



**FAKULTA  
ŠROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh pohonu průmyslové míchačky  
betonových směsí**

**Design of Drive for Concrete Mixer**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2017**

**Dalibor HANKA**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.

## ZADÁNÍ

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu průmyslové míchačky betonových směsí“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zdeňka Češpíra, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Mostě 5. 6. 2016

Dalibor Hanka

## **PODĚKOVÁNÍ**

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Zdeňkovi Češpírovi, Ph.D. za ochotu, odborné vedení a připomínky ke zpracování této závěrečné práce. Dále bych chtěl poděkovat zejména své rodině a přátelům za podporu při studiu.

## ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Dalibor HANKA		
Název BP:	Návrh pohonu průmyslové míchačky betonových směsí		
Anglický název:	Design of Drive for Concrete Mixer		
Rok:	2017		
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství		
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový		
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů		
Vedoucí BP:	Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.		
Konzultant:			
Bibliografické údaje:	Počet stran	60	
	Počet obrázků	37	
	Počet tabulek	34	
	Počet příloh	5	
Klíčová slova:	Průmyslová míchačka, betonová směs, pohon, převodovka, čelní ozubení, řetězový převod, koncepce		
Keywords:	Industrial mixer, concrete, drive, drivetrain, front gear, chain drive, conception		

### Anotace:

Předmětem bakalářské práce je návrh pohonu průmyslové míchačky betonových směsí. Na základě provedené rešerše a zadaných parametrů je vytvořen koncepční návrh míchačky. Pro tuto koncepci je navržen pohon pomocí dvoustupňové převodovky poháněné asynchronním elektromotorem. Na závěr jsou provedeny kontroly vybraných uzlů pohonu. Součástí této práce je 3D model a výkres sestavy pohonu míchačky.

### Abstract:

Design of drive for a concrete mixer is subject of this bachelor's thesis. Based on the research and given parameters, a conceptual design of the concrete mixer is created. Drive consisting of a two-speed drivetrain powered by an asynchronous electric motor is designed for this conception. Chosen parts of the drive are checked at the end. Drawing of drive assembly and a 3D model of the whole mixer are parts of this thesis.

1. Úvod .....	1
2. Přehled současných řešení průmyslových míchaček betonových směsí .....	2
2.1. Spádové míchačky betonových směsí.....	2
2.1.1. Míchačka Agro-Wikt PROFI 320 I .....	2
2.1.2. Míchačka UM 250 firmy Filamos s.r.o. ....	3
2.2. Míchačky s nuceným oběhem .....	3
2.2.1. Míchačka stavebních směsí ML 150 firmy Filamos s.r.o. ....	4
2.3. Kontinuální míchačky .....	4
2.3.1. Míchačka KM 40 firmy Filamos s.r.o. ....	5
2.3.2. Míchačka PFT HM 2002.....	6
3. Návrh pohonu kontinuální míchačky .....	7
3.1. Koncepční návrh kontinuální míchačky .....	7
3.2. Návrh elektromotoru .....	8
3.3. Návrh pružné hřídelové spojky .....	10
3.4. Návrh řetězového převodu.....	10
3.4.1. Výběr typu řetězu .....	10
3.4.2. Kontrola řetězu.....	12
3.5. Návrh dvoustupňové převodovky.....	14
3.5.1. Rozdělení převodového poměru převodovky na jednotlivé stupně .....	14
3.5.2. Návrh průměrů hřídelů .....	15
3.5.3. Stanovení hodnot modulu ozubení obou soukolí.....	16
3.5.4. Osově vzdálenosti a jejich úprava .....	18
3.5.5. Výpočet korekcí ozubených kol a jejich rozdělení .....	19
3.5.6. Konečné rozměry ozubení .....	21
3.5.7. Koncepční návrh převodovky.....	22
3.5.8. Kontrola ozubení .....	23
3.5.9. Uložení hřídelů .....	24
3.5.10. Konstrukce převodovky a skříně .....	27
3.5.11. Návrh a kontrola per.....	29
3.5.12. Síly v převodovce .....	30
3.5.12.1. Silové poměry v ozubení .....	31
3.5.12.2. Silové účinky od řetězového převodu .....	32
3.5.12.3. Reakce v podporách (ložiskách) .....	33
3.5.13. Kontrola ložisek .....	35
3.5.14. Statická kontrola hřídelů .....	38
3.5.15. Dynamická kontrola hřídele.....	42
3.5.16. Deformační kontroly hřídelů.....	45
3.5.16.1. Kontrola průhybů.....	45
3.5.16.2. Kontrola natočení .....	46
3.6. Sestava pohonu míchačky .....	47
4. Konstrukce samotné míchačky .....	48
4.1. Kontrolní výpočty vybraných částí míchačky .....	49
4.1.1. Deformační kontrola míchacího bubnu.....	49

<b>4.1.2. Kontrola trvanlivosti ložisek hřídele .....</b>	<b>51</b>
<b>5. Závěr .....</b>	<b>51</b>
<b>Seznam zkratk a symbolů.....</b>	<b>53</b>
<b>Seznam použité literatury.....</b>	<b>56</b>
<b>Seznam obrázků.....</b>	<b>58</b>
<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>59</b>
<b>Seznam příloh .....</b>	<b>60</b>

## 1. Úvod

Průmyslové míchačky suchých i mokrých směsí jsou dnes nedílnou součástí vybavení podniků napříč celým spektrem průmyslových odvětví. Cílem všech míchaček je co nejlepší promísení vstupních surovin za účelem vzniku výsledné, pokud možno homogenní, směsi. Každá míchačka se skládá ze dvou základních prvků: z mísícího prostoru (rotačně symetrického bubnu) a míchacích lopatek, případně šneku.

Základní rozdělení míchaček lze postavit právě na druhu relativního pohybu bubnu a lopatek. Prvním typem jsou míchačky, u kterých se vůči sobě buben a lopatky nepohybují a jsou spolu pevně spojeny – spádové míchačky. Druhým typem jsou míchačky s nuceným oběhem, kde je promísení zajištěno pohybem lopatek ve statickém bubnu. Posledním běžným typem jsou míchačky kontinuální, které jsou, na rozdíl od všech výše zmíněných, schopny pracovat neustále bez nutnosti zastavení procesu míchání z důvodu plnění vsázkou nebo vyprazdňování hotové směsi.

V této bakalářské práci se budu zabývat návrhem pohonu kontinuální míchačky betonových směsí střední velikosti.



## 2. Přehled současných řešení průmyslových míchaček betonových směsí

Základní dělení míchaček je tedy na spádové, s nuceným oběhem a kontinuální. V následujícím textu rozeberu hlubší rozdíly těchto řešení a jejich obvyklé použití.

### 2.1. Spádové míchačky betonových směsí

Míchání je zajištěno rotačním pohybem bubnu kolem své osy. Na bubnu jsou uvnitř pevně připevněny míchací lopatky nebo míchací šnek. Otáčením bubnu je směs nabírána lopatkami, ze kterých se posléze vlivem gravitace uvolní a padá zpět do spodní části bubnu (odtud název spádové míchačky). Buben je obvykle poháněn pomocí ozubeného věnce na vnějším obvodu bubnu. Vsázka se u běžných, menších typů plní ručně a vyprázdnění se provádí pomocí naklopení bubnu.

Pohon je zajištěn pomocí jednofázových nebo třífázových elektromotorů o výkonech maximálně v jednotkách kW.

Spádové míchačky jsou využívány, vzhledem ke své jednoduchosti, k nenáročným aplikacím takřka na každé stavbě.

#### 2.1.1. Míchačka Agro-Wikt PROFI 320 I

Profesionální spádová míchačka klasické koncepce s velkým bubnem o obsahu 320 l, která je schopna na jednu dávku namíchat až 200 l betonové směsi. Míchačka je poháněna trojfázovým elektromotorem o výkonu 1,5 kW, jehož kroutící moment je přenášen přes převodovku dále na ozubený litinový věnec na obvod bubnu. Naklápění bubnu je zajištěno šnekovým mechanismem, který zaručuje přesné dávkování hotového betonu. Výkonnost této míchačky je až 3 m<sup>3</sup> betonu za hodinu. [4]



Obrázek 1: Spádová míchačka Agro-Wikt Profi 320 I [4]

### 2.1.2. Míchačka UM 250 firmy Filamos s.r.o.

Robustní spádová míchačka, která nachází využití zejména v hutním a metalurgickém průmyslu. Je poháněna třífázovým elektromotorem o výkonu 2,2kW. Míchání směsi je zajištěno otáčením bubnu proti směru hodinových ručiček a vyprazdňování při chodu směrem opačným. Maximální objem jedné dávky, kterou je schopna míchačka připravit za 40 s je 190 l. [5]



Obrázek 2: Spádová míchačka UM 250 [5]

## 2.2. Míchačky s nuceným oběhem

Tento druh míchaček pracuje na již dříve zmíněném pohybu míchacích lopatek ve statickém bubnu. Tento pohyb je pro míchání směsí mnohem účinnější (uvádí se až pětkrát kratší čas potřebný pro promísení směsi). Lopatek bývá v bubnu větší počet a mívají rozdílné tvary a velikosti právě z důvodu maximalizace efektivity procesu (obr. 3).



Obrázek 3: Míchací lopatky [6]

### 2.2.1. Míchačka stavebních směsí ML 150 firmy Filamos s.r.o.

Míchačka s nuceným oběhem střední kapacity. Je poháněna elektromotorem o výkonu 2,2 kW napojeným na třífázovou elektrickou síť. Využívá se k míchání stavebních směsí, např. betonové, zdící, omítací směsi, stěrky, lepidla atd. Výhodou je relativně nízká hmotnost, jednoduchá obsluha a údržba. [6]



Obrázek 4: Míchačka s nuceným oběhem ML 150 [6]

### 2.3. Kontinuální míchačky

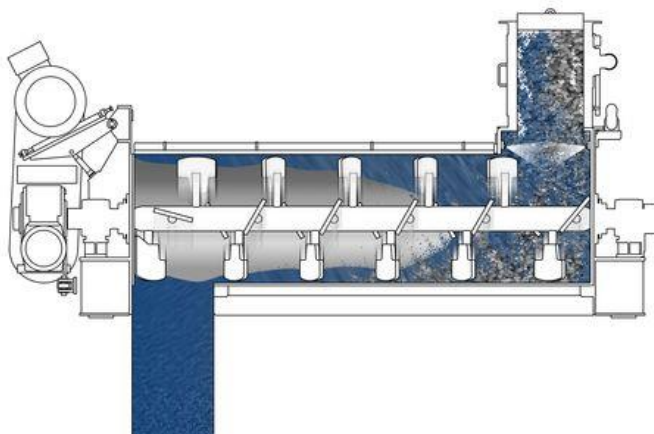
Jedná se o míchačky, které, díky své koncepci, umožňují plynulou výrobu směsi bez prodlev. Jejich nespornou výhodou je jednoduchost obsluhy, možnost výroby libovolného objemu směsi, možnost automatizace a téměř nulové ztráty na materiálu. Míchačky je možno, kromě klasického plnění pytlou betonovou směsí, připojit na silo, což zajistí ještě plynulejší výrobu s opravdu nulovými prostoji.

Nejčastěji jsou koncipovány jako jednohřídelové, ale hřídelů s lopatkami mohou mít i více. V případě vícehřídelové koncepce jsou hřídele uloženy vedle sebe ve vodorovné rovině stroje. Pokud mají jednu hřídel, tak je uložena soustředně v dlouhém válci, který se dá rozdělit do dvou částí. V první části dochází pouze k posouvání a přihrnování suché směsi a v druhé části dochází k samotnému promíchávání po přidání záměsové vody.

Geometrie lopatek bývá odlišná v oblasti bubnu, kde dochází pouze k posunu suché směsi a v oblasti, kde je do suché směsi přidávána voda. Někdy se můžeme setkat i s kombinací přihrnovacího šneku a míchacích lopatek.

Míchačky se zpravidla připojují přímo na vodovodní řád a následně se nastaví množství dodávané vody pomocí průtokoměru. Součástí lépe vybavených strojů může být automatická regulace průtoku v závislosti na požadované konzistenci a rychlosti výroby betonové směsi.

Princip fungování kontinuální míchačky je ukázán na následujícím obrázku (obr. 5).



Obrázek 5: Princip fungování kontinuální míchačky [7]

### 2.3.1. Míchačka KM 40 firmy Filamos s.r.o.

Jednohřídelová kontinuální míchačka s třífázovým elektromotorem o příkonu 5,5 kW, který zajišťuje technický výkon až 30 l/min. Je vhodná na zpracování suchých maltových směsí na bázi cementu a zpracování jemného betonu. Využití najde při zdění, kladení podlah, omítání, lepení obkladaček, atd.

Vyrábí se ve dvou provedeních, a to v provedení s klasickou násypkou pro ruční plnění pytlované směsí nebo s přírubou pro připojení na silo (obr. 7).

Na přání může být vybavena frekvenčním měničem pro plynulou regulaci otáček. [8]



Obrázek 6: Kontinuální míchačka KM 40 [8]



Obrázek 7: Připojení na silo [8]

### 2.3.2. Míchačka PFT HM 2002

Kontinuální míchačka na zpracování pytlované směsi. Je poháněna jednofázovým elektromotorem o příkonu 2,2 kW. Její technický výkon je 20 l/min. Je určena k přípravě malt, omítek, obkládacích hmot a směsí na lité podlahy o maximální zrnitosti 4 mm. [9]



*Obrázek 8: Kontinuální míchačka PFT HM 2002 [10]*

### 3. Návrh pohonu kontinuální míchačky

Z poznatků získaných rešerší a zadaných parametrů navrhnu koncepční návrh kontinuální míchačky betonových směsí a její pohon.

#### 3.1. Koncepční návrh kontinuální míchačky

Koncepční návrh jsem vytvořil na základě zadaných parametrů (tab. 1) a provedené rešerše. Konstrukce míchačky je svařovaná, tvořená čtvercovými ocelovými profily a profily tvaru U. Na buben o délce  $L_B = 1\ 800\ mm$  je přivařena příruba k připojení míchačky přímo na silo se suchou betonovou směsí. Na výstupní stranu bubnu je ve spodní části přivařena výsypka, která je vyrobena z plechu. Míchací lopatky jsou připevněny na hřídeli, který bude v ose bubnu uložen pomocí ložiskových jednotek. Koncepční návrh je ukázán na obrázku (obr. 9).



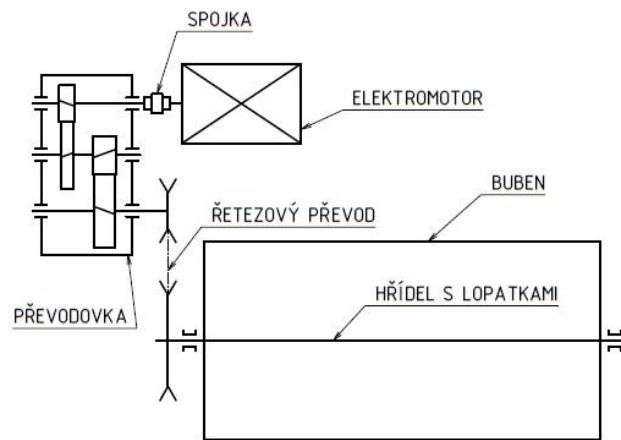
Obrázek 9: Koncepční návrh kontinuální míchačky

Tabulka 1: Zadané parametry míchačky

Otáčky míchacích lopatek [min <sup>-1</sup> ]	Průměr míchacího bubnu [mm]	Potřebný výkon míchačky [kW]
$n_B = 32$	$D_B = 500$	$P_B = 2$

Samotná sestava pohonu bude připevněna na svůj menší rám, který bude uložen posuvně vůči hřídeli míchačky v kolmém směru. Toto řešení umožní dodatečné nastavení polohy sestavy pohonu z důvodu správného napnutí řetězu, který bude zabezpečovat přenos kroutícího momentu mezi převodovkou a hřídelem míchačky.

Na základě výše uvedené koncepce a zadaných parametrů jsem zvolil následující sestavu pohonu (obr. 10).



Obrázek 10: Schéma pohonu

### 3.2. Návrh elektromotoru

Návrh elektromotoru budu stavět na zadaných parametrech (tab. 1) a zároveň musím zohlednit účinnost určitých prvků pohonné soustavy. Dílčí účinnosti, které budu ve svém výpočtu uvažovat uvádím níže v tabulce (tab. 2). [1]

Tabulka 2: Dílčí účinnosti pohonu

Účinnost jednoho páru čelních kol [-]		Účinnost řetězového převodu [-]
$\eta_{12} = 0,98$	$\eta_{34} = 0,98$	$\eta_{\dot{r}} = 0,94$

Výsledná celková účinnost pohonného mechanismu je

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{\dot{r}} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,94 = 0,903. \quad (1)$$

Minimální výkon hnacího elektromotoru je

$$P'_M = \frac{P_B}{\eta_c} = \frac{2}{0,903} = 2,21 \text{ kW}. \quad (2)$$

Druhým nezbytným parametrem pro výběr elektromotoru je počet pólů, respektive otáčky elektromotoru. Pohonný mechanismus se bude skládat ze dvou prvků upravujících převodový poměr, a to z převodovky a řetězového převodu. Celkový převodový poměr je nutno vhodně rozložit, aby byly dodrženy požadované parametry.

Celkový převodový poměr je

$$i_c = \frac{n_M}{n_B} = i \cdot i_{\ddot{r}}. \quad (3)$$

Přídavný převodový poměr řetězového převodu volím  $i_{\ddot{r}} = 1,75$  a dále musím dodržet interval celkového převodového poměru  $i_c = 15 \div 45$ . [1]

Vzhledem k výše uvedeným rovnicím a omezením jsem z katalogu [11] vybral asynchronní elektromotor SIEMENS 1LE1002-1CC02-2AA4. Jeho parametry uvádím níže v tabulce.

Tabulka 3: Parametry elektromotoru [12]

SIEMENS 1LE1002-1CC02-2AA4			
Počet pólů [-]	Výkon [kW]	Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Průměr výstupního hřídele [mm]
6	$P_M = 3$	$n_M = 955$	38

Po výběru elektromotoru mohu dopočítat celkový převodový poměr pohonu dle rovnice (3)

$$i_c = \frac{n_M}{n_B} = \frac{955}{32} = 29,84. \quad (4)$$

Vypočtený převodový poměr vyhovuje, protože je v požadovaném intervalu. [1]

Nyní mohu ze vztahu (3) vypočítat rovněž předběžný převodový poměr převodovky.

$$i' = \frac{i_c}{i_{\ddot{r}}} = \frac{29,84}{1,75} = 17,05 \quad (5)$$



### 3.3. Návrh pružné hřídelové spojky

Pružná spojka bude spojovat výstup z elektromotoru se vstupním hřídelem dvoustupňové převodovky. Spojku je nutno dimenzovat s dostatečnou rezervou kvůli možným přetížením stroje. Tuto rezervu zajistí zahrnutí *provozního součinitele*  $k = 1,7$  do výpočtu spojky. [1]

Kroutící moment na výstupu z elektromotoru je

$$M_{kM} = \frac{30\,000}{\pi} \cdot \frac{P_M}{n_M} = \frac{30\,000}{\pi} \cdot \frac{3}{955} = 30 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (6)$$

Provozní součinitel volím dle [1] jako  $k = 1,7$  a spočítám výpočtový kroutící moment spojky.

$$M_v = k \cdot M_{kM} = 1,7 \cdot 30 = 51 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7)$$

Z katalogu [13] jsem s ohledem na průměr výstupního hřídele elektromotoru a výpočtový kroutící moment spojky vybral pružnou hřídelovou spojku T.E.A. Technik GE-T 28-38 B-B, jejíž nominální hodnota kroutícího momentu je  $M_{ks} = 95 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Spojka tedy z pevnostního hlediska vyhovuje.

### 3.4. Návrh řetězového převodu

Po návrhu spojky mohu pokračovat návrhem řetězového převodu spojujícího výstup z převodovky a hřídel samotné míchačky.

Výpočet a kontrolu provedu dle návodu v katalogu firmy ČZ Chains Czech Republic [14], který je v souladu s normou ČSN 01 4809.

#### 3.4.1. Výběr typu řetězu

Základní výběr řetězu se provádí odečtením z diagramu [14, diagram 1] na základě přenášeného výkonu a rychlosti otáčení malého řetězového kola. Tento diagram je sestaven pro řetězový převod o parametrech daných normou. Proto je potřeba upravit výkon přiváděný na malou řetězku pomocí součinitelů oproti ideálnímu stavu. [14]

Výkon přiváděný na malé řetězové kolo se vypočte jednoduše dle vztahu (8).

$$P_{\dot{r}} = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot P_M = 0,98^2 \cdot 3\,000 = 2\,881,2 \text{ W} \quad (8)$$

Diagramový výkon určíme dle vztahu (9).

$$P_D = \frac{P_{\check{r}}}{\mu \cdot \kappa} \quad (9)$$

Nejdříve je potřeba určit činitele vystupující ve vzorci (9):

$\kappa$                       činitel výkonu  
 $\mu$                       činitel mazání

Činitel výkonu závisí na činiteli rázů  $Y$  a počtu zubů malého řetězového kola. Počet zubů malé řetězky tedy volím  $z_{\check{r}1} = 19$  a z tabulky [14, tab. 4] volím činitel rázů  $Y = 1,6$  (mísiče hnané elektromotorem). Nakonec určím z tabulky [14, tab. 1] činitel výkonu  $\kappa = 0,68$ .

Činitel mazání volím  $\mu = 1$  (dokonalé mazání) vzhledem k očekávané malé rychlosti řetězu.

Dopočtu diagramový výkon dle vztahu (9)

$$P_D = \frac{P_{\check{r}}}{\mu \cdot \kappa} = \frac{2\,881,2}{1 \cdot 0,68} = 4\,237 \text{ W}. \quad (10)$$

Nyní určím z otáček elektromotoru a převodového poměru převodovky rychlost otáčení výstupního hřídel, která je rovněž rychlostí otáčení malého řetězového kola.

$$n_{III} = \frac{n_M}{i'} = \frac{955}{17,05} = 56 \text{ ot/min} \quad (11)$$

Z diagramu [14, diagram 1] určím typ řetězu. Jedná se o řetěz **20 B**, jehož parametry uvádím souhrnně v tabulce (tab. 4).

*Tabulka 4: Parametry řetězu*

Rozteč [mm]	Plocha kloubu [mm <sup>2</sup> ]	Síla při přetržení [kN]	Hmotnost 1 m řetězu [kg]
$t = 31,75$	$A = 295$	$F_{pt} = 89$	$m' = 3,64$

Před kontrolou řetězu je ještě potřeba určit počet zubů druhého kola a průměry roztečných kružnic obou řetězek.

$$z'_{\check{r}2} = z_{\check{r}1} \cdot i_{\check{r}} = 19 \cdot 1,75 = 33,25 \quad (12)$$

Počet zubů musí být celé číslo, volím tedy počet zubů druhého řetězového kola  $z_{ř2} = 33$ .

Zbývá dopočítat průměry roztečných kružnic dle vztahu (13). Výsledky uvádím přehledně v tabulce (tab. 5).

$$d_{ři} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_i}} \quad (13)$$

Tabulka 5: Parametry řetězových kol

	Řetězové kolo 1	Řetězové kolo 2
počet zubů [-]	19	33
průměr roztečné kružnice [mm]	$d_{ř1} = 192,90$	$d_{ř2} = 334,01$

### 3.4.2. Kontrola řetězu

První zkontroluji, zda řetěz nepřesáhne přípustnou obvodovou rychlost, která je pro řetěz 20 B a počet zubů  $z_1 = 19$  přes 8 m/s.

$$v = \frac{d_{ř1} \cdot n_{III}}{19 \cdot 100} = \frac{192,20 \cdot 56}{19 \cdot 100} = 0,56 \text{ m/s} \quad (14)$$

Vypočtená obvodová rychlost je výrazně nižší než maximální přípustná, proto řetěz vyhovuje. Dále tato skutečnost potvrzuje správnou úvahu při předpokladu dokonalého mazání podmíněného velmi nízkou obvodovou rychlostí řetězu.

Dále musím určit celkovou tahovou sílu ( $F_T$ ), která je součtem obvodové síly od přenášeného výkonu ( $F_O$ ) a obvodové síly od odstředivé síly ( $F_{OC}$ ).

$$F_O = \frac{P_{ř}}{v} = \frac{2 \, 881,2}{0,56} = 5 \, 145 \text{ N} \quad (15)$$

$$F_{OC} = m' \cdot v^2 = 3,64 \cdot 0,56^2 = 1,14 \text{ N} \quad (16)$$

$$F_T = F_O + F_{OC} = 5 \, 145 + 1,14 = 5 \, 146,14 \text{ N} \quad (17)$$

Poté co znám celkovou tahovou sílu, mohu určit výpočtový tlak v kloubu řetězu dle (18).

$$p_{\check{r}} = \frac{F_T}{A} = \frac{5\,146,14}{295} = 17,44 \text{ MPa} \quad (18)$$

Výpočtový tlak v kloubu řetězu je potřeba srovnat s dovoleným tlakem v kloubu řetězu, který se vypočte dle vztahu (19)

$$p_{d\check{r}} = p_1 \cdot \lambda \quad (19)$$

Kde  $p_1$  je tzv. směrný tlak v kloubu řetězu, který se vyčte z tabulky [14, tab. 5] na základě počtu zubů malého kola a obvodové rychlosti. Hodnota směrného tlaku pro řešený řetězový pohon je  **$p_1 = 28,15 \text{ MPa}$** .

Součinitel  $\lambda$  je součinitel tření, jehož hodnotu určím z tabulky [14, tab. 6] na základě druhu použitého řetězu, činiteli rázů, převodového poměru a osové vzdálenosti. Hodnota součinitele tření pro kontrolovaný případ je  **$\lambda = 0,65$** .

Dovolený tlak v kloubu řetězu je tedy dle (19)

$$p_{d\check{r}} = p_1 \cdot \lambda = 28,15 \cdot 0,65 = 18,3 \text{ MPa} \quad (20)$$

Ověřím bezpečnost proti otláčení v kloubu řetězu

$$k_{p\check{r}} = \frac{p_{d\check{r}}}{p_{\check{r}}} = \frac{18,3}{17,44} = 1,05 > 1 \quad (21)$$

Bezpečnost je větší než 1, proto řetěz vyhovuje.

Jako poslední je potřeba vypočítat koeficient bezpečnosti proti přetržení, a to jak při statickém, tak i dynamickém namáhání. Výpočet provedu dle [14].

$$k_{s\check{r}} = \frac{F_{pt}}{F_T} = \frac{89\,000}{5146,14} = 17,29 > 7 \quad (22)$$

$$k_{d\check{r}} = \frac{F_{pt}}{Y \cdot F_T} = \frac{89\,000}{1,6 \cdot 5146,14} = 10,81 > 5 \quad (23)$$

Řetězový převod vyhověl všem kontrolám, dopočítám tedy osovou vzdálenost dle (24) ze zvoleného počtu článků řetězu  $x_{\dot{\gamma}} = 50$ . Koeficient  $F$  vystupující ve výpočtu určím z tabulky [14, tab. 7].

$$a_{\dot{\gamma}} = \frac{p}{8} \cdot \left[ 2 \cdot x - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot x - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right] =$$

$$= \frac{31,75}{8} \cdot \left[ 2 \cdot 50 - 19 - 33 + \sqrt{(2 \cdot 50 - 19 - 33)^2 - 0,8134 \cdot (33 - 19)^2} \right] \quad (24)$$

$$a_{\dot{\gamma}} = 374,3 \text{ mm}$$

### 3.5. Návrh dvoustupňové převodovky

Po výběru elektromotoru a určení převodového poměru převodovky mohu navrhnout samotnou převodovku. Bude se jednat o dvoustupňovou převodovku s čelním ozubením se šikmými zuby. Výstup a vstup z převodovky budou na stejné straně za účelem co největší prostorové kompaktnosti celého pohonu.

#### 3.5.1. Rozdělení převodového poměru převodovky na jednotlivé stupně

Převodový poměr celé dvoustupňové převodovky je nutno rozdělit mezi dva stupně. Převodový poměr druhého soukolí nebývá větší než prvního z důvodu rostoucího kroučícího momentu na každém dalším stupni, což by zapříčinilo zvětšování rozměrů převodovky. [1]

Převodový poměr prvního stupně volím  $i_{12} = 5,15$  a druhý stupeň dopočítám v rovnici (25).

$$i_{34} = \frac{i'}{i_{12}} = \frac{17,05}{5,15} = 3,31 \quad (25)$$

Abych mohl určit počty zubů jednotlivých ozubených kol, musím zvolit počty zubů obou pastorků. Počet zubů na prvním pastorku volím  $z_1 = 20$  a na druhém  $z_3 = 18$ . Dále dopočítám předběžné počty zubů na ozubených kolech.

$$z'_2 = z_1 \cdot i_{12} = 20 \cdot 5,15 = 103 \quad (26)$$

$$z'_4 = z_3 \cdot i_{34} = 18 \cdot 3,31 = 59,58 \quad (27)$$

Na základě předběžných počtů zubů volím konečné počty zubů jednotlivých kol s ohledem na jejich nesoudělnost, dopočítám skutečné převodové poměry obou soukolí a převodovky. Dále zkontroluji odchylku skutečného převodového poměru převodovky od předběžného, která by neměla být větší, než 4 %. [1]

Finální parametry převodovky, které použiji pro další návrhové výpočty uvádím níže v tabulce (tab. 6).

Tabulka 6: Návrhové parametry převodovky

$z_1$ [-]	$z_2$ [-]	$z_3$ [-]	$z_4$ [-]	$i'$ [-]	$i$ [-]
20	103	18	60	17,05	17,17
$i_{12} = 5,15$		$i_{34} = 3,33$		$\Delta i = 0,7 \%$	

### 3.5.2. Návrh průměrů hřídelů

Ačkoli nejsou hřídele namáhány pouze na krut, jejich průměr se navrhuje z pevnostní podmínky v krutu. Ohybové namáhání ve výpočtu zohledníme tak, že při určení průměrů používáme relativně nízké hodnoty dovoleného napětí ve smyku. Toto opatření by nám mělo zajistit i dostatečnou ohybovou tuhost hřídelů, které se budu věnovat v dalších kapitolách. [1]

Dovolené napětí ve smyku se volí následovně:

Vstupní hřídel  $\tau_{D I} = 25 \text{ MPa}$ ,

Předlokový hřídel  $\tau_{D II} = 35 \text{ MPa}$ ,

Výstupní hřídel  $\tau_{D III} = 50 \text{ MPa}$ . [1]

Nyní musím spočítat kroutící momenty, které zatěžují jednotlivé hřídele.

$$M_{k I} = M_{kM} = 30\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (28)$$

$$M_{k II} = M_{k I} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 30\,000 \cdot 5,15 \cdot 0,98 = 151\,410 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (29)$$

$$M_{k III} = M_{k II} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} = 151\,410 \cdot 3,33 \cdot 0,98 = 494\,111 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (30)$$

Následuje samotný výpočet předběžných minimálních průměrů hřídelů (32), (33), (34), který vychází ze vztahu pro krut plné kruhové tyče (31).

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \quad (31)$$

$$d'_I = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\pi \cdot \tau_{DI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 30\,000}{\pi \cdot 25}} = 18,28 \text{ mm} \quad (32)$$

$$d'_{II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_{DII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 151\,410}{\pi \cdot 35}} = 28,03 \text{ mm} \quad (33)$$

$$d'_{III} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot \tau_{DIII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 494\,111}{\pi \cdot 50}} = 36,92 \text{ mm} \quad (34)$$

Hřídele budou koncipovány tak, že jejich minimální průměr bude pod ložisky. Z tohoto důvodu je nutné volit nejmenší průměr v souladu s běžnými ložiskovými průměry. S ohledem na ohybovou tuhost hřídelů a předpokládané zatížení volím následující průměry hřídelů a ložiska (tab. 7).

Tabulka 7: Průměry pod ložisky a použitá ložiska

	Vstupní hřídel (I)	Předlohový hřídel (II)	Výstupní hřídel (III)
Průměr pod ložiskem	$d_I = 30 \text{ mm}$	$d_I = 35 \text{ mm}$	$d_I = 45 \text{ mm}$
Ložisko	ZKL 6206	ZKL 6307	ZKL 6309

Výše vybraná ložiska bude nutno po určení přesných rozměrů převodovky zkontrolovat.

### 3.5.3. Stanovení hodnot modulu ozubení obou soukolí

Pro určení předběžného modulu ozubení jsem se rozhodl využít pevnostní výpočet na ohyb zubu (18). Tento výpočet provedu u pastorků obou soukolí. [2]

$$m' = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y \cdot \cos \beta}{\sigma_{FD} \cdot Z \cdot \psi_m}} \quad (35)$$

Před samotným výpočtem je potřeba provést volbu materiálu ozubených kol:

Materiál pro první soukolí jsem zvolil ocel 13 242, která je nitridována. Tuto ocel jsem zvolil z důvodu očekávaného malého modulu ozubení (méně než 3), u kterého není možné použít oceli upravené povrchovým kalením, protože by došlo k prokalení a tím pádem i zkrěhnutí celého zubu.

U druhého soukolí už jsem zvolil ocel, která je zakalená a cementovaná, protože očekávám větší velikost modulu ozubení. Zvolený materiál pro druhé soukolí je ocel 16 526.

Vlastnosti zvolených materiálů uvádím níže v tabulce (tab. 8).

Tabulka 8: Vlastnosti použitých ocelí [2]

označení ČSN	Způsob tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování	Tvrдость		Mez únavy (bázová hodnota)	
		v jádře zubu $J_{HV}$	na boku zubu $V_{HV}$	v ohybu $\sigma_{Flimb}^0$ [MPa]	v dotyku $\sigma_{Hlimb}^0$ [MPa]
13 242	nitridováno	250	550	580	930
16 526	cementováno a kaleno	360	650 – 700	740	1 330

$$\sigma_{FD\ 12} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb\ 13\ 242}^0 = 0,6 \cdot 580 = 348\ MPa \quad (36)$$

$$\sigma_{FD\ 34} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb\ 16\ 526}^0 = 0,6 \cdot 740 = 444\ MPa \quad (37)$$

Dále je potřeba rozhodnout o řadě součinitelů, které ve vzorci (18) vystupují.

$K_F$	součinitel přídatného zatížení při výpočtu na ohyb,
$Y_{FS}$	součinitel tvaru zubu,
$Y$	korekční součinitel pro šikmé ozubení,
$\Psi_m$	poměrná šířka ozubeného kola
$\beta$	úhel sklonu zubů. [2]

Výše uvedené součinitele volím dle doporučení v [1] a [2], případně odečítám z diagramů v [1] a uvádím je souhrnně v tabulce (tab. 9).

Tabulka 9: Volba součinitelů pro výpočet předběžného modulu

	$K_F$	$Y_{FS}$	$Y$	$\Psi_m$	$\beta$
Pastorek 1	2	$Y_{FS\ 12} = 4,10$	0,6	$\psi_{m\ 1} = 16$	$\beta_{12} = 12^\circ$
Pastorek 3	2	$Y_{FS\ 34} = 4,15$	0,6	$\psi_{m\ 3} = 24$	$\beta_{34} = 10^\circ$

Nyní spočítám předběžné hodnoty modulů pro oba stupně dle vzorce (35).

$$m'_{12} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{kI} \cdot K_F \cdot Y_{FS\ 12} \cdot Y \cdot \cos \beta_{12}}{\sigma_{FD\ 12} \cdot z_1 \cdot \psi_{m\ 1}}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 30\ 000 \cdot 2 \cdot 4,10 \cdot 0,6 \cdot \cos 12^\circ}{348 \cdot 20 \cdot 16}} = 1,37 \quad (38)$$



$$\begin{aligned}
 m'_{34} &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{kII} \cdot K_F \cdot Y_{FS34} \cdot Y \cdot \cos \beta_{34}}{\sigma_{FD34} \cdot Z_3 \cdot \psi_{m3}}} = \\
 &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 151\,410 \cdot 2 \cdot 4,15 \cdot 0,6 \cdot \cos 10^\circ}{444 \cdot 18 \cdot 24}} = 1,98
 \end{aligned} \tag{39}$$

Modul ozubení může být v zásadě jakékoli číslo. Avšak z důvodu jednoduchosti výroby a standardizace jsou zavedeny normalizované hodnoty modulů, kterých je potřeba se při návrhu převodovky držet. Normalizované moduly dle ČSN 01 4608 uvádím níže v tabulce (tab. 10).

Tabulka 10: Normalizované hodnoty modulů [1]

<u>0,1</u>	0,11	<u>0,12</u>	0,14	<u>0,15</u>	0,18	<u>0,2</u>	0,22	<u>0,25</u>	0,28
<u>0,3</u>	0,35	<u>0,4</u>	0,45	<u>0,5</u>	0,55	<u>0,6</u>	0,7	<u>0,8</u>	0,9
<u>1</u>	1,125	<u>1,25</u>	1,375	<u>1,5</u>	1,75	<u>2</u>	2,25	<u>2,5</u>	2,75
<u>3</u>	3,5	<u>4</u>	4,5	<u>5</u>	5,5	<u>6</u>	7	<u>8</u>	9
<u>10</u>	11	<u>12</u>	14	<u>16</u>	18	<u>20</u>	22	<u>25</u>	28

Na základě výše provedených výpočtů a tabulky normalizovaných modulů (tab. 10) volím pro první soukolí modul  $m_{12} = 1,5$  a pro druhé soukolí modul  $m_{34} = 3$ .

### 3.5.4. Osově vzdálenosti a jejich úprava

Nejdříve vypočtu osově vzdálenosti nekorigovaných ozubených kol, které budu dále upravovat. Pro výpočet osových vzdáleností použiji vzorec (40).

$$a_{tij} = \frac{1}{2} (d_i + d_j) = \frac{m_{ij}}{2 \cdot \cos \beta_{ij}} (z_i + z_j) \tag{40}$$

Roztečné kružnice vypočtu dle vztahu (41) a výsledky uvádím v tabulce (tab. 11).

$$d_i = \frac{m_{ij}}{\cos \beta_{ij}} \cdot z_i \tag{41}$$

*Tabulka 11: Průměry roztečných kružnic*

	Pastorek 1	Ozubené kolo 2	Pastorek 3	Ozubené kolo 4
Průměr roztečné kružnice [mm]	$d_1 = 30,67$	$d_2 = 157,95$	$d_3 = 54,83$	$d_4 = 182,78$

$$a_{t_{12}} = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(30,67 + 157,95) = 94,31 \text{ mm} \quad (42)$$

$$a_{t_{34}} = \frac{1}{2}(d_3 + d_4) = \frac{1}{2}(54,83 + 182,78) = 118,81 \text{ mm} \quad (43)$$

Osové vzdálenosti vyšly jako desetinná čísla. Pro další konstrukci je vhodné osové vzdálenosti upravit zaokrouhlením nahoru, které zabezpečí kladné korekce, které jsou přínosné z hlediska pevnosti ozubení. [1]

Jako osové vzdálenosti tedy volím  $a_{tw_{12}} = 95 \text{ mm}$  a  $a_{tw_{34}} = 119 \text{ mm}$ . Dále je nutné dopočítat korekce.

### 3.5.5. Výpočet korekcí ozubených kol a jejich rozdělení

Korekce ozubených kol je zasunutí nebo v našem případě vysunutí výrobního nástroje od středu vyráběného ozubeného kola za účelem úpravy osové vzdálenosti, úpravy záběrových parametrů kol, zamezení podřezání paty zubu atd. [2]

Součet korekcí pro jedno soukolí se vypočte dle vztahu (44). [1]

$$x_i + x_j = \frac{z_i + z_j}{2 \cdot \tan \alpha} (\text{inv} \alpha_{tw_{ij}} - \text{inv} \alpha_{t_{ij}}) \quad (44)$$

Pro samotný výpočet je potřeba určit  $\text{inv} \alpha_{tw}$  a  $\text{inv} \alpha_t$  dle vztahů uvedených v [1] a [2].

$$\text{inv} \alpha_t = \tan \alpha_t - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_t \quad (45)$$

$$\text{inv} \alpha_{tw} = \tan \alpha_{tw} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw} \quad (46)$$

Pro výpočet  $inv\alpha_{tw}$  a  $inv\alpha_t$  je nutné spočítat úhly záběru v čelní rovině ( $\alpha_t$ ) a úhly záběru v čelní rovině po úpravě osové vzdálenosti ( $\alpha_{tw}$ ). Úhel  $\alpha = 20^\circ$  je známý úhel záběru nástroje.

$$\alpha_{t\ 12} = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_{12}} = \tan^{-1} \frac{\tan 20^\circ}{\cos 12^\circ} = 20,4103^\circ \quad (47)$$

$$\alpha_{t\ 34} = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_{34}} = \tan^{-1} \frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 20,2836^\circ \quad (48)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{tw\ 12} &= \cos^{-1} \left( \frac{a_{t\ 12}}{a_{tw\ 12}} \cdot \cos \alpha_{t\ 12} \right) = \\ &= \cos^{-1} \left( \frac{94,31}{95} \cdot \cos 20,4103^\circ \right) = 21,5^\circ \end{aligned} \quad (49)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{tw\ 34} &= \cos^{-1} \left( \frac{a_{t\ 34}}{a_{tw\ 34}} \cdot \cos \alpha_{t\ 34} \right) = \\ &= \cos^{-1} \left( \frac{118,81}{119} \cdot \cos 20,2836^\circ \right) = 20,5297^\circ \end{aligned} \quad (50)$$

Jako poslední krok před výpočtem korekcí dopočítám úhly  $inv\alpha_t$  a  $inv\alpha_{tw}$  dle vzorců (45) a (46).

$$inv\alpha_{t\ 12} = \tan 20,4103^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 20,4103^\circ = 0,01587 \quad (51)$$

$$inv\alpha_{t\ 34} = \tan 20,2836^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 20,2836^\circ = 0,01557 \quad (52)$$

$$inv\alpha_{tw\ 12} = \tan 21,5^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 21,5^\circ = 0,01866 \quad (53)$$

$$inv\alpha_{tw\ 34} = \tan 20,5297^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 20,5297^\circ = 0,01616 \quad (54)$$

Konečně dopočítám korekce pro jednotlivá soukolí dle vztahu (44).

$$x_1 + x_2 = \frac{20 + 103}{2 \cdot \tan 20^\circ} (0,01866 - 0,01587) = 0,471426 \quad (55)$$

$$x_3 + x_4 = \frac{18 + 60}{2 \cdot \tan 20^\circ} (0,01616 - 0,01557) = 0,06322 \quad (56)$$

Celkovou korekci pro první soukolí je potřeba rozdělit mezi kolo a pastorek, protože je větší než 0,3. Rozdělení provedu dle vztahů (57), (58), (59) a (60). Celková korekce pro druhý stupeň je menší než 0,3, proto případně celá pouze na pastorek. [1]

$$x'_1 = 0,4 \cdot \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right) = 0,4 \cdot \left(1 - \frac{20}{103}\right) = 0,32233 \quad (57)$$

$$x'_2 = -x'_1 = -0,32233 \quad (58)$$

$$x_1 = x'_1 + \frac{\sum x_1 + x_2}{2} = 0,32233 + \frac{0,471426}{2} = 0,5580 \quad (59)$$

$$x_2 = x'_2 + \frac{\sum x_1 + x_2}{2} = -0,32233 + \frac{0,471426}{2} = -0,08662 \quad (60)$$

Výsledné korekce uvádím níže v tabulce (tab. 12).

Tabulka 12: Korekce jednotlivých ozubených kol

	Pastorek 1	Kolo 2	Pastorek 3	Kolo 4
Korekce	$x_1 = 0,5580$	$x_2 = -0,08662$	$x_3 = 0,06322$	$x_4 = 0$

### 3.5.6. Konečné rozměry ozubení

Dále je nutno dopočítat hlavní rozměry ozubených kol, což je jejich šířka  $b_w$ , průměr hlavové kružnice  $d_a$  a průměr valivé kružnice  $d_w$ . Poměrnou šířku ozubení jsem volil u kola vždy o jedna nižší než u pastorku, tj.  $\psi_{m2} = 15$  a  $\psi_{m4} = 23$ . Výpočet jsem provedl dle [2].

$$b_{w1} = m_{12} \cdot \psi_{m1} = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ mm} \quad (61)$$

$$d_{a1} = \frac{m_{12} \cdot z_1}{\cos \beta_{12}} + 2 \cdot m_{12} \cdot (h_a^* + x_1) = \frac{1,5 \cdot 20}{\cos 12} + 2 \cdot 1,5 \cdot (1 + 0,5580) \quad (62)$$

$$d_{a1} = 35,3442 \text{ mm}$$

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos \alpha_{t12}}{\cos \alpha_{tw12}} = 30,67 \cdot \frac{\cos 20,4103^\circ}{\cos 21,5^\circ} = 30,894 \text{ mm} \quad (63)$$

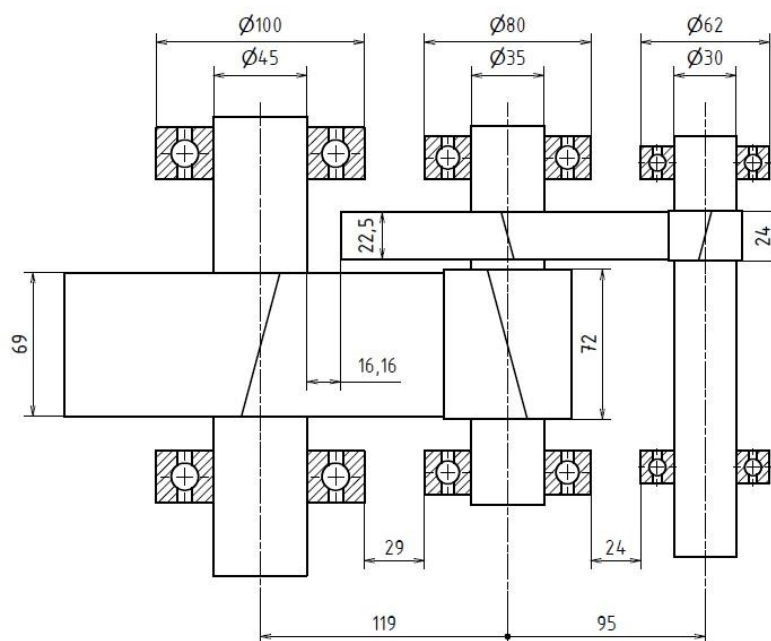
Níže uvádím konečné rozměry zbylých ozubených kol pro tvorbu koncepčního návrhu dvoustupňové čelní převodovky (tab. 13).

Tabulka 13: Rozměry ozubení převodovky

	m [-]	$\beta$ [°]	z [-]	$d_a$ [mm]	$d_w$ [mm]	$b_w$ [mm]	$a_{tw}$ [mm]
Pastorek 1	1,5	12	20	35,34	30,894	24	95
Kolo 2	1,5	12	103	160,69	159,106	22,5	
Pastorek 3	3	10	18	61,23	54,923	72	119
Kolo 4	3	10	60	188,78	183,077	69	

### 3.5.7. Koncepční návrh převodovky

V předchozích výpočtech jsem spočítal rozměry ozubení a minimální průměry hřídelů a předběžně zvolil odpovídající ložiska. Na základě těchto údajů jsem vytvořil koncepční návrh převodovky (obr. 11).



Obrázek 11: Koncepční schéma převodovky

Z obrázku lze vyčíst, že koncepce nemá žádné zásadní nedostatky. Vzdálenost mezi ložisky je dostatečná pro šrouby zabezpečující spojení obou polovin skříně. Ozubené kolo prvního stupně bude na předlohovém hřídeli umístěno tak, aby byl sklon zubů pastorku a kola stejným směrem za účelem minimalizace celkové axiální síly vyvozené záběrem ozubení na předlohovém hřídeli (více ve stati 3.5.12).

### 3.5.8. Kontrola ozubení

Navržená ozubená kola je potřeba zkontrolovat a v případě neuspokojivých výsledků upravit návrh. Kontroluje se bezpečnost proti vzniku únavového lomu v patě zubu  $S_F$  a bezpečnost proti vzniku únavového poškození boků zubů  $S_H$ . Minimální hodnoty bezpečností uvádím v tabulce (tab. 14). [1]

Tabulka 14: Minimální bezpečnosti pro kontrolu ozubení

$S_F$	$S_H$
1,6	1,1

Kontrola je pro ruční výpočet příliš náročná, proto jsem použil program připravený Ústavem konstruování a částí strojů. Výsledky kontrol uvádím níže v tabulkách (tab. 15, 16).

Tabulka 15: Výsledky kontroly 1. převodového stupně

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, MPa, m.s <sup>-1</sup>				
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
$z_1$	20		d	30,67022	157,9516	$\sigma_{Flim}$	580	580
$z_2$	103		$d_a$	35,30872	160,6558	$\sigma_{Hlim}$	930	930
$m_n$	1,5		$d_f$	28,59422	153,9413	$Y_{Fa}$	2,10209	2,193833
$x_1$	0,558		$d_b$	28,74472	148,0353	$Y_{sa}$	1,831745	1,784132
$x_2$	-0,08678		$d_w$	30,89431	159,1057	$Y_\varepsilon$	0,740243	0,740243
$\alpha_n$	20		$h_a$	2,319253	1,35208	$Y_\beta$	0,906716	0,906716
$\beta$	12		$h_f$	1,038	2,005173	$F_\beta$	6	6
$a_w$	95		h	3,357253	3,357253	$Y_{N.X}$	1	1
$b_1$	24		$s_n$	2,965481	2,261436	$Z_H$	2,38098	2,38098
$b_2$	22,5		$s_t$	3,031731	2,311958	$Z_E$	189,8	189,8
P	3		$v_n$	1,746908	2,450953	$Z_\varepsilon$	0,831001	0,831001
$n_1$	955		$v_t$	1,785935	2,505709	$Z_\beta$	0,989013	0,989013
$M_{k1}$	29997,79		$\alpha_w$	21,49944		$Z_B$	1	1
v	1,533624					$Z_{R.T}$	1	1
u	5,15					$K_A$	1,1	1,1
						$K_V$	1,044494	1,044494
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,201637	1,199375
$h_k$	1,84271	0,988674				$K_{H\alpha}$	1	1
$s_k$	2,618585	2,618585		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,237353	1,237353
$z'$	3	13						
M/z	12,09055	57,56811		přes zuby				
d	2,214099	2,214099				$S_F$	2,991535	2,764201
M/d	34,14408	159,7588		přes kuličky		$S_H$	1,141421	1,141421

*Tabulka 16: Výsledky kontroly 2. převodového stupně*

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, MPa, m.s <sup>-1</sup>				
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
$z_1$	18,00		d	54,83304	182,7768	$\sigma_{Flim}$	740	740
$z_2$	60,00		$d_a$	61,22321	188,7745	$\sigma_{Hlim}$	1330	1330
$m_n$	3		$d_f$	47,72554	175,2768	$Y_{Fa}$	2,739058	2,276247
$x_1$	0,065418		$d_b$	51,43276	171,4425	$Y_{sa}$	1,573369	1,734541
$x_2$	0		$d_w$	54,92308	183,0769	$Y_\varepsilon$	0,70612	0,70612
$\alpha_n$	20		$h_a$	3,195086	2,998833	$Y_\beta$	0,916667	0,916667
$\beta$	10		$h_f$	3,553747	3,75	$F_\beta$	6	6
$a_w$	119		h	6,748833	6,748833	$Y_{N,x}$	1	1
$b_1$	72		$s_n$	4,855249	4,712389	$Z_H$	2,446812	2,446812
$b_2$	69		$s_t$	4,930149	4,785085	$Z_E$	189,8	189,8
P	2,94		$v_n$	4,569529	4,712389	$Z_\varepsilon$	0,790441	0,790441
$n_1$	55,63		$v_t$	4,640021	4,785085	$Z_\beta$	0,992375	0,992375
$M_{k1}$	504662,8		$\alpha_w$	20,5362		$Z_B$	1	1
v	0,15972					$Z_{R,T}$	1	1
u	3,333333					$K_A$	1,1	1,1
						$K_V$	1,001488	1,001488
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,502987	1,500304
$h_k$	2,414863	2,241567				$K_{H\alpha}$	1	1
$s_k$	4,287293	4,287293		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,5671	1,5671
$z'$	3	7						
M/z	23,06531	60,20017		přes zuby				
d	4,428197	4,428197				$S_F$	1,880101	1,97016
M/d	59,26766	186,9683		přes kuličky		$S_H$	1,104897	1,104897

Z výsledků kontrol je zřejmé, že jsou vypočtené hodnoty bezpečností vyšší, než minimální hodnoty uvedené v tabulce (tab. 14). Není tedy potřeba upravovat návrh ozubených soukolí a je možno pokračovat dále v návrhu a konstrukci převodovky.

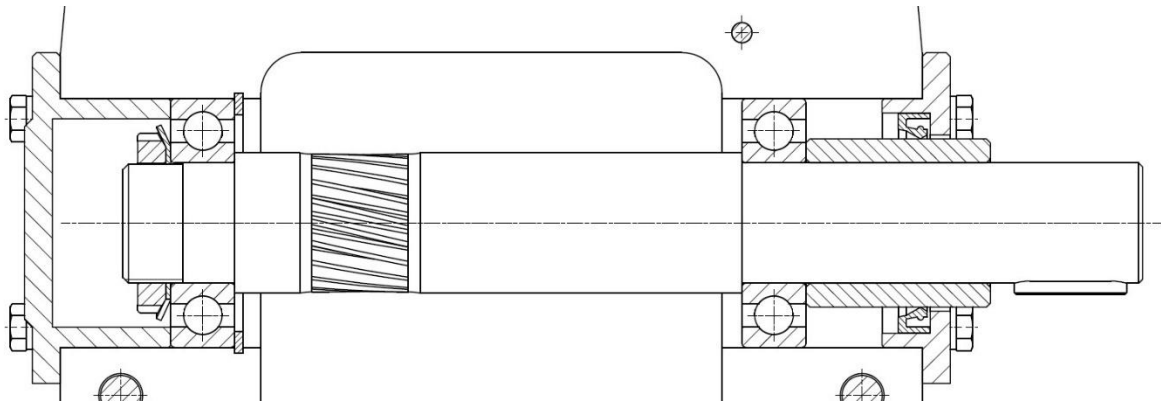
### 3.5.9. Uložení hřídelů

Před vlastní konstrukcí hřídelů a převodkově skříně je nutné rozhodnout o uložení hřídelů. Pokud uvažuji použití kuličkových ložisek, která jsem vybral v kapitole 3.5.2, tak je nezbytné, aby byly hřídele uloženy staticky určitě. Při tomto řešení budou obě ložiska přenášet radiální síly a zároveň bude vždy jedno z dvojice ložisek přenášet celou axiální sílu vyvozenou záběrem šikmého ozubení. [1]

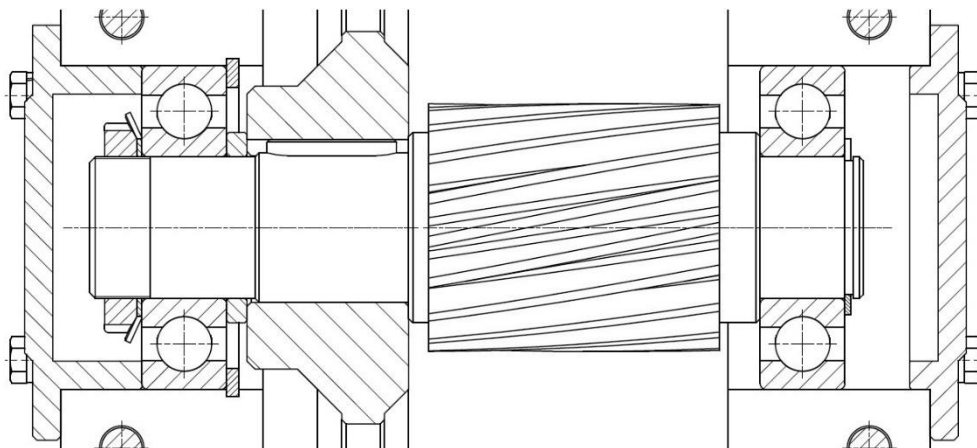
To znamená, že musí být jedno ložisko pevně spojeno jak s hřídelem, tak i s převodovou skříní a druhé ložisko musí mít možnost se volně pohybovat vůči převodové skříní. [1]

V mém návrhu jsem počítal, že budou hřídele uložené ve skříní, která se bude sestávat ze dvou polovin s dělicí rovinou přesně uprostřed vývrtů pro ložiska. Takto vyřešené dělení skříně umožní vložení opěrných kroužků pro axiální zajištění ložisek místo nutnosti tvorby výrobně nákladnějších osazení ve vývrtech pro ložiska.

Na základě doporučení uvedených ve skriptech [1] a výše zmíněné zamýšlené koncepce převodové skříně jsem navrhl uložení hřídelů zobrazené na následujících obrázcích (obr. 12, 13, 14).

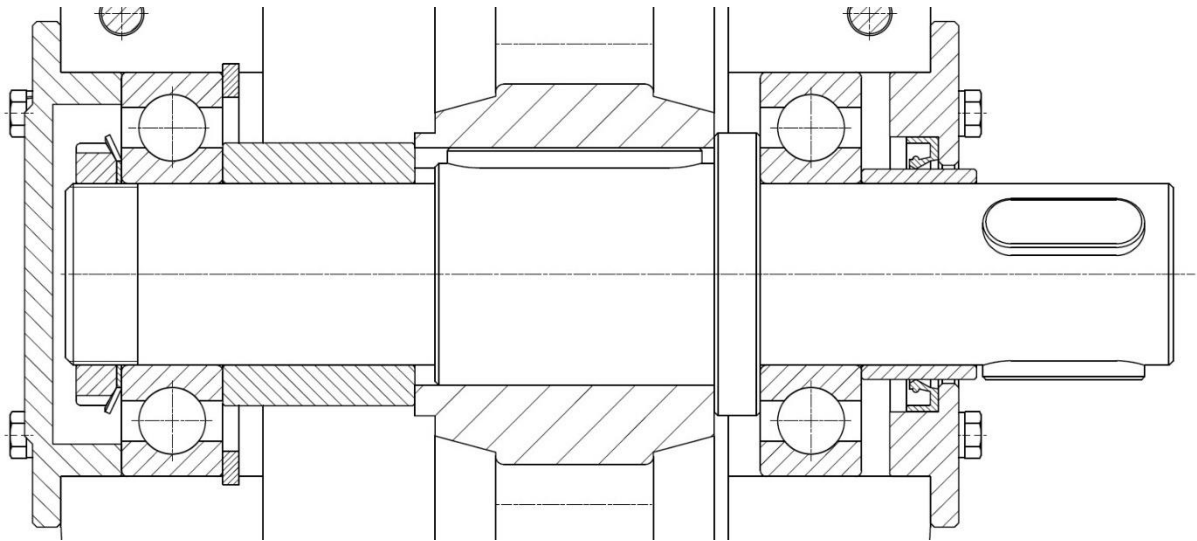


*Obrázek 12: Schéma uložení vstupního hřídele*



*Obrázek 13: Schéma uložení předlohového hřídele*





*Obrázek 14: Schéma uložení výstupního hřídele*

Pevná ložiska tedy budou ve skříni v případě všech tří hřídelů zajištěna sevřením mezi opěrnými kroužky a víčky vývrtů. Na hřídelích bude jejich poloha zajištěna na jedné straně opřením buď přímo o osazení samotného hřídele, nebo o distanční trubku a na straně druhé budou přitažena hřídelovou MB maticí.

Na vstupním a výstupním hřídeli budou posuvná ložiska sevřena mezi osazení a distanční trubku doléhající na pružnou spojku v případě vstupního hřídele a řetězové kolo v případě výstupního hřídele. Na předloňové hřídeli bude poloha volného ložiska zajištěna pojistným hřídelovým kroužkem.

Nedílnou součástí výstupu a vstupu z převodovky bude břitové těsnění zamezující úniku převodového oleje ven z převodovky a vniknutí nečistot do převodovky. Při výrobě bude nutné dbát na správné uložení distančních trubek vůči výstupnímu a vstupnímu hřídeli kvůli zajištění nulové vůle. Dále bude nutné zabezpečit odpovídající drsnost vnějšího povrchu distanční trubky dle specifikace výrobce břitového těsnění.

### 3.5.10. Konstrukce převodovky a skříně

Pro tvorbu 3D modelu jsem využil CAD program Autodesk Inventor 2017. Začal jsem tvorbou ozubených kol, na která jsem využil generátor ozubených kol. Poté jsem vytvořil hřídele, na které jsem kola nasunul a zkompletoval celou sestavu ozubených kol, hřídelů a ložisek (obr. 15). Na hřídele bylo samozřejmě nutné přidat řadu zkosení a upravit jejich průměry z důvodu jednoduché a levné montáže. V budoucnu bude potřeba dbát na správný předpis tolerancí určitých průměrů z důvodu smontovatelnosti převodovky. Z této sestavy jsem si změřil potřebné rozměry pro konstrukci převodové skříně.

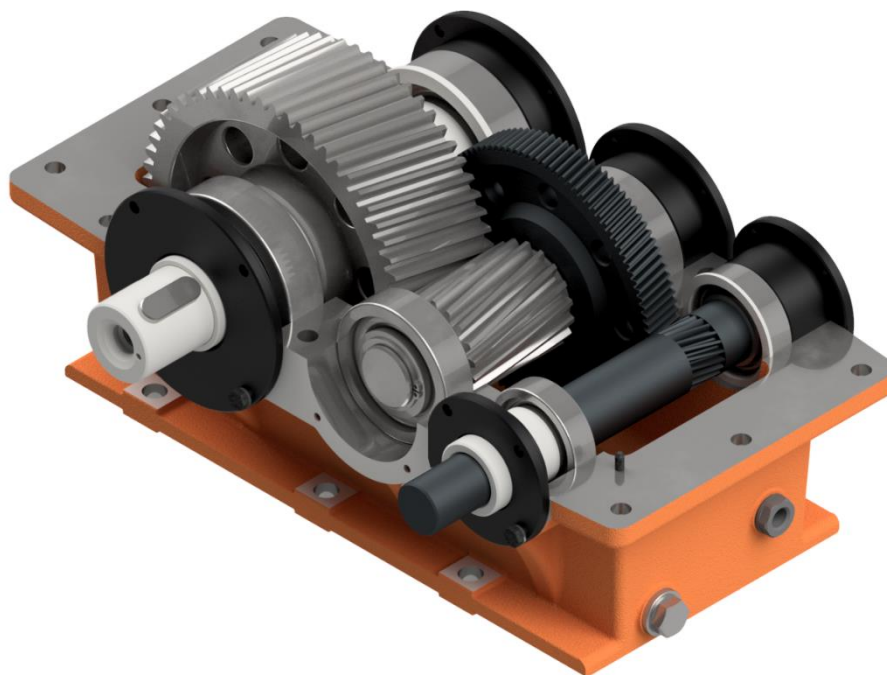


*Obrázek 15: Sestava ozubených kol, hřídelů a ložisek*

Skříň jsem koncipoval jako odlitek s dělicí rovinou uprostřed vývrtů pro ložiska z důvodu jednoduché montáže. Klád jsem důraz na to, aby bylo možné vložit šrouby spojující obě poloviny i mezi ložiska pro zvýšení tuhosti celé skříně. Ze stejného důvodu jsem do blízkosti vývrtů umístil výztužná žebra. Pro zajištění jednoznačné polohy obou polovin skříně vůči sobě jsem do dělicí roviny umístil dva středící kolíky. Na spodní část skříně jsem vytvořil patky pro spojení převodovky s rámem sestavy pohonu. Jako poslední krok jsem skříň vybavil vypouštěcí zátkou na olej, nalévacím víčkem, které zároveň plní funkci odvětrávání skříně, olejoznakem, dvěma závěsnými oky pro snadnou manipulaci pomocí jeřábu a dvojicí odtlačovacích šroubů v dělicí rovině pro jednoduché otevření převodovky.



*Obrázek 16: Pohled na převodovku*



*Obrázek 17: Pohled do otevřené převodovky*

Po tomto kroku jsem schopen z hotového modelu odečíst správné rozměry, potřebné pro kontrolu ložisek a návrh a kontrolu per pro spojení ozubených kol a řetězového kola s hřídeli.

### 3.5.11. Návrh a kontrola per

Z důvodu jednoduchosti výroby, dobré smontovatelnosti a případné snadné opravy jsem zvolil spojení ozubených kol a řetězového kola s hřídeli pomocí těsných per. Z 3D modelu jsem odměřil průměry pod koly navrhovaných spojení a ze strojnických tabulek [3] vybral odpovídající velikost těsných per (tab. 17).

Tabulka 17: Parametry spojení těsným perem

	Předlohový hřídel	Výstupní hřídel – ozubené kolo	Výstupní hřídel – řetězové kolo
Průměr pod kolem [mm]	$d_{1k} = 37 \text{ mm}$	$d_{2k} = 55 \text{ mm}$	$d_{3k} = 45 \text{ mm}$
Krouticí moment [Nmm]	$M_{kII} = 151\,410$	$M_{kIII} = 494\,111$	$M_{kIII} = 494\,111$
Těsné pero ČSN 02 2562	10 x 8 x 32	16 x 10 x 63	14 x 9 x 40

Pera budu kontrolovat na otláčení a jako dovolený tlak na boku pera volím  $p_d = 100 \text{ MPa}$ .

Tlak na boku pera určím dle vzorce (64)

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{n \cdot d_k \cdot h \cdot l'} \quad (64)$$

kde  $l'$  činná délka pera a vypočte se jako  $l' = l - b$   
 $n$  počet per.

$$p_1 = \frac{4 \cdot M_{kII}}{n \cdot d_{1k} \cdot h \cdot l'} = \frac{4 \cdot 151\,410}{1 \cdot 37 \cdot 8 \cdot (32 - 10)} = 93 \text{ MPa} < p_d \quad (65)$$

$$p_2 = \frac{4 \cdot M_{kIII}}{n \cdot d_{2k} \cdot h \cdot l'} = \frac{4 \cdot 494\,111}{1 \cdot 55 \cdot 10 \cdot (63 - 16)} = 77 \text{ MPa} < p_d \quad (66)$$

$$p'_3 = \frac{4 \cdot M_{k III}}{n \cdot d_{3k} \cdot h \cdot l'} = \frac{4 \cdot 494\,111}{1 \cdot 45 \cdot 9 \cdot (40 - 14)} = 188 \text{ MPa} > p_d \quad (67)$$

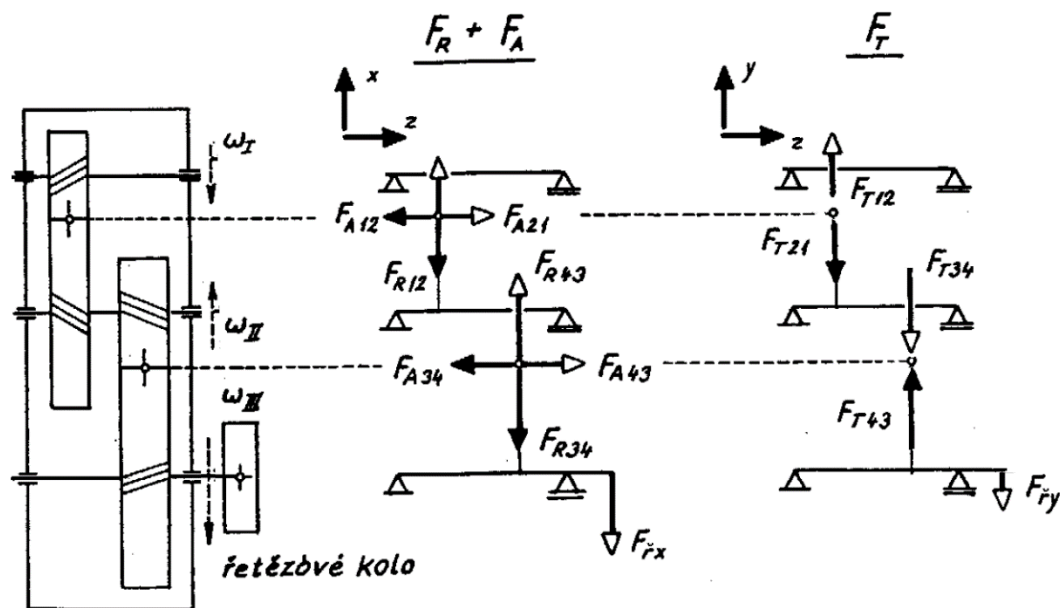
Z rovnice (67) je zřejmé, že tlak na boku pera nevyhovuje podmínce. Proto volím dvě stejná pera pootočená o 120° a znovu tento spoj kontroluji.

$$p_3 = \frac{4 \cdot M_{k III}}{n \cdot d_{3k} \cdot h \cdot l'} = \frac{4 \cdot 494\,111}{2 \cdot 45 \cdot 9 \cdot (40 - 14)} = 94 \text{ MPa} < p_d \quad (68)$$

Všechna spojení vyhovují podmínce na maximální tlak na boku pera. V sestavě pohonu vystupuje ještě jedno spojení pomocí těsného pera, a to mezi pružnou spojkou a vstupním hřídelem. Tento spoj jsem se rozhodl nekontrolovat, protože je realizován větším perem než na druhém konci pružné spojky, kde jsou rozměry dány výrobcem motoru.

### 3.5.12. Síly v převodovce

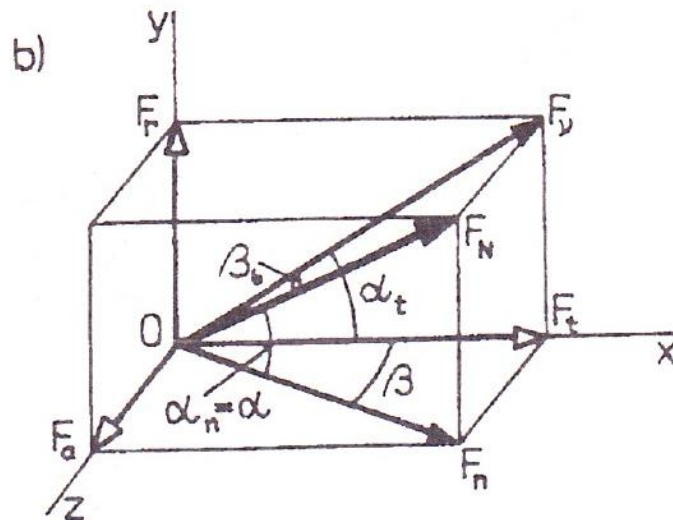
Před všemi kontrolními výpočty je nezbytné vyšetřit silové působení v převodovce. Veškeré síly, které budu v dalších kontrolách uvažovat, jsou znázorněné na obrázku (obr. 18), na kterém je zároveň vidět směr otáčení, pro který jsou další výpočty provedeny, protože otáčení druhým směrem je vzhledem ke konstrukci míchačky nežádoucí.



Obrázek 18: Síly působící v převodovce [1]

### 3.5.12.1. Silové poměry v ozubení

Při záběru valivého soukolí s šikmými zuby mezi koly působí normálová síla ( $F_n$ ). Tato síla obecného směru není pro další výpočty vhodná, proto je potřeba ji rozložit do vhodných rovin, a to konkrétně na sílu tečnou ( $F_t$ ) zajišťující přenos točivého momentu, sílu radiální ( $F_r$ ) a sílu axiální ( $F_a$ ) vznikající z důvodu sklonu šikmého ozubení  $\beta$ . Rozklad sil je znázorněn na obrázku (obr. 19). V dalším výpočtu budu zanedbávat změnu úhlů  $\alpha, \alpha_t$  na úhly valivé vlivem korekcí, protože rozdíl ve výsledných silách by byl zanedbatelný. [2]



Obrázek 19: Rozklad sil působících v ozubení [2]

Z třetího Newtonova zákona akce a reakce je zřejmé, že síly působící mezi dvojicí ozubených kol musí být stejné co do velikosti, ale pouze opačné orientace, proto budu síly v dalších výpočtech značit v případě první dvojice kol  $F_{i12}$  a v případě druhé dvojice  $F_{i34}$ .

Tečné síly vypočtu z již známých krouticích momentů na hřídelích následovně.

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 30\,000}{30,894} = 1\,942 \text{ N} \quad (69)$$

$$F_{t34} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 151\,410}{54,923} = 5\,514 \text{ N} \quad (70)$$

Dále dopočítám radiální a axiální složky dle [2].

$$F_{a12} = F_{t12} \cdot \tan \beta_{12} = 1\,942 \cdot \tan 12^\circ = 413 \text{ N} \quad (71)$$

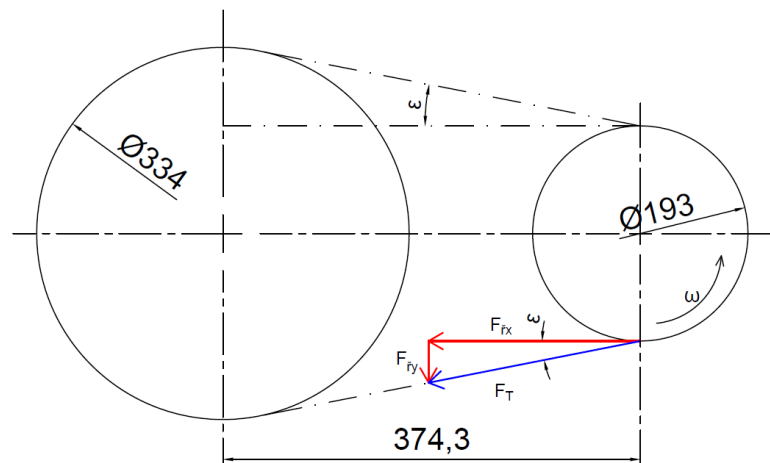
$$F_{a34} = F_{t34} \cdot \tan \beta_{34} = 5\,514 \cdot \tan 10^\circ = 972 \text{ N} \quad (72)$$

$$F_{r\ 12} = F_{t\ 12} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_{12}} = 1\ 942 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 12^\circ} = 723\ N \quad (73)$$

$$F_{r\ 34} = F_{t\ 34} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_{34}} = 5\ 514 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 2\ 038\ N \quad (74)$$

### 3.5.12.2. Silové účinky od řetězového převodu

Kromě sil v ozubení působí na výstupní hřídel převodovky síla od řetězového převodu, kterou je nutno určit. Vzhledem k relativně malé osové vzdálenosti řetězového převodu není možné sílu pokládat za vodorovnou a je tedy nutné určit její vodorovnou složku do směru osy x a svislou do osy y. Rozklad sil a geometrii převodu ukazuje obrázek (obr. 20).



Obrázek 20: Rozklad obvodové síly řetězu

Úhel  $\varepsilon$  sklonu řetězu dopočítám z pravoúhlého trojúhelníka.

$$\varepsilon = \tan^{-1} \frac{(334 - 193)}{374,3} = 10,7^\circ \quad (75)$$

Po určení úhlu  $\varepsilon$  už není problém rozložit obvodovou sílu v řetězu na složky ve směru osy x a y.

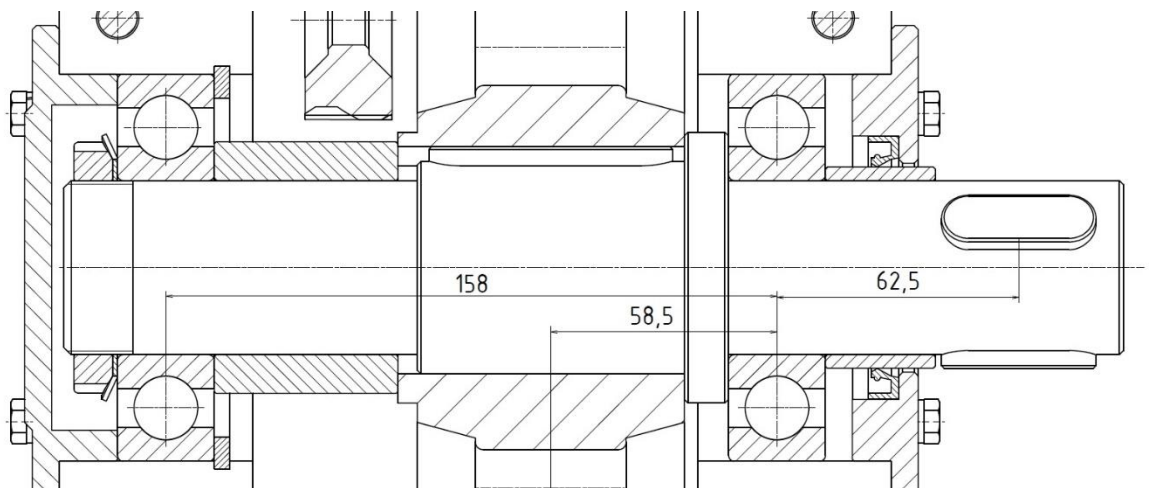
$$F_{f\ x} = F_T \cdot \cos \varepsilon = 5\ 146,14 \cdot \cos 10,7^\circ = 5\ 057\ N \quad (76)$$

$$F_{f\ y} = F_T \cdot \sin \varepsilon = 5\ 146,14 \cdot \sin 10,7^\circ = 956\ N \quad (77)$$

### 3.5.12.3. Reakce v podporách (ložiskách)

Pro kontrolu ložisek je nutné zjistit síly, které na ně působí. Za tímto účelem si modelují každý hřídel jako staticky určitý nosník, na který působí výše vypočtené síly. Pro názornost provedu výpočet pro výstupní hřídel a ostatní výsledky uvedu v tabulce na konci kapitoly.

Z hotového modelu převodovky odečtu potřebné rozměry hřídele a vzdálenosti působišť sil (obr. 21).



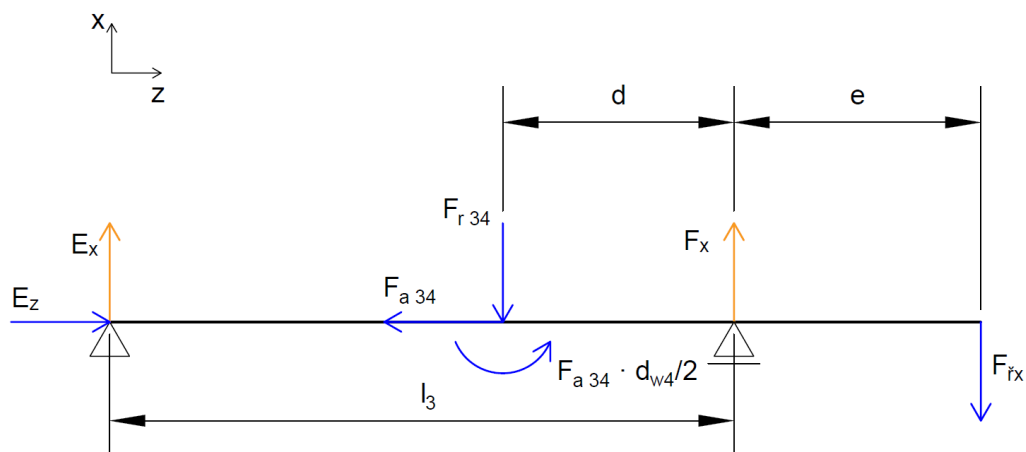
Obrázek 21: Rozměry výstupního hřídele pro výpočet reakcí

Vzdálenost mezi ložisky označím jako  $l_3 = 158 \text{ mm}$ .

Vzdálenost od pravého ložiska do středu ozubeného kola značím jako  $d = 58,5 \text{ mm}$ .

Vzdálenost střední roviny řetězového převodu od pravého ložiska jako  $e = 62,5 \text{ mm}$ .

Nyní hřídel uvolním jako nosník v rovině  $xz$  (obr. 22) a  $yz$  (obr. 23).



Obrázek 22: Výstupní hřídel jako nosník v rovině  $xz$

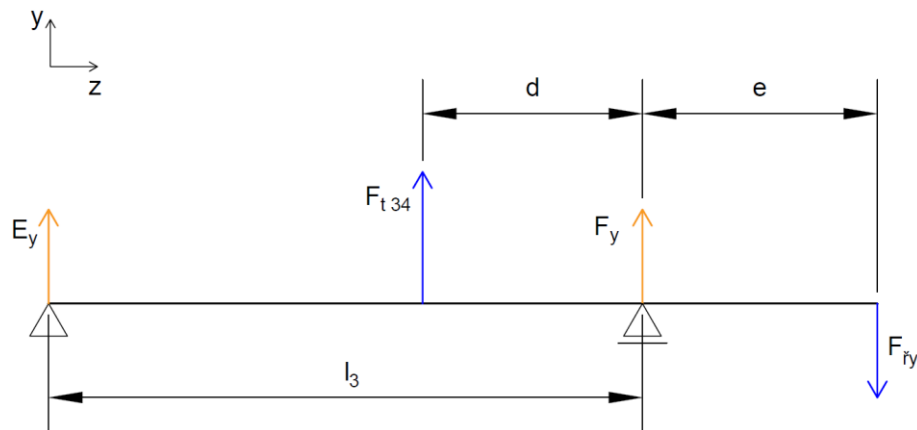


Z roviny xz dostávám rovnice:

$$x: E_x - F_{r\ 34} + F_x - F_{\check{r}x} = 0 \quad (78)$$

$$z: E_z - F_{a\ 34} = 0 \quad (79)$$

$$M_F: E_x \cdot l_3 - F_{r\ 34} \cdot d + F_{\check{r}x} \cdot e - F_{a\ 34} \cdot \frac{d_{w4}}{2} = 0 \quad (80)$$



Obrázek 23: Výstupní hřídel jako nosník v rovině yz

Z roviny yz dostávám rovnice:

$$y: E_y + F_{t\ 34} + F_y - F_{y\check{r}} = 0 \quad (81)$$

$$M_F: E_y \cdot l_3 + F_{t\ 34} \cdot d + F_{y\check{r}} \cdot e = 0 \quad (82)$$

Po úpravě výše uvedené soustavy pěti rovnic určím výsledné reakce v ložiskách  $E_x$ ,  $E_y$ ,  $E_z$ ,  $F_x$ ,  $F_y$ .

$$\begin{aligned}
 E_x &= \frac{F_{a\ 34} \cdot \frac{d_{w4}}{2} + F_{r\ 34} \cdot d - F_{\check{r}x} \cdot e}{l_3} = \\
 &= \frac{972 \cdot \frac{183,08}{2} + 2038 \cdot 58,5 - 5\ 057 \cdot 62,5}{158} = -683\ N
 \end{aligned} \quad (83)$$

$$\begin{aligned}
 E_y &= \frac{-F_{y\check{r}} \cdot e - F_{t\ 34} \cdot d}{l_3} = \\
 &= \frac{-956 \cdot 62,5 - 5\ 514 \cdot 58,5}{158} = -2\ 420\ N
 \end{aligned} \quad (84)$$

$$E_z = F_{a\ 34} = 972\ N \quad (85)$$

$$F_x = F_{t_x} + F_{r_{34}} - E_x = 5\,057 + 2\,038 - (-683) = 7\,778 \text{ N} \quad (86)$$

$$F_y = F_{t_y} - F_{t_{34}} - E_y = 956 - 5\,514 - (-2\,420) = -2\,138 \text{ N} \quad (87)$$

Pro kontrolu ložisek je potřeba síly ve směru x a y vektorově sečíst, abychom dostali celkovou radiální sílu, která působí na ložisko.

$$E_r = \sqrt{E_x^2 + E_y^2} = \sqrt{(-683)^2 + (-2\,420)^2} = 2\,515 \text{ N} \quad (88)$$

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{(7\,778)^2 + (-2\,138)^2} = 8\,067 \text{ N} \quad (89)$$

Výsledné reakce pro všechna ložiska uvádím přehledně v tabulce (tab. 18).

*Tabulka 18: Reakce v podporách hřídelů*

	Ložisko A [N]	Ložisko B [N]	Ložisko C [N]	Ložisko D [N]	Ložisko E [N]	Ložisko F [N]
X	-481	-242	151	-1 466	-683	7 778
Y	-1 413	-529	3 417	4 039	-2 420	-2 138
Z	-413	-	-559	-	972	-

Následující tabulka (tab. 19) ukazuje výsledné axiální a radiální reakce v ložiskách.

*Tabulka 19: Výsledné reakce v ložiskách*

	Ložisko A ZKL 6206	Ložisko B ZKL 6206	Ložisko C ZKL 6307	Ložisko D ZKL 6307	Ložisko E ZKL 6309	Ložisko F ZKL 6309
Radiální síla [N]	1 493	582	3 420	4 297	2 514	8 066
Axiální síla [N]	413	-	559	-	972	-

### 3.5.13. Kontrola ložisek

Ložiska se kontrolují zejména na trvanlivost. Trvanlivost je doba, po kterou jsou ložiska schopna pracovat bez známek materiálové únavy. Jako minimální trvanlivost ložisek převodovky volím  $L_{h \min} = 25\,000 \text{ hod.}$ [1]

Pro další výpočty je nutné určit rychlosti otáčení jednotlivých hřídelů.

$$n_I = n_M = 955 \text{ ot/min} \quad (90)$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{12}} = \frac{955}{5,15} = 185,5 \text{ ot/min} \quad (91)$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{34}} = \frac{185,5}{3,33} = 55,7 \text{ ot/min} \quad (92)$$

Trvanlivost ložiska v hodinách provozu za konstantních otáček se určí dle rovnice (93):

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (93)$$

kde  $L_h$  trvanlivost ložiska v hodinách  
 $C$  dynamická únosnost ložiska (udaná výrobcem)  
 $p$  exponent trvanlivosti (kuličková ložiska  $p = 3$ )  
 $F$  dynamické ekvivalentní zatížení, které se vypočte na základě vzájemné velikosti radiální a axiální síly dle vztahu (94).

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (94)$$

Koeficienty  $X$  a  $Y$  vystupující ve vztahu (89) určím z tabulky (tab. 20) na základě poměru  $\frac{F_a}{C_0}$  a  $\frac{F_a}{F_r}$ .

Tabulka 20: Koeficienty  $X, Y$  [15]

Radiální vůle															
$F_a/C_0$	normální					$C_3$					$C_4$				
	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		
	$e$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$e$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$e$	$X$	$Y$	$X$	$Y$
0,025	0,22	1	0	0,56	2	0,31	1	0	0,46	1,75	0,4	1	0	0,44	1,42
0,04	0,24	1	0	0,56	1,8	0,33	1	0	0,46	1,62	0,42	1	0	0,44	1,36
0,07	0,27	1	0	0,56	1,6	0,36	1	0	0,46	1,46	0,44	1	0	0,44	1,27
0,13	0,31	1	0	0,56	1,4	0,41	1	0	0,46	1,3	0,48	1	0	0,44	1,16
0,25	0,37	1	0	0,56	1,2	0,46	1	0	0,46	1,14	0,53	1	0	0,44	1,05
0,5	0,44	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Pro názornost provedu výpočet trvanlivosti pro ložisko „A“ a výsledky ostatních ložisek uvedu v tabulce na konci této kapitoly.

Z katalogu výrobce [15] jsem zjistil potřebné výpočtové hodnoty pro ložisko ZKL 6206 a uvádím je níže v tabulce (tab. 21).

*Tabulka 21: Výpočtové hodnoty pro ložisko A*

	$C_0$ [kN]	$C$ [kN]	$F_{rA}$ [kN]	$F_{aA}$ [kN]
ZKL 6206	11,186	19,443	1,493	0,413

$$\frac{F_{aA}}{C_0} = \frac{0,413}{11,186} = 0,03692 \quad (95)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,413}{1,493} = 0,2766 \quad (96)$$

Na základě výpočtů (90) a (91) volím z tabulky (tab. 20) koeficienty  $X = 0,56$  a  $Y = 1,8$ .

Dynamické ekvivalentní zatížení vypočtu dle vztahu (97).

$$F = X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA} = 0,56 \cdot 1,493 + 1,8 \cdot 0,413 = 1,5795 \text{ kN} \quad (97)$$

Trvanlivost ložiska A určím ze vztahu (93).

$$L_{hA} = \left(\frac{C}{F}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_l} = L_h = \left(\frac{19,443}{1,5795}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 955} = 32\,552 \text{ hod} \quad (98)$$

Stejným způsobem jsem určil hodnoty trvanlivostí zbylých ložisek. Výsledky výpočtů uvádím v tabulce (tab. 22).

*Tabulka 22: Trvanlivost ložisek*

	Ložisko A ZKL 6206	Ložisko B ZKL 6206	Ložisko C ZKL 6307	Ložisko D ZKL 6307	Ložisko E ZKL 6309	Ložisko F ZKL 6309
Trvanlivost [hod]	32 552	651 361	83 441	42 069	2 772 008	83 950

Všechna ložiska splňují požadavek na minimální trvanlivost. V případě vstupního a výstupního hřídele je jedno z dvojice ložisek výrazně předimenzované. Je to způsobeno umístěním ozubených kol u krajů hřídelů a řetězovým kolem na výstupním hřídeli. Vzhledem k minimálním výrobním nákladům a jednoduchosti výroby ponechám na každém hřídeli dvě shodná ložiska.

### 3.5.14. Statická kontrola hřídelů

Statická kontrola se provádí za účelem stanovení bezpečnosti vůči poškození hřídelů statickým zatížením. Základním principem kontroly je srovnání redukovaného napětí v ohybu s maximálním dovoleným napětím ( $\sigma_D = 70 \text{ MPa}$ ). Dovolená hodnota je volena nižší z důvodu požadovaných malých deformací. [1]

V této kapitole provedu výpočet statické bezpečnosti pro výstupní hřídel v místě pod ozubeným kolem.

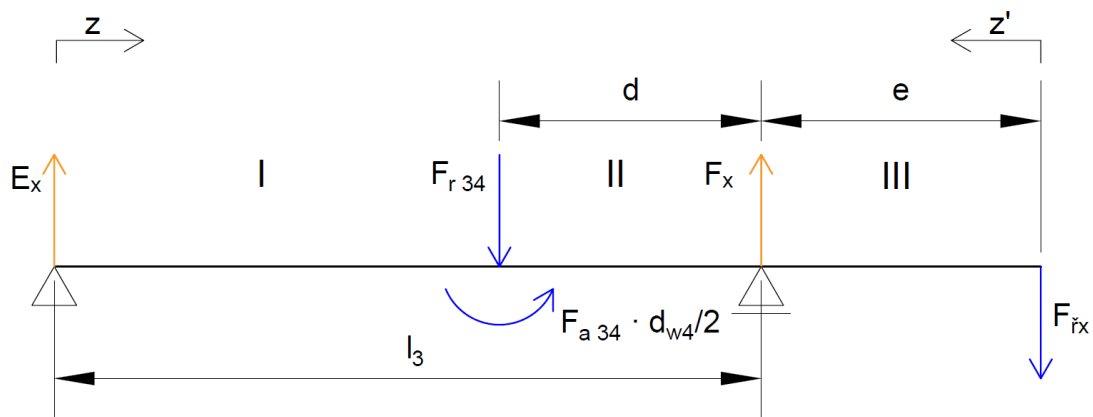
Výstupní hřídel bude vyroben z oceli 11 500 (E295). Níže v tabulce (tab. 23) uvádím mechanické vlastnosti použitého materiálu.

Tabulka 23: Mechanické vlastnosti oceli 11 500 (E295)

	$R_m$ [MPa]	$R_e$ [MPa]	$R_{ek}$ [MPa]	$\sigma_{co(-1)}$ [MPa]
11 500 (E295)	620	290	174	120

Při ručním výpočtu nejdříve určím ohybové momenty působící po délce hřídele v obou rovinách.

Uvolnění v rovině  $xz$  ukazuje následující obrázek (obr. 24).



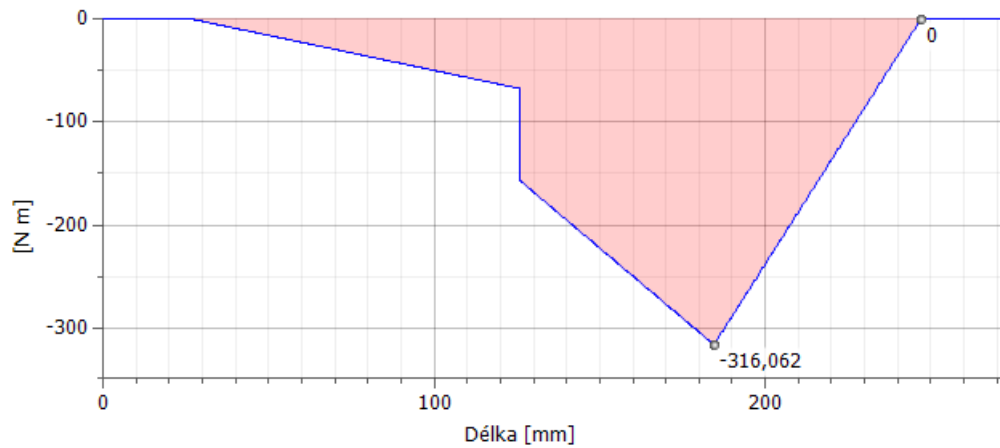
Obrázek 24: Uvolnění výstupního hřídele v rovině  $xz$  pro výpočet ohybových momentů

Z obrázku (obr. 24) sestavím rovnice pro jednotlivé části nosníku:

$$M_{0xz}^I = E_x \cdot z \quad z \in (0; l_3 - d) \quad (99)$$

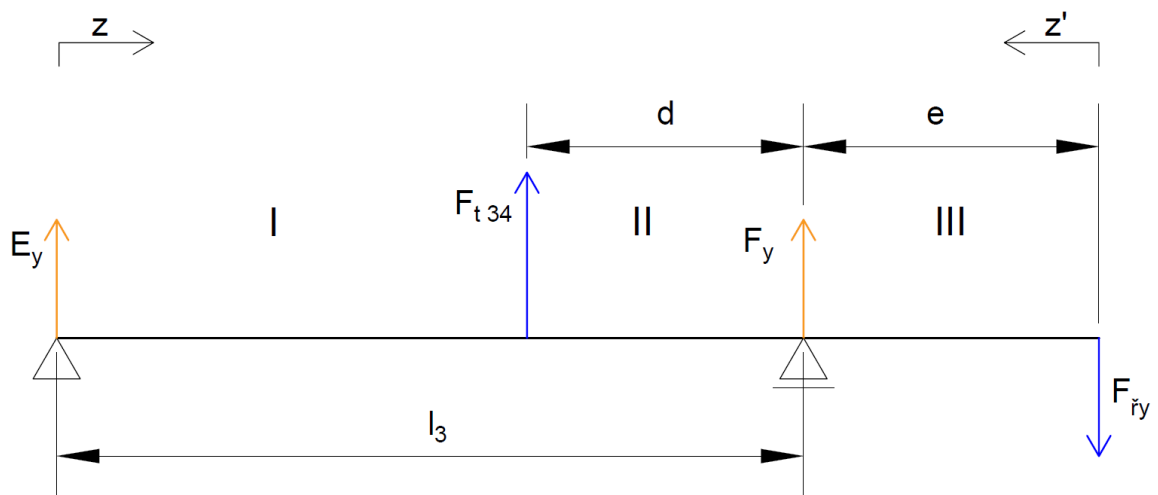
$$M_{0xz}^{II} = E_x \cdot z - F_{a34} \cdot \frac{d_w^4}{2} - F_{r34} \cdot (z - l_3 + d) \quad z \in (l_3 - d; l_3) \quad (100)$$

$$M_{0xz}^{III} = -F_{ry} \cdot z' \quad z' \in (0; e) \quad (101)$$



Obrázek 25: Průběh ohybového momentu v rovině XZ

Obdobně uvolním hřídel v rovině yz (obr. 26).



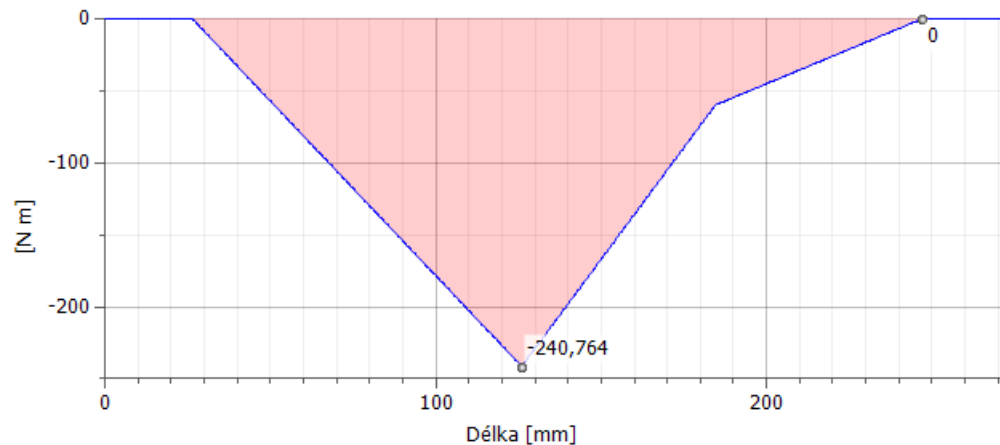
Obrázek 26: Uvolnění výstupního hřídele v rovině XZ pro výpočet ohybových momentů

Uřím rovnice funkce ohybového momentu pro jednotlivé části hřídele.

$$M_{o\ yz}^I = E_y \cdot z \quad z \in (0; l_3 - d) \quad (102)$$

$$M_{o\ yz}^{II} = E_y \cdot z + F_{t\ 34} \cdot (z - l_3 + d) \quad z \in (l_3 - d; l_3) \quad (103)$$

$$M_{o\ yz}^{III} = -F_{ry} \cdot z' \quad z' \in (0; e) \quad (104)$$



Obrázek 27: Průběh ohybového momentu v rovině YZ

Dále určím ohybový moment v obou rovinách v kontrolovaném místě ( $z = l_3 - d = 99,5 \text{ mm}$ ).

$$\begin{aligned} M_{o\ xz} &= E_x \cdot z - F_{a\ 34} \cdot \frac{d_w^4}{2} - F_{r\ 34} \cdot (z - l_3 + d) = \\ &= -683 \cdot 99,5 - 972 \cdot \frac{183,08}{2} - 2038 \cdot (99,5 - 99,5) = -156\ 935 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (105)$$

$$\begin{aligned} M_{o\ yz} &= E_y \cdot z + F_{t\ 34} \cdot (z - l_3 + d) = \\ &= -2\ 420 \cdot 99,5 + 5\ 514 \cdot (99,5 - 99,5) = -240\ 790 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (106)$$

Výsledný ohybový moment určím vektorovým součtem momentů v jednotlivých rovinách.

$$M_o = \sqrt{M_{o\ xz}^2 + M_{o\ yz}^2} = \sqrt{-156\ 935^2 + -240\ 790^2} = 287\ 416 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (107)$$

Nyní vypočtu modul průřezu v ohybu a krutu. Vzhledem k tomu, že je v kontrolovaném místě drážka pro pero, tak použiji přibližné vztahy dle [1].

$$\begin{aligned}
 W_o &\cong \frac{\pi \cdot d_{2k}^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d_{2k} - t)^2}{2 \cdot d_{2k}} = \\
 &= \frac{\pi \cdot 55^3}{32} - \frac{16 \cdot 6,2 \cdot (55 - 6,2)^2}{2 \cdot 55} = 14\,186 \text{ mm}^3
 \end{aligned}
 \tag{108}$$

$$\begin{aligned}
 W_k &\cong \frac{\pi \cdot d_{2k}^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d_{2k} - t)^2}{2 \cdot d_{2k}} = \\
 &= \frac{\pi \cdot 55^3}{16} - \frac{16 \cdot 6,2 \cdot (55 - 6,2)^2}{2 \cdot 55} = 30\,520 \text{ mm}^3
 \end{aligned}
 \tag{109}$$

Dopočítám napětí v ohybu a v krutu (kroutící moment  $M_{kIII}$  dosazuji z odstavce 3.5.2).

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{287\,416}{14\,186} = 20,26 \text{ MPa}
 \tag{110}$$

$$\tau_k = \frac{M_{kIII}}{W_k} = \frac{494\,111}{30\,520} = 16,19 \text{ MPa}
 \tag{111}$$

Redukované napětí dle hypotézy HMH je:

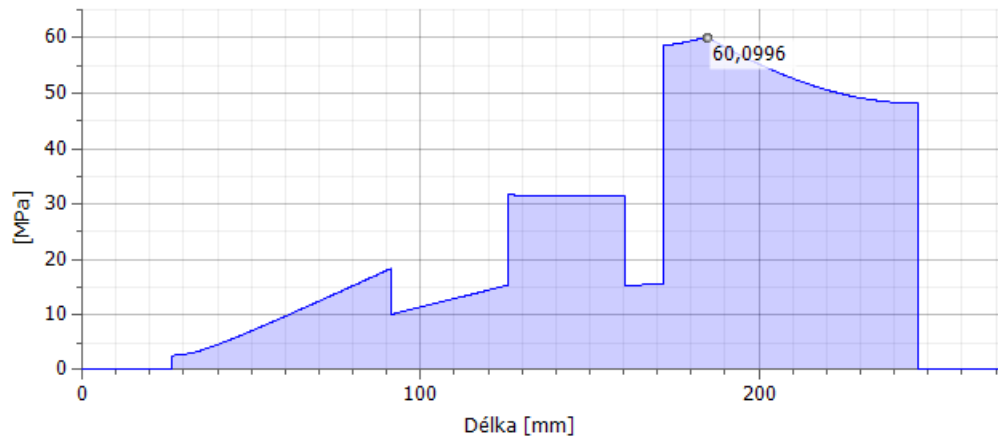
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{20,26^2 + 3 \cdot 16,19^2} = 34,60 \text{ MPa}.
 \tag{112}$$

Výsledná statická bezpečnost výstupního hřídele od ozubeným kolem je:

$$k_s = \frac{\sigma_D}{\sigma_{red}} = \frac{70}{34,60} = 2,02 > 1,2.
 \tag{113}$$

Dále uvádím graf redukovaného napětí pro výstupní hřídel (obr. 24). Z grafu je patrné, že nejvíce zatížené místo je místo pod ložiskem na výstupu z převodovky. Redukované napětí v tomto místě je menší než dovolené napětí, proto hřídel vyhovuje kontrole na statickou pevnost.





Obrázek 28: Graf redukovaného napětí pro výstupní hřídel

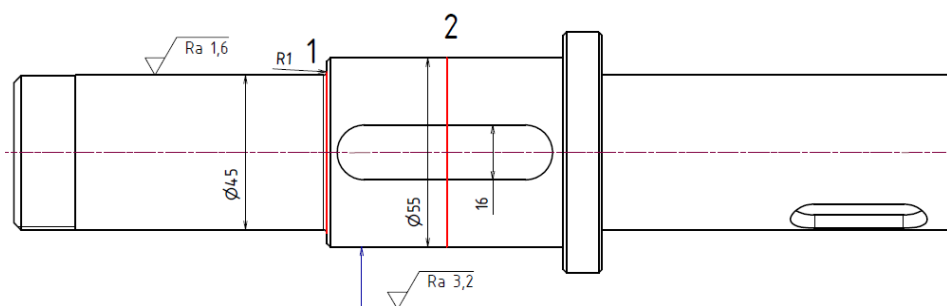
Pro podrobné výpočty jsem využil programu Autodesk Inventor 2017, který umožňuje přesný výpočet redukovaného napětí po celé délce hřídele na základě 3D modelu a zjištěného zatížení. Kompletní výsledky všech hřídelů přikládám v příloze (PŘÍLOHA 1).

### 3.5.15. Dynamická kontrola hřídele

Směry působení sil a jejich velikost jsou ve vztahu k souřadnému systému převodovky stále konstantní. Vzhledem k neustálé rotaci hřídelů kolem své osy se ale jejich zatížení mění s časem. Je tedy nutné určit dynamickou bezpečnost proti únavovému poškození hřídelů. [1]

Zatížení ohybovým momentem je střídavé s nulovou střední hodnotou, zatímco zatížení kroutícím momentem uvažuji jako konstantní.

Kontrolu provedu na výstupní hřídeli v místech označených na následujícím obrázku (obr. 29).



Obrázek 29: Místa kontroly únavové pevnosti výstupního hřídele

Na základě parametrů obou kontrolovaných míst zobrazených na obrázku (obr. 29) odečtu z diagramů [18, str. 176,177] potřebné koeficienty pro výpočet snížené meze únavy pro konkrétní místo vrubu ( $\sigma_{co}^*(-1)$ ). Koeficienty uvádím v tabulce (tab. 24).

*Tabulka 24: Vrubové součinitele*

	$q [-]$	$\alpha_o [-]$	$\beta_o [-]$	$\eta_p [-]$	$\varepsilon_{vo} [-]$
místo „1“	$q_1 = 0,45$	$\alpha_{o1} = 2,84$	$\beta_{o1} = 1,83$	$\eta_{p1} = 0,93$	$\varepsilon_{vo1} = 0,82$
místo „2“	$q_2 = 0,34$	$\alpha_{o2} = 3$	$\beta_{o2} = 1,68$	$\eta_{p2} = 0,90$	$\varepsilon_{vo2} = 0,78$

Nyní vypočtu hodnoty snížené meze únavy pro obě místa:

$$\sigma_{co(-1)_1}^* = \sigma_{co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vo1} \cdot \eta_{p1}}{\beta_{o1}} = 120 \cdot \frac{0,82 \cdot 0,93}{1,83} = 50 \text{ MPa}, \quad (114)$$

$$\sigma_{co(-1)_2}^* = \sigma_{co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vo2} \cdot \eta_{p2}}{\beta_{o2}} = 120 \cdot \frac{0,78 \cdot 0,90}{1,68} = 50,14 \text{ MPa}. \quad (115)$$

Pro výpočet dynamické bezpečnosti v ohybu dále potřebuji napětí v ohybu v daných místech na hřídeli. Napětí v ohybu v místě „2“ ( $\sigma_{o2}$ ) je napětí v ohybu určené v předchozí kapitole.

Proto platí:

$$\sigma_{o2} = \sigma_o = 20,26 \text{ MPa}. \quad (116)$$

Zbývá určit napětí v ohybu v místě „1“ ( $\sigma_{o1}$ ). Pro jeho výpočet je nutné zjistit modul průřezu v ohybu daného místa (menší průměr osazení  $d_o = 45 \text{ mm}$ ) a velikost ohybového momentu působící v daném místě, jako vektorový součet ohybových momentů z rovnic (99) a (102), při parametru  $z = 65$ .

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_o^3}{32} = \frac{\pi \cdot 45^3}{32} = 8\,946 \text{ mm}^3 \quad (117)$$

$$\begin{aligned} M_{o1} &= \sqrt{(z \cdot E_x)^2 + (z \cdot E_y)^2} = \\ &= \sqrt{(65 \cdot (-683))^2 + (65 \cdot (-2\,420))^2} = 163\,445 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (118)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{163\,445}{8\,946} = 18,27 \text{ MPa} \quad (119)$$

Dynamická bezpečnost v ohybu je:

$$k_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{co(-1)1}^*}{\sigma_{o1}} = \frac{50}{18,27} = 2,74, \quad (120)$$

$$k_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{co(-1)2}^*}{\sigma_{o2}} = \frac{50,14}{20,26} = 2,47. \quad (121)$$

Vzhledem k tomu, že uvažuji statické zatížení hřídele v krutu, tak bezpečnost v krutu určím jako statickou. K jejímu výpočtu potřebuji hodnoty napětí v krutu v daných místech. Hodnota v místě „2“ je opět rovna hodnotě z předchozí kapitoly.

Proto platí:

$$\tau_{k2} = \tau_k = 16,19 \text{ MPa} \quad (122)$$

Napětí v krutu v místě „1“ je:

$$\tau_{k1} = \frac{M_{kIII}}{W_{k1}} = \frac{M_{kIII}}{\frac{\pi \cdot d_o^3}{16}} = \frac{494\,111}{\frac{\pi \cdot 45^3}{16}} = 27,42 \text{ MPa}. \quad (123)$$

Statická bezpečnost v krutu je:

$$k_{\tau 1} = \frac{R_{ek}}{\tau_{k1}} = \frac{174}{27,42} = 6,35 \quad (124)$$

$$k_{\tau 2} = \frac{R_{ek}}{\tau_{k2}} = \frac{174}{16,19} = 10,75 \quad (125)$$

Z dynamické bezpečnosti v ohybu a statické bezpečnosti v krutu vypočtu dle [1] výslednou dynamickou bezpečnost pro obě kontrovaná místa výstupního hřídele.

$$k_{dyn1} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_{\sigma 1}^2} + \frac{1}{k_{\tau 1}^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2,74^2} + \frac{1}{6,35^2}}} = 2,52 \quad (126)$$

$$k_{dyn2} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_{\sigma 2}^2} + \frac{1}{k_{\tau 2}^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2,47^2} + \frac{1}{10,75^2}}} = 2,41 \quad (127)$$

Výsledné dynamické bezpečnosti jsou větší než minimální hodnota  $k_{d \min} = 1,3 \div 1,5$ . Hřídel vyhovuje únavové kontrole ve zkoumaných místech.

### 3.5.16. Deformační kontroly hřídelů

Z předchozích výpočtů vyplývá, že hřídele vyhovují požadavkům z hlediska pevnosti. Dále je potřeba se ujistit, že při provozu nedochází k deformacím hřídelů, které by nepříznivě ovlivnily provoz a životnost převodovky.

Z tohoto důvodu je nezbytné zkontrolovat průhyby hřídelů pod ozubenými koly, maximální průhyby mezi ložisky, natočení hřídelů v místě uložení ozubených kol a v poslední řadě také natočení hřídelů v podporách (ložiskách). Zjištěné hodnoty je nutno srovnat s maximálními dovolenými hodnotami z [1].

K výše zmíněným kontrolám jsem využil programu Autodesk Inventor 2017. Kompletní výstup z vyšetřování jednotlivých hřídelů je zahrnut v příloze (PŘÍLOHA 2 a 3).

#### 3.5.16.1. Kontrola průhybů

V následující tabulce (tab. 25) uvádím maximální dovolené hodnoty průhybů mezi ložisky jednotlivých hřídelů.

Tabulka 25: Dovolený průhyb mezi ložisky

	Vzdálenost mezi ložisky	Dovolený průhyb mezi ložisky
Vstupní hřídel	$l_1 = 142,5 \text{ mm}$	$y_{d1 \max} = \frac{l_1}{3000} = \frac{142,5}{3000} = 47,3 \mu\text{m}$
Předlohový hřídel	$l_2 = 153 \text{ mm}$	$y_{d2 \max} = \frac{l_2}{3000} = \frac{153}{3000} = 51 \mu\text{m}$
Výstupní hřídel	$l_3 = 158 \text{ mm}$	$y_{d3 \max} = \frac{l_3}{3000} = \frac{158}{3000} = 52,7 \mu\text{m}$

Maximální dovolené průhyby pod ozubenými koly obsahuje další tabulka (tab. 26).

Tabulka 26: Dovolený průhyb pod ozubenými koly

	Normálový modul	Dovolený průhyb pod koly
Soukolí 1	$m_{12} = 1,5$	$y_{dK12} = \frac{m_{12}}{100} = \frac{1,5}{100} = 15 \mu\text{m}$
Soukolí 2	$m_{34} = 3$	$y_{dK34} = \frac{m_{34}}{100} = \frac{3}{100} = 30 \mu\text{m}$

Vypočtené hodnoty průhybů mezi ložisky a pod koly z programu Autodesk Inventor 2017 jsem zpracoval do tabulek (tab. 27) a (tab. 28).

*Tabulka 27: Maximální průhyb mezi ložisky*

	Maximální průhyb mezi ložisky
Vstupní hřídel	$y_{1\ max} = 7,05\ \mu m$
Předlohový hřídel	$y_{2\ max} = 15,59\ \mu m$
Výstupní hřídel	$y_{3\ max} = 8,73\ \mu m$

*Tabulka 28: Maximální průhyb pod ozubenými koly*

	Maximální průhyb pod kolem
Pastorek 1	$y_{K\ 1} = 6,03\ \mu m$
Kolo 2	$y_{K\ 2} = 13,99\ \mu m$
Pastorek 3	$y_{K\ 3} = 14,36\ \mu m$
Kolo 4	$y_{K\ 4} = 8,35\ \mu m$

Z výsledků je patrné, že hřídele vyhovují kontrole na průhyb.

### 3.5.16.2. Kontrola natočení

Ze skript [1] vyplývají dovolené hodnoty natočení pod koly a ložisky, které jsem zpracoval do následující tabulky (tab. 29).

*Tabulka 29: Dovolené hodnoty natočení hřídelů*

Úhel sklonu v místě uložení ozubených kol	Úhel sklonu v podporách (ložiskách)
$\varphi_{dK} = (3 \div 7)' \cong 0,1^\circ$	$\varphi_{dL} = (5 \div 10)' \cong 0,125^\circ$

Z grafů z programu Autodesk Inventor 2017 jsem odečetl následující hodnoty natočení (tab. 30) a (tab. 31).

*Tabulka 30: Natočení hřídelů pod ozubenými koly*

	Natočení v místě uložení ozubeného kola
Pastorek 1	$\varphi_{K\ 1} = 0,0063^\circ$
Kolo 2	$\varphi_{K\ 2} = 0,0109^\circ$
Pastorek 3	$\varphi_{K\ 3} = 0,0089^\circ$
Kolo 4	$\varphi_{K\ 4} = 0,0045^\circ$

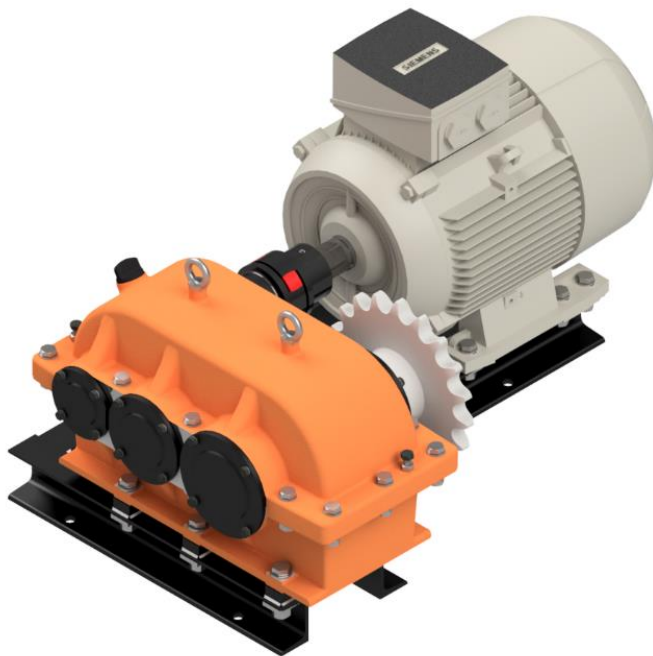
Tabulka 31: Natočení hřídelů v místě ložisek

	Natočení v místě ložisek
Ložisko A	$\varphi_{LA} = 0,0111^\circ$
Ložisko B	$\varphi_{LB} = 0,0076^\circ$
Ložisko C	$\varphi_{LC} = 0,0216^\circ$
Ložisko D	$\varphi_{LD} = 0,0191^\circ$
Ložisko E	$\varphi_{LE} = 0,0098^\circ$
Ložisko F	$\varphi_{LF} = 0,0164^\circ$

Vypočtené hodnoty natočení jsou řádově nižší než přípustné hodnoty, takže hřídele z hlediska natočení taktéž vyhovují.

### 3.6. Sestava pohonu míchačky

V předchozích kapitolách jsem navrhl, vymodeloval a zkontroloval sestavu pohonu kontinuální míchačky. Sestava pohonu se skládá z asynchronního elektromotoru, dvoustupňové čelní převodovky a řetězového převodu. Součástí sestavy je i rám, na který jsou jednotlivé součásti připevněny, aby byla zabezpečena jednoznačná vzájemná poloha převodovky a elektromotoru.



Obrázek 30: Sestava pohonu

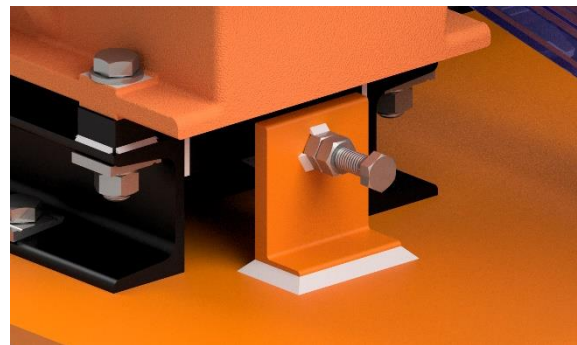
#### 4. Konstrukce samotné míchačky

Jak již bylo zmíněno při tvorbě koncepčního návrhu, míchačka se bude skládat z míchacího bubnu, na který budou přivařeny další části.

Samotná sestava pohonu bude posuvně připevněna na plech posazený na základním rámu. Toto posuvné uložení bude zajištěno oválnými dírami pro připevňovací šrouby (obr. 31). Poloha sestavy pohonu vůči míchacímu bubnu bude nastavitelná pomocí stavícího odtlačovacího šroubu (obr. 32).



Obrázek 31: Deska s oválnými dírami pro šrouby

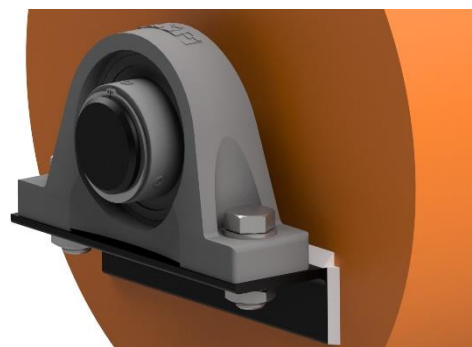


Obrázek 32: Odtlačovací šroub

Hřídel míchačky bude upevněn v ložiskových domcích SKF SYJ 80 TF, které se přišroubují na L-profilu přivařené na čelech míchacího bubnu. Míchací hřídel bude na jedné straně pevně axiálně zajištěn pomocí pojistné desky (obr. 33), zatímco na druhé straně mu bude umožněn axiální posuv a bude pouze s vůlí jištěn pomocí hřídelového kroužku (obr. 34).



Obrázek 33: Axiálně zajištěný hřídel



Obrázek 34: Axiálně posuvné uložení

Míchačka bude připravena na připojení přívodu vody pomocí klasické zahradní hadice a průměru  $\frac{1}{2}$ ". Vedení vody realizované kovovou trubkou bude ústít do bubnu v horní části, aby se zamezilo možnému ucpání přívodu vody míchanou směsí (obr. 35).



Obrázek 35: Přívod záměšové vody do míchacího bubnu

#### 4.1. Kontrolní výpočty vybraných částí míchačky

V této kapitole se zaměřím na základní deformační kontrolu míchacího bubnu a trvanlivost hřídelových ložisek.

##### 4.1.1. Deformační kontrola míchacího bubnu

Při naplnění míchacího bubnu betonovou směsí bude buben zatížen tíhou této směsi. Je potřeba zkontrolovat, zda toto zatížení nevyvolá výrazné deformace bubnu, které by mohly vést ke kontaktu míchacích lopatek s vnitřním povrchem bubnu.

Pro tento výpočet si míchací buben modeluji jako nosník z trubky o tloušťce stěny 5 mm uložený na dvou podporách a zatížený spojitým zatížením po celé své délce.

Velikost spojitého zatížení určím z předpokladu zaplnění celého bubnu míchanou směsí. Procentuální složení a hustotu jednotlivých složek uvádím v tabulce (tab. 32).

Tabulka 32: Složení běžné betonové směsi

	Písek	Cement	Voda
Objemové zastoupení [%]	60	20	20
Hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_p = 1\,600$	$\rho_c = 3\,150$	$\rho_v = 1\,000$

Z údajů uvedených v tabulce (tab. 32) určím výslednou hustotu míchané směsi:

$$\begin{aligned}
 \rho_s &= 0,6 \cdot \rho_p + 0,2 \cdot \rho_c + 0,2 \cdot \rho_v = \\
 &= 0,6 \cdot 1\,600 + 0,2 \cdot 3\,150 + 0,2 \cdot 1\,000 = 1\,790 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}.
 \end{aligned}
 \tag{128}$$



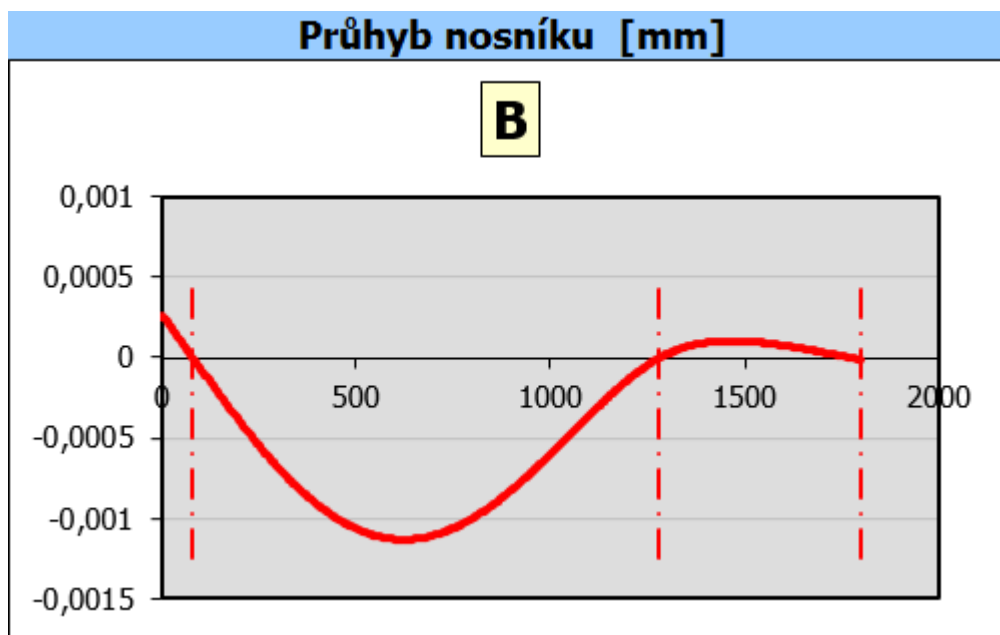
Sílu, kterou zatěžuje míchaná směs konstrukci míchačky určím jako:

$$\begin{aligned}
 F_S &= g \cdot \rho_s \cdot V_B = g \cdot \rho_s \cdot \frac{\pi \cdot D_B^2}{4} \cdot L_B = \\
 &= 9,81 \cdot 1790 \cdot \frac{\pi \cdot 0,5^2}{4} \cdot 1,8 = 6\,206 \text{ N.}
 \end{aligned}
 \tag{129}$$

Spojité zatížení působící na výpočtový model míchacího bubnu je:

$$q_s = \frac{F_S}{L_B} = \frac{6\,206}{1\,800} = 3,45 \frac{\text{N}}{\text{mm}}.
 \tag{130}$$

Z hotového modelu koncepčního návrhu jsem si odečetl potřebné rozměry a zadal je spolu se zjištěným zatížením do výpočetního programu MitCalc. Program do výpočtu zahrnul i tíhu samotného bubnu. Kompletní záznam výpočtu je součástí přílohy (PŘÍLOHA 4). Graf průhybu bubnu uvádím níže na obrázku (obr. 36)



Obrázek 36: Graf průhybu míchacího bubnu

Z grafu je patrné, že deformace bubnu vlivem naplnění míchanou směsí jsou minimální. Nejsou tedy nutné žádné úpravy návrhu bubnu.

#### 4.1.2. Kontrola trvanlivosti ložisek hřídele

Na hřídel bude působit radiální síla od řetězového převodu a axiální síla od míchacích lopatek. Celá axiální síla bude zadržena v jedné ložiskové jednotce SKF SYJ 80 TF.

Axiální sílu určím z předpokladu, že mícháním musí být vyvozena síla k posuvu hmoty bubnem, která se rovná třecí síle mezi samotnou směsí a povrchem bubnu. Koeficient smykového tření jsem pro tuto situaci odhadl jako  $\mu = 0,5$ . Výsledná třecí, respektive axiální síla, tedy je:

$$F_{aH} = F_S \cdot \mu = 6\,206 \cdot 0,5 = 3\,103 \text{ N.} \quad (131)$$

Pro určení radiálních reakcí v podporách ložisek jsem využil program MitCalc. Kompletní výpočet je součástí přílohy (PŘÍLOHA 5). Výsledné síly působící na ložiska míchací hřídele uvádím níže v tabulce (tab. 33).

Tabulka 33: Zatížení ložisek míchacího hřídele

	Radiální síla [N]	Axiální síla [N]
Axiálně zajištěné ložisko	5 217	3 103
Axiálně volné ložisko	455	0

Rychlost otáčení míchacích lopatek je dle zadání  $n_B = 32 \text{ min}^{-1}$ .

Výpočet trvanlivosti ložisek jsem provedl stejně jako v kapitole 3.5.13. Výsledné hodnoty trvanlivostí uvádím níže v tabulce (tab. 34)

Tabulka 34: Trvanlivost ložisek míchacího hřídele

	Axiálně zajištěné ložisko	Axiálně volné ložisko
Trvanlivost [hod]	399 657	2 081 019 616

Trvanlivost ložisek je vysoká. Je to způsobeno volbou relativně velkého průměru hřídele, respektive ložisek.

## 5. Závěr

Cílem této bakalářské práce byl návrh pohonu kontinuální míchačky betonových směsí. Pohon jsem realizoval šestipólovým asynchronním elektromotorem o výkonu 3 kW, jehož otáčky jsou sníženy čelní dvoustupňovou převodovkou se šikmými zuby. Kroutící moment je z výstupu převodovky přenášen na hřídel s míchacími lopatkami pomocí řetězového převodu.

Vytvořil jsem koncepční návrh kontinuální míchačky betonových směsí. Pro tento návrh jsem vytvořil 3D model v programu Autodesk Inventor 2017. Do modelu jsem zapracoval přípravu pro přívod záměsové vody a přírubu pro připojení míchačky přímo na silo se suchou betonovou směsí.

Provedl jsem návrhové a kontrolní výpočty vybraných uzlů pohonu. Navrhl jsem a zkontroloval řetězový převod, pružnou spojku mezi elektromotorem a převodovkou a samotnou převodovku.

Při konstrukci převodovky jsem navrhl uložení hřídelů pomocí kuličkových ložisek. Skříň převodovky jsem koncipoval jako odlitek s dělicí rovinou uprostřed vývrtů pro ložiska. Hřídele převodovky jsem zkontroloval na statickou a dynamickou pevnost. Dále jsem ověřil, že deformace hřídelů vlivem provozu převodovky nebudou mít nepříznivý vliv na životnost ozubení a ložisek.

Před samotnou výrobou bych se zaměřil na konstrukci míchacích lopatek, analýzu tuhosti rámu a kompletní kontrolu sestavy pohonu na únavovou pevnost. Dále by bylo potřeba vyřešit ovládací panel míchačky a bezpečnostní kryt přes sestavu pohonu.



*Obrázek 37: Koncepční návrh kontinuální míchačky betonových směsí*

**Seznam zkratk a symbolů**

Zkratka	Jednotka	Popis
$n_B$	$[min^{-1}]$	otáčky míchacích lopatek
$D_B$	$[mm]$	Průměr míchacího bubnu
$P_B$	$[kW]$	Potřebný výkon míchačky
$\eta_i$	$[-]$	Účinnost prvku pohonu
$P'_M$	$[kW]$	Minimální výkon hnacího elektromotoru
$i_C$	$[-]$	Celkový převodový poměr pohonu
$i'$	$[-]$	Předběžný převodový poměr převodovky
$i$	$[-]$	Převodový poměr převodovky
$M_{kM}$	$[N \cdot m]$	Kroutící moment elektromotoru
$M_v$	$[N \cdot m]$	Výpočtový kroutící moment spojky
$P_{\check{r}}$	$[kW]$	Výkon na malém řetězovém kole
$P_D$	$[kW]$	Diagramový výkon
$z_{\check{r}i}$	$[-]$	Počet zubů řetězového kola
$n_i$	$[min^{-1}]$	Otáčky hřídele
$t$	$[mm]$	Rozteč řetězu
$A$	$[mm^2]$	Plocha kloubu řetězu
$F_{pt}$	$[kN]$	Síla při přetržení řetězu
$m'$	$[kg]$	Hmotnost 1 m řetězu
$d_{\check{r}i}$	$[mm]$	Průměr roztečné kružnice řetězového kola
$v$	$[m \cdot s^{-1}]$	Obvodová rychlost řetězu
$F_O$	$[N]$	Obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu
$F_{OC}$	$[N]$	Obvodová síla na řetězovém kole od odstředivé síly
$F_T$	$[N]$	Celková tahová síla působící na řetěz
$p_{\check{r}}$	$[MPa]$	Výpočtový tlak v kloubu řetězu
$p_{a\check{r}}$	$[MPa]$	Dovolený tlak v kloubu řetězu
$p_1$	$[MPa]$	Směrný tlak v kloubu řetězu
$\lambda$	$[-]$	Součinitel tření řetězu
$k_{p\check{r}}$	$[-]$	Bezpečnost proti otláčení v kloubu řetězu
$k_{s\check{r}}$	$[-]$	Statická bezpečnost proti přetržení řetězu
$k_{d\check{r}}$	$[-]$	Dynamická bezpečnost proti přetržení řetězu
$x_{\check{r}}$	$[-]$	Počet článků řetězu
$a_{\check{r}}$	$[mm]$	Osová vzdálenost řetězového převodu
$i_{12}$	$[-]$	Převodový poměr prvního soukolí
$i_{34}$	$[-]$	Převodový poměr druhého soukolí
$z'_i$	$[-]$	Předběžný počet zubů ozubeného kola

$z_i$	[-]	Počet zubů ozubeného kola
$\Delta i$	[%]	Odchylka skutečného převod. poměru převodovky
$\tau_{Di}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Dovolené napětí ve smyku pro hřídel
$M_{ki}$	$[N \cdot mm]$	Kroutící moment na hřídeli
$W_o$	$[mm^3]$	Modul průřezu v ohybu
$W_k$	$[mm^3]$	Modul průřezu v krutu
$d'_i$	$[mm]$	Předběžný minimální průměr hřídele
$d_i$	$[mm]$	Minimální průměr hřídele
$m'_{ij}$	[-]	Předběžný modul ozubení soukolí „ij“
$m_{ij}$	[-]	Modul ozubení soukolí „ij“
$a_{tij}$	$[mm]$	Osová vzdálenost soukolí „ij“
$d_i$	$[mm]$	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola
$a_{twij}$	$[mm]$	Valivá osová vzdálenost soukolí „ij“
$x'_i$	[-]	Předběžná korekce ozubení pro ozubené kolo
$x_i$	[-]	Korekce pro ozubené kolo
$\alpha$	[°]	Úhel záběru nástroje
$\beta_{ij}$	[°]	Úhel sklonu zubů soukolí „ij“
$\alpha_{tij}$	[°]	Úhel záběru v čelní rovině sokolí „ij“
$\alpha_{twij}$	[°]	Valivý úhel záběru v čelní rovině soukolí „ij“
$b_{wi}$	$[mm]$	Šířka ozubeného kola
$d_{ai}$	$[mm]$	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola
$d_{wi}$	$[mm]$	Průměr valivé kružnice ozubeného kola
$\psi_{mi}$	[-]	Poměrná šířka ozubeného kola
$S_F$	[-]	Bezpečnost proti vzniku únavového lomu v patě zubu
$S_H$	[-]	Bezpečnost proti vzniku únavového poškození boků zubů
$d_{ik}$	$[mm]$	Průměr hřídele pod ozubeným kolem
$p_d$	$[MPa]$	Dovolený tlak na boku pera
$p_i$	$[MPa]$	Tlak na boku pera
$l'$	$[mm]$	Činná délka pera
$n$	[-]	Počet těsných per ve spoji
$F_{tij}$	$[N]$	Tečná síla mezi ozubenými koly soukolí „ij“
$F_{a ij}$	$[N]$	Axiální síla mezi ozubenými koly soukolí „ij“
$F_{r ij}$	$[N]$	Radiální síla mezi ozubenými koly soukolí „ij“
$\varepsilon$	[°]	Úhel sklonu řetězu
$F_{\check{r}x}$	$[N]$	Síla od řetězového převodu ve vodorovném směru
$F_{\check{r}y}$	$[N]$	Síla od řetězového převodu ve svislém směru
$l_i$	$[mm]$	Vzdálenost mezi ložisky hřídele
$F_{ri}$	$[N]$	Radiální síla působící na ložisko
$F_{ai}$	$[N]$	Axiální síla působící na ložisko

$L_{h \min}$	[ <i>hod</i> ]	Minimální trvanlivost ložisek převodovky
$L_{h i}$	[ <i>hod</i> ]	Trvanlivost ložiska
$C$	[ <i>kN</i> ]	Dynamická únosnost ložiska
$C_0$	[ <i>kN</i> ]	Statická únosnost ložiska
$p$	[–]	Exponent trvanlivosti ložiska
$F$	[ <i>N</i> ]	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
$X$	[–]	Radiální koeficient ložiska
$Y$	[–]	Axiální koeficient ložiska
$R_m$	[ <i>N · mm<sup>-2</sup></i> ]	Mez pevnosti v tahu
$R_e$	[ <i>N · mm<sup>-2</sup></i> ]	Mez kluzu v tahu
$R_{ek}$	[ <i>N · mm<sup>-2</sup></i> ]	Mez kluzu v krutu
$\sigma_{co(-1)}$	[ <i>N · mm<sup>-2</sup></i> ]	Mez únavy v ohybu při střídavém cyklu
$\sigma_{co(-1)}^*$	[ <i>N · mm<sup>-2</sup></i> ]	Snížená mez únavy v ohybu
$M_{o \ xz}$	[ <i>N · mm</i> ]	Ohybový moment ve vodorovné rovině
$M_{o \ yz}$	[ <i>N · mm</i> ]	Ohybový moment ve svislé rovině
$M_o$	[ <i>N · mm</i> ]	Výsledný ohybový moment
$\sigma_o$	[ <i>N · mm<sup>-2</sup></i> ]	Napětí v ohybu
$\tau_k$	[ <i>N · mm<sup>-2</sup></i> ]	Napětí v krutu
$\sigma_{red}$	[ <i>N · mm<sup>-2</sup></i> ]	Redukované napětí
$k_s$	[–]	Statická bezpečnost hřídele
$k_\tau$	[–]	Statická bezpečnost v krutu
$k_\sigma$	[–]	Dynamická bezpečnost v ohybu
$k_{dyn}$	[–]	Výsledná dynamická bezpečnost
$y_{d \ max}$	[ $\mu m$ ]	Dovolený průhyb mezi ložisky
$y_{dK \ max}$	[ $\mu m$ ]	Dovolený průhyb pod ozubenými koly
$y_{i \ max}$	[ $\mu m$ ]	Maximální průhyb mezi ložisky
$y_{Ki}$	[ $\mu m$ ]	Maximální průhyb pod ozubenými koly
$\varphi_{dK}$	[°]	Dovolený úhel sklonu v místě uložení ozubených kol
$\varphi_{dL}$	[°]	Dovolený úhel sklonu v místě ložisek
$\varphi_{Ki}$	[°]	Úhel sklonu v místě uložení ozubeného kola
$\varphi_{Li}$	[°]	Úhel sklonu v místě ložiska
$\rho_i$	[ <i>kg · m<sup>-3</sup></i> ]	Hustota látky
$F_S$	[ <i>N</i> ]	Síla od míchané směsi
$q_s$	[ <i>N · mm<sup>-1</sup></i> ]	Spojité zatížení míchacího bubnu od míchané směsi
$F_{aH}$	[ <i>N</i> ]	Axiální síla působící na hřídel míchačky

## Seznam použité literatury

- [1] KUGL, Otmar. Projekt: III. ročník. Praha: České vysoké učení technické, 2000. ISBN 80-01-01638-2.
- [2] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: mechanické převody. Praha: České vysoké učení technické, 2003. ISBN 80-01-01934-9.
- [3] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [4] Profesionální míchačka Typu BWA, Agro wikt, 3 roky záruka. Profesionální míchačky [online]. Praha, 2017 [cit. 2017-04-17]. Dostupné z: <http://www.profimichacky.cz/profi-michacka-bwa-200-400v>
- [5] Spádová míchačka UM 250. Filamos s.r.o. [online]. Hatě, 2017 [cit. 2017-04-17]. Dostupné z: <http://www.filamos.cz/stavebni-stroje/michacky/spadova-michacka-um-250/>
- [6] Míchačky s nuceným oběhem - řada ML. Filamos s.r.o. [online]. Hatě, 2017 [cit. 2017-04-17]. Dostupné z: <http://www.filamos.cz/stavebni-stroje/michacky/michacky-s-nucenym-obehem-rada-ml/>
- [7] Single-shaft continuous mixer for dry or moist fine materials. BHS Sonthofen [online]. Sonthofen, 2017 [cit. 2017-04-17]. Dostupné z: <http://www.bhs-sonthofen.de/en/products/mixing-technology/single-shaft-continuous-mixer.html>
- [8] Kontinuální míchačka KM 40. Filamos s.r.o. [online]. Hatě, 2017 [cit. 2017-04-17]. Dostupné z: <http://www.filamos.cz/stavebni-stroje/michacky/kontinualni-michacka-km-40/>
- [9] Knauf PFT » Vodorovné kontinuální míchačky. Knauf PFT [online]. Praha, 2017 [cit. 2017-04-17]. Dostupné z: <https://tinyurl.com/lrrkgzu>
- [10] PFT HM 2002 with rubbermixing tube. BAUTECH Höfer [online]. Essen, 2017 [cit. 2017-04-17]. Dostupné z: <http://www.bautech-hoefer.de/HM-2002-with-rubbermixing-tube>
- [11] Trojfázové elektromotory SIEMENS, s účinností IE1, 900 ot. min<sup>-1</sup>. Elektromotory Moravec s.r.o. [online]. Hoštejn, 2017 [cit. 2017-04-20]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1000-otacek.html>
- [12] Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1CC02 3kW,955ot. Elektromotory Moravec s.r.o. [online]. Hoštejn, 2017 [cit. 2017-04-20]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1000-otacek/1le1001-6-3-1.html>
- [13] Pružné spojky se středícím důlkem. T.E.A. TECHNIK s.r.o. lineární vedení a pohony [online]. Popůvky u Brna, 2017 [cit. 2017-04-22]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/>

[14] Výpočet řetězového převodu. ČZ Chains Czech Republic [online]. Strakonice, 2017 [cit. 2017-04-29]. Dostupné z: [https://www.czretezy.cz/docs/prum\\_vypocet\\_retezoveho\\_prevodu.pdf](https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf)

[15] Katalog ZKL ke stažení (PDF). SAK Ložiska spol. s.r.o. [online]. Horní Tošanovice, 2010 [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: <http://sak-loziska.cz/?clanek=143>



**Seznam obrázků**

Obrázek 1: Spádová míchačka Agro-Wikt Profi 320 I [4].....	2
Obrázek 2: Spádová míchačka UM 250 [5].....	3
Obrázek 3: Míchací lopatky [6].....	3
Obrázek 4: Míchačka s nuceným oběhem ML 150 [6].....	4
Obrázek 5: Princip fungování kontinuální míchačky [7].....	5
Obrázek 6: Kontinuální míchačka KM 40 [8].....	5
Obrázek 7: Připojení na silo [8].....	5
Obrázek 8: Kontinuální míchačka PFT HM 2002 [10].....	6
Obrázek 9: Koncepční návrh kontinuální míchačky.....	7
Obrázek 10: Schéma pohonu.....	8
Obrázek 11: Koncepční schéma převodovky.....	22
Obrázek 12: Schéma uložení vstupního hřídele.....	25
Obrázek 13: Schéma uložení předlohového hřídele.....	25
Obrázek 14: Schéma uložení výstupního hřídele.....	26
Obrázek 15: Sestava ozubených kol, hřídelů a ložisek.....	27
Obrázek 16: Pohled na převodovku.....	28
Obrázek 17: Pohled do otevřené převodovky.....	28
Obrázek 18: Síly působící v převodovce [1].....	30
Obrázek 19: Rozklad sil působících v ozubení [2].....	31
Obrázek 20: Rozklad obvodové síly řetězu.....	32
Obrázek 21: Rozměry výstupního hřídele pro výpočet reakcí.....	33
Obrázek 22: Výstupní hřídel jako nosník v rovině xz.....	33
Obrázek 23: Výstupní hřídel jako nosník v rovině yz.....	34
Obrázek 24: Uvolnění výstupního hřídele v rovině xz pro výpočet ohybových momentů.....	38
Obrázek 25: Průběh ohybového momentu v rovině XZ.....	39
Obrázek 26: Uvolnění výstupního hřídele v rovině XZ pro výpočet ohybových momentů.....	39
Obrázek 27: Průběh ohybového momentu v rovině YZ.....	40
Obrázek 28: Graf redukovaného napětí pro výstupní hřídel.....	42
Obrázek 29: Místa kontroly únavové pevnosti výstupního hřídele.....	42
Obrázek 30: Sestava pohonu.....	47
Obrázek 31: Deska s oválnými dírami pro šrouby.....	48
Obrázek 32: Odtlačovací šroub.....	48
Obrázek 33: Axiálně zajištěný hřídel.....	48
Obrázek 34: Axiálně posuvné uložení.....	48
Obrázek 35: Přívod záměsové vody do míchacího bubnu.....	49
Obrázek 36: Graf průhybu míchacího bubnu.....	50
Obrázek 37: Koncepční návrh kontinuální míchačky betonových směsí.....	52

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Zadané parametry míchačky.....	7
Tabulka 2: Dílčí účinnosti pohonu .....	8
Tabulka 3: Parametry elektromotoru [12] .....	9
Tabulka 4: Parametry řetězu .....	11
Tabulka 5: Parametry řetězových kol .....	12
Tabulka 6: Návrhové parametry převodovky .....	15
Tabulka 7: Průměry pod ložisky a použitá ložiska .....	16
Tabulka 8: Vlastnosti použitých ocelí [2] .....	17
Tabulka 9: Volba součinitelů pro výpočet předběžného modulu .....	17
Tabulka 10: Normalizované hodnoty modulů [1].....	18
Tabulka 11: Průměry roztečných kružnic .....	19
Tabulka 12: Korekce jednotlivých ozubených kol .....	21
Tabulka 13: Rozměry ozubení převodovky .....	22
Tabulka 14: Minimální bezpečnosti pro kontrolu ozubení.....	23
Tabulka 15: Výsledky kontroly 1. převodového stupně .....	23
Tabulka 16: Výsledky kontroly 2. převodového stupně .....	24
Tabulka 17: Parametry spojení těsným perem .....	29
Tabulka 18: Reakce v podporách hřídelů .....	35
Tabulka 19: Výsledné reakce v ložiskách.....	35
Tabulka 20: Koeficienty X, Y [15] .....	36
Tabulka 21: Výpočtové hodnoty pro ložisko A .....	37
Tabulka 22: Trvanlivost ložisek.....	37
Tabulka 23: Mechanické vlastnosti oceli 11 500 (E295).....	38
Tabulka 24: Vrubové součinitele .....	43
Tabulka 25: Dovolенý průhyb mezi ložisky .....	45
Tabulka 26: Dovolенý průhyb pod ozubenými koly .....	45
Tabulka 27: Maximální průhyb mezi ložisky.....	46
Tabulka 28: Maximální průhyb pod ozubenými koly .....	46
Tabulka 29: Dovolенé hodnoty natočení hřídelů .....	46
Tabulka 30: Natočení hřídelů pod ozubenými koly .....	46
Tabulka 31: Natočení hřídelů v místě ložisek .....	47
Tabulka 32: Složení běžné betonové směsi.....	49
Tabulka 33: Zatížení ložisek míchacího hřídele .....	51
Tabulka 34: Trvanlivost ložisek míchacího hřídele .....	51

## Seznam příloh

PŘÍLOHA č. 1: Průběhy redukovaných napětí jednotlivých hřídelů

PŘÍLOHA č. 2: Průběhy průhybu jednotlivých hřídelů

PŘÍLOHA č. 3: Průběhy natočení jednotlivých hřídelů

PŘÍLOHA č. 4: Deformační kontrola míchacího bubnu

PŘÍLOHA č. 5: Výpočet reakcí v ložiskách míchacího hřídele