na součásti vygeneruje síť konečných prvků.



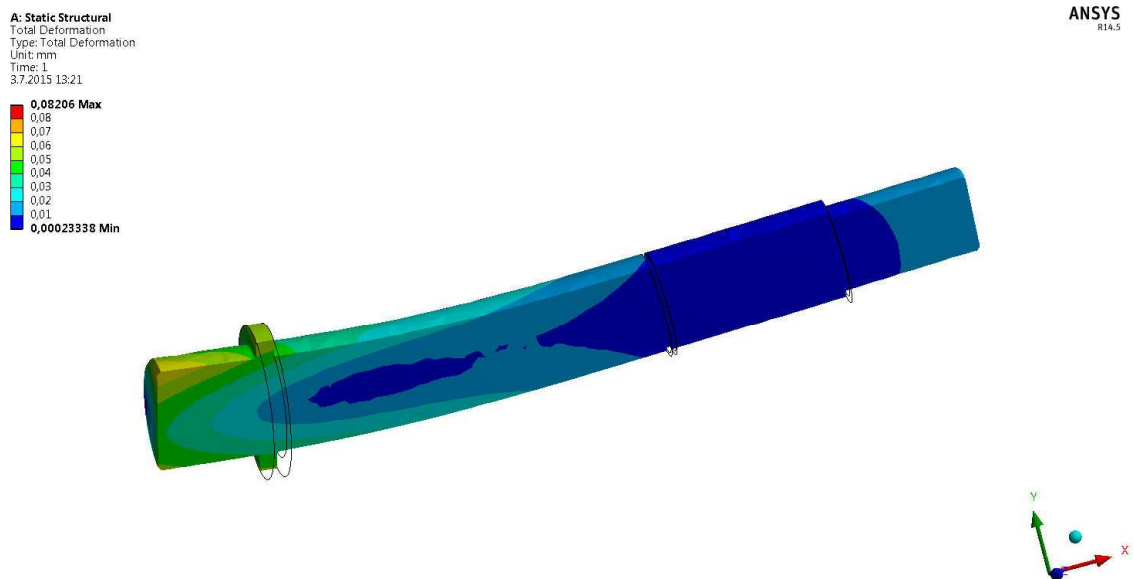
*Obr. 26: Vstupní hřídel s vygenerovanou sítí konečných prvků a se zadanými okrajovými a silovými podmínkami*

Na obr. 26 je kompletně vygenerovaná síť. V tomto případě jsou požadovány přesnější výsledky v místě vrubu. Proto v tomto místě je zavedena jemnější síť. Tato výsledná síť je tvořena 165163 uzly a je zobrazena na obr. 26.



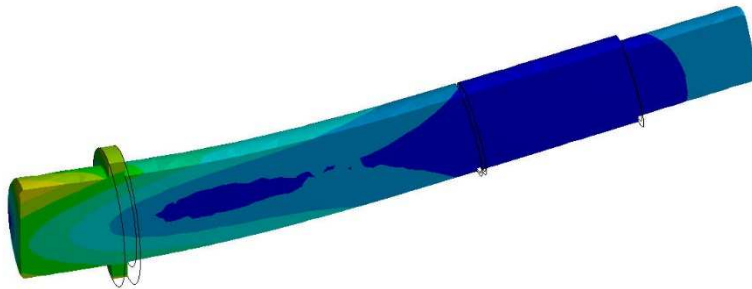
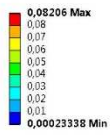
Obr. 27: Detail jemnější síť

Z výsledků metody konečných prvků (obr. 28, 29 a 30) vychází minimální bezpečnost ve vrubu, který byl zvolen pro početní kontrolu. Výsledná minimální bezpečnost získaná pomocí MKP je rovna hodnotě 1,02.



Obr. 28: Výsledek metody MKP v programu ANSYS se zobrazením deformací

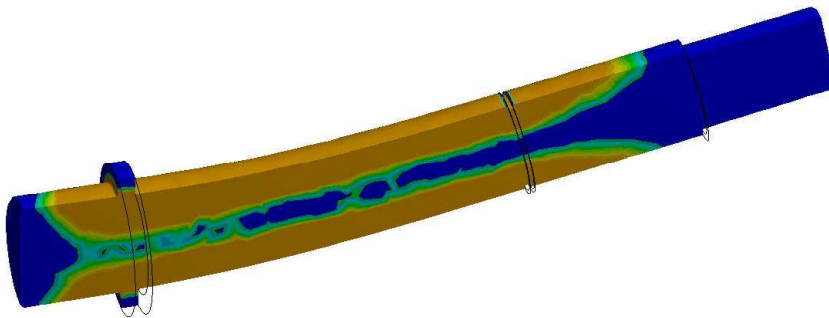
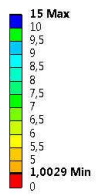
A: Static Structural  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
3.7.2015 13:21



ANSYS  
R14.5

Obr. 29: Výsledek metody MKP v programu ANSYS se zobrazením napětí

A: Static Structural  
Safety Factor  
Type: Safety Factor  
Time: 0  
3.7.2015 13:23



ANSYS  
R14.5

Obr. 30: Výsledek metody MKP v programu ANSYS se zobrazením bezpečnosti

## 5 Ekonomické zhodnocení

Pohonná jednotka byla navržena s co největším podílem normalizovaných součástí, které sníží náklady i čas výroby.

Zadaným otáčkám neodpovídá žádný sériově vyráběný motor, a proto je třeba zvolit motor s vyššími otáčkami, které se následně pomocí elektroniky sníží na požadované otáčky. Tento postup zvyšuje náklady. Cenově nejvýhodnější možností by byla změna vstupních otáček a upravení průměru bubnu, tato možnost ale není možná.

Z potenciálních řešení řazení zvolený způsob řazení pomocí aktuátoru je cenově nejvýhodnější. Při použití elektromagnetických spojek by cena narostla téměř dvojnásobně. Cena zvoleného typu aktuátoru CAHB 10 je rovna 6585 korun.

Ložiska jsou voleny od společnosti SKF, která poskytuje ložiska výborné kvality za přijatelnou cenu. Také přikládá vlastní návrh pro výpočet ložisek, aby zákazník vybral nejlepší možná ložiska.

Rám konstrukce byl navržen co nejjednodušší a je svařen z normalizovaných profilů.



## 6 Závěr práce

V této práci byla navržena kompletní pohonná jednotka lyžařského pásu, která se skládá z pohonné jednotky, šroubové spojky, dvoustupňové převodovky, spojky Periflex a bubnu lyžařského pásu.

Prvním řešeným úkolem bylo zjištění, jestli zadaný výkon elektromotoru bude dostatečný pro pohon pásu o délce 20 metrů s maximálním počtem lyžařů. Tento počet byl zvolen s ohledem na průměrnou délku lyží a je roven dvaceti pěti lyžařům. Při vyšší rychlosti pásu, která je 2,5 m/s bude pohonný systém využívat okolo 95 % výkonu a při nižší rychlosti 1,25 m/s a maximálním obsazení je využívaný výkon 49 %. Dá se předpokládat, že s nezkušenými lyžaři bude na pásu i doprovod, proto je tento převod naddimenzován a je schopen převést větší hmotnost.

Dalším úkolem bylo zjistit průměr bubnu (řemenice) pro zadané rychlosti a zajištění lepšího tření mezi pásem a bubnem. Průměr pásu byl stanoven z kinematických poměrů a je roven  $d = 115 \text{ mm}$ . Problém s třením je vyřešen nalepením pryžového pásu na ocelový buben. Původní součinitel tření se zvýší z hodnoty  $f = 0,3$  na hodnotu  $f = 0,5$ .

Zkonstruovaná převodovka je navržena jako dvoustupňová a má celkový převodový poměr roven 3 a při zařazení 2. převodového stupně je převodový poměr roven 6. Vstupní otáčky jsou postupně transformovány s převodovým poměrem  $i = 1,5$  na prvním kuželovém soukolí se šikmými zuby. Obě tato kuželová kola jsou nalisována s uložením H7/s6, s pozitivní kontrolou na otláčení. Na předlohovém hřídeli jsou umístěna dvě ozubená kola se šikmým ozubením, která jsou trvale v záběru a jsou usazena na jehličkových ložiscích. Převodové poměry jsou  $i_2 = 2$   $i_{2A} = 4$ , které odpovídají požadovaným otáčkám výstupní hřídele  $416,67 \text{ min}^{-1}$  a  $208,33 \text{ min}^{-1}$ . Řazení je provedeno pomocí synchronizačního zařízení, které pomocí řadicí vidlice uvede do pohybu vnější kroužek. Ten stlačí pružinu a synchronizační člen vyrovná rychlost hřídele a ozubeného kola. Následuje zapadnutí vnějšího kroužku do evolventního drážkování na ozubeném kole. Tímto je zajištěn přenos výkonu. Řadicí páka je ovládána stejnosměrným lineárním aktuátorem, který je samosvorný. Tento mechanismus se bude ovládat pomocí tlačítek na ovládacím panelu. Všechna ozubená kola jsou navržena podle normy ČSN 01 4686 a jsou zkontrolována a je určena bezpečnost.

Převodová skříň je navržena jako tří dílný odlitek. Výroba odléváním byla zvolena z důvodů malosériové až hromadné výroby, jelikož s rostoucím počtem kusů se náklady na odlévanou skříň snižují a klesají pod náklady na svařovanou skříň. Převodovka bude používána při nízkých teplotách, proto volíme mazací medium olej s klasifikací **API GL-**

**4, SAE 90W**, který má vyhovující viskozitu při teplotách nad  $-26^{\circ}\text{C}$ . Konkrétně byl zvolen olej Carline PP90, který je vyroben pro mazání mechanických převodovek, má výborné antikorozi vlastnosti a splňuje klasifikaci **API GL-4, SAE 90W**.

Celý pohonný systém bude uložen ve vrchní části lyžařského pásu, kde bude částečně uložen do země. Předpětí pásu bude zajišťováno v dolní úvrati.

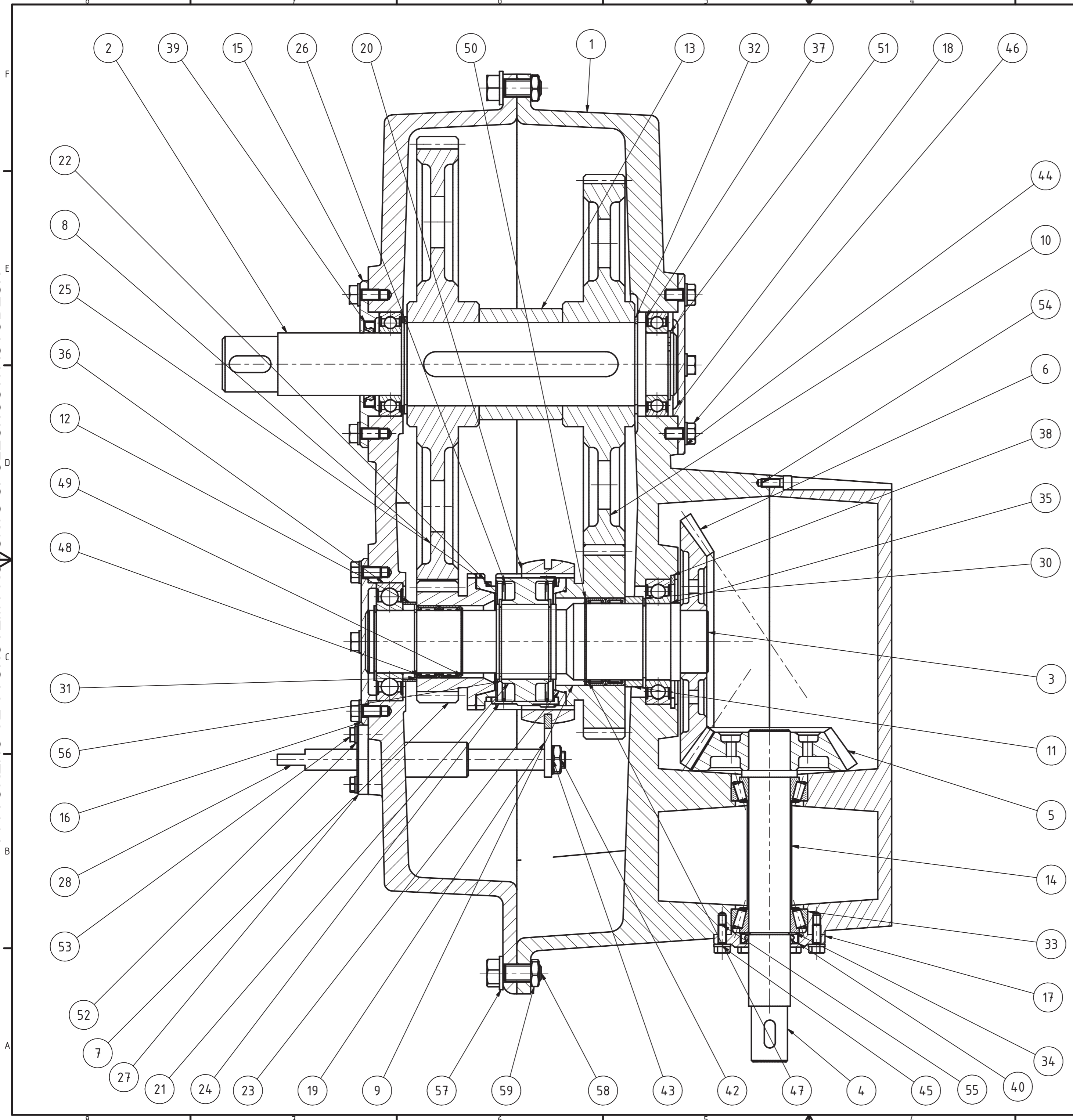
Hřídele jsou kontrolovány na statický krut na nejmenším průřezu a na dynamický ohyb, který je kontrolován v nejnebezpečnějším průřezu s maximálním ohybovým napětím na hřídeli. Bezpečnosti jsou rovny  $k_{AB} = 2,49$ ,  $k_{CD} = 3,52$ ,  $k_{EF} = 4$ . Bezpečnosti jsou navrženy vyšší z důvodu přerušovaného provozu, kdy bude mimo lyžařskou sezónu vlek odstaven. Vstupní hřídel byl zkontrolován pomocí metody konečných prvků v softwaru Autodesk Inventor Professional 2013. Výsledky MKP byly dostatečně blízké bezpečnosti, která v nejnebezpečnějším místě vyšla  $k_{EF} = 3,93$ , a proto by se pro návrh všech dílů dal použít tento software. Pokud by se jednalo o velkou sérii, bylo by na místě provést ruční kontrolu výsledků.

Ložiska byly použity od společnosti SKF a pro jejich výpočet byly použity jejich vlastní kritéria a tabulky. Na vstupním hřídeli jsou použita 2 kuželíková ložiska proti sobě k zachycení axiální sil od kuželového převodu. Pro zbytek převodovky byla použita kuličková ložiska. Nejvíce namáhané výstupní ložisko, označené jako A, přesahuje minimální trvanlivost o 2 600 hodin. Uložení bubnu je provedeno zvlášť na válečkových ložiscích, které byly zvoleny z důvodu menšího zástavbového prostoru, než při použití kuličkových ložisek při stejné životnosti.

Celý pohonný systém byl sestaven co nejkompaktněji. Práce se primárně zaměřuje na návrh klíčové části a to dvoustupňové převodovky. Návrh proběhl podle zadaných parametrů úspěšně. Všechny cíle práce byly splněny.

## 7 Použitá Literatura

- [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] Leinveber, J. – Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [4] Databáze knihovny TUL.
- [5] Jágrová, J.: Tabulky pro určení vrubové houževnatosti. Liberec, TUL.
- [6] PRÁŠIL, L. a kol.: Části strojů a mechanismů (cvičení).
- [7] Švec, V.: Části a mechanismy strojů. ČVUT, Praha 6, Zizk. 4
- [8] SKF online katalog  
dostupný [online] z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/index.html>

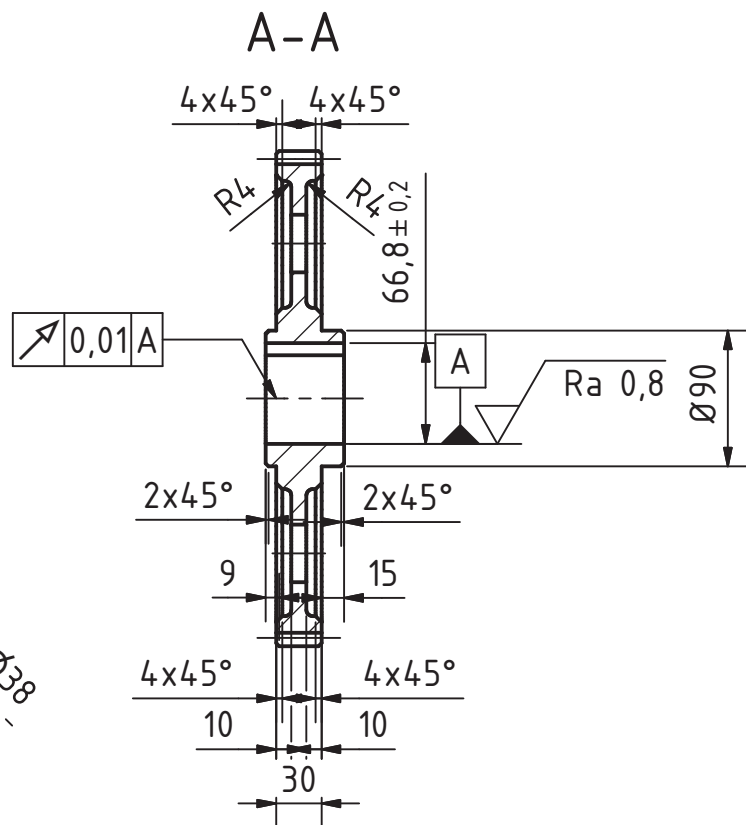
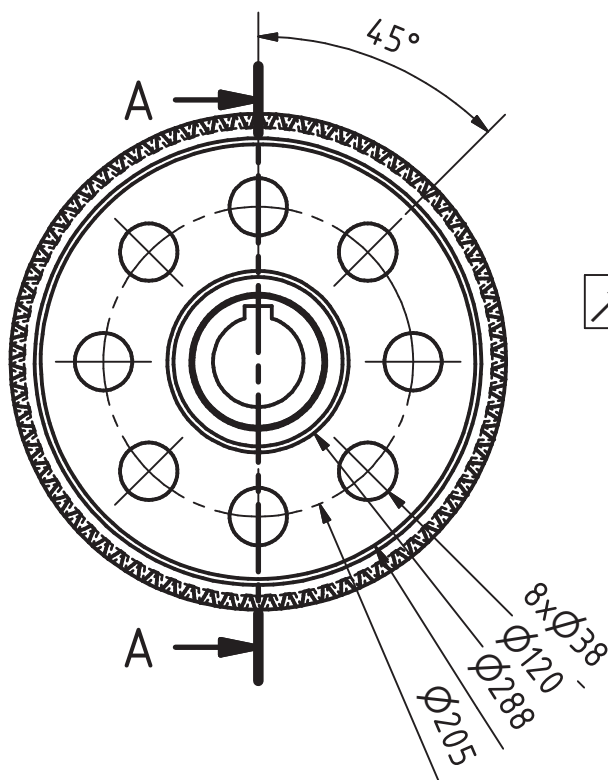


KUSOVNÍK				KUSOVNÍK			
POZ	K	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS	POZ	K	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
34	1	ANSI B 27.7M - 3AMI-30	ANSI metrické kuželové pojistné kroužky	1	1	SKřÍň	
35	1	6011	Kuličkové ložisko jednořadé	2	1	HřídelaB	
36	1	6209	Kuličkové ložisko jednořadé	3	1	HřídelaCD	
37	2	6009	Kuličkové ložisko jednořadé	4	1	HřídelaEF	
38	1	ANSI B 27.7M - 3BMI-90	Rozpěrný kroužek vnější	5	1	Pastorek kuželového soukolí se šikmými zuby	
39	1	ANSI/B93.98M - 45x62x8-Typ 2	Hřídellové těsnění v provedení 2	6	1	Kuželové ozubené kolo se šikmými zuby	
40	1	ANSI/B93.98M - 30x42x7-Typ 2	Hřídellové těsnění v provedení 2	7	1	Pastorek ozubeného soukolí se šikmými zuby 1	
41	1	PERO 18e7x11x140		8	1	Ozubené kolo s čelním ozubením se šikmými zuby 1	
42	1	DIN 439 - M12	Šestihranná matice	9	1	Pastorek ozubeného soukolí se šikmými zuby 2	
43	1	DIN 6798 - J 13	Zoubkovaná pojistná podložka	10	1	Ozubené kolo s čelním ozubením se šikmými zuby 2	
44	1	DIN 126 - 9	Podložky pro šrouby se šestihrannou hlavou a matice	11	1	Distanční kroužek	
45	6	DIN 126 - 6,6	Podložky pro šrouby se šestihrannou hlavou a matice	12	1	Distanční kroužek 1	
46	1	ANSI B 18.6.7 M 2 / IFI 513 - M8 x 1,25 x 16	Strojní šroub s vrubkovanou šestihrannou hlavou	13	1	Distanční kroužek 2	
47	2	ISO 3245 - 21 D - 55 x 63 x 14	Jehlová ložiska, s lisovaným vnějším kroužkem bez vnitřních kroužků	14	1	Distanční kroužek 3	
48	2	ISO 3245 - 41 D - 45 x 52 x 16	Jehlová ložiska, s lisovaným vnějším kroužkem bez vnitřních kroužků	15	1	Víko 1	
49	1	ISO 464 - 44	Pojistná podložka	16	1	Víko 2	
50	1	ISO 464 - 56	Pojistná podložka	17	1	Víko 3	
51	1	ANSI B 27.7M - 3AMI-46	ANSI metrické kuželové pojistné kroužky - základní vnější řada - 3AMI	18	1	Víko 4	
52	2	DIN 127 - A 6	Pružná podložka	19	1	Řadící vidlice	
53	2	ISO 4014 - M6 x 30	Šrouby se šestihrannou hlavou - výrobní řada A a B	20	1	Řadící člen vnějšek	
54	5	ISO 4762 - M6 x 16	Šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem	21	1	Řadící člen vnitřek	
55	6	ANSI B 18.6.7 M / IFI 513 - M6 x 1 x 16	Strojní šroub s vrubkovanou šestihrannou hlavou	22	1	Řadící prstenec 1	
56	2	ANSI B 27.7M - 3AMI-50	ANSI metrické kuželové pojistné kroužky	23	1	Řadící prstenec 2	
57	4	DIN 126 - 13,5	Podložky pro šrouby se šestihrannou hlavou a matice	24	3	Synchronní člen	
58	3	ANSI B 18.6.7 M / IFI 513 - M12 x 1,75 x 30	Strojní šroub s vrubkovanou šestihrannou hlavou	25	1	Synchronní člen 1	
59	4	ISO 4035 - M12	Šestihranná matice	26	2	Synchronní pružina	
60	1	ANSI B 18.6.7 M / IFI 513 - M12 x 1,75 x 50	Strojní šroub s vrubkovanou šestihrannou hlavou	27	1	Vodící pouzdro	
				28	1	Táhlo	
				29	1	Těsnění	
				30	1	ANSI B 27.7M - 3AMI-55	ANSI metrické kuželové pojistné kroužky
				31	2	ANSI B 27.7M - 3AMI-45	ANSI metrické kuželové pojistné kroužky
				32	2	ANSI B 27.7M - 3AMI-60	ANSI metrické kuželové pojistné kroužky
				33	2	32006 X/Q	Kuličkové ložisko

				<b>TU V LIBERCI</b>	
		Datum	Jméno		
		Nakreslil: 2.2.2015	Lazák		
		Norma			
		Měřítko: 1:5			
				<b>Převodovka BP</b>	
				<b>prevodovkaBPA2</b>	
				1	
				A2	
Stav	Změny	Datum	Jméno		

TABULKA

modul m	m	4
převodé číslo	i	4
počet zubů	z	76
normální základní profil	-	ČSN 014607
úhel sklonu boční křivky zubů	beta	18
smysl stoupání boční křivky zubů	-	PRAVÝ
jednotkové posunutí	x	0,0446
stupeň přesnosti podle	-	ČSN 014682
spoluzabírající kolo počet zubů	z	19
vzdálenost os	aw	199,778
čelní modul	mt	4,206
průměr základní kružnice	Db	298,53
průměr roztečné kružnice	D	319,645
průměr patní kružnice	Df	310,001
úhel os	E	0



Ra 3,2 (✓)

TU V LIBERCI

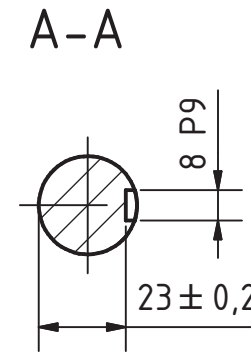
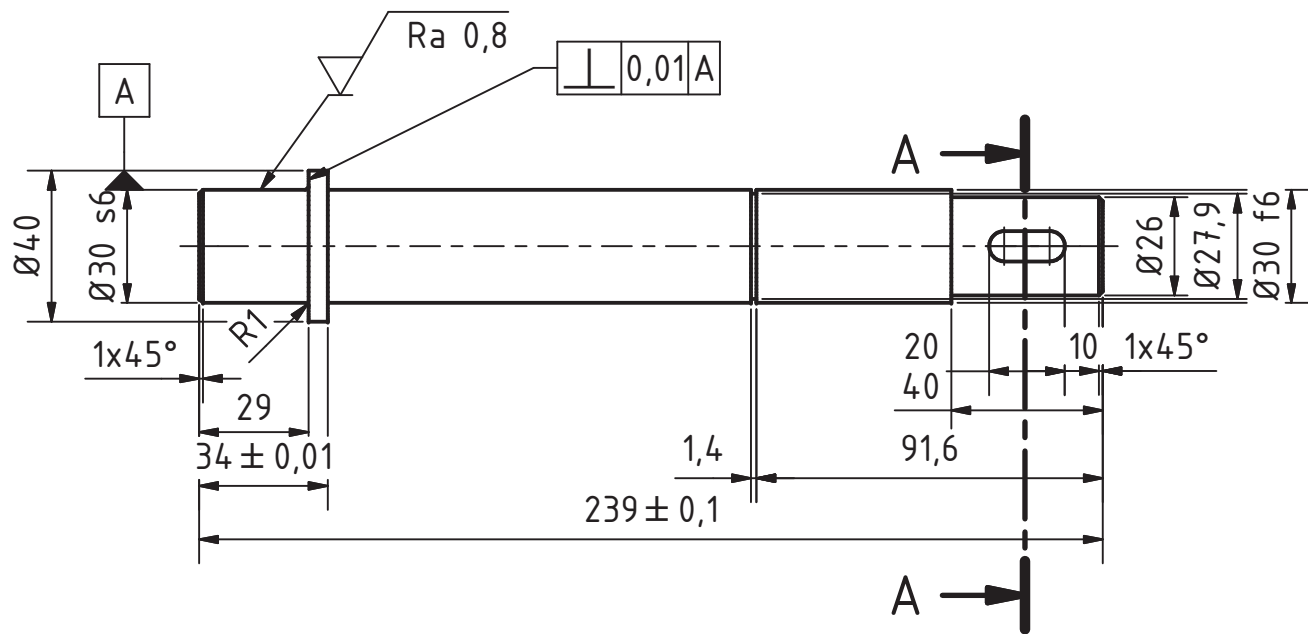
Čelní oz. kolo s šikmými zuby

PřevodovkaBP\_002

1

A4

				Datum	Jméno
				Nakreslen 18.2.2015	Lazák
				Zkontrolován	
				Norma	
				Měřítko: 1:5	
Stav	Změny	Datum	Jméno		



$\sqrt{Ra\ 3,6}$  (✓)

						TU V LIBERCI	
						Hřídle EF	
				Datum		Jméno	
				Nakreslen 17.5.2015		Lazák	
				Zkontrolován			
				Norma			
				Měřítko: 1:2			
						Převodovka BP_003	
						1	
						A4	
Stav	Změny	Datum	Jméno				