



---

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**FAKULTA STROJNÍ**



**Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh jedno-stupňové převodovky pro vozy metra M1**

**Design of Single-stage Gearbox for Metro Cars M1**

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.

**Jakub Vosyka**

---

**Praha 2015**

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**  
Fakulta: **strojní**  
Ústav: **12113, Ústav konstruování a částí strojů**  
Akademický rok: **2014/2015**

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Student: **Jakub Vosyka**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**  
  
Název práce: **Návrh jedno-stupňové převodovky pro vozy metra M1**  
Název práce anglicky: **Design of Single-stage Gearbox for Metro Cars M1**

Zadání práce:

Cílem bakalářské práce je návrh 1<sup>st</sup> převodovky pro vozy metra M1. Propojení s hřídelí dvojkolím je provedeno pomocí lisovaného spoje s dutou výstupní hřídelí převodovky. Na vstupu je motor spojen se vstupní hřídelí převodovky pomocí membránové spojky – kuželové zakončení hřídele. Převodovka je spojena s podvozkem přes závěsku s pružnými elementy - silentbloky.

Stručná osnova zadání:

1. Stručná rešerše o převodovkách a uložení převodovek na nápravě v kolejové dopravě (metro, EMU).
2. Návrhové a kontrolní výpočty převodovky. Hlučnost do 92dB.

3. Dodržet prostorové uspořádání převodovky dle zadaných rozměrových parametrů.
4. Provést pevnostní výpočty vybraných konstrukčních uzlů.
5. 3D model převodovky, 2D sestava, výrobní výkres ozubeného kola a výrobní výkres předlohové hřídele.

Rozsah grafické části:

1. 3D model.
2. Výkres sestavení.
3. Výrobní výkres ozubeného kola na výstupu a výstupního hřídele.

Specifikace textové části:

1. Technická zpráva s výpočty, min. 30 stran vč. obrázků + přílohy zvlášť.

Doporučené podklady:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [2] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
- [3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. Pearson New International Edition. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0

Vedoucí práce: **Ing. Karel Petr, Ph.D.**

Konzultant:

Datum zadání: **30. 4. 2015**

Termín odevzdání: **19. 6. 2015**

*Neodevzdá-li student bakalářskou diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou diplomovou práci podruhé.*

*Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské diplomové práci.*

Zadání bakalářské práce převzal dne:

.....  
podpis studenta

.....  
prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D.  
vedoucí ústavu

.....  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
děkan fakulty

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh jedno-stupňové převodovky pro vozy metra M1“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 19. 6. 2015

Jakub Vosyka

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za poskytnutí odborných rad, věcných připomínek, ochotu a vstřícný přístup během zpracování této práce. Dále velké poděkování náleží celé mé rodině a mým spolužákům za podporu, trpělivost a povzbuzování po dobu mého studia.

## Anotační list

Jméno autora:	<b>Jakub VOSYKA</b>
Název BP:	<i>Návrh jedno-stupňové převodovky pro vozy metra M1</i>
Anglický název:	Design of Single-stage Gearbox for Metro Cars M1
Rok:	2015
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	<i>Ústav konstruování a částí strojů</i>
Vedoucí BP:	<i>Ing. Petr Karel, Ph.D.</i>
Bibliografické údaje:	počet stran 63 počet obrázků 37 počet tabulek 9 počet příloh 8
Klíčová slova:	<i>metro M1, jednostupňová převodovka, dutý hřídel, maximální rychlost 90 km/h, hlučnost, prostorové uspořádání</i>
Keywords:	<i>metro M1, single-stage gearbox, hollow shaft, maximum construction speed of 90 km / h, noise level, spatial arrangement</i>
Anotace:	<i>Obsah práce je návrh jednostupňové čelní převodovky se závěskou a pružnými elementy – silentbloky. Snaha dodržet prostorové uspořádání převodovky dle rozměrových parametrů a splnění minimální hlučnosti do 92 dB. Přebodovka je dimenzována na maximální konstrukční rychlost 90 km/h</i>
Abstract:	<i>Content of work is to design a single-stage helical gearbox with pendants and flexible elements - anti-vibration mountings. The effort is to observe the spatial arrangement of the gearbox according to the dimensional parameters and meet the minimum noise level to 92 dB. The gearbox is designed for maximum construction speed of 90 km / h</i>

## Obsah

1	Seznam zkratk a symbolů .....	1
2	Úvod.....	5
3	Převodovky používané v kolejové dopravě .....	5
3.1	Tramvaje .....	6
3.1.1	Vysokopodlažní tramvaje.....	6
3.1.2	Částečně nízkopodlažní tramvaje.....	8
3.1.3	Plně nízkopodlažní tramvaje.....	11
3.2	Metro.....	12
3.3	Monorail .....	14
3.4	Elektrické příměstské jednotky (EMU).....	15
4	Návrh hlavních rozměrů převodovky .....	19
4.1	Návrh převodu.....	19
4.2	Návrh ozubených kol.....	20
4.3	Návrh průměrů hřídelů .....	23
4.4	Návrh osové vzdálenosti .....	25
5	Koncepční návrh .....	25
5.1	Úprava osových vzdálenost .....	26
5.2	Hlavní rozměry ozubených kol .....	28
6	Kontrola ozubení .....	29
7	Silové poměry .....	30
7.1	Silové poměry v ozubení (čelní ozubená kola).....	31
7.2	Výpočet reakcí na hřídelích.....	31
8	Výpočet ložisek .....	36
9	Pevnostní kontrola hřídelů.....	40
9.1	Statická bezpečnost .....	40
9.2	Dynamická bezpečnost .....	42

9.2.1	Vstupní hřídel.....	42
9.2.2	Výstupní hřídel.....	46
9.3	Deformační kontrola hřídelů .....	53
9.3.1	Kontrola ohybové tuhosti .....	53
10	Hladina hluku převodovky .....	57
11	Designové řešení převodovky .....	58
12	Závěr .....	60
13	Seznam použité literatury .....	60
14	Seznam obrázků.....	61
15	Seznam tabulek.....	62
16	Seznam příloh .....	63



# 1 Seznam zkratk a symbolů

$A_{ax}$	axiální síla v ložisku A	[N]
$A_{rad}$	radiální síla v ložisku A	[N]
$a_{12}$	osová vzdálenost	[mm]
$a_{w\check{C}SN}$	normalizovaná osová vzdálenost	[mm]
$b_w$	šířka kola	[mm]
$B_{ax}$	axiální síla v ložisku B	[N]
$B_{rad}$	radiální síla v ložisku B	[N]
$C$	dynamická únosnost ložisek	[N]
$D_k$	střední průměr kol	[mm]
$d'_1$	předběžný průměr vstupní hřídele	[mm]
$d_1$	průměr vstupní hřídele	[mm]
$D_{II}$	vnější průměr výstupního dutého hřídele	[mm]
$d_1$	roztečný průměr pastorku	[mm]
$d_2$	roztečný průměr kola	[mm]
$d_{w1}$	valivý průměr pastorku	[mm]
$d_{w2}$	valivý průměr kola	[mm]
$d_{b1}$	základní průměr pastorku	[mm]
$d_{b2}$	základní průměr kola	[mm]
$d_{a1}$	hlavový průměr pastorku	[mm]
$d_{a2}$	hlavový průměr kola	[mm]
$d_{f1}$	patní průměr pastorku	[mm]
$d_{f2}$	patní průměr kola	[mm]
$f_H$	součinitel pro šikmé zuby	[-]
$f_p$	součinitel pro kalená a cementovaná kola	[-]
$F_{T21}$	tečná síla	[N]
$F_{R21}$	radiální síla	[N]
$F_{A21}$	axiální síla	[N]
$F_e$	ekvivalentní zatížení ložiska	[N]



$g_a$	dráha záběru	[mm]
$h$	výška zubu	[mm]
$h_a$	výška hlavy zubu	[mm]
$h_f$	výška paty zubu	[mm]
$i_{celk}$	celkový převodový poměr	[-]
$i_{12}$	převodový poměr kola 1 a 2	[-]
$i_{převS}$	skutečný převodový poměr	[-]
$i_{převT}$	teoretický převodový poměr	[-]
$\Delta i_c$	odchylka převodových poměrů	[-]
$inv\alpha_t$	involuta úhlu záběru v tečné rovině	[-]
$inv\alpha_{tw}$	involuta korigovaného úhlu záběru	[-]
$K_A$	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
$K_H$	součinitel přídavného zatížení	[-]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[-]
$k_d$	bezpečnost	[-]
$L_H$	základní životnost ložisek	[hod]
$m$	exponent životnosti ložisek	[-]
$m'_n$	předběžný normální modul	[mm]
$m_n$	normální modul	[mm]
$m_{12}$	modul	[mm]
$M_{km}$	krouticí moment motoru	[N.m]
$M_{kI}$	krouticí moment na vstupní hřídeli	[N.m]
$M_{kII}$	krouticí moment na výstupní hřídeli	[N.m]
$M_{kk}$	krouticí moment na kolech	[N.m]
$M_{km}$	výkon elektromotoru	[kW]
$p_b$	základní rozteč	[mm]
$q$	součinitel vrubové citlivosti	[-]
$RA_x$	reakce v ložisku A ve směru osy x	[N]
$RA_y$	reakce v ložisku A ve směru osy y	[N]
$RB_x$	reakce v ložisku B ve směru osy x	[N]
$RB_y$	reakce v ložisku B ve směru osy y	[N]



$RB_z$	reakce v ložisku B ve směru osy z	[N]
$RC_x$	reakce v ložisku C ve směru osy x	[N]
$RC_y$	reakce v ložisku C ve směru osy y	[N]
$RD_x$	reakce v ložisku D ve směru osy x	[N]
$RD_y$	reakce v ložisku D ve směru osy y	[N]
$RD_z$	reakce v ložisku D ve směru osy z	[N]
$R_m$	napětí na mezi pevnosti	[N. mm <sup>2</sup> ]
$R_e$	napětí na mezi kluzu	[N. mm <sup>2</sup> ]
$R_{ek}$	snížená hodnota napětí na mezi kluzu	[N. mm <sup>2</sup> ]
$n_k$	otáčky kola	[min <sup>-1</sup> ]
$n_m$	otáčky elektromotoru	[min <sup>-1</sup> ]
$S_F$	minimální bezpečnost v ohybu	[-]
$S_H$	minimální bezpečnost v dotyku	[-]
$v_k$	maximální konstrukční rychlost	[km/h]
$W_k$	modul průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_o$	modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$x_1$	jednotkové posunutí nástroje	[mm]
$y_{Dmax}$	maximální průhyb mezi ložisky	[mm]
$y_{DK}$	maximální průhyb pod ozubenými koly	[mm]
$z_1$	počet zubů pastorku	[-]
$z_2$	počet zubů kola	[-]
$\alpha_n$	úhel záběru nástroje	[°]
$\alpha_t$	úhel záběru v tečné rovině	[°]
$\alpha_{td}$	součinitel tvaru	[-]
$\alpha_o$	součinitel tvaru	[-]
$\beta$	úhel sklonu zubu	[°]
$\beta_o$	součinitel tvaru	[-]
$\Psi_m$	poměrná šířka ozubení	[-]
$\sigma_{Flimb1}$	mez únavy v ohybu	[N. mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{FP}$	přípustné napětí v ohybu	[N. mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{Hlim1}$	mez únavy v dotyku	[N. mm <sup>2</sup> ]



$\sigma_{HP}$	přípustné napětí v dotyku	$[N \cdot mm^2]$
$\sigma_o$	napětí v ohybu	$[N \cdot mm^2]$
$\sigma_{c(-1)}^*$	snížená mez únavy	$[N \cdot mm^2]$
$\sigma_{c(-1)}$	mez únavy	$[N \cdot mm^2]$
$\sigma_{red}$	redukované napětí	$N \cdot mm^2]$
$\tau_D$	dovolené napětí v krutu	$[N \cdot mm^2]$
$\eta_{12}$	účinnost převodového mechanismu	[-]
$\beta_w$	valivý úhel sklonu zubu	[°]
$\varphi_{DL}$	úhel sklonu v ložiskách	[°]
$\varphi_{DK}$	úhel sklonu v místě uložení ozubených kol	[°]
$\varepsilon_\beta$	součinitel záběru kroku	[-]
$\varepsilon_\alpha$	součinitel záběru profilu	[-]
$\varepsilon_v$	součinitel velikosti	[-]
$\eta_p$	součinitel jakosti povrchu	[-]
$\rho$	poloměr rádiusu	[mm]

## 2 Úvod

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout čelní jednostupňovou převodovku pro vozy metra M1. Podvozek tohoto metra je tvořen dvěma hnacími dvojkolími s individuálním pohonem. Tím pádem má každé dvojkolí svůj vlastní trakční elektromotor. Na vstupu je motor spojen se vstupní hřídelí převodovky pomocí membránové spojky. Výstupní hřídel této převodovky je dutý, do kterého je následně nalisována nápravová hřídel s koly. Převodovka je samostatně upevněna přes svislou závěsku s pružnými elementy – silentbloky, čímž jsou tlumeny rázy vzniklé pohybem soupravy.

## 3 Převodovky používané v kolejové dopravě

### Rozdělení dle aplikace

- Vysokopodlažní tramvaje
- Částečně a zcela nízkopodlažní tramvaje
- Train-trams
- Metro
- EMU (Elektrické příměstské jednotky) a DMU (Dieselové příměstské jednotky)
- Lokomotivy
- Speciální kolejová vozidla

### Rozdělení dle typů převodovek

- Kuželové, kuželočelní nebo planetové
- Uchycené na nápravě nebo přímo na kole
- Výkon od 45 kW do 600 kW

V tab. 1. je znázorněn přehled převodovek podle jednotlivých typů vozidel, typů převodovek a jejich výkonových parametrů.

Tab. 1.: Přehled převodovek podle typů kolejových vozidel

Typ vozidla	Charakteristika	Výkon [kW]
<b>Vysokopodlažní tramvaje</b>	Jednostupňové hypoidní kuželové převodovky Dvoustupňové kuželové čelní nápravové převodovky	50-120
<b>Částečně nízkopodlažní tramvaje</b>	Dvoustupňové čelní převodovky s plnou hřídelí Dvoustupňové čelní převodovky s dutou hřídelí	80-130
<b>Plně nízkopodlažní tramvaje</b>	Kuželočelní převodovky pro podvozky s průběžnou nápravou Kuželočelní převodovky pro podvozky s nezávisle otočnými koly	45-110
<b>Metro</b>	Dvoustupňové čelní převodovky s dutou nebo plnou hřídelí Jednostupňové čelní převodovky s dutou hřídelí	100-200
<b>Monorail</b>	Dvoustupňové čelní převodovky	100
<b>Elektrické příměstské jednotky</b>	Dvoustupňové čelní převodovky s plnou nebo dutou hřídelí Jednostupňové čelní převodovky	do 600

### 3.1 Převodovky pro tramvaje

V následujících kapitolách budou popsány jednotlivé typy převodovek používané u různých druhů tramvají.

#### 3.1.1 Vysokopodlažní tramvaje

Dle tab. 1. se tyto převodovky pohybují v rozmezí výkonů 50-120 kW.

#### Typy převodovek vysokopodlažních tramvají

- U vysokopodlažních tramvají se používá mnoho typů převodovek jako jsou například jednostupňové hypoidní kuželové nápravové převodovky (obr. 1.), dvoustupňové kuželočelní nápravové převodovky s cyklopalidním soukolím (obr. 2. a obr. 3.).
- Jednostupňové převodovky se používají převážně pro výkony kolem 65 kW.

- Dvoustupňové převodovky se používají nejčastěji pro výkony od 54 kW do 110 kW.

### Popis jednotlivých převodovek vysokopodlažních tramvají

- **Jednostupňová hypoidní kuželová převodovka**

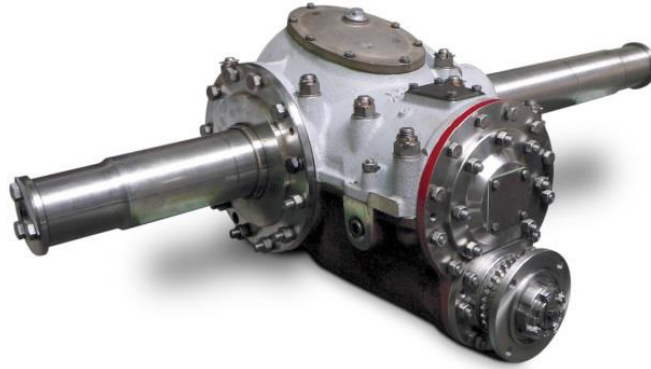
- Jedná se o jednostupňovou kuželovou převodovku sloužící k přenosu krouticího momentu od trakčního motoru tramvaje na hnací nápravu.
- Spojení převodovky s trakčním motorem je realizováno pomocí kardanu.
- Náprava je součástí převodovky.
- Používá se například u vozidla RT8D5M a T6A5.



Obr. 1.: Jednostupňová hypoidní kuželová převodovka [8]

- **Dvoustupňová kuželochelní nápravová převodovka s cyklopalidním soukolím**

- Jedná se o dvoustupňovou čelní převodovku sloužící k přenosu krouticího momentu od trakčního motoru tramvaje na hnací nápravu.
- Spojení převodovky s trakčním motorem je realizováno pomocí pružné spojky.
- Náprava je součástí převodovky.
- Používá se například u vozů T6A2, KT4D, T8M-700IT.



Obr. 2.: Dvoustupňová kuželočelní nápravová převodovka I. [8]



Obr. 3.: Dvoustupňová kuželočelní nápravová převodovka II. [8]

### 3.1.2 Částečně nízkopodlažní tramvaje

Dle tab. 1. se tyto převodovky pohybují v rozmezí výkonů 80-130 kW.

#### Typy převodovek částečně nízkopodlažních tramvají

- U těchto typů tramvají se používají nápravové převodovky s plnou (obr. 4. a obr. 5.) nebo dutou hřídelí (obr. 6.) a čelní nápravové převodovky s plnou hřídelí (obr. 7. a obr. 8.).

#### Popis jednotlivých převodovek částečně nízkopodlažních tramvají

- **Nápravová převodovka s plnou hřídelí**
  - Jedná se o dvoustupňovou čelní převodovku sloužící k přenosu krouticího momentu od trakčního motoru tramvaje na hnací nápravu.
  - Spojení převodovky s trakčním motorem je realizováno pomocí pružné spojky
  - Náprava je součástí převodovky.
  - Používá se například u vozů Škoda 03T, 13T, 14T, 16T, Inekon 10T, Inekon TRIO12.





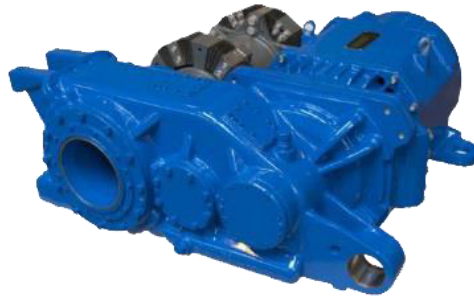
Obr. 4.: Nápravová převodovka s plnou hřídelí I. [8]



Obr. 5.: Nápravová převodovka s plnou hřídelí II. [8]

- **Nápravová převodovka s dutou hřídelí**

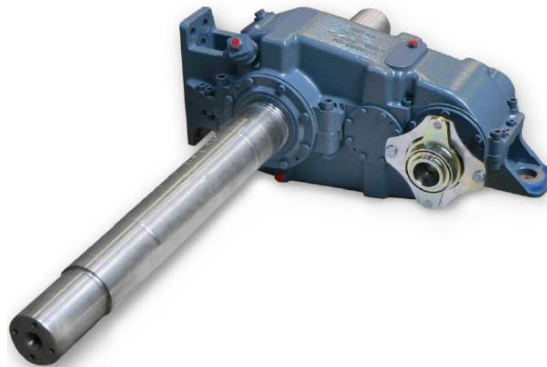
- Převodovka slouží k přenosu krouticího momentu od trakčního motoru tramvaje na hnací nápravu.
- Spojení převodovky s trakčním motorem je realizováno pomocí pružné membránové spojky.
- Náprava je s převodovkou spojena pomocí pružné kloubové spojky namontované na dutém hřídeli převodovky.



Obr. 6.: Nápravová převodovka s dutou hřídelí [5]

- **Čelní nápravová převodovka s plnou hřídelí**

- Jedná se o dvoustupňovou čelní převodovku sloužící k přenosu krouticího momentu od trakčního motoru tramvaje na hnací nápravu.
- Spojení převodovky s trakčním motorem je realizováno pomocí pružné spojky.
- Náprava je součástí převodovky.
- Používá se například u vozů Škoda 06T, Vario LF2Plus.



Obr. 7.: Čelní nápravová převodovka s plnou hřídelí I. [8]



Obr. 8.: Čelní nápravová převodovka s plnou hřídelí II. [5]

### 3.1.3 Plně nízkopodlažní tramvaje

Dle tab. 1. se tyto převodovky pohybují v rozmezí výkonů 45-110 kW.

#### Typy převodovek plně nízkopodlažních tramvají

- U těchto tramvají se nejčastěji používají kuželočelní převodovky pro podvozky s průběžnou nápravou (obr. 9.) nebo pro podvozky s nezávisle otočnými koly (obr. 10.).

#### Popis jednotlivých převodovek plně nízkopodlažních tramvají

- **Kuželočelní převodovka pro podvozek s průběžnou nápravou**

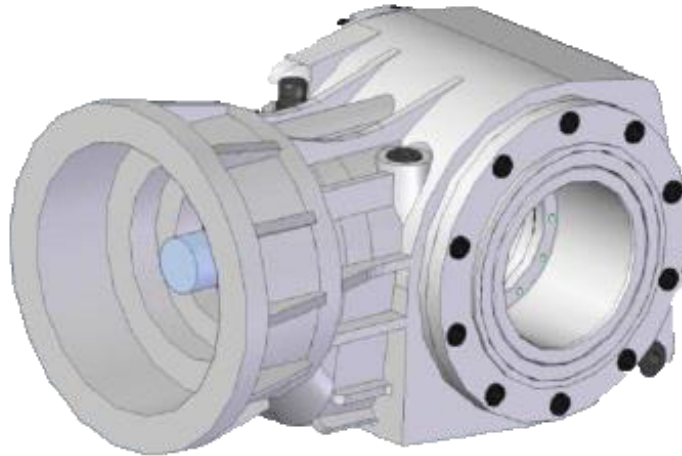
- Převodovka slouží k přenosu krouticího momentu od trakčního motoru tramvaje na hnané kolo.
- Spojení převodovky s trakčním motorem je realizováno pomocí pružné spojky.
- Kolo je s převodovkou spojeno pomocí pružné spojky.
- Převodovka je určena pro neotočný podvozek s klasickým dvojkolím a průběžnou nápravou.



Obr. 9.: Kuželočelní převodovka pro podvozek s průběžnou nápravou [5]

- **Kuželočelní převodovka pro podvozek s nezávisle otočnými koly**

- Převodovka slouží k přenosu krouticího momentu od trakčního motoru tramvaje na hnané kolo.
- Spojení převodovky s trakčním motorem je realizováno pomocí pružné spojky
- Převodovka je určena pro otočný podvozek bez mechanické vazby volně otočných kol.



Obr. 10.: Kuželočelní převodovka pro podvozek s nezávisle otočnými koly [5]

## 3.2 Převodovky pro metro

V následujících kapitolách budou popsány jednotlivé typy převodovek u vozů metra.

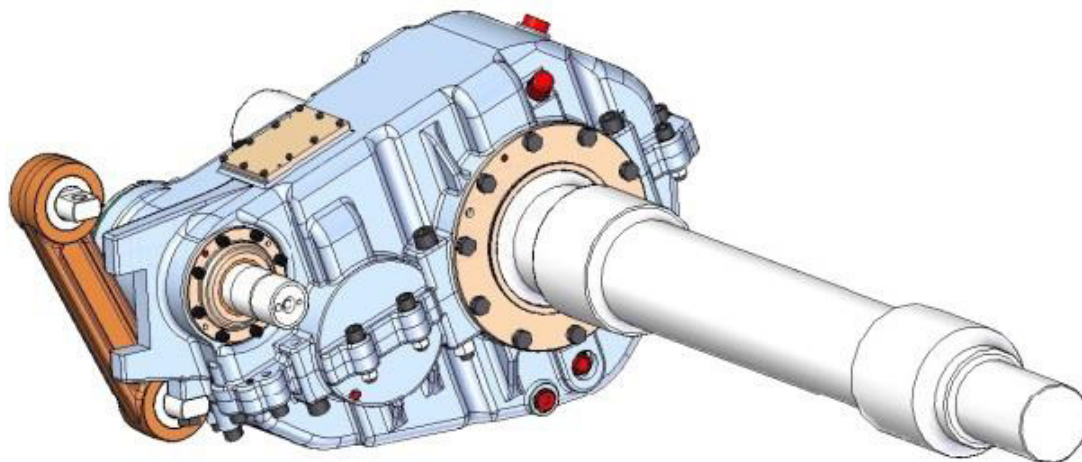
Dle tab. 1. se tyto převodovky pohybují v rozmezí výkonů 100-200 kW.

### Typy převodovek metra

- U vozů metra se používají dvoustupňové nápravové převodovky s dutým hřídelem (obr. 11.) nebo jednostupňové čelní převodovky s dutým hřídelem (obr. 12.).
- Tyto převodovky se nejčastěji používají pro výkony kolem 200 kW.

### Popis jednotlivých převodovek metra

- **Dvoustupňová nápravová převodovka s dutým hřídelem**
  - Převodovka slouží k přenosu krouticího momentu od trakčního motoru metra na hnací nápravu.
  - Spojení převodovky s trakčním motorem je realizováno pomocí pružné spojky.
  - Náprava je s převodovkou spojena pomocí pružné spojky namontované na dutém hřídeli převodovky.



Obr. 11.: Dvoustupňová nápravová převodovka s dutým hřídelem [8]

- **Jednostupňová čelní převodovka s dutým hřídelem**

- Maximální rychlost soupravy metra je 80 km/h.
- Přenos krouticího momentu jde od elektromotoru přes zubovou sférickou spojku, následně pak přes vstupní hřídel převodovky.
- Výstupní hřídel převodovky je dutý, do kterého je následně nalisována nápravová hřídel.
- Asynchronní motor je samostatně připevněn přes silentbloky k rámu a stejně tak je samostatně připevněna převodovka přes silentblokovou závěsku.
- Rozdílné pohyby elektromotoru i převodovky řeší již zmíněná sférická zubová spojka.
- Celá sestava převodovky je umístěna otočně kolem nápravy.
- Uložení je částečně tlumeno silentbloky, které tlumí rázy vzniklé pohybem soupravy.



Obr. 12.: Jednostupňová čelní převodovka s dutým hřídelem [9]

### 3.3 Převodovky pro monorail

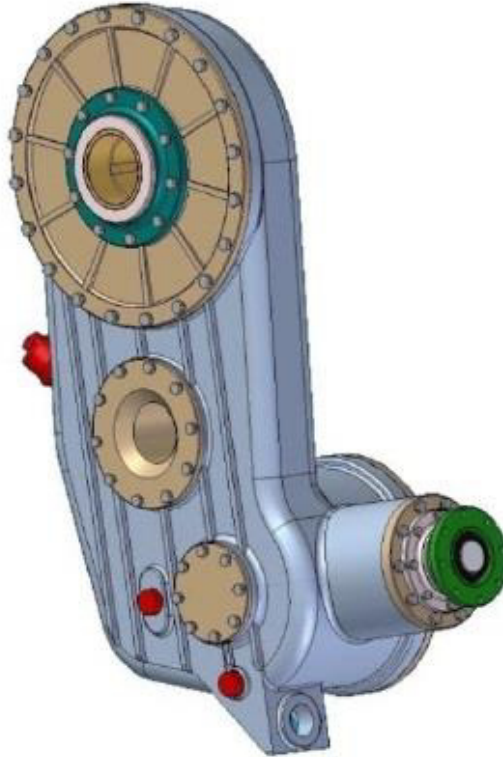
V následujících kapitolách bude popsána převodovka používaná u vozů monorail.

#### Typ převodovky pro monorail

- Jedná se o dvoustupňovou čelní převodovku (obr. 13.), která se používá pro výkony kolem 100 kW.

#### Popis převodovky pro monorail

- **Čelní dvoustupňová převodovka**
  - Tato převodovka slouží k přenosu krouticího momentu od trakčního motoru kolejového vozidla na hnací nápravu.
  - Spojení převodovky s trakčním motorem je realizováno pomocí kardanu.
  - Spojení převodovky a hnacího kola zajišťuje pružná spojka.
  - Používá se pro vůz Monorail Jakarta.



Obr. 13.: Čelní dvoustupňová převodovka [8]

### 3.4 Převodovky pro elektrické příměstské jednotky (EMU)

V následujících kapitolách budou popsány jednotlivé typy převodovek používané u vozů elektrických příměstských jednotek.

Dle tab. 1. se tyto převodovky pohybují v rozmezí výkonů do 600 kW.

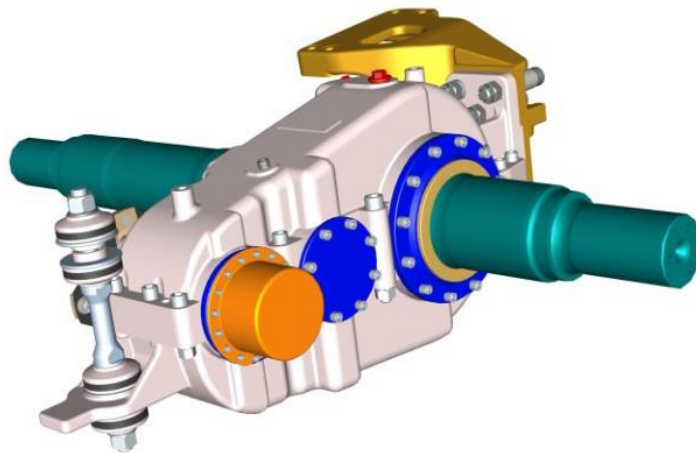
#### Typ převodovky pro EMU

- U jednotlivých vozů EMU se používají čelní dvoustupňové nápravové převodovky (obr. 14. a obr. 15.), čelní jednostupňové nápravové převodovky (obr. 16.), a nápravové převodovky s dutým hřídelem (obr. 17. a obr. 18.).
- Dvoustupňové převodovky se používají pro výkon od 85 kW do 340 kW.
- Jednostupňové převodovky se používají převážně pro výkon 340 kW.
- Převodovky s dutým hřídelem se používají pro výkony od 180 kW do 500 kW.

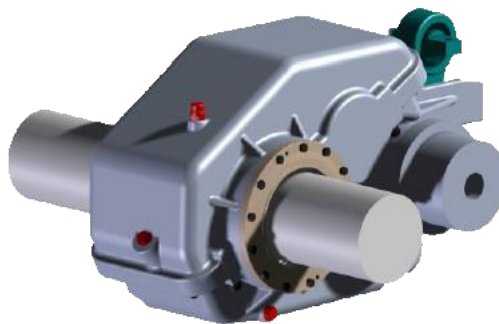
## Popis jednotlivých převodovek pro EMU

- **Čelní dvoustupňová nápravová převodovka**

- Tato převodovka slouží k přenosu krouticího momentu od trakčního motoru kolejového vozidla na hnací nápravu.
- Spojení převodovky s trakčním motorem je realizováno pomocí pružné spojky.
- Náprava je součástí převodovky.
- Používá se u vozů 6Ev, úzkokolejná varianta.



Obr. 14.: Čelní dvoustupňová nápravová převodovka I. [8]



obr. 15.: Čelní dvoustupňová nápravová převodovka II. [5]

- **Čelní jednostupňová převodovka**

- Tato převodovka slouží k přenosu krouticího momentu od trakčního motoru kolejového vozidla na hnací nápravu.
- Spojení převodovky s trakčním motorem je realizováno pomocí pružné spojky.
- Náprava je součástí převodovky.





Obr. 16.: Čelní jednostupňová převodovka [5]

- **Nápravová převodovka s dutým hřídelem**

- Tato převodovka slouží k přenosu krouticího momentu od trakčního motoru kolejového vozidla na hnací nápravu.
- Spojení převodovky s trakčním motorem je realizováno pomocí pružné membránové spojky.
- Náprava je s převodovkou spojena pomocí pružné kloubové spojky namontované na dutém hřídeli převodovky.



Obr. 17.: Nápravová převodovka s dutým hřídelem I. [5]



*Obr. 18.: Nápravová převodovka s dutým hřídelem II. [5]*

## 4 Návrh hlavních rozměrů převodovky

Předběžný návrh pohonného mechanismu.

### 4.1 Návrh převodu

Zadané technické parametry (vozidlo M1.1):

- Maximální konstrukční rychlost. 90 [km/h]
- Jmenovitý výkon asynchronního motoru. 160 [kW]
- Jmenovité otáčky. 1 890 [ $\text{min}^{-1}$ ]
- Maximální otáčky. 3 680 [ $\text{min}^{-1}$ ]
- Průměr kol (opotřeбенý). 850 [mm] (770 [mm])

**Výpočet otáček kola  $n_k$**

- Maximální konstrukční rychlost  $v_k = 90 \text{ km/h} = 25 \text{ m/s}$ .
- Průměr kol (střední hodnota)  $D_k = 810 \text{ mm} = 0,81 \text{ m}$ .

$$n_k = \frac{60 \times v_k}{\pi \times D_k} = \frac{60 \times 25}{\pi \times 0,81} = 589,46 \text{ min}^{-1} \quad (1)$$

**Celkový převodový poměr  $i_{celk}$**

- Maximální otáčky motoru (viz výrobce)  $n_m = 3\,680 \text{ min}^{-1}$

$$i_{celk} = \frac{n_m}{n_k} = \frac{3680}{589,46} = 6,24 \quad (2)$$

$$i_{celk} = i_{převodovky} = i_{12} = 6,24 \quad (3)$$

**Počet zubu  $z_2$**

- Počet zubů na pastorku volím  $z_1 = 19$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow z_2 = z_1 \times i_{12} = 19 \times 6,24 = 118,61 \rightarrow z_2 = 119 \quad (4)$$

**Teoretický převodový poměr  $i_{převT}$**

$$i_{převT} = i_{12} = 6,24 \quad (5)$$

**Skutečný převodový poměr  $i_{převS}$** 

$$i_{převS} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{119}{19} = 6,26 \quad (6)$$

**Kontrola odchylky převodových čísel**

- Největší přípustná odchylka skutečného převodového poměru od teoretického je 4%.

$$\Delta i_c = \left| \frac{i_{převT} - i_{převS}}{i_{převT}} \right| \leq 0,04 = 0,00323 \leq 0,04 \text{ VYHOVUJE} \quad (7)$$

**Závěr**

- Pohonný mechanismus se navrhne a zkonstruuje pro tyto parametry:

Výkon elektromotoru	$P_m$	160	[kW]
Otáčky elektromotoru	$n_m$	3 680	[min <sup>-1</sup> ]
Celkový převodový poměr	$i_c$	6,26	[/]

**4.2 Návrh ozubených kol**

- Použití čelních (válcových) kol se šikmými zuby.
- Výpočet proveden dle normy ČSN 01 4686 Část 4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČELNÍCH A OZUBENÝCH KOL [12].
- $K_A$  součinitel vnějších dynamických sil. viz norma ČSN 01 486 část 2 [12] Ekvivalentní a směrodatné výpočtové zatížení. Pro převodovku hnanou elektromotorem je tento součinitel  $K_A = 1$ .
- $K_{H\beta}$  součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce. viz norma ČSN 01 4686 část 4 [12]. Návrhový a zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol).
- $b_{wF/mn}$  poměrná šířka (volba pro návrh).
- $f_p$  součinitel pro kalená a cementovaná kola  $f_p = 18$ .

$$\Psi_m = \left( \frac{b_{wF}}{m_n} \right) = 20 \quad (8)$$

### Součinitel přidavného zatížení $K_F$

$$K_F = K_A \times K_{H\beta} = 1 \times 1,2 = 1,2 \quad (9)$$

- $\sigma_{Flimb1}$  mez únavy v ohybu materiálu pastorku. Volíme dle materiálu 18CrNMo 7-6  $\sigma_{Flimb1} = 500 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$ .

### Přípustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP} = 0,6 \times \sigma_{Flimb1} = 0,6 \times 500 = 300 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (10)$$

### Krouticí moment motoru $M_{km}$

- Jmenovité otáčky motoru viz výrobce  $n_m = 1890 \text{ min}^{-1}$ .
- Jmenovitý výkon asynchronního motoru  $P_m = 160 \text{ kW}$ .

$$M_{km} = \frac{30\,000}{\pi} \times \frac{P_m}{n_m} = \frac{30\,000}{\pi} \times \frac{160}{1890} = 808,41 \text{ N} \times \text{m} \quad (11)$$

### Krouticí moment na vstupní hřídeli $M_{kl}$

$$M_{kl} = M_{km} = 808,41 \text{ N} \times \text{m} \quad (12)$$

### Výpočet normálního modulu $m'_n$ na ohyb dle „Bacha“

- $f_p$  součinitel pro kalená a cementovaná kola  $f_p = 18$ .

$$m'_n = f_p \times \sqrt[3]{\frac{K_F \times M_{kl}}{\left(\frac{b_{WF}}{m_n}\right) \times z_1 \times \sigma_{FP}}} = 18 \times \sqrt[3]{\frac{1,2 \times 808,41}{20 \times 19 \times 300}} = 3,67 \text{ mm} \quad (13)$$

### Výpočet normálního modulu $m'_n$ na dotyk „Herzovy tlaky“

$$d'_1 = f_H \sqrt[3]{\frac{K_H \times M_{kl}}{\left(\frac{b_{WH}}{d_1}\right) \times \sigma_{HP}^2} \times \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} \quad (14)$$

- Hodnoty jednotlivých veličin ve výrazu se stanoví takto:

$f_H$  690 pro šikmé zuby

$K_H$  Viz vztah (15)  $K_H = 1,38$

$K_A$  Součinitel vnějších dynamických sil  $K_A = 1,2$

$K_{H\beta}$  Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce  $K_{H\beta} = 1,15$

$\sigma_{Hlim1}$  Mez únavy v dotyku pro použitý materiál  $\sigma_{Hlim1} = 1\,500\text{ N}\cdot\text{mm}^2$

### Součinitel přídavného zatížení $K_H$

$$K_H = K_A \times K_{H\beta} = 1,2 \times 1,15 = 1,38 \quad (15)$$

### Přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP} = 0,8 \times \sigma_{Hlimb1} = 0,8 \times 1\,500 = 1\,200\text{ N}\cdot\text{mm}^2 \quad (16)$$

### Výpočet normálního modulu zjednodušeným vztahem

- Výpočet modulu pomocí zjednodušeného vzorce vycházejícího ze vztahu (14).
- Součinitel pro kalená a cementovaná kola  $f_H = 690$  pro šikmá ozubená kola.

$$m'_n = f_H \times \sqrt[3]{\frac{K_H \times M k_l}{\Psi_m \times z_1^2 \times \sigma_{HP}^2} \times \frac{i_{12} + 1}{i_c}} \quad (17)$$

$$= 690 \times \sqrt[3]{\frac{1,38 \times 808,41}{20 \times 19^2 \times 1\,200^2} \times \frac{6,26 + 1}{6,26}} = 3,44\text{ mm}$$

### Předběžný modul na soukolí (zjednodušený vzorec)

- Úhel sklonu zubu na roztečném válci volím dle ČSN 01 4610 ÚHLY SKLONU ZUBU OZUBENÝCH KOL  $\beta = 10^\circ$ .

$$m'_n = \sqrt[3]{\frac{2 \times M k_l \times \cos\beta}{\pi \times C_0 \times \Psi_m \times z_1}} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 808,41 \times 1000 \times \cos 10^\circ}{\pi \times 10 \times 20 \times 19}} = 5,1\text{ mm} \quad (18)$$

### Stanovení normalizovaného modulu

- Viz tabulka normalizovaných modulů dle normy ČS 01 4608.

Tab. 2.: Normalizované moduly [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
1	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
3	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

**Pozn:** Moduly podržené jsou přednostní

$$m'_n = \frac{m'_{nB} + m'_{nH} + m'_{nO}}{3} = \frac{3,67 + 3,44 + 5,1}{3} = 4 \text{ mm} \quad (19)$$

- Dle tab. 2. volím normalizovaný modul  $m_n = 4 \text{ mm}$ .

### 4.3 Návrh průměrů hřídelů

- Hřídele v převodovce jsou namáhány ohybem, krutem ev. tahem a tlakem.
- Návrh předběžně proveden z pevnostní podmínky v krutu.

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \quad (20)$$

- Po úpravě vztahu (19) získáváme vztah pro výpočet předběžného průměru hřídele  $d$ .

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times M_k}{\pi \times \tau_D}} \quad (21)$$

- Dovolené napětí ve smyku  $\tau_D$  volíme:

I. Hřídel  $\tau_D = 25 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$

II. Hřídel  $\tau_D = 35 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$

**Krouticí moment na vstupní hřídeli  $M_{kl}$** 

$$M_{kl} = 808,41 \text{ N} \times m$$

**Krouticí moment na výstupní hřídeli  $M_{kII}$** 

- Účinnost převodového mechanismu (jednoho páru čelních kol)  $\eta = 0,98$ .

$$M_{kII} = M_{kl} \times i_{12} \times \eta_{12} = 808,41 \times 6,26 \times 0,98 = 4961,91 \text{ N} \times m \quad (22)$$

**Krouticí moment na kolech  $M_{kk}$** 

$$M_{kk} = M_{kII} = 4961,91 \text{ N} \times m \quad (23)$$

**Průměr vstupní hřídele  $d_I$** 

- Pro dovolené napětí v krutu  $\tau_D = 25 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$ .
- Pro výpočet použijeme odvozený vztah (21).

$$d'_I = \sqrt[3]{\frac{16 \times M_{kl}}{\pi \times \tau_{DI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 808,41 \times 1000}{\pi \times 25}} = 54,81 \text{ mm}$$

→ dle ČSN 01 4990  $d_I = 55 \text{ mm}$

**Průměr duté výstupní hřídele  $D_{II}$** 

- Pro dovolené napětí v krutu  $\tau_D = 35 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$ .
- Požadovaný vnitřní průměr hřídele  $d = 160 \text{ mm}$ .
- Z konstrukčních důvodů volím minimální tloušťku stěny  $t = 10 \text{ mm}$ .
- Použit vztah (19) a vztah pro modul průřezu v krutu  $W_k$  pro mezikruží (24).

$$W_k = \frac{\pi \times D_{II}^3}{16} \times \left(1 - \left(\frac{d}{D_{II}}\right)^4\right) \quad (24)$$

- Dosazením vztahu (23) do vztahu (19) dostáváme vzorec pro výpočet velkého průměru hřídele  $D_{II}$ .

$$\pi D_{II}^4 - 16 D_{II} W_k - \pi d^4 = 0 \rightarrow D_{II} = 180 \text{ mm} \quad (25)$$

- Pro výpočet vztahu (24) použít program MS Excel.



## 4.4 Návrh osové vzdálenosti

### Výpočet osové vzdálenosti $a_{12}$

- Modul  $m_{12} = 4 \text{ mm}$ .
- Úhel sklonu zubu na roztečném válci volím dle ČSN 01 4610 ÚHLY SKLONU ZUBU OZUBENÝCH KOL  $\beta = 10^\circ$ .

$$a_{12} = \frac{m_{12}}{2\cos\beta} \times (z_1 + z_2) = \frac{4}{2\cos 10^\circ} \times (19 + 119) = 280,258 \text{ mm} \quad (26)$$

- Hodnotu osové vzdálenosti je vhodné volit jako celé číslo. Pro čelní ozubené převody určené pro převodovky je norma ČSN 03 1014 ČELNÍ OZUBENÉ PŘEVODY PRO PŘEVODOVKY.

Tab. 3.: Normalizované osové vzdálenosti [1]

1. řada	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400 atd.
2. řada			71	90	112	140	180	224	280	355	450 atd.

- Volím normalizovanou osovou vzdálenost dle tab. 3.  $a_{w\check{C}SN} = 280 \text{ mm}$  dle tab. 3.

### Kontrola odchylky osových vzdáleností

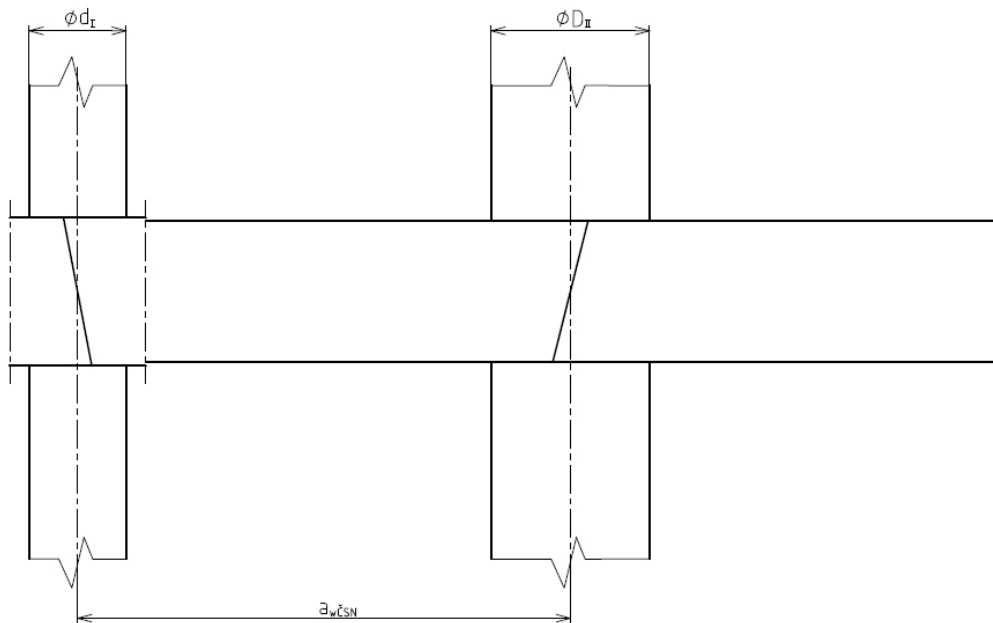
- Odchylka mezi vypočtenou a normalizovanou osovou vzdáleností nesmí být větší než hodnota  $0,3 \times m_{12}$ .
- Normalizovaná osová vzdálenost  $a_{w\check{C}SN} = 280 \text{ mm}$ .

$$\Delta = |a_{12} - a_{tw\check{C}SN}| \leq 0,3 \times m_{12} =$$

$$|280,258 - 280| \leq 0,3 \times 4 = 0,258 \leq 1,2 \text{ VYHOVUJE} \quad (27)$$

## 5 Koncepční návrh

Na základě předběžné stanovených hodnot převodovky byl nakreslen koncepční návrh uvedený na obr. 19.



Obr. 19.: Konceptní návrh

## 5.1 Úprava osových vzdálenost

- Normalizovaná osová vzdálenost  $a_{w\check{C}SN} = 280 \text{ mm}$ .

### Úhel záběru v tečné rovině $\alpha_t$

- Úhel záběru nástroje  $\alpha_n = 20^\circ$ .
- Sklon zubu ozubených kol  $\beta = 10^\circ$ .

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{tg\alpha_n}{\cos\beta}\right) = \arctg\left(\frac{tg20^\circ}{\cos10^\circ}\right) = 20,283^\circ \quad (28)$$

### Výpočet tečné $inv\alpha_t$

- Tabulková hodnota  $inv\alpha_t = 0,0155696$ .

$$\begin{aligned} inv\alpha_t &= tg\alpha_t - \frac{\pi}{180} \times \alpha_t = \\ &= tg(20,2835) - \frac{\pi}{180} \times 20,2835 = 0,015702 \end{aligned} \quad (29)$$

### Úhel záběru v tečné rovině korigovaný $\alpha_{tw}$

- Normalizovaná osová vzdálenost  $a_{w\check{C}SN} = 280 \text{ mm}$ .

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a_{12}}{a_{w\check{c}SN}} \times \cos\alpha_t\right) = \arccos\left(\frac{280,258}{280} \times 20,283\right) = 20,14^\circ \quad (30)$$

### Výpočet tečné korigované $inv\alpha_{tw}$

- Tabulková hodnota  $inv\alpha_{tw} = 0,0152149$ .

$$inv\alpha_{tw} = tg\alpha_{tw} - \frac{\pi}{180} \times \alpha_{tw} = \quad (31)$$

$$tg(20,14) - \frac{\pi}{180} \times 20,14 = 0,0152314$$

### Výpočet součinitelů jednotkového posunutí profilu – nástroje

$$inv\alpha_{tw} = inv\alpha_t + \frac{2 \times (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \times tg\alpha_n \quad (32)$$

- Vyjádřením hodnot  $(x_1 + x_2)$  ze vztahu (32) získáme vztah pro výpočet součinitelů jednotkového posunutí.

$$x_1 + x_2 = \frac{inv\alpha_{tw} - inv\alpha_t}{2 \times tg\alpha_n} \times (z_1 + z_2) = \quad (33)$$

$$= \frac{0,0152314 - 0,015702}{2 \times tg(20^\circ)} \times (19 + 119) = -0,0642$$

### Rozdělení $\Sigma(x_1 + x_2)$

$$(x_1 + x_2) < 0,3 = (0,064) < 0,3 \quad (34)$$

- Ze vztahu (34) vyplývá, že můžeme volit  $x_1 = \Sigma(x_1 + x_2)$ , a  $x_2 = 0$  tedy korekce bude provedena pouze na pastorku.
- Posunutí nástroje v absolutních hodnotách získáme vynásobením jednotkového posunutí modulem.

### Posunutí nástroje u pastorku

$$x_1 \times m_{12} = 0,064 \times 4 = 0,257 \text{ mm} \quad (35)$$

## 5.2 Hlavní rozměry ozubených kol

- Výpočet hlavních rozměrů na čelních ozubených kolech se šikmými zuby.

### Roztečný průměr pastorku $d_1$

$$d_1 = \frac{z_1 \times m_{12}}{\cos\beta} = \frac{19 \times 4}{\cos(10^\circ)} = 77,17 \text{ mm} \quad (36)$$

### Roztečný průměr kola $d_2$

$$d_2 = \frac{z_2 \times m_{12}}{\cos\beta} = \frac{119 \times 4}{\cos(10^\circ)} = 483,34 \text{ mm}$$

### Valivý průměr pastorku $d_{w1}$

$$d_{w1} = d_1 \times \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}} = 77,17 \times \frac{\cos 20,28}{\cos 20,14} = 77,1 \text{ mm} \quad (37)$$

### Valivý průměr kola $d_{w2}$

$$d_{w2} = d_2 \times \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}} = 483,34 \times \frac{\cos 20,28}{\cos 20,14} = 482,89 \text{ mm}$$

### Základní průměr pastorku $d_{b1}$

$$d_{b1} = d_1 \times \cos\alpha_t = 77,17 \times \cos(20,28) = 72,39 \text{ mm} \quad (38)$$

### Základní průměr kola $d_{b2}$

$$d_{b2} = d_2 \times \cos\alpha_t = 483,34 \times \cos(20,28) = 453,37 \text{ mm}$$

### Hlavový průměr pastorku $d_{a1}$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times h_a = 77,17 + 2 \times 3,74 = 84,65 \text{ mm} \quad (39)$$

### Hlavový průměr kola $d_{a2}$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times h_a = 483,34 + 2 \times 4 = 491,34 \text{ mm}$$

### Patní průměr pastorku $d_{f1}$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \times h_f = 77,17 - 2 \times 5,25 = 66,66 \text{ mm} \quad (40)$$

### Patní průměr kola $d_{f2}$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \times h_f = 483,34 - 2 \times 5 = 473,34 \text{ mm}$$

### Závěr

Hlavní rozměry kol jsou uvedeny v tab. 4.

Tab. 4.: Hlavní rozměry kol

Hlavní rozměry ozubených kol [mm]			
		Pastorek	Kolo
Roztečná kružnice	$d$	77,17	483,34
Valivá kružnice	$d_w$	77,1	482,89
Základní průměr	$d_b$	72,39	453,37
Hlavový průměr	$d_a$	84,65	491,34
Patní průměr	$d_f$	66,66	473,34
Šířka kola	$b_w$	44	40

## 6 Kontrola ozubení

- Kontrola ozubení byla provedena na PC s využitím připraveného programu v MS Excel viz tab. 5. Příloha [VII]
- Kontrola ozubení provedena dle normy ISO 6336.
- Sledujeme bezpečnost v ohybu  $S_F$  a bezpečnost v dotyku  $S_H$ .
- Minimální bezpečnost v ohybu  $S_F = 1,4$ .
- Minimální bezpečnost v dotyku  $S_H = 1$ .

Tab. 5.: Kontrolní hodnoty viz příloha Excel [VII]

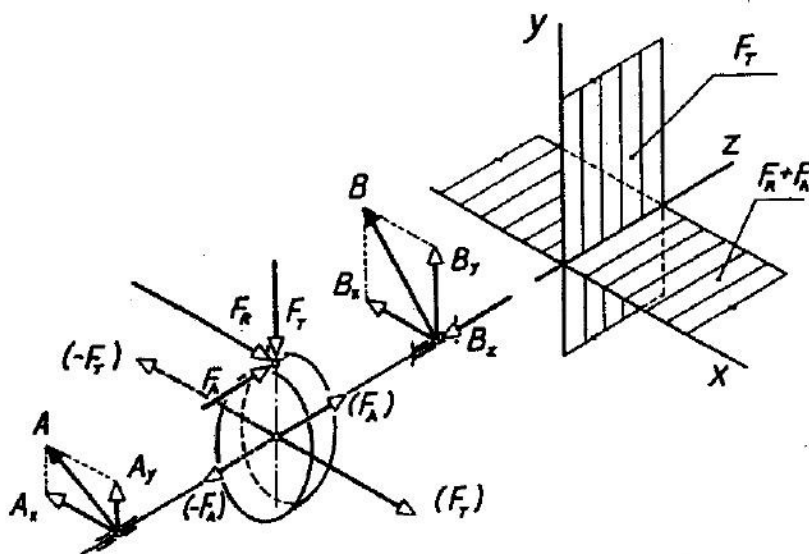
Kontrola ozubení dle ISO 6336		jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s <sup>-1</sup>					
		Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
$z_1$	19	$d$	77,17242	483,3431	$\sigma_{Flim}$	500	500
$z_2$	119	$d_a$	84,65693	491,3413	$\sigma_{Hlim}$	1500	1500
$m_n$	4	$d_f$	66,65867	473,3431	$Y_{Fa}$	2,925454	2,168997
$x_1$	-0,06422	$d_b$	72,38684	453,3702	$Y_{sa}$	1,519823	1,818791
$x_2$	0	$d_w$	77,10145	482,8985	$Y_\varepsilon$	0,681753	0,681753
$\alpha_n$	20	$h_a$	3,742255	3,999129	$Y_\beta$	0,956716	0,956716
$\beta$	10	$h_f$	5,256874	5	$F_\beta$	6	6
$a_w$	280	$h$	8,999129	8,999129	$Y_{N,x}$	1,7	1,7



$b_1$	44	$s_n$	6,096196	6,283185	$Z_H$	2,472886	2,472886
$b_2$	40	$s_t$	6,19024	6,380114	$Z_E$	189,8	189,8
$P$	160	$v_n$	6,470175	6,283185	$Z_c$	0,822865	0,822865
$n_1$	1890	$v_t$	6,569987	6,380114	$Z_\beta$	0,992375	0,992375
$M_{k1}$	808406,1	$\alpha_w$	20,14037		$Z_B$	1	1
$v$	7,636996				$Z_{R,T}$	0,94	0,94
$u$	6,263158				$K_A$	1	1
<b>Kontrolní rozměry</b>					$K_V$	1,048851	1,048851
	1	2			$K_{F\alpha}$	1,2	1,2
$h_k$	2,762615	2,989441			$K_{F\beta}$	1,157524	1,15365
$s_k$	5,383077	5,383077	konst. tloušťka		$K_{H\alpha}$	1,15	1,15
$z'$	3	14			$K_{H\beta}$	1,2	1,2
$M/z$	30,45757	166,3795	přes zuby		$S_F$	<b>1,690099</b>	<b>1,737482</b>
$d$	5,904263	5,904263			$S_H$	<b>1,089969</b>	<b>1,089969</b>
$M/d$	82,04112	489,0155	přes kuličky				

## 7 Silové poměry

- Silové poměry na hřídelích jsou řešeny ve dvou vzájemně kolmých rovinách sil v ozubených převodech v souřadném systému x-y-z.
- Je to rovina tečných sil  $F_T$  a rovina radiálních a axiálních sil ( $F_R + F_A$ ).
- Axiální síly působí ve směru osy z.
- Roviny a souřadný systém jsou znázorněny na obr. 20.



Obr. 20.: Účinky tečných, radiálních a axiálních sil [1]

## 7.1 Silové poměry v ozubení (čelní ozubená kola)

### Přepočítání úhlů na valivé

- Pro přesnější výpočty silových poměrů je nutno přepočítat úhly na valivé (index w).

$$tg\beta_w = tg\beta \times \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_w} \rightarrow \quad (41)$$

$$\beta_w = \arctg\left(tg\beta \times \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_w}\right) = \arctg\left(tg10 \times \frac{\cos(20,28)}{\cos(20,14)}\right) = 9,99^\circ$$

### Tečná síla $F_{T21}$

$$F_{T21} = \frac{2 \times Mk_I}{d_{w1}} = \frac{2 \times 808406}{77,1} = 20969,93 \text{ N} = 20,9 \text{ kN} \quad (42)$$

### Radiální síla $F_{R21}$

$$F_{R21} = F_{T21} \times tg\alpha_{tw} = 20969,93 \times tg(20,14) = 7690,6634 = 7,69 \text{ kN} \quad (43)$$

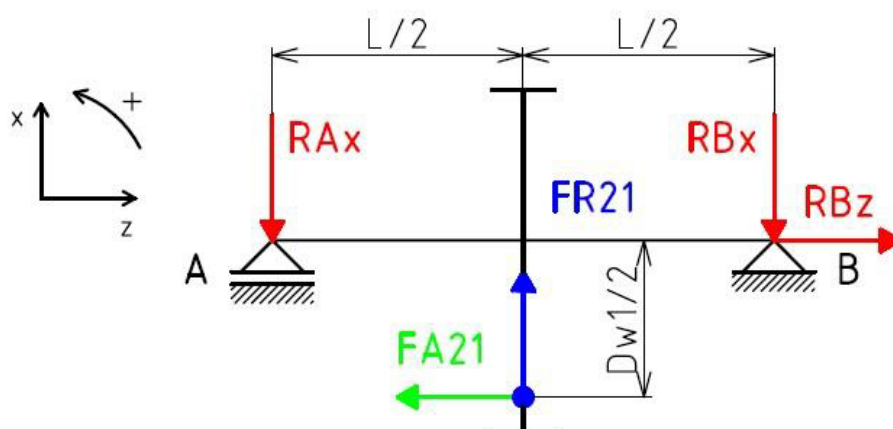
### Axiální síla $F_{A21}$

$$F_{A21} = F_{T21} \times tg\beta_w = 20969,93 \times tg(9,99^\circ) = 3694,16 = 3,69 \text{ kN} \quad (44)$$

## 7.2 Výpočet reakcí na hřídelích

- Pro výpočet byly sestaveny schémata silových poměrů, z kterých byly určeny všechny reakční síly.
- Postupně jsou řešeny jednotlivé nosníky v obou rovinách.
- Pomocí schémat silových poměrů byly stanoveny statické rovnice do třech směrů (x,y,z) a momentové rovnice.
- Z těchto vztahů byly následně získány reakce do jednotlivých podpor.
- Pomocí geometrického součtu byly určeny výsledné radiální a axiální síly do ložisek.
- Tyto hodnoty budou následně použity při návrhu jednotlivých ložisek na vstupní a výstupní hřídeli.

**Rovina (xz) =  $F_R + F_A$  vstupní hřídel**



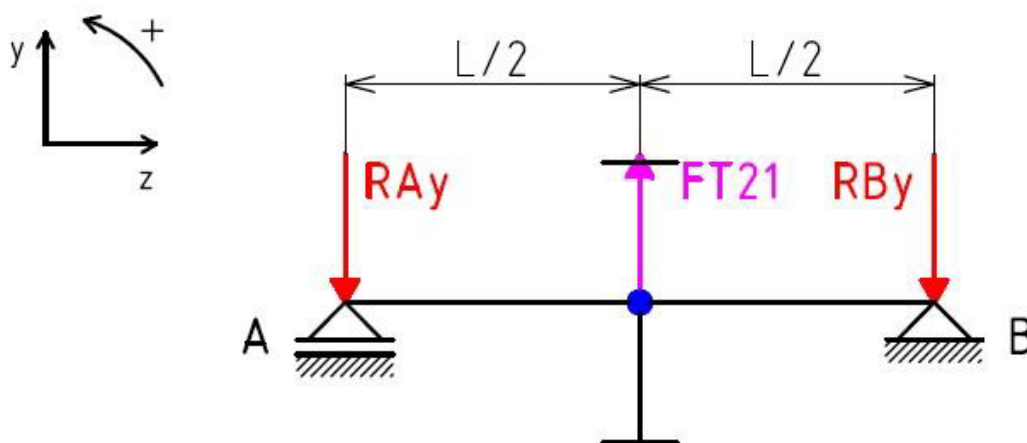
Obr. 21.: Schéma silových poměrů v rovině (xz)

$$x: -RA_x - RB_x + FR_{21} = 0 \quad (45)$$

$$z: -FA_{21} + RB_z = 0 \quad (46)$$

$$M_A: FR_{21} \times \frac{L}{2} - RB_x \times L - FA_{21} \times \frac{D_{w1}}{2} = 0 \quad (47)$$

**Rovina (yz)  $F_T$  vstupní hřídel**



Obr. 22.: Schéma silových poměrů v rovině (yz)

$$y: -RA_y - RB_y + FT_{21} = 0 \quad (48)$$

$$z: RB_z - FA_{21} = 0 \quad (49)$$

$$M_A: FT_{21} \times \frac{L}{2} - RB_y \times L = 0 \quad (50)$$



- Vyjádřením ze vztahů (45),(46), (47),(48),(49), (50) získáme hledané reakční síly v podporách vstupní hřídele.
- Délka mezi podporami  $L = 112,5 \text{ mm}$ .

$$\rightarrow RB_z = FA_{21} = 3\,694,16 \text{ N} \quad (51)$$

$$\rightarrow RB_x = \frac{1}{2}FR_{21} - FA_{21} \times \frac{D_{w1}}{2 \times L} = \frac{1}{2} \times 7\,690,66 - 3\,694,16 \times \frac{77,1}{2 \times 112,5} = 2\,579,44 \text{ N} \quad (52)$$

$$\rightarrow RA_x = -RB_x + FR_{21} = FA_{21} \times \frac{D_{w1}}{2 \times L} - \frac{1}{2}FR_{21} + FR_{21} = \quad (53)$$

$$= FA_{21} \times \frac{D_{w1}}{2 \times L} + \frac{1}{2}FR_{21} = 3\,694,16 \times \frac{77,1}{2 \times 112,5} + \frac{1}{2} \times 7\,690,66 = 5\,111,22 \text{ N}$$

$$\rightarrow RB_z = FA_{21} = 3\,694,16 \text{ N} \quad (54)$$

$$\rightarrow RB_y = \frac{1}{2}FT_{21} = \frac{1}{2} \times 20\,969,93 = 10\,484,96 \text{ N} \quad (55)$$

$$\rightarrow RA_y = -RB_y + FT_{21} = -\frac{1}{2}FT_{21} + FT_{21} = \frac{1}{2}FT_{21} = \frac{1}{2} \times 20\,969,932 = 10\,484,96 \text{ N} \quad (56)$$

### Axiální síly v podporách (A, B)

$$A_{ax} = 0 \quad (57)$$

$$B_{ax} = RB_z = FA_{21} = 3\,694,16 \text{ N} \quad (58)$$

### Radiální síly v podporách (A, B)

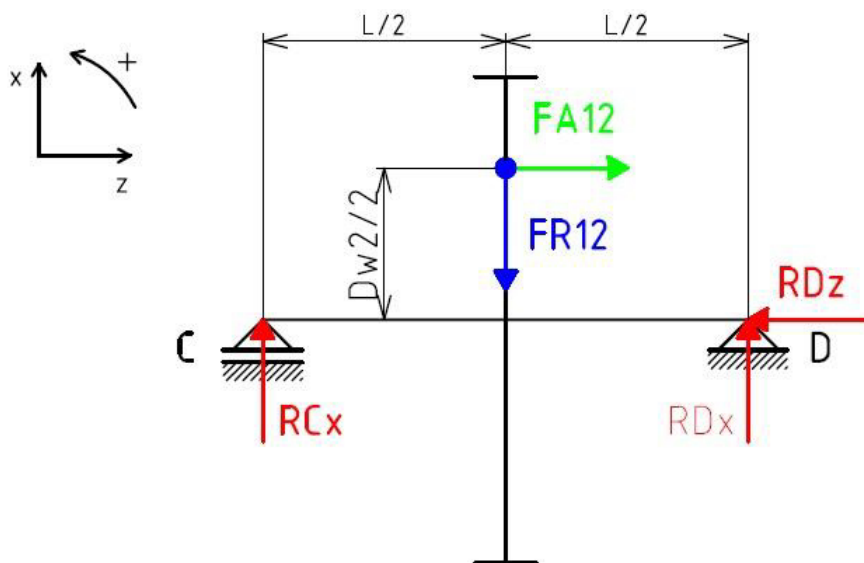
$$A_{rad} = \sqrt{RA_x^2 + RA_y^2} = \sqrt{\left(FA_{21} \times \frac{D_{w1}}{2 \times L} + \frac{1}{2}FR_{21}\right)^2 + \left(\frac{1}{2}FT_{21}\right)^2} = \quad (59)$$

$$A_{rad} = \sqrt{(5\,111,22)^2 + (10\,484,96)^2} = 11\,664,44 \text{ N}$$

$$B_{rad} = \sqrt{RB_x^2 + RB_y^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{2}FR_{21} - FA_{21} \times \frac{D_{w1}}{2 \times L}\right)^2 + \left(\frac{1}{2}FT_{21}\right)^2} = \quad (60)$$

$$B_{rad} = \sqrt{(2\,579,44)^2 + (10\,484,96)^2} = 10\,797,59 \text{ N}$$

**Rovina (xz) =  $F_R + F_A$  výstupní hřídel**



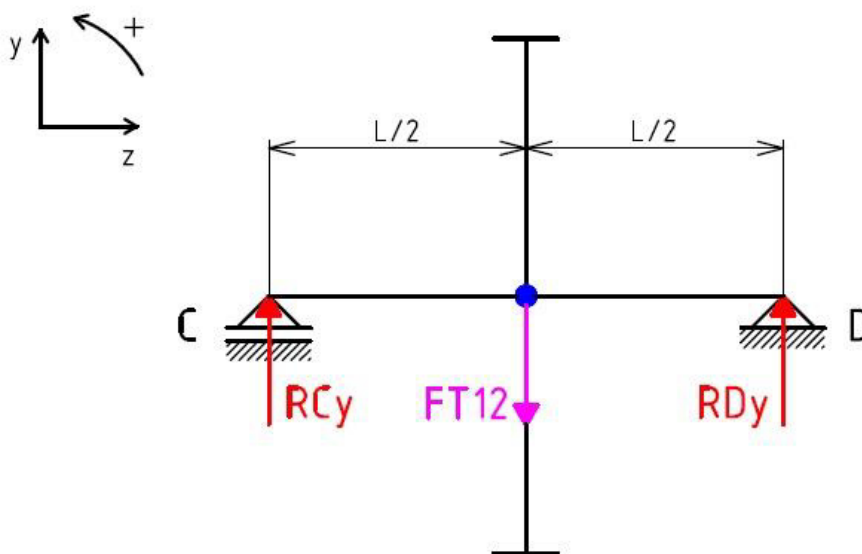
Obr. 23.: Schéma silových poměrů v rovině (xz)

$$x: RC_x + RD_x - FR_{12} = 0 \quad (61)$$

$$z: -RD_z + FA_{12} = 0 \quad (62)$$

$$M_C: -FR_{12} \times \frac{L}{2} - FA_{12} \times \frac{D_w}{2} + RD_x \times L = 0 \quad (63)$$

**Rovina (yz)  $F_T$  výstupní hřídel**



Obr. 24.: Schéma silových poměrů v rovině (yz)

$$y: RC_y + RD_y - FT_{12} = 0 \quad (64)$$

$$z: FA_{12} - RD_z = 0 \quad (65)$$

$$M_C: -FT_{12} \times \frac{L}{2} + RD_y \times L = 0 \quad (66)$$

- Vyjádřením ze vztahů (61),(62),(63), (64),(65),(66), získáme hledané reakční síly v podporách výstupní hřídele.
- Délka mezi podporami  $L = 115 \text{ mm}$ .

$$\rightarrow RD_z = FA_{12} = 3\,694,16 \text{ N} \quad (67)$$

$$\rightarrow RD_x = \frac{1}{2}FR_{12} + FA_{12} \times \frac{D_{w2}}{2 \times L} = \frac{1}{2} \times 7\,690,66 + 3\,694,16 \times \frac{482,89}{2 \times 115} = 11\,601,44 \text{ N} \quad (68)$$

$$\rightarrow RC_x = -RD_x + FR_{12} = -\frac{1}{2}FR_{12} - FA_{12} \times \frac{D_{w2}}{2 \times L} + FR_{12} = \quad (69)$$

$$= \frac{1}{2}FR_{12} - FA_{12} \times \frac{D_{w2}}{2 \times L} = \frac{1}{2} \times 7\,690,66 - 3\,694,16 \times \frac{482,89}{2 \times 115} = -3\,910,78 \text{ N}$$

$$\rightarrow RD_z = FA_{12} = 3\,694,16 \text{ N} \quad (70)$$

$$\rightarrow RD_y = \frac{1}{2}FT_{12} = \frac{1}{2} \times 20\,969,93 = 10\,484,97 \text{ N} \quad (71)$$

$$\rightarrow RC_y = -RD_y + FT_{21} = -\frac{1}{2}FT_{12} + FT_{12} = \frac{1}{2}FT_{12} = \frac{1}{2} \times 20\,969,93 = 10\,484,97 \text{ N} \quad (72)$$

### Axiální síly v podporách (C, D)

$$C_{ax} = 0 \quad (73)$$

$$D_{ax} = RD_z = FA_{12} = 3\,694,16 \text{ N} \quad (74)$$

### Radiální síly v podporách (C, D)

$$C_{rad} = \sqrt{RC_x^2 + RC_y^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{2}FR_{12} - FA_{12} \times \frac{D_{w2}}{2 \times L}\right)^2 + \left(\frac{1}{2}FT_{12}\right)^2} = \quad (75)$$

$$C_{rad} = \sqrt{(-3\,910,78)^2 + (10\,484,96)^2} = 11\,190,57 \text{ N}$$

$$D_{rad} = \sqrt{RD_x^2 + RD_y^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{2}FR_{12} + FA_{12} \times \frac{D_{w2}}{2 \times L}\right)^2 + \left(\frac{1}{2}FT_{12}\right)^2} = \quad (76)$$

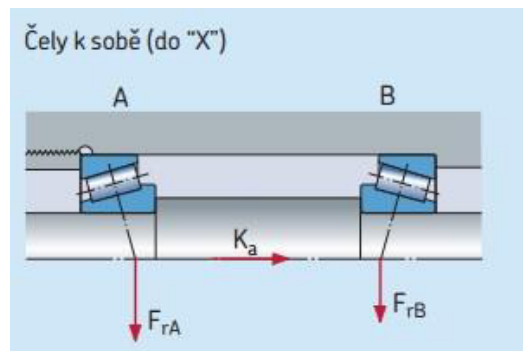
$$D_{rad} = \sqrt{(11\,601,45)^2 + (10\,484,96)^2} = 15\,637,39 \text{ N}$$

## 8 Výpočet ložisek

- Výpočet proveden dle katalogu SKF [10].
- Požadovaná trvanlivost ložiska v hodinách  $L_h = 50\,000$  hodin.

### Výpočet ložiska na vstupní hřídeli (podpora A)

- Volím jednořadé kuželíkové ložisko SKF 32312 J2/Q.
- Vnitřní průměr ložiska  $d = 60$  mm.
- Vnější průměr ložiska  $D = 130$  mm.
- Šířka ložiska  $T = 48,5$  mm.
- Dynamická únosnost ložiska  $C = 229$  kN.
- Výpočtové součinitele  $e = 0,35$  a  $Y = 1,7$ .
- Uložení čely k sobě (do „X“) dle obr. 25.



Obr. 25.: Uložení ložisek [10]

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B} = \frac{11\,664,44}{1,7} \geq \frac{10\,797,59}{1,7} = 11\,664,44 \geq 10\,797,59 \text{ N} \quad (77)$$

$$F_{aA} = \frac{0,5 \times F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \times 11\,664,44}{1,7} = 3\,430,72 \text{ N} \quad (78)$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 3\,430,72 + 3\,694,16 = 7\,124,88 \text{ N} \quad (79)$$

- Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$P = F_e = F_r \text{ když } F_a/F_r \leq e \quad (80)$$

$$P = F_e = 0,4 \times F_r + Y \times F_a \text{ když } F_a/F_r > e \quad (81)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{3\,694,16}{11\,664,44} = 0,31 < 0,35 \quad (82)$$

$$P = F_e = F_r = 11\,664,44 \text{ N}$$

### Výsledná trvanlivost ložiska

- Koeficient  $m$  pro kuželíková ložiska  $m = 10/3$

$$L_H = \frac{16667}{n_l} \times \left(\frac{C}{F_e}\right)^m = \frac{16\,667}{1\,890} \times \left(\frac{229\,000}{11\,664,44}\right)^{10/3} = 180\,011,78 \text{ h} \quad (83)$$

$$L_H > L_{hmin} \Rightarrow 180\,011 > 50\,000 \text{ ložisko A vyhovuje}$$

### Výpočet ložiska na vstupní hřídeli (podpora B)

- Volím jednořadé kuželíkové ložisko SKF 32312 J2/Q.
- Vnitřní průměr ložiska  $d = 60 \text{ mm}$ .
- Vnější průměr ložiska  $D = 130 \text{ mm}$ .
- Šířka ložiska  $T = 48,5 \text{ mm}$ .
- Dynamická únosnost ložiska  $C = 229 \text{ kN}$ .
- Výpočtové součinitele  $e = 0,35$  a  $Y = 1,7$ .
- Uložení čely k sobě (do „X“) dle obr. 25.

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B} = \frac{11\,664,44}{1,7} \geq \frac{10\,797,59}{1,7} = 11\,664,44 \geq 10\,797,59 \text{ N}$$

$$F_{aA} = \frac{0,5 \times F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \times 11\,664,44}{1,7} = 3\,430,72 \text{ N}$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 3\,430,72 + 3\,694,16 = 7\,124,88 \text{ N}$$

- Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$P = F_e = F_r \text{ když } F_a/F_r \leq e$$

$$P = F_e = 0,4 \times F_r + Y \times F_a \text{ když } F_a/F_r > e$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{7\,124,88}{10\,797,59} = 0,66 > 0,35$$



$$P = F_e = 0,4 \times F_r + Y \times F_a = 0,4 \times 10\,797,59 + 1,7 \times 7\,124,88 = 16\,431,33 \text{ N}$$

### Výsledná trvanlivost ložiska

- Koeficient  $m$  pro kuželíková ložiska  $m = 10/3$ .

$$L_H = \frac{16667}{n_l} \times \left(\frac{C}{F_e}\right)^m = \frac{16\,667}{1\,890} \times \left(\frac{229\,000}{16\,431,33}\right)^{10/3} = 57\,447,55 \text{ h}$$

$$L_H > L_{hmin} \Rightarrow 57\,448 > 50\,000 \text{ ložisko A vyhovuje}$$

### Výpočet ložiska na výstupní hřídeli (podpora C)

- Volím jednořadé kuželíkové ložisko SKF 32940.
- Vnitřní průměr ložiska  $d = 200 \text{ mm}$ .
- Vnější průměr ložiska  $D = 280 \text{ mm}$ .
- Šířka ložiska  $T = 51 \text{ mm}$ .
- Dynamická únosnost ložiska  $C = 473 \text{ kN}$ .
- Výpočtové součinitele  $e = 0,4$  a  $Y = 1,5$ .
- Uložení čely k sobě (do „X“) dle obr. 25.

$$\frac{F_{rC}}{Y_C} \geq \frac{F_{rD}}{Y_D} = \frac{11\,190,57}{1,5} < \frac{15\,637,39}{1,5} = 11\,190,57 < 15\,637,39 \text{ N}$$

$$K_a = D_{ax} \geq 0,5 \times \left(\frac{F_{rD}}{Y_D} - \frac{F_{rC}}{Y_C}\right) = 0,5 \times \left(\frac{15\,637,39}{1,5} - \frac{11\,190,57}{1,5}\right) = 2\,223,41 \text{ N} \leq 3\,694,1 \text{ N}$$

$$F_{ac} = \frac{0,5 \times F_{rC}}{Y_C} = \frac{0,5 \times 11\,190,57}{1,5} = 3\,730,19 \text{ N}$$

$$F_{aD} = F_{ac} + K_a = 3\,730,19 + 3\,694,1 = 7\,424,29 \text{ N}$$

- Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska.

$$P = F_e = F_r \text{ když } F_a/F_r \leq e$$

$$P = F_e = 0,4 \times F_r + Y \times F_a \text{ když } F_a/F_r > e$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{3\,694,16}{11\,190,57} = 0,33 < 0,4$$

$$P = F_e = F_r = 11\,190,57 \text{ N}$$

### Výsledná trvanlivost ložiska

- Koeficient  $m$  pro kuželíková ložiska  $m = 10/3$ .

$$L_H = \frac{16\,667}{n_l \times i_{12}} \times \left(\frac{C}{F_e}\right)^m = \frac{16\,667}{18\,90 \times 6,26} \times \left(\frac{473\,000}{11\,062,028}\right)^{10/3} = 370\,367,4 \text{ h}$$

$$L_H > L_{hmin} \Rightarrow 370\,367,4 > 50\,000 \text{ ložisko A vyhovuje}$$

### Výpočet ložiska na výstupní hřídeli (podpora D)

- Volím jednořadé kuželíkové ložisko SKF 32940.
- Vnitřní průměr ložiska  $d = 200 \text{ mm}$ .
- Vnější průměr ložiska  $D = 280 \text{ mm}$ .
- Šířka ložiska  $T = 51 \text{ mm}$ .
- Dynamická únosnost ložiska  $C = 473 \text{ kN}$ .
- Výpočtové součinitele  $e = 0,4$  a  $Y = 1,5$ .
- Uložení čely k sobě (do „X“) dle obr. 25.

$$\frac{F_{rC}}{Y_C} \geq \frac{F_{rD}}{Y_D} = \frac{11\,190,57}{1,5} < \frac{15\,637,39}{1,5} = 11\,190,57 < 15\,637,39 \text{ N}$$

$$K_a = D_{ax} \geq 0,5 \times \left(\frac{F_{rD}}{Y_D} - \frac{F_{rC}}{Y_C}\right) = 0,5 \times \left(\frac{15\,637,39}{1,5} - \frac{11\,190,57}{1,5}\right) = 2\,223,41 \text{ N} \leq 3\,694,1 \text{ N}$$

$$F_{ac} = \frac{0,5 \times F_{rC}}{Y_C} = \frac{0,5 \times 11\,190,57}{1,5} = 3\,730,19 \text{ N}$$

$$F_{aD} = F_{ac} + K_a = 3\,730,19 + 3\,694,1 = 7\,424,29 \text{ N}$$

- Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska.

$$P = F_e = F_r \text{ když } F_a/F_r \leq e$$

$$P = F_e = 0,4 \times F_r + Y \times F_a \text{ když } F_a/F_r > e$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{7\,424,29}{15\,637,39} = 0,47 > 0,4$$

$$P = F_e = 0,4 \times F_r + Y \times F_a = 0,4 \times 15\,637,39 + 1,5 \times 7\,424,29 = 17\,391,48 \text{ N}$$

### Výsledná trvanlivost ložiska

- Koeficient  $m$  pro kuželíková ložiska  $m = 10/3$

$$L_H = \frac{16\,667}{n_l \times i_{12}} \times \left(\frac{C}{F_e}\right)^m = \frac{16\,667}{1\,890 \times 6,26} \times \left(\frac{473\,000}{17\,391,48}\right)^{10/3} = 85\,182,5 \text{ h}$$

$$L_H > L_{hmin} \Rightarrow 85\,182,5 > 50\,000 \text{ ložisko A vyhovuje}$$

### Závěr

Na vstupní hřídeli zvolena jednořadá kuželíková ložiska SKF 32312 J2/Q.

Na výstupní hřídeli zvolena jednořadá kuželíková ložiska SKF 32940.

## 9 Pevnostní kontrola hřídelů

- Hřídele v převodovce jsou zatěžovány silami v ozubení.
- Působením přenášených sil (tečné, radiální, axiální) jsou namáhány kombinovaně (ohyb a krut eventuálně tah – tlak).

### 9.1 Statická bezpečnost

Statická kontrola hřídele ve vybraných průřezech spočívá v porovnání výsledného redukovaného napětí  $\sigma_{red}$  s dovoleným napětím v ohybu  $\sigma_{Do}$  nebo s koeficientem minimální bezpečnosti  $k_{dmin}$  který se pohybuje v rozmezí 1,2-1,3.

#### Vstupní hřídel

- Kontrola provedena v průřezu s nejmenším průměrem  $d = 55 \text{ mm}$  a při maximálním ohybovém momentu  $M_{omax}$ .



### Napětí v ohybu $\sigma_o$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \times d^3}{32}} = \frac{656,125 \times 1000}{\frac{\pi \times 55^3}{32}} = 40,17 \text{ N.mm}^2 \quad (84)$$

### Napětí v krutu $\tau_k$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \times d^3}{16}} = \frac{808,41 \times 1000}{\frac{\pi \times 60^3}{16}} = 24,75 \text{ N.mm}^2 \quad (85)$$

### Redukované napětí $\sigma_{red}$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \times \tau_k)^2} = \sqrt{40,17^2 + (2 \times 24,75)^2} = 63,75 \text{ N.mm}^2 \quad (86)$$

### Výsledná bezpečnost $k_d$

$$k_d = \frac{490}{63,75} = 7,68 \geq 1,2 \text{ VYHOVUJE} \quad (87)$$

### Výstupní hřídel

- Kontrola provedena v průřezu s nejmenším průměrem  $d = 180 \text{ mm}$  a při maximálním ohybovém momentu  $M_{omax}$ .

### Napětí v ohybu $\sigma_o$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi}{32} \times \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{899,108 \times 1000}{\frac{\pi}{32} \times \frac{180^4 - 160^4}{180}} = 4,17 \text{ N.mm}^2$$

### Napětí v krutu $\tau_k$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \times \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{4\,961,91 \times 1000}{\frac{\pi}{16} \times \frac{180^4 - 160^4}{180}} = 11,53 \text{ N.mm}^2$$

### Redukované napětí $\sigma_{red}$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \times \tau_k)^2} = \sqrt{4,17^2 + (2 \times 11,53)^2} = 23,43 \text{ N.mm}^2$$

### Výsledná bezpečnost $k_d$

$$k_d = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{590}{23,34} = 25,18 \geq 1,2 \text{ VYHOVUJE}$$

### Závěr

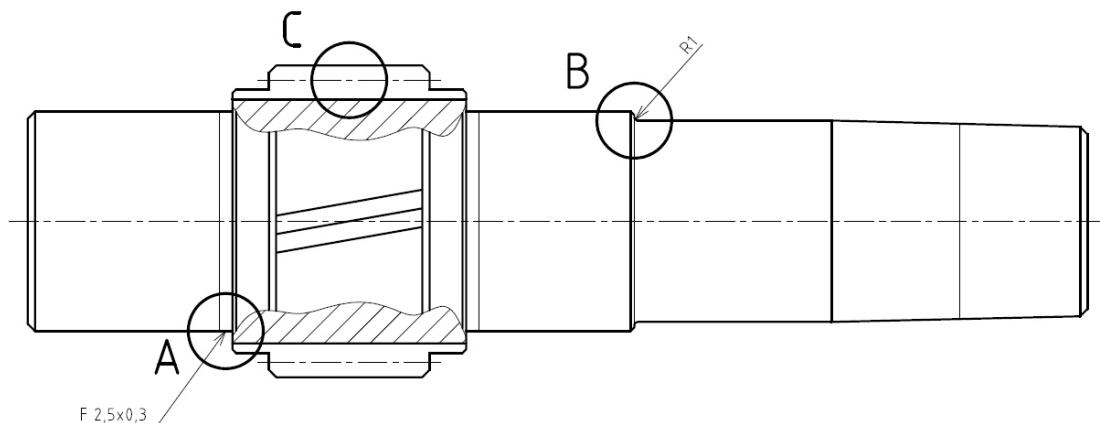
Provedl jsem kontrolu statické bezpečnosti na vstupní a výstupní hřídeli. Obě hřídele v tomto ohledu vyhovují, jelikož jejich bezpečnost je větší než bezpečnost dovolená.

## 9.2 Dynamická bezpečnost

Při kontrole dynamické bezpečnosti bude uvažován střídavý ohyb a stálý krut za ustáleného provozního režimu. Jednotlivé součinitel byly vyhledány ve skriptech Pružnost pevnost I. [11].

### 9.2.1 Vstupní hřídel

- Vstupní hřídel je vyrobena z cementační oceli 18CrNiMo 7-6.
- Materiálová charakteristika je uvedena v tab. 6.
- Bezpečnost řešena ve třech místech viz obr. 26.



Obr. 26.: Vstupní hřídel (označení vrubů)



Tab. 6.: Charakteristika oceli 18CrNiMo 7-6

$R_m = \sigma_{pt}$	685	[N. mm <sup>2</sup> ]
$R_{p0,2} = \sigma_k$	490	[N. mm <sup>2</sup> ]
$R_{ek}$	274,4	[N. mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{c(-1)}$	380	[N. mm <sup>2</sup> ]

### VRUB A (zápich F 2,5x0,3)

$$D = 72 \text{ mm}$$

$$d = 60 \text{ mm}$$

$$\rho = 1 \text{ mm} = \text{rádius zápichu}$$

$$\frac{\rho}{D-d} = \frac{0,8}{72-60} = 0,067 \quad (88)$$

$$\frac{\rho}{d} = \frac{0,8}{60} = 0,013 \quad (89)$$

#### - Součinitele tvaru $\alpha_{td}$ a $\alpha_o$

$$\alpha_{td} = 1,98$$

$$\alpha_o = 4,5$$

#### - Součinitel vrubové citlivosti $q$

$$q = 0,51$$

#### - Součinitel tvaru $\beta_0$

$$\beta_0 = 1 + q \times (\alpha_o - 1) = 1 + 0,51 \times (4,5 - 1) = 2,79 \quad (90)$$

#### - Součinitel jakosti povrchu $\eta_p$

$$\eta_p = 0,81$$

#### - Součinitel velikosti $\varepsilon_v$

$$\varepsilon_v = 0,76$$

#### - Určení snížené meze únavy $\sigma_{c(-1)}^*$

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{c(-1)} \times \frac{\varepsilon_v \times \eta_p}{\beta_0} = 274,4 \times \frac{0,76 \times 0,81}{2,79} = 60,54 \text{ N. mm}^2 \quad (91)$$

- **Napětí v ohybu  $\sigma_o$**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \times d^3}{32}} = \frac{656,125 \times 1000}{\frac{\pi \times 60^3}{32}} = 30,94 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v krutu  $\tau_k$**

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \times d^3}{16}} = \frac{808,41 \times 1000}{\frac{\pi \times 60^3}{16}} = 19,1 \text{ N.mm}^2$$

- **Celková bezpečnost  $k_d$**

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{c(-1)}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{R_{ek}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{30,94}{60,54}\right)^2 + \left(\frac{19,1}{274,4}\right)^2}} = 1,94 \quad (92)$$

**VRUB B**

$$D = 60 \text{ mm}$$

$$d = 55 \text{ mm}$$

$$\rho = 1 \text{ mm} = \text{r\u00e1dius p\u0159echodu}$$

$$\frac{\rho}{D - d} = \frac{1}{60 - 55} = 0,2$$

$$\frac{\rho}{d} = \frac{1}{55} = 0,018$$

- **Sou\u010dinitele tvaru  $\alpha_{td}$  a  $\alpha_o$**

$$\alpha_{td} = 2$$

$$\alpha_o = 3$$

- **Sou\u010dinitel vrubov\u00e9 citlivosti  $q$**

$$q = 0,51$$

- **Sou\u010dinitel tvaru  $\beta_0$**

$$\beta_0 = 1 + q \times (\alpha_o - 1) = 1 + 0,51 \times (3 - 1) = 2,02$$

- **Sou\u010dinitel jakosti povrchu  $\eta_p$**

$$\eta_p = 0,81$$

- **Součinitel velikosti  $\varepsilon_v$**

$$\varepsilon_v = 0,79$$

- **Určení snížené meze únavy  $\sigma_{c(-1)}^*$**

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{c(-1)} \times \frac{\varepsilon_v \times \eta_p}{\beta_0} = 274,4 \times \frac{0,79 \times 0,81}{2,02} = 86,93 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v ohybu  $\sigma_o$**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \times d^3}{32}} = \frac{656,125 \times 1000}{\frac{\pi \times 55^3}{32}} = 40,17 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v krutu  $\tau_k$**

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \times d^3}{16}} = \frac{808,41 \times 1000}{\frac{\pi \times 55^3}{16}} = 24,75 \text{ N.mm}^2$$

- **Celková bezpečnost  $k_d$**

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{c(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{R_{ek}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{40,17}{86,93}\right)^2 + \left(\frac{24,75}{274,4}\right)^2}} = 2,12$$

**VRUB C (ozubení)**

- **Součinitel tvaru  $\beta_0$**

- Součinitel určen pro evolventní drážkování.

$$\beta_0 = 1,62$$

- **Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p$**

$$\eta_p = 0,81$$

- **Součinitel velikosti  $\varepsilon_v$**

$$\varepsilon_v = 0,78$$

- **Určení snížené meze únavy  $\sigma_{c(-1)}^*$**

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{c(-1)} \times \frac{\varepsilon_v \times \eta_p}{\beta_0} = 274,4 \times \frac{0,78 \times 0,81}{2,79} = 62,14 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v ohybu  $\sigma_o$**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \times d^3}{32}} = \frac{656,125 \times 1000}{\frac{\pi \times 72,39^3}{32}} = 21,71 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v krutu  $\tau_k$**

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \times d^3}{16}} = \frac{808,41 \times 1000}{\frac{\pi \times 72,39^3}{16}} = 10,85 \text{ N.mm}^2$$

- **Celková bezpečnost  $k_d$**

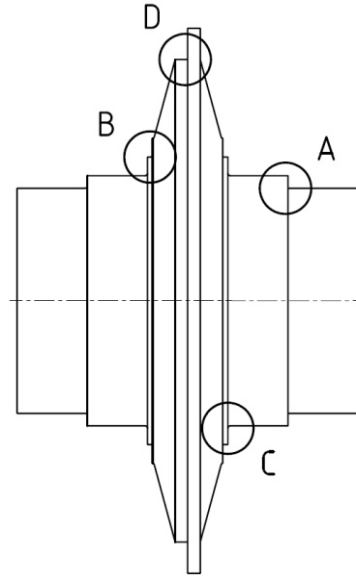
$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{c(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{R_{ek}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{21,71}{62,14}\right)^2 + \left(\frac{10,85}{274,4}\right)^2}} = 2,84$$

## Závěr

Vypočítal jsem dynamickou bezpečnost vstupní hřídele a to ve třech vrubech. U vrubu A (zápich) vyšla dynamická bezpečnost  $k_d = 1,94$ . U vrubu B (osazení) vyšla dynamická bezpečnost  $k_d = 2,12$ . U vrubu C (ozubení) vyšla dynamická bezpečnost  $k_d = 2,84$ . Z hlediska dynamické bezpečnosti vstupní hřídel vyhovuje, jelikož dovolená hodnota je  $k_d = 1,2$ . Všechny vypočtené hodnoty jsou větší než 1,2.

### 9.2.2 Výstupní hřídel

- Výstupní hřídel je vyroben z oceli 14 220.
- Materiálová charakteristika je uvedena v tab. 7.
- Bezpečnost řešena ve čtyřech místech viz obr. 27.



Obr. 27.: Výstupní hřídel (označení vrubů)

Tab. 7.: Charakteristika oceli 14 220

$R_m = \sigma_{pt}$	800	[N. mm <sup>2</sup> ]
$R_e = \sigma_k$	590	[N. mm <sup>2</sup> ]
$R_{ek}$	330	[N. mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{c(-1)}$	380	[N. mm <sup>2</sup> ]

### VRUB A

$$D = 200 \text{ mm}$$

$$d = 180 \text{ mm}$$

$$\rho = 1 \text{ mm} = \text{r\u00e1dius p\u0159echodu}$$

$$\frac{\rho}{D - d} = \frac{1}{200 - 180} = 0.05$$

$$\frac{\rho}{d} = \frac{1}{180} = 0,0056$$

### - Sou\u010dinitele tvaru $\alpha_{td}$ a $\alpha_o$

$$\alpha_{td} = 3,5$$

$$\alpha_o = 5$$

- **Součinitel vrubové citlivosti  $q$**

$$q = 0,68$$

- **Součinitel tvaru  $\beta_0$**

$$\beta_0 = 1 + q \times (\alpha_0 - 1) = 1 + 0,68 \times (5 - 1) = 3,72$$

- **Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p$**

$$\eta_p = 0,83$$

- **Součinitel velikosti  $\varepsilon_v$**

$$\varepsilon_v = 0,65$$

- **Určení snížené meze únavy  $\sigma_{c(-1)}^*$**

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{c(-1)} \times \frac{\varepsilon_v \times \eta_p}{\beta_0} = 380 \times \frac{0,65 \times 0,83}{3,72} = 58 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v ohybu  $\sigma_o$**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi}{32} \times \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{899,108 \times 1000}{\frac{\pi}{32} \times \frac{180^4 - 160^4}{180}} = 4,17 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v krutu  $\tau_k$**

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \times \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{4\,961,91 \times 1000}{\frac{\pi}{16} \times \frac{180^4 - 160^4}{180}} = 11,53 \text{ N.mm}^2$$

- **Celková bezpečnost  $k_d$**

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{c(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{R_{ek}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{4,17}{58}\right)^2 + \left(\frac{11,53}{330}\right)^2}} = 12,51$$

**VRUB B**

$$D = 230 \text{ mm}$$

$$d = 200 \text{ mm}$$

$$\rho = 1 \text{ mm} = \text{rádius přechodu}$$



$$\frac{\rho}{D-d} = \frac{1}{230-200} = 0,033$$

$$\frac{\rho}{d} = \frac{1}{200} = 0,005$$

- **Součinitele tvaru  $\alpha_{td}$  a  $\alpha_o$**

$$\alpha_{td} = 3,4$$

$$\alpha_o = 5,1$$

- **Součinitel vrubové citlivosti  $q$**

$$q = 0,68$$

- **Součinitel tvaru  $\beta_0$**

$$\beta_0 = 1 + q \times (\alpha_o - 1) = 1 + 0,68 \times (5,1 - 1) = 3,79$$

- **Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p$**

$$\eta_p = 0,83$$

- **Součinitel velikosti  $\varepsilon_v$**

$$\varepsilon_v = 0,61$$

- **Určení snížené meze únavy  $\sigma_{c(-1)}^*$**

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{c(-1)} \times \frac{\varepsilon_v \times \eta_p}{\beta_0} = 380 \times \frac{0,61 \times 0,83}{3,79} = 53,44 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v ohybu  $\sigma_o$**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi}{32} \times \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{899,108 \times 1000}{\frac{\pi}{32} \times \frac{200^4 - 160^4}{200}} = 1,93 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v krutu  $\tau_k$**

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \times \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{4\,961,91 \times 1000}{\frac{\pi}{16} \times \frac{200^4 - 160^4}{200}} = 5,35 \text{ N.mm}^2$$

- **Celková bezpečnost  $k_d$**

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{c(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{R_{ek}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1,93}{53,44}\right)^2 + \left(\frac{5,35}{330}\right)^2}} = 25,26$$

**VRUB C**

$$D = 260 \text{ mm}$$

$$d = 230 \text{ mm}$$

$$\rho = 1 \text{ mm} = \text{r\u00e1dius p\u0159echodu}$$

$$\frac{\rho}{D - d} = \frac{1}{260 - 230} = 0,033$$

$$\frac{\rho}{d} = \frac{1}{230} = 0,0043$$

- **Sou\u010dinitele tvaru  $\alpha_{td}$  a  $\alpha_o$**

$$\alpha_{td} = 3,4$$

$$\alpha_o = 5,1$$

- **Sou\u010dinitel vrubov\u00e9 citlivosti  $q$**

$$q = 0,68$$

- **Sou\u010dinitel tvaru  $\beta_0$**

$$\beta_0 = 1 + q \times (\alpha_o - 1) = 1 + 0,68 \times (5,1 - 1) = 3,79$$

- **Sou\u010dinitel jakosti povrchu  $\eta_p$**

$$\eta_p = 0,83$$

- **Sou\u010dinitel velikosti  $\varepsilon_v$**

$$\varepsilon_v = 0,61$$

- **Ur\u010den\u00ed sn\u00ed\u017een\u00e9 meze \u00fanavy  $\sigma_{c(-1)}^*$**

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{c(-1)} \times \frac{\varepsilon_v \times \eta_p}{\beta_0} = 380 \times \frac{0,61 \times 0,83}{3,79} = 53,44 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v ohybu  $\sigma_o$**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi}{32} \times \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{899,108 \times 1000}{\frac{\pi}{32} \times \frac{230^4 - 160^4}{230}} = 0,98 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v krutu  $\tau_k$**

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \times \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{4\,961,91 \times 1000}{\frac{\pi}{16} \times \frac{230^4 - 160^4}{230}} = 2,72 \text{ N.mm}^2$$

- **Celková bezpečnost  $k_d$**

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{c(-1)}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{R_{ek}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{0,98}{53,44}\right)^2 + \left(\frac{2,72}{330}\right)^2}} = 49,74$$

**VRUB D**

$$D = 436 \text{ mm}$$

$$d = 386 \text{ mm}$$

$$\rho = 1 \text{ mm} = \text{r\u00e1dius p\u0159echodu}$$

$$\frac{\rho}{D - d} = \frac{1}{436 - 386} = 0,02$$

$$\frac{\rho}{d} = \frac{1}{386} = 0,0026$$

- **Sou\u010dinitele tvaru  $\alpha_{td}$  a  $\alpha_o$**

$$\alpha_{td} = 4,1$$

$$\alpha_o = 6$$

- **Sou\u010dinitel vrubov\u00e9 citlivosti  $q$**

$$q = 0,68$$

- **Sou\u010dinitel tvaru  $\beta_0$**

$$\beta_0 = 1 + q \times (\alpha_o - 1) = 1 + 0,68 \times (6 - 1) = 4,4$$

- **Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p$**

$$\eta_p = 0,83$$

- **Součinitel velikosti  $\varepsilon_v$**

$$\varepsilon_v = 0,52$$

- **Určení snížené meze únavy  $\sigma_{c(-1)}^*$**

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{c(-1)} \times \frac{\varepsilon_v \times \eta_p}{\beta_0} = 380 \times \frac{0,52 \times 0,83}{4,4} = 37,27 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v ohybu  $\sigma_o$**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi}{32} \times \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{899,108 \times 1000}{\frac{\pi}{32} \times \frac{386^4 - 160^4}{386}} = 0,16 \text{ N.mm}^2$$

- **Napětí v krutu  $\tau_k$**

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \times \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{4\,961,91 \times 1000}{\frac{\pi}{16} \times \frac{386^4 - 160^4}{386}} = 0,45 \text{ N.mm}^2$$

- **Celková bezpečnost  $k_d$**

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{c(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{R_{ek}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{0,16}{37,27}\right)^2 + \left(\frac{0,45}{330}\right)^2}} = 222$$

## Závěr

Vypočítal jsem dynamickou bezpečnost výstupní hřídele a to ve čtyřech vrubech. U vrubu A (osazení) vyšla dynamická bezpečnost  $k_d = 12,51$ . U vrubu B (osazení) vyšla dynamická bezpečnost  $k_d = 25,26$ . U vrubu C (osazení) vyšla dynamická bezpečnost  $k_d = 49,74$ . U vrubu D (osazení) vyšla dynamická bezpečnost  $k_d = 222$ . Z hlediska dynamické bezpečnosti výstupní hřídel vyhovuje, jelikož dovolená hodnota je  $k_d = 1,2$ . Všechny vypočtené hodnoty jsou větší než 1,2.

## 9.3 Deformační kontrola hřídelů

### 9.3.1 Kontrola ohybové tuhosti

- Maximální průhyb  $y_{max}$  a jeho poloha mezi ložisky.
- Průhyby v místech uložení  $y_k$  ozubených kol na hřídeli.
- Úhly sklonu  $\varphi_K$  průhybové čáry (naklopení) v místech uložení ozubených kol na hřídeli.
- Úhly sklonu  $\varphi_L$  průhybové čáry (naklopení) v místech působení reakcí v ložiskách.
- Maximální dovolený průhyb hřídele mezi ložisky pro kuželíkové ložiska  $y_{Dmax} = \frac{l}{5000}$ .
- Maximální průhyb pod ozubenými koly pro čelní ozubená kola  $y_{DK} = \frac{m}{100}$ .
- Úhel sklonu v místě uložení ozubených kol  $\varphi_{DK} = (3 \div 7)'$ .
- Úhel sklonu v podporách (ložiskách) pro kuželíková ložiska  $\varphi_{DL} = (1 \div 2)'$ .
- Pro tuto kontrolu použit výpočet pomocí programu Autodesk Inventor 2012.
- Dále byl výpočet proveden dle Mohrova integrálu viz příloha Excel [IV] a [V].

Tab. 8.: Dovolené hodnoty ohybové tuhosti

	Vstupní hřídel (L= 112,5 mm)	Výstupní hřídel (L= 155 mm)
$y_{Dmax}$	0,0225 mm	0,023 mm
$y_{DK}$	0,04 mm	0,04 mm
$\varphi_{DL}$	$(1 \div 2)'$	$(1 \div 2)'$
$\varphi_{DK}$	$(3 \div 7)'$	$(3 \div 7)'$

### Výsledný graf ohybového momentu na vstupní hřídeli

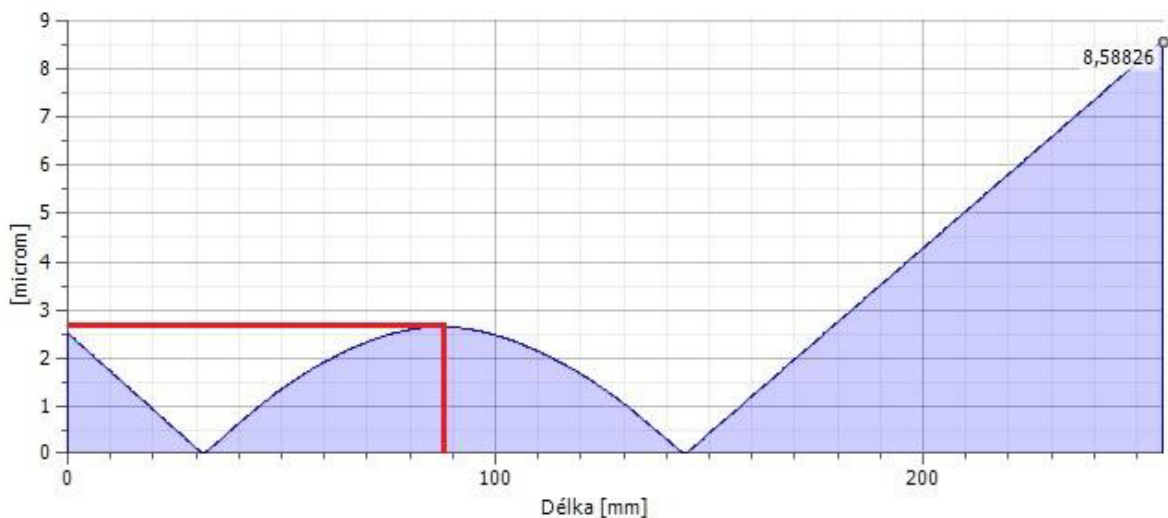
- Výsledný graf průhybu (obr. 28) je uveden jako geometrický součet 2 na sebe kolmých rovin a to roviny XZ ( $F_r + F_a$ ) a roviny YZ ( $F_t$ ).



Obr. 28.: Průběh ohybového momentu

### Výsledný graf průhybu na vstupní hřídeli

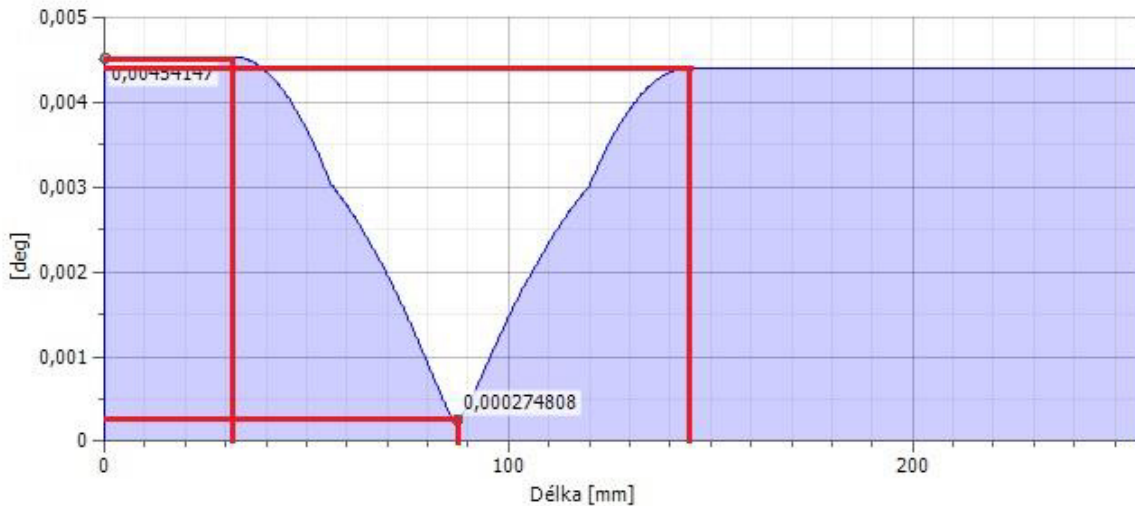
- Výsledný graf průhybu (obr. 29) je uveden jako geometrický součet 2 na sebe kolmých rovin a to roviny XZ ( $F_r+F_a$ ) a roviny YZ ( $F_t$ ).
- Z tohoto důvodu nabývá průhyb kladných hodnot (ve skutečnosti je průhyb záporný).



Obr. 29.: Průběh průhybu

### Výsledný graf úhlu sklonu průhybové čáry na vstupní hřídeli

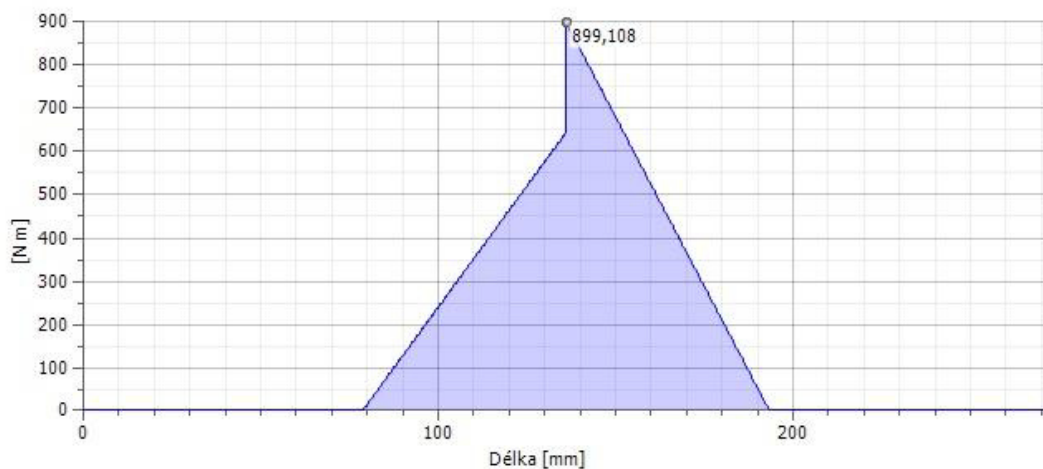
- Výsledný graf sklonu průhybové čáry (obr. 30) je uveden jako geometrický součet 2 na sebe kolmých rovin a to roviny XZ ( $F_r+F_a$ ) a roviny YZ ( $F_t$ ).



Obr. 30.: Průběh sklonu průhybové čáry

### Výsledný graf ohybového momentu na výstupní hřídeli

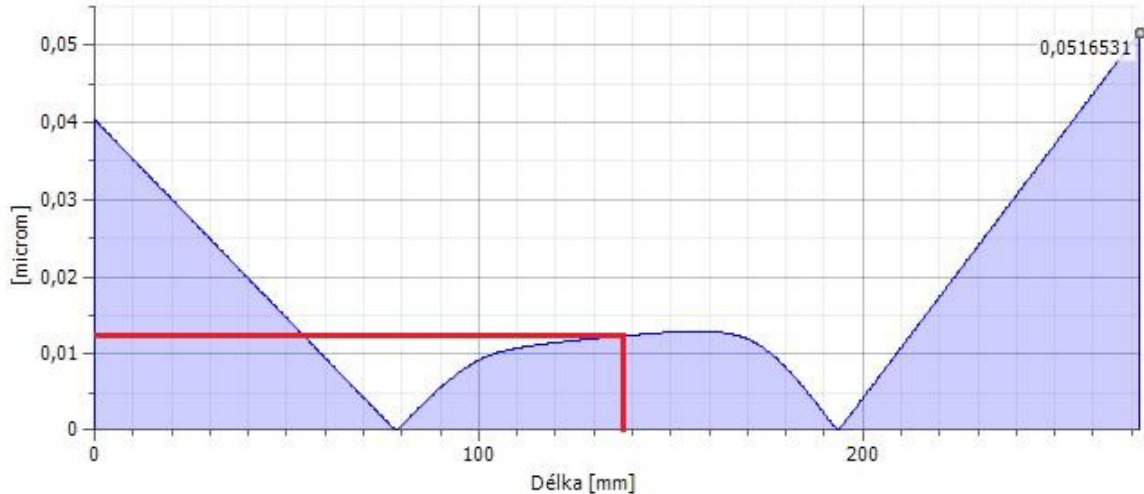
- Výsledný graf průhybu (obr. 31) je uveden jako geometrický součet 2 na sebe kolmých rovin a to roviny XZ ( $F_r+F_a$ ) a roviny YZ ( $F_t$ ).



Obr. 31.: Průběh ohybového momentu

### Výsledný graf průhybu na výstupní hřídeli

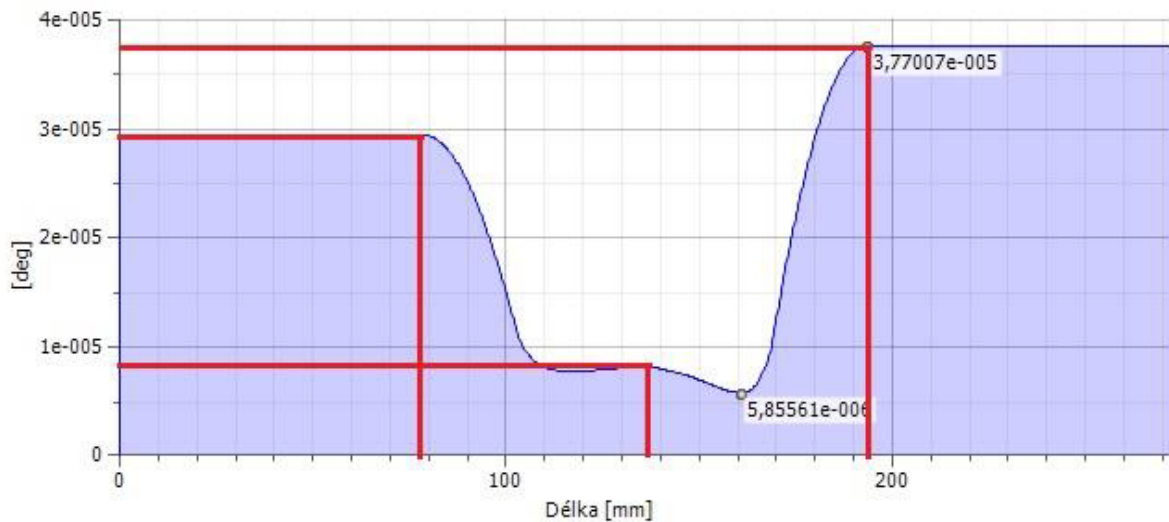
- Výsledný graf průhybu (obr. 32) je uveden jako geometrický součet 2 na sebe kolmých rovin a to roviny XZ ( $F_r+F_a$ ) a roviny YZ ( $F_t$ ).
- Z tohoto důvodu nabývá průhyb kladných hodnot (ve skutečnosti je průhyb záporný).



Obr. 32.: Průběh průhybu

### Výsledný graf úhlu sklonu průhybové čáry na výstupní hřídeli

- Výsledný graf sklonu průhybové čáry (obr. 33) je uveden jako geometrický součet 2 na sebe kolmých rovin a to roviny XZ ( $F_r + F_a$ ) a roviny YZ ( $F_t$ ).



Obr. 33.: Průběh sklonu průhybové čáry

### Závěr

V této kapitole jsem provedl ohybovou kontrolu vstupní a výstupní hřídele pomocí programu Inventor a ručního výpočtu (použití Mohrových integrálů). Výsledky jsou následně uvedeny v tab. 8., z které vyplývá, že obě hřídele vyhovují.



Tab. 9.: Vyhodnocení dynamické bezpečnosti

	Inventor	Ruční výpočet	Dovolené hodnoty	Vyhodnocení
Maximální průhyb vstupní hřídele $y_{max}$	2,64 $\mu m$	2,47	22,5 $\mu m$	VYHOVUJE
Maximální průhyb výstupní hřídele $y_{max}$	0,12 $\mu m$	0,021	23 $\mu m$	VYHOVUJE
Úhel sklonu průhybové čáry v ložisku A $\varphi_{LA}$	0,27'	0,22'	(1 ÷ 2)	VYHOVUJE
Úhel sklonu průhybové čáry v ložisku B $\varphi_{LB}$	0,26'	0,15'	(1 ÷ 2)	VYHOVUJE
Úhel sklonu průhybové čáry v ložisku C $\varphi_{LC}$	0,00176'	0,0054'	(1 ÷ 2)	VYHOVUJE
Úhel sklonu průhybové čáry v ložisku D $\varphi_{LD}$	0,00226'	0,001'	(1 ÷ 2)	VYHOVUJE
Úhel sklonu průhybové čáry vstupní hřídele pod kolem $\varphi_K$	0,018'	0,0007'	(3 ÷ 7)'	VYHOVUJE
Úhel sklonu průhybové čáry výstupní hřídele pod kolem $\varphi_K$	0,000507'	0,0001'	(3 ÷ 7)'	VYHOVUJE

## 10 Hladina hluku převodovky

- Požadovaná hladina hluku do 90dB.

**Součinitel záběru  $\varepsilon_\beta$**

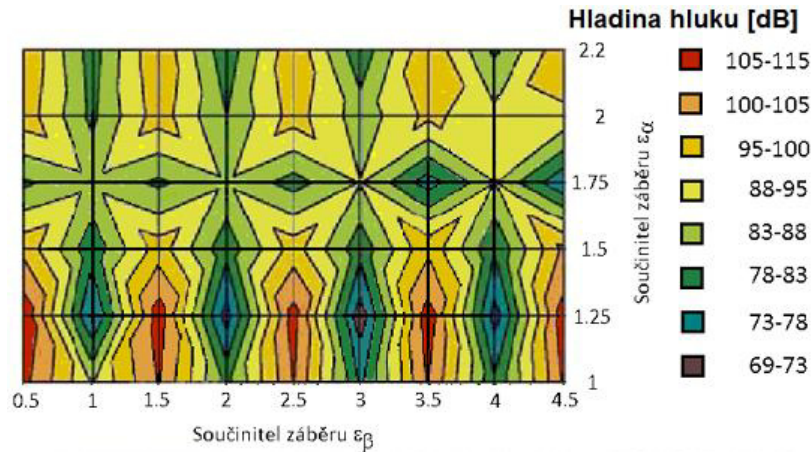
$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \times \sin \beta_w}{\pi \times m} = \frac{40 \times \sin 9,39^\circ}{\pi \times 4} = 0,52 \quad (93)$$

**Součinitel záběru  $\varepsilon_\alpha$**

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_a}{p_b} = \frac{20,23}{11,97} = 1,69 \quad (94)$$

$$\begin{aligned} g_a &= \frac{1}{2} \left[ \sqrt{d_{a1}^2 + d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 + d_{b2}^2} \right] - a_w \times \sin \alpha_{tw12} = & (95) \\ &= \frac{1}{2} \left[ \sqrt{84,65^2 - 72,39^2} + \sqrt{491,34^2 - 453,37^2} \right] - 279,99 \times \sin 20,14^\circ = \\ &= 20,23 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$p_b = \frac{\pi \times m_n}{\cos\beta} \times \cos\alpha_t = \frac{\pi \times 4}{\cos 10^\circ} \times \cos 20,28^\circ = 11,97 \text{ mm} \quad (96)$$

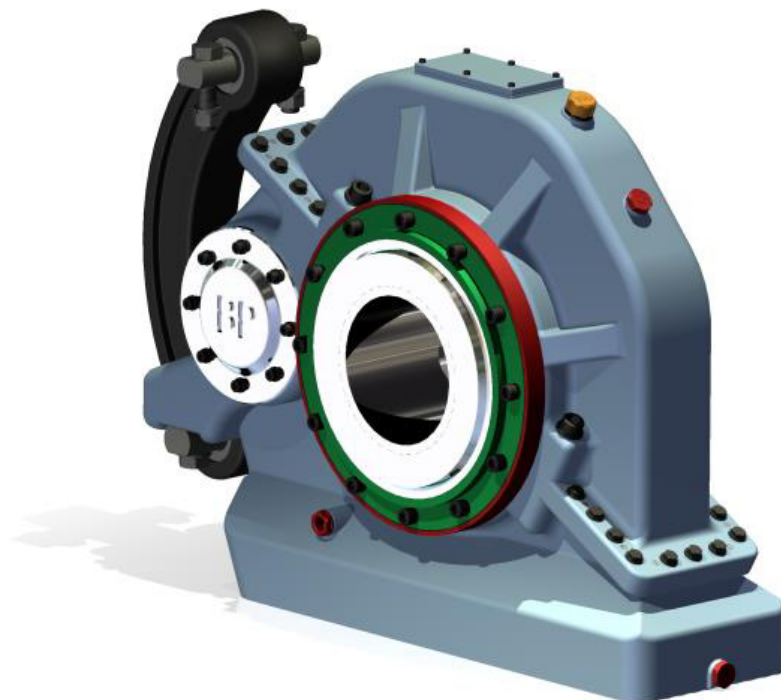


Obr. 34.: Hladina hluku

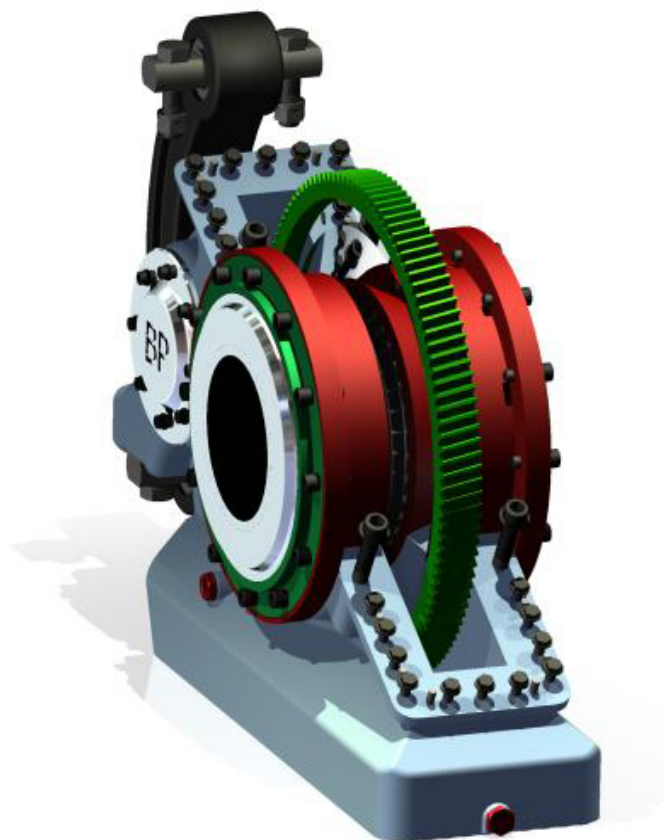
- Výsledná hladina hluku 88-95 dB dle obr. 34.

## 11 Designové řešení převodovky

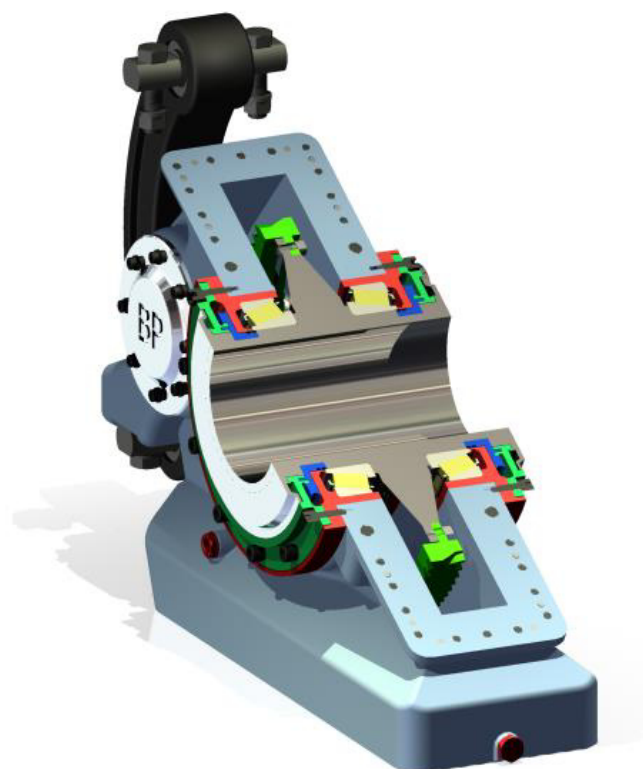
Návrh proveden v programu Autodesk Inventor 2012.



Obr. 35.: Celková sestava převodovky



Obr. 36.: Pohled do převodovky



Obr. 37.: Řez dělicí rovinou

## 12 Závěr

V této práci jsem navrhl jednostupňovou převodovku pro vozy metra M1. Hlavním cílem bylo splnit prostorové uspořádání převodovky dle zadaných rozměrových parametrů a dodržet hlukovou hranici 92dB. Oba tyto požadavky byly dodrženy. Výsledná hlučnost převodovky se pohybuje od 88-95 dB i proto je při chodu tišší, což je jistě vhodné pro cestující. Při opotřebení kola na nejmenší možný průměr (tedy 770 mm) vznikne vzdálenost mezi hranou kola a spodkem skříně 77 mm (tento rozměr je zakótovaný v příloze č. [I]). Pohon s elektromotorem o výkonu 190 kW umožňuje jízdu rychlostí 80 km/h.

Jak tedy vyplývá z výše uvedených závěrů, navrhl jsem jednostupňovou převodovku, která bude tichá a spolehlivá, a která splňuje minimální prostorové uspořádání, což bylo cílem této práce.

## 13 Seznam použité literatury

- [1] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, 169 s. ISBN 80-01-03205-1.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, xiv, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [3] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1999, 174 s. ISBN 80-01-01934-9.
- [4] POSPÍCHAL, Jaroslav. *Technické kreslení*. 4., přeprac. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2014, 94 s. ISBN 978-80-01-05595-3.
- [5] Transportation. *WIKOW* [online]. Copyright © 2015 Wikov holding [cit. 2015-05-09]. Dostupné z: [http://www.wikov.cz/pages\\_data/transportation\\_cz.pdf](http://www.wikov.cz/pages_data/transportation_cz.pdf)
- [6] CZ\_RAIL. *WIKOW* [online]. Copyright © 2015 Wikov holding [cit. 2015-06-09]. Dostupné z: [http://www.wikov.cz/pages\\_data/cz\\_rail\\_cz.pdf](http://www.wikov.cz/pages_data/cz_rail_cz.pdf)
- [7] Souprava M1. METROWEB [online]. 2005, 11.4.2005 [cit. 2015-06-09]. Dostupné z: <http://www.metroweb.cz/metro/M1/M1.htm>

- [8] Wikov\_EN\_rail\_catalogue: Katalog od dodavatele. WIKOV [online]. Copyright © 2015 Wikov holding [cit. 2015-06-10]. Dostupné z: <http://www.wikov.cz/>
- [9] PŘEVODOVKY PRO JEDNOTKY METRA. WIKOV [online]. © 2015 Wikov Industry a.s [cit. 2015-06-05]. Dostupné z: <http://www.wikov.cz/cs/mechanicke-prevodovky/produkty/prevodovka-pro-jednotky-metra-10408>
- [10] KUŽELÍKOVÁ\_LOŽISKA. EXVALOS [online]. 2015 [cit. 2015-04-08]. Dostupné z: [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_05\\_Kuzelikov\\_a%20loziska.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_05_Kuzelikov_a%20loziska.pdf)
- [11] PRUŽNOST A PEVNOST I: Podklady pro přednášky. Stránky podpory výuky pružnosti a pevnosti na FS ČVUT v Praze: str. 133-135 [online]. 2015 [cit. 2015-06-10]. Dostupné z: [http://pruznost.unas.cz/PP\\_I\\_14\\_15\\_96.pdf](http://pruznost.unas.cz/PP_I_14_15_96.pdf)
- [12] ČSN 01 4686. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol část 1-5*. Praha: Český normalizační institut, 1988.

## 14 Seznam obrázků

Obr. 1.: Jednostupňová hypoidní kuželová převodovka.....	7
Obr. 2.: Dvoustupňová kuželočelní nápravová převodovka.....	8
Obr. 3.: Dvoustupňová kuželočelní nápravová převodovka II.....	8
Obr. 4.: Nápravová převodovka s plnou hřídelí I. ....	9
Obr. 5.: Nápravová převodovka s plnou hřídelí II.....	9
Obr. 6.: Nápravová převodovka s dutou hřídelí.....	10
Obr. 7.: Čelní nápravová převodovka s plnou hřídelí I.....	10
Obr. 8.: Čelní nápravová převodovka s plnou hřídelí II.....	10
Obr. 9.: Kuželočelní převodovka pro podvozek s průběžnou nápravou.....	11
Obr. 10.: Kuželočelní převodovka pro podvozek s nezávisle otočnými koly.....	12
Obr. 11.: Dvoustupňová nápravová převodovka s dutým hřídelem.....	13
Obr. 12.: Jednostupňová čelní převodovka s dutým hřídelem.....	14
Obr. 13.: Čelní dvoustupňová převodovka.....	15
Obr. 14.: Čelní dvoustupňová nápravová převodovka I.....	16
obr. 15.: Čelní dvoustupňová nápravová převodovka II.....	16
Obr. 16.: Čelní jednostupňová převodovka.....	17
Obr. 17.: Nápravová převodovka s dutým hřídelem I.....	17

Obr. 18.: Nápravová převodovka s dutým hřídelem II.....	18
Obr. 19.: Koncepční návrh.....	26
Obr. 20.: Účinky tečných, radiálních a axiálních sil.....	30
Obr. 21.: Schéma silových poměrů v rovině (xz).....	32
Obr. 22.: Schéma silových poměrů v rovině (yz).....	32
Obr. 23.: Schéma silových poměrů v rovině (xz).....	34
Obr. 24.: Schéma silových poměrů v rovině (yz).....	34
Obr. 25.: Uložení ložisek.....	36
Obr. 26.: Vstupní hřídel (označení vrubů).....	42
Obr. 27.: Výstupní hřídel (označení vrubů).....	47
Obr. 28.: Průběh ohybového momentu.....	54
Obr. 29.: Průběh průhybu.....	54
Obr. 30.: Průběh sklonu průhybové čáry.....	55
Obr. 31.: Průběh ohybového momentu.....	55
Obr. 32.: Průběh průhybu.....	56
Obr. 33.: Průběh sklonu průhybové čáry.....	56
Obr. 34.: Hladina hluku.....	58
Obr. 35.: Celková sestava převodovky.....	58
Obr. 36.: Pohled do převodovky.....	59
Obr. 37.: Řez dělicí rovinou.....	59

## 15 Seznam tabulek

Tab. 1.: Přehled převodovek podle typů kolejových vozidel.....	6
Tab. 2.: Normalizované moduly.....	23
Tab. 3.: Normalizované osové vzdálenosti.....	25
Tab. 4.: Hlavní rozměry kol.....	29
Tab. 5.: Kontrolní hodnoty viz příloha Excel.....	29
Tab. 6.: Charakteristika oceli 18CrNiMo 7-645.....	43
Tab. 7.: Charakteristika oceli 14 220.....	47
Tab. 8.: Dovolené hodnoty ohybové tuhosti.....	53
Tab. 9.: Vyhodnocení dynamické bezpečnosti.....	57

## 16 Seznam příloh

- [I] Výkres sestavy jednostupňové převodovky
- [II] Výrobní výkres ozubeného kola na výstupu
- [III] Výrobní výkres vstupního hřídele
- [IV] Elektronická forma: soubor Excel pro výpočet průhybů a natočení na vstupním hřídeli HŘÍDEL\_1.xlsx
- [V] Elektronická forma: soubor Excel pro výpočet průhybů a natočení na výstupním hřídeli HŘÍDEL\_2.xlsx
- [VI] Elektronická forma: soubor Excel pro výpočet převodovky PŘEVODOVKA.xlsx
- [VII] Elektronická forma: soubor Excel pro výpočet kontroly ozubení KONTROLA\_OZUBENÍ.xlsx
- [VIII] KUSOVNÍK\_SESTAVA