



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh pohonné jednotky pro otáčení kopule
hvězdárny**

Design of a drive unit for observatory dome

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2019

Dominik Vondráček

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vondráček** Jméno: **Dominik** Osobní číslo: **466519**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh pohonné jednotky pro otáčení kopule hvězdárny

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a Drive Unit for Observatory Dome

Pokyny pro vypracování:

V rámci závěrečné práce vypracujte formou rešerše přehled konstrukčních řešení pohonu otáčivé kopule hvězdárny. Na základě takto získaných poznatků navrhnete vlastní koncepční řešení pohonu kopule hvězdárny. Provedte potřebné návrhové a kontrolní výpočty vybraných uzlů pohonu. Vypracujte 3D model koncepčního návrhu pohonu, včetně vyřešení uzlu připojení pohonu ke konstrukci otáčivé kopule a vytvořte 2D sestavný výkres převodové skříně a 2D sestavný výkres celého pohonu.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
KUGL, O. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


Ing. Roman Uhlíř, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.03.2019** Termín odevzdání bakalářské práce: **10.06.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: **12.12.2019**


Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. František Šopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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


24.4. 2019

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci s názvem: „*Návrh pohonné jednotky pro otáčení kopule hvězdárny*“ vypracoval pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph.D. samostatně a uvedl jsem všechny použité prameny a literaturu.

V Praze

Dominik Vondráček

.....

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Romanu Uhlířovi, Ph.D. za poskytnutí cenných rad a připomínek, které mi při vypracování mé bakalářské práce velmi pomohly.

Anotační list

Jméno autora	Dominik Vondráček	
Název BP	Návrh pohonné jednotky pro otáčení kopule hvězdárny	
Název BP anglicky	Design of a drive unit for observatory dome	
Rok	2019	
Studijní program	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství	
Obor studia	2301R00 Studijní program je bezoborový	
Ústav	Ú12113 – Ústav konstruování a částí strojů	
Vedoucí BP	Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.	
Bibliografické údaje	Počet stran	74
	Počet obrázků	40
	Počet tabulek	16
	Počet příloh	2
Klíčová slova	Pohonná jednotka, šneková převodovka, hvězdárna, kopule hvězdárny	
Keywords	Drive unit, worm gearbox, observatory, observatory dome	
Anotace	<p>Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pohonné jednotky, sloužící k otáčení kopule hvězdárny. Na základě rešerše je zvoleno optimální konstrukční řešení. Pro toto řešení jsou provedeny návrhové a kontrolní výpočty. Součástí bakalářské práce je sestavný výkres šnekové převodovky a sestavný výkres celé pohonné jednotky.</p>	
Abstrakt	<p>This bachelors thesis describe a desing of drive unit for observatory dome. Based on research is chosen the optimal structural solution. For this solution are made design and control calculations. Parth of this bachelors thesis are assembly drawings worm gearbox and drive unit.</p>	

Obsah

Prohlášení.....	3
Poděkování.....	4
Anotační list.....	5
1 Úvod	1
2 Přehled možných konstrukčních řešení	2
2.1 Rozdělení podle způsobu přenosu kroutícího momentu	2
2.1.1 Přenos kroutícího momentu pomocí třecího styku	2
2.1.2 Přenos kroutícího momentu pomocí tvarového styku	3
2.2 Rozdělení podle umístění pohonné jednotky.....	5
2.2.1 Stacionární pohon	5
2.2.2 Nestacionární pohon	5
3 Návrhové výpočty.....	6
3.1 Určení potřebného hnacího momentu.....	7
3.2 Požadované parametry šnekové převodovky.....	10
3.3 Návrh elektromotoru	10
3.3.1 Varianty elektromotorů	10
3.3.2 Volba počtu zubů šneku a šnekového kola	11
3.3.3 Výpočet výkonu elektromotoru	11
3.3.4 Volba elektromotoru	12
3.4 Volba materiálu šneku a šnekového kola	13
3.5 Předběžný výpočet průměru šnekového kola	14
3.6 Modul ozubení a skutečné rozměry šneku a šnekového kola.....	15
3.6.1 Volba modulu	15
3.6.2 Roztečný průměr a základní rozměry šneku	16
3.6.3 Výpočet roztečného průměru šnekového kola	16
3.6.4 Výpočet osové vzdálenosti.....	17
3.7 Výpočet kluzné rychlosti šneku.....	17
3.8 Výpočet účinností	18
3.9 Konečný přepočtení parametrů šnekové převodovky.....	18
3.10 Návrh hřídelů	19
4 Silové poměry na šnekovém soukolí.....	20
4.1 Síly v ozubení	20

4.2	Síly na řetězovém kole	21
4.3	Reakční síly	21
4.3.1	Vstupní hřídel	21
4.3.2	Výstupní hřídel	23
4.4	Průběhy kroutícího a ohybového momentu.....	25
4.4.1	Vstupní hřídel	25
4.4.2	Výstupní hřídel	27
5	Kontrolní výpočty	29
5.1	Kontrola ozubení.....	29
5.1.1	Kontrola dotykového napětí (pitting)	29
5.1.2	Kontrola na ohyb	31
5.2	Kontrola na oteplení	33
5.3	Statická kontrola hřídelů.....	35
5.3.1	Vstupní hřídel	35
5.3.2	Výstupní hřídel	38
5.4	Dynamická kontrola hřídelů.....	41
5.4.1	Vstupní hřídel	41
5.4.2	Výstupní hřídel	44
5.5	Deformační kontrola hřídelů	48
5.5.1	Torzní tuhost hřídelů	48
5.5.2	Ohybová tuhost hřídelů	50
5.6	Kontrola ložisek.....	52
5.6.1	Vstupní hřídel	52
5.6.2	Výstupní hřídel	54
5.7	Kontrola těsných per.....	56
5.8	Kontrola lícovaných šroubů	58
	Závěr.....	59
	Seznam použitých zkratk a symbolů	60
	Seznam obrázků	63
	Seznam tabulek	65
	Seznam příloh.....	66
	Použitá literatura.....	67

1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je návrh pohonné jednotky pro otáčení kopule hvězdárny. Pro vypracování jsem neměl zadané žádné vstupní parametry kopule, takže jsem při návrhu pohonu měl značnou volnost.

Literatury zabývající se touto problematikou není úplně mnoho. Takže jako můj hlavní zdroj informací převážně složily různé internetové diskuze a blogy hobby astronomů, kteří si postavili svojí vlastní hvězdárnu doma na zahradě. Tyto informace mi dobře posloužily pro prvotní pochopení toho, jak vůbec celý mechanismus otáčení kopule funguje. Nicméně pro další inspiraci jsem ještě navštívil Štefanikovu hvězdárnu na Petříně a astronomický ústav AV ČR v Ondřejově.

Za nejlepší inspiraci považuji právě dvě historické kopule v astronomickém ústavu v Ondřejově. V historických kopulích je totiž krásně vidět celá konstrukce mechanismu otáčení kopule. Jsou to sice mechanismy ze začátku 20. století, nicméně jsou pořád funkční a nemyslím si, že by se základní koncepce těchto pohonů od těch dob nějak výrazně změnila. V Ondřejově se také nachází největší kopule v ČR s úctyhodným průměrem 21 metrů, nicméně celý mechanismus otáčení je zakrytý a není z něj nic vidět.

Součástí bakalářské práce je také 3D model, který jsem vytvořil v programu Autodesk Inventor 2017. Při tvorbě 3D modelu jsem se snažil vytvořit celý model kopule hvězdárny, nicméně některé jeho části a to především samotná střecha kopule a mechanismus otváření kopule pro dalekohled detailně rozpracovány. Při vytváření modelu jsem hlavně kladl důraz na model samotné převodovky a připojení pohonné jednotky ke konstrukci otáčivé kopule.

2 Přehled možných konstrukčních řešení

Průměry kopulí hvězdáren se pohybují v širokém rozpětí od jednoho metru až po několik desítek metrů u těch největších, tudíž i jejich pohony lze řešit několika možnými způsoby. V následujících odstavcích se pokusím shrnout dnes běžně používané varianty, kterými je možné realizovat otáčení kopulí hvězdáren.

2.1 Rozdělení podle způsobu přenosu kroutícího momentu

Přenos kroutícího momentu z pohonné jednotky na kopuli lze uskutečnit pomocí dvou základních principů:

- Pomocí třecího styku
- Pomocí tvarového styku

2.1.1 Přenos kroutícího momentu pomocí třecího styku

Přenos kroutícího momentu pomocí třecího převodu je vhodný spíše pro menší a lehčí kopule. Výhodou třecího převodu je jeho schopnost dobře tlumit rázy dále pak jeho jednoduchost a tichý chod. Naopak jeho nevýhodou je horší přesnost napolohování kopule do požadované pozice, což je důsledkem vzniku prokluzu a také kolísáním převodového poměru. Jak je vidět na Obr. 1 tento problém se dá částečně eliminovat použitím snímače polohy. Další nevýhodou je nutnost velké přitlačné síly, která namáhá ložiska. [6, str. 916]



Obr. 1.: Řešení pohonu pomocí třecího převodu [1]

2.1.2 Přenos kroutícího momentu pomocí tvarového styku

Přenos kroutícího momentu pomocí tvarového styku je nejpoužívanějším řešením a lze jej najít ve většině hvězdáren. Na rozdíl od třecího převodu se používá u velkých kopulí. Lze jej realizovat několika způsoby:

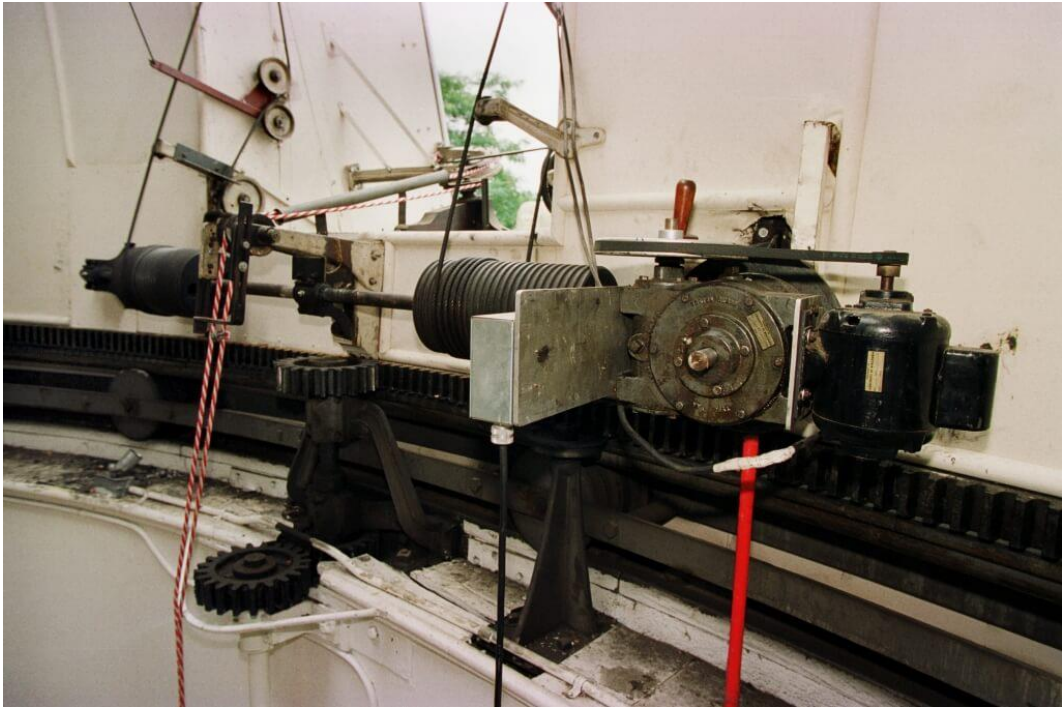
- S využitím ozubení
- S využitím řetězového převodu



Obr. 2.: Hvězdárna Ondřejov historická západní kopule [2]

Na Obr. 2 je mechanismus sloužící k otáčení historické západní kopule ve hvězdárně v Ondřejově z roku 1911, který je pořád funkční. Přenos kroutícího momentu z pohonné jednotky na kopuli je řešen pomocí řetězového převodu. Ve srovnání s variantou, ve které jsou použita ozubená kola vychází řetězový převod jako ekonomicky výhodnější.

Na Obr. 3 je pohon kopule hvězdárny řešen pomocí ozubení. Pohon funguje v podstatě úplně stejně jako pohon využívající řetězovým převod. Ovšem oproti variantě s řetězovým převodem je tato varianta výrazně náročnější na výrobu a tím pádem je i dražší. Největší problém je s výrobou ozubeného věnce s vnitřním ozubením, který musí mít velký průměr. Věnce se proto nejčastěji vyrábějí jako dělené a skládají se až na místě.



Obr. 3.: Pohon kopule pomocí ozubených kol [3]

Na Obr. 4 je pohon kopule řešen pomocí systému Explara-Dome Rotation, který se hodí pro malé hobby hvězdárny, které mají většinou kopuli vyrobenou z plastu. A proto pro pohon stačí malý 12V DC motorek, který je přímo spojený s převodovkou.



Obr. 4.: Příklad použití Explara-Dome Rotation Kit [4]

2.2 Rozdělení podle umístění pohonné jednotky

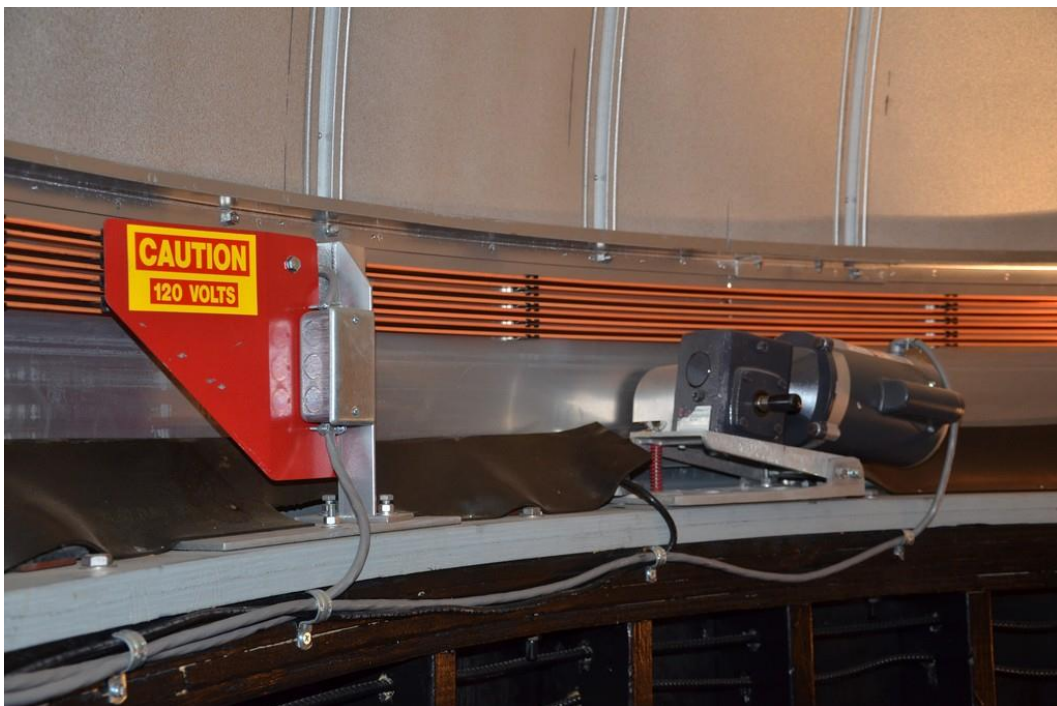
Další možností, jak můžeme rozdělit pohony kopulí hvězdáren je podle toho, kde je umístěna pohonná jednotka. Máme v zásadě dvě možnosti.

2.2.1 Stacionární pohon

Varianta se stacionárním pohonem je běžná pro malé až středně velké kopule. Princip je velmi jednoduchý. Motor se připevní k nepohyblivé části hvězdárny a přenos kroutícího momentu se realizuje nějakým výše zmíněným způsobem.

2.2.2 Nestacionární pohon

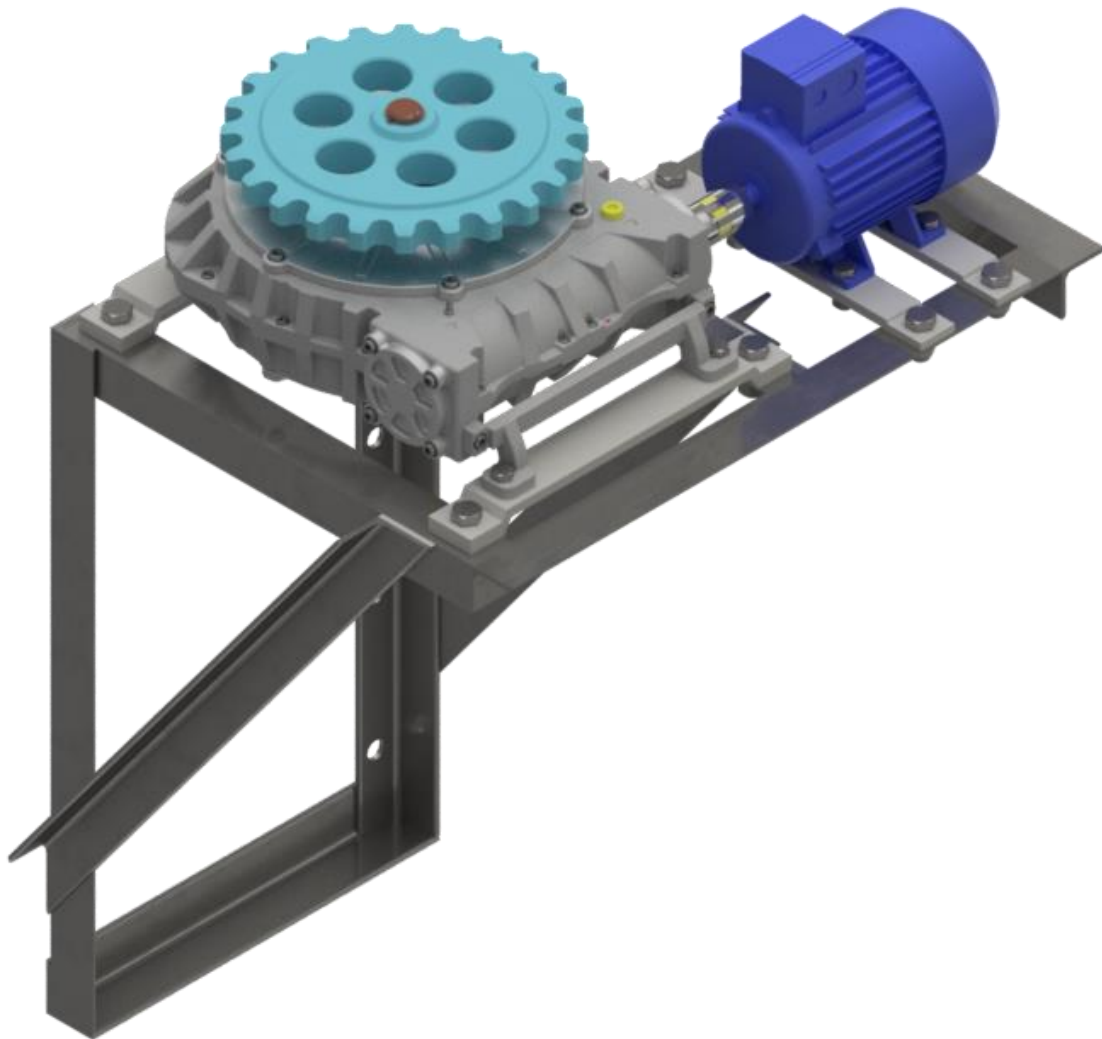
Varianta s nestacionárním pohonem je vhodná pro největší kopule. Pohon je připevněn ke kopuli, se kterou se i otáčí. Přenos kroutícího momentu se jako u varianty se stacionárním pohonem řeší nějakým výše zmíněným způsobem. Přívod elektrického proudu do motoru se řeší pomocí troleje jak je vidět na Obr. 5. Právě kvůli troleji je tato varianta vhodná pro větší kopule. U menších kopulí by hrozilo riziko, že by se o troleje někdo mohl zranit elektrickým proudem.



Obr. 5.: Pohon řešený pomocí otáčejícího se elektromotoru [5]

3 Návrhové výpočty

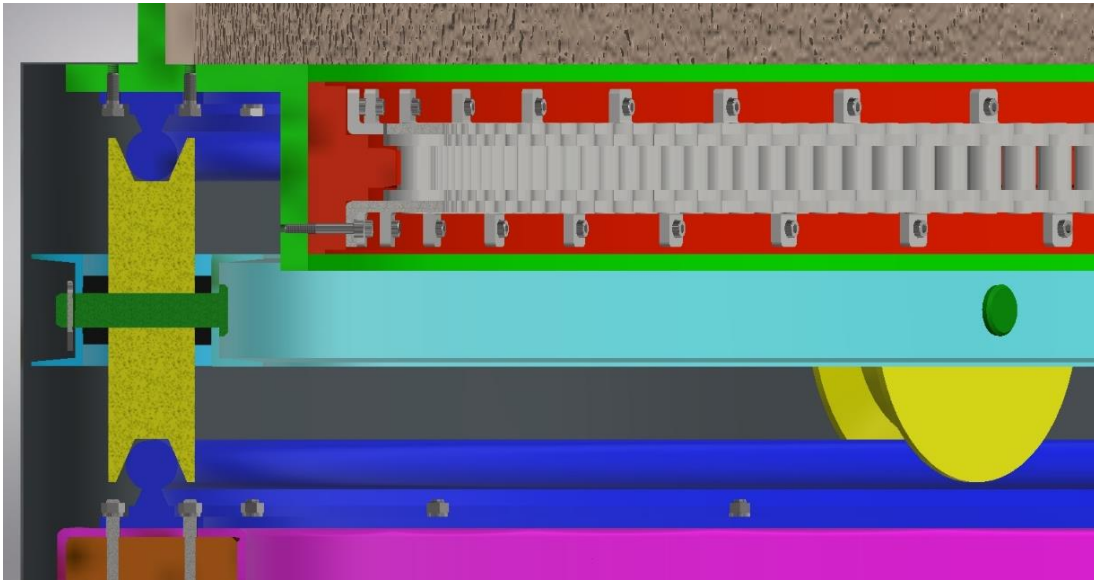
Na základě rešerše jsem pro svůj pohon zvolil variantu se stacionárním pohonem, kde přenos kroutícího momentu z převodovky na kopuli bude zajišťovat řetězový převod. Průměr kopule jsem si stanovil na pět metrů. Jako převodovku jsem zvolil jednostupňovou šnekovou převodovku, která je k elektromotoru připojena pomocí pružné spojky. Celý pohon je pak umístěný na svařovaném rámu (viz Obr. 6).



Obr. 6.: Pohonná jednotka

3.1 Určení potřebného hnacího momentu

Schéma uložení kopule je znázorněno na Obr. 7. Mezi dva U profily je na čepu umístěno kolo. Poloha kola je vymezena pomocí dvou distančních trubek. Kolo je zajištěné pomocí závlačky. Jelikož se kopule bude točit pomalu, tak není nutné uložení kol do valivých ložisek. Koleček je po obvodu kopule deset. Kolo se odvaluje po kolejnicích s kruhovým profilem.



Obr. 7.: Uložení kopule

- 1) Z 3D modelu kopule jsem si přibližně určil hmotnost kopule.

$$m_{kopule} \cong 3\,000\text{ kg} \quad (1)$$

- 2) Spočítám zatížení působící na jedno kolečko.

$$m_{kopule} \cong 3\,000\text{ kg} \rightarrow m = \frac{3\,000}{10} = 300\text{ kg} \quad (2)$$

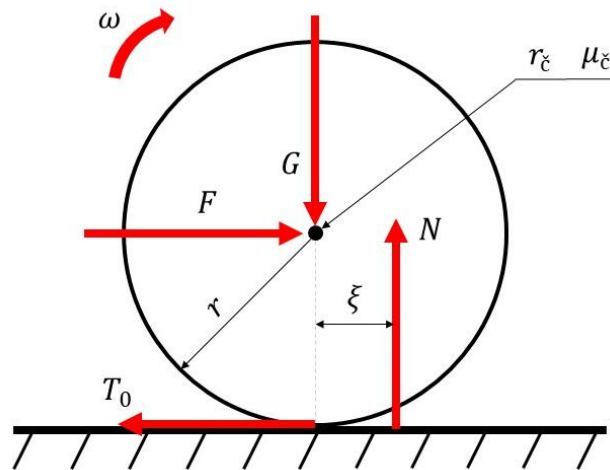
$$G = m \cdot g = 300 \cdot 9,81 = 2\,943\text{ N} \quad (3)$$

- 3) Z [6] odečtu potřebné součinitele. Použité součinitele jsou shrnuty v Tab. 1.

Tab. 1.: Součinitele pro výpočet tažné síly [6]

Rameno valivého odporu ocel-ocel	ξ [m]	0,0005
Poloměr čepu	$r_{\check{c}}$ [mm]	0,02
Součinitel čepového tření ocel-bronz	$\mu_{\check{c}}$ [1]	0,075
Poloměr kola	r_k [mm]	75

- 4) Podle Obr. 8 tažnou sílu, kterou pak následně přepočítám na hnací moment potřebný pro jedno kolečko.



Obr. 8.: Model pro výpočet hnacího momentu na kolečku

$$F = G \cdot \frac{\xi + r_c \cdot \mu_c}{r_k} = 2\,943 \cdot \frac{0,0005 + 0,01 \cdot 0,075}{0,075} = 49,05 \text{ N} \quad (4)$$

$$M_h = F \cdot r_k = 49,05 \cdot 0,075 \cong 3,68 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5)$$

- 5) Určení potřebného hnacího momentu na všech kolečkách.

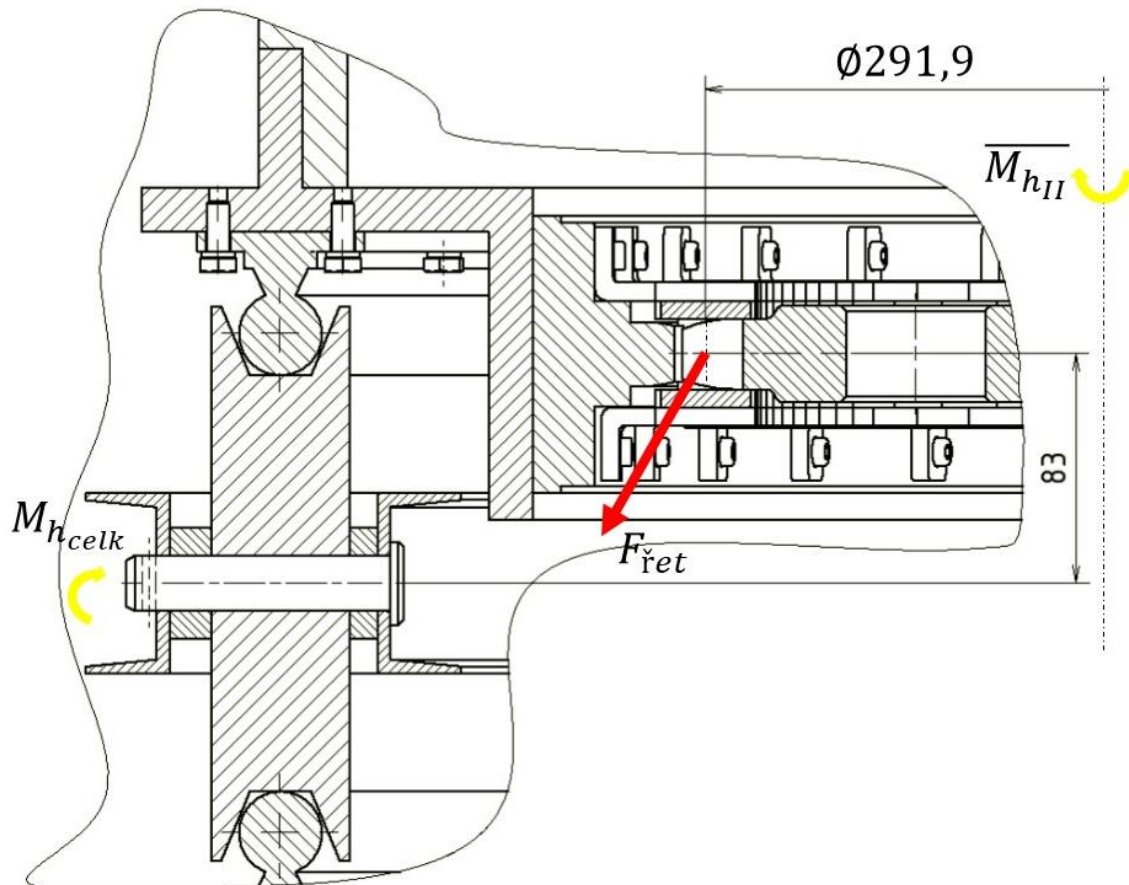
$$\overline{M_{h_{celk}}} = M_h \cdot 10 = 3,68 \cdot 10 = 36,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6)$$

Je třeba podotknout, že rovnice (4) platí pouze pro rovnou kolejnici. Hodnoty součinitelů se oproti zvoleným mohou mírně lišit. Rovněž jsem při výpočtu zanedbal tření koleček o distanční trubky. Z těchto důvodů je třeba vypočtený hnací moment brát jako orientační. Dále je třeba uvažovat, že při zapnutí motoru je potřebný hnací moment větší než moment potřebný v ustáleném stavu. Proto jsem s ohledem na výše zmíněné důvody stanovil hodnotu potřebného hnacího momentu na:

$$M_{h_{celk}} = 60 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7)$$

- 6) Pro výpočet potřebného momentu na výstupním hřídeli převodovky je však třeba ještě spočítat tečnou sílu na řetězovém kole. Na Obr. 9 je znázorněna vzájemná poloha osy koleček a řetězového kola.

$$M_{h_{celk}} = \overline{F_{řet}} \cdot 83 \cdot 10^{-3} \rightarrow \overline{F_{řet}} = \frac{M_{h_{celk}}}{83 \cdot 10^{-3}} = \frac{60}{83 \cdot 10^{-3}} \cong 722,9 \text{ N} \quad (8)$$



Obr. 9.: Model pro určení hnacího momentu na výstupním hřídeli

- 7) Jelikož už znám sílu na řetězovém kole tak podle rovnice (9) spočítám potřebný moment na výstupním hřídeli z převodovky. Průměr řetězového kola je znázorněn na Obr. 9.

$$\overline{F}_{\text{řet}} = \frac{2 \cdot \overline{M}_{kII}}{d_r} \rightarrow \overline{M}_{kII} = \frac{\overline{F}_{\text{řet}} \cdot d_r}{2} = \frac{722,9 \cdot 291,9 \cdot 10^3}{2} = 105,5 \text{ N.m} \quad (9)$$

$$\overline{M}_{kII} \geq 105,5 \text{ N.m}$$

3.2 Požadované parametry šnekové převodovky

Zvolil jsem šnekovou převodovku se smíšeným soukolím, tedy s válcovým šnekem a globoidním šnekovým kolem. Otáčky kopule jsem zvolil v rozmezí $n_k = (2 \div 2,5) \text{ min}^{-1}$. Převodový poměr řetězového převodu je $i_{\text{řet}} = 15,5$. Základní parametry šnekové převodovky jsou uvedené v Tab. 2.

$$\bar{n}_{II} = n_k \cdot i_{\text{řet}} = 2,25 \cdot 15,5 = 34,9 \text{ min}^{-1} \quad (10)$$

Tab. 2.: Požadované parametry šnekové převodovky

Moment na výstupním hřídeli	$\bar{M}_{k_{II}} = 105,5 \text{ N.m}$
Otáčky výstupního hřídele	$\bar{n}_{II} = 34,9 \text{ min}^{-1}$

3.3 Návrh elektromotoru

V následující kapitole se zabývám volbou vhodného typu elektromotoru.

3.3.1 Varianty elektromotorů

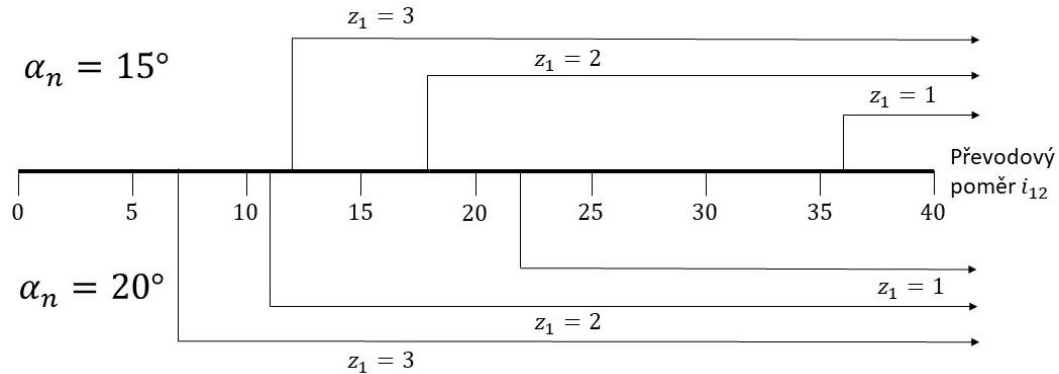
V Tab. 3 jsou uvedené různé možnosti provedení elektromotorů. U varianty s dvoupólovým motorem vychází příliš velký převodový poměr. Oproti tomu šestipólový motor by převodovým poměrem vyhovoval, jenže šestipólové motory jsou z uvedených elektromotorů nejtěžší a nejdražší. Proto jsem jako nejvhodnější variantu zvolil čtyřpólový elektromotor.

Tab. 3.: Možné provedení elektromotorů

Počet pólů elektromotoru	2	4	6
Synchronní otáčky motoru $[\text{min}^{-1}]$	3000	1500	1000
Skutečné otáčky motoru $n_I [\text{min}^{-1}]$	2750	1385	900
Otáčky výstupního hřídele $\bar{n}_{II} [\text{min}^{-1}]$	34,9		
Předběžný převodový poměr $\bar{\tau}_{12} [1]$	78,796	39,684	25,788

3.3.2 Volba počtu zubů šneku a šnekového kola

Úhel profilu jsem zvolil $\alpha_n = 20^\circ$. Pro předběžný převodový poměr $\overline{i_{12}}$ (viz Tab. 3) odečtu na Obr. 10 počet chodů šneku. Šnek tedy vychází jako jednochodý.



Obr. 10.: Počet chodů šneku v závislosti na převodovém poměru [8]

$$z_2 = \overline{i_{12}} \cdot z_1 = 39,571 \cdot 1 = 39,571 \rightarrow \text{Volím } z_2 = 40 \quad (11)$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{1} = 40 \quad (12)$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{12}} = \frac{1385}{40} = 34,6 \text{ min}^{-1} \quad (13)$$

$$n_k = \frac{n_{II}}{i_{řet}} = \frac{34,6}{15,5} = 2,23 \text{ min}^{-1} \quad (14)$$

3.3.3 Výpočet výkonu elektromotoru

Jelikož ještě neznám skutečnou účinnost šnekového soukolí, tak pro výpočet potřebného výkonu elektromotoru použiji předběžnou účinnost $\overline{\eta_{12}}$, kterou určím z Tab. 4.

Tab. 4.: Předběžné hodnoty účinností a úhlů stoupání [8]

z_1	1	2	3	4
$\overline{\eta_{12}}$ [1]	0,7 ÷ 0,75	0,75 ÷ 0,82	0,82 ÷ 0,87	0,8 ÷ 0,92
$\overline{\gamma}$ [°]	6	11	16	22

$$\overline{\eta_{12}} = 0,725 \quad (15)$$

$$P_{II} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{II} \cdot M_h}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 34,6 \cdot 100}{60} = 362,33 \text{ W} \quad (16)$$

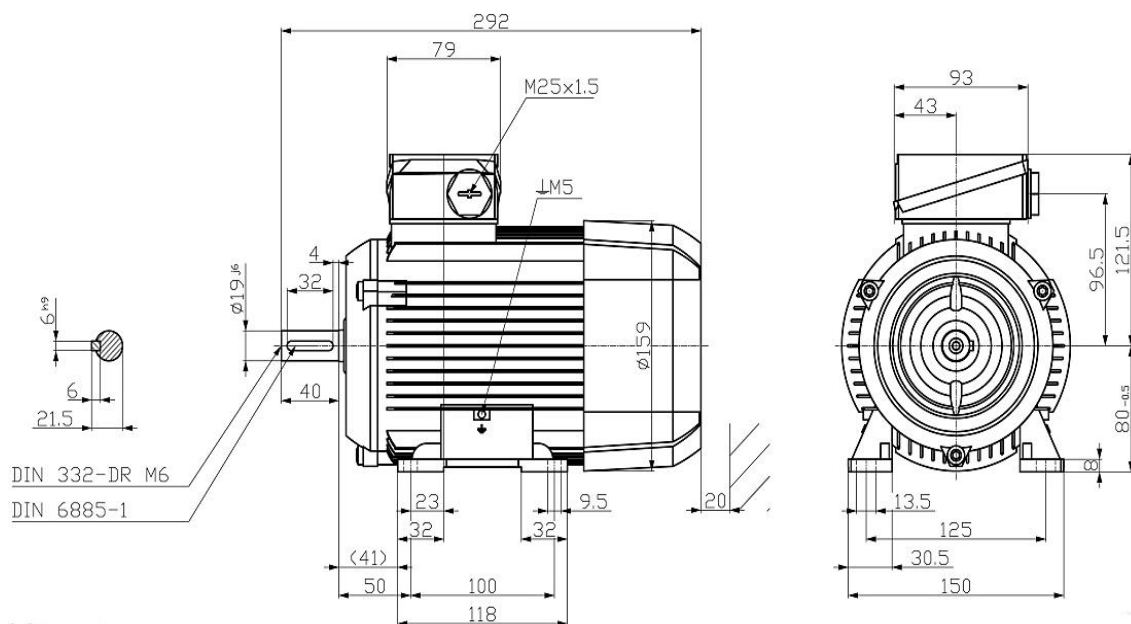
$$P_m = \frac{P_{II}}{\overline{\eta_{12}}} = \frac{362,33}{0,725} \cong 500 \text{ W} \quad (17)$$

3.3.4 Volba elektromotoru

S ohledem na zvolenou variantu a potřebný výkon jsem dle katalogu společnosti SIEMENS zvolil třífázový asynchronní elektromotor s kotvou na krátko 1LE1002 – 0,55kW v patkovém provedení. Základní parametry zvoleného elektromotoru jsou na Obr. 11. Hlavní rozměry elektromotoru jsou pak znázorněny na Obr. 12.

Provozní hodnoty při jmenovitém výkonu															Hliníková řada 1LE1002		m_{MB3}	J	Momentová třída				
P_N	P_N	Velikost	η_N	M_N	IE třída	η_N	η_N	η_N	$\cos \varphi_N$	I_N	M_A / M_N	I_A / I_N	M_A / M_N	L_{pBA}	L_{WA}	Provedení IE1 podle IEC 60034-30-1				Objednací číslo	kg	kgm ²	KL
50 Hz/ P50	60 Hz/ P60 ¹⁾		50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	400 V													
			4/4			3/4			2/4			4/4											
kW			min ⁻¹			Nm			%			%			%			A			dB(A)		
<ul style="list-style-type: none"> Chlazení: vlastní chlazení (IC 411), resp. se zkráceným označením F90 cizí chlazení bez vnějšího ventilátoru a krytu ventilátoru (IC 418) Účinnost: standardní účinnost IE1 (Standard Efficiency), servisní faktor (SF) 1,15 Izolační systém: tepelná třída 155 (F), využití na tepelnou třídu 130 (B), ochrana krytem IP55 																							
4-pólové: 1500 min ⁻¹ při 50 Hz, 1800 min ⁻¹ při 60 Hz ¹⁾																							
0,55	0,63	80 M	1385	3,8	IE1	70,0	70,7	67,7	0,79	1,44	2,1	3,7	2,2	59	66	▲ 1LE1002-0DB2 ■-■■■■■	9	0,0014	16				
0,75	0,86	80 M	1385	5,2	IE1	72,1	72,0	67,0	0,76	1,85	2,1	3,6	2,3	59	66	▲ 1LE1002-0DB3 ■-■■■■■	11	0,0017	16				
1,1	1,27	90 S	1405	7,5	IE1	75,0	75,9	73,6	0,81	2,5	2,1	4,5	2,3	61	68	▲ 1LE1002-0EB0 ■-■■■■■	12	0,0024	16				
1,5	1,75	90 L	1410	10	IE1	77,2	77,8	75,1	0,80	3,35	2,4	4,7	2,6	61	68	▲ 1LE1002-0EB4 ■-■■■■■	15	0,0033	16				
2,2	2,55	100 L	1425	15	IE1	79,7	80,5	78,5	0,81	4,9	2,2	5,1	2,3	60	72	▲ 1LE1002-1AB4 ■-■■■■■	18	0,0059	16				
3	3,45	100 L	1425	20	IE1	81,5	83,0	82,3	0,85	6,3	2,4	5,4	2,6	60	72	▲ 1LE1002-1AB5 ■-■■■■■	22	0,0078	16				
4	4,55	112 M	1435	27	IE1	83,1	84,3	83,7	0,83	8,4	2,5	6,1	2,9	58	70	▲ 1LE1002-1BB2 ■-■■■■■	27	0,010	16				
5,5	6,3	132 S	1450	36	IE1	84,7	85,7	84,9	0,82	11,2	2,3	5,7	2,7	64	76	▲ 1LE1002-1CB0 ■-■■■■■	38	0,019	16				
7,5	8,6	132 M	1450	49	IE1	86,0	86,9	86,3	0,82	15,2	2,6	6,6	3,1	64	76	▲ 1LE1002-1CB2 ■-■■■■■	44	0,024	16				
11	12,6	160 M	1460	72	IE1	87,6	87,9	86,7	0,81	22,5	2,7	6,9	3,3	65	77	▲ 1LE1002-1DB2 ■-■■■■■	62	0,044	16				
15	17,3	160 L	1460	98	IE1	88,7	89,1	88,0	0,82	30,0	3,0	7,5	3,6	65	77	▲ 1LE1002-1DB4 ■-■■■■■	73	0,056	16				
18,5	21,3	180 M	1468	120	IE1	89,3	90,2	90,2	0,85	35	2,2	7,3	3,1	63	76	▲ 1LE1002-1EB2 ■-■■■■■	131	0,13	16				
22	25,3	180 L	1465	143	IE1	89,9	90,8	90,7	0,83	42,5	2,7	8	3,6	63	76	▲ 1LE1002-1EB4 ■-■■■■■	132	0,13	16				
30	34,5	200 L	1472	195	IE1	90,7	91,5	91,4	0,83	58	2,3	6,9	3,1	64	78	▲ 1LE1002-2AB5 ■-■■■■■	169	0,2	16				

Obr. 11.: Základní parametry elektromotoru [7]



Obr. 12.: Konstrukční uspořádání elektromotoru [7]

3.4 Volba materiálu šneku a šnekového kola

Šneková soukolí mají obecně nižší účinnost než čelní nebo kuželová soukolí. Účinnosti se pohybují v rozmezí (0,65 ÷ 0,95). Při volbě vhodných materiálů je tedy hlavně třeba brát zřetel na to, aby pro danou dvojici materiálů docházelo k co možná nejmenšímu zadírání. Z tohoto důvodu se nejčastěji jako materiál šneků volí ocel určená k tepelnému zpracování a pro šneková kola se používá bronz nebo mosaz.

Šnek může být vyrobený přímo na hřídeli, nebo se na hřídel nasadí. Šneková kola se nejčastěji vyrábějí jako dělená, a to hlavně kvůli snížení hmotnosti a úspoře nákladů za materiál. Používá se ocelový nebo litinový náboj, na který se vhodným způsobem upevní bronzový věnec. Při volbě materiálů jsem vycházel hlavně z [8, str. 92] a [9, str. 601.].

Materiál šneku jsem zvolil středně legovanou ocel 17CrNi6 – 6 (dle ČSN 16 220) určenou k cementování. Materiál šnekového kola jsem zvolil cínový bronz Cu Sn5 Zn5 Pb5 (dle ČSN 42 3135). Šnek je vyrobený přímo na hřídeli metodou zápustkového kování. Šnekové kolo je odlité do písku. Dále jsem zvolil šnekové kolo dělené, které se k ocelovému věnci připevní pomocí lícovaných šroubů.

Tab. 5.: Přehled používaných materiálů pro šneková soukolí [9]

Kluzná rychlost v_k [m.s ⁻¹]	Šnekové kolo								Šnek					
	Materiál	R_m [MPa]	$R_{p0.2}$ [MPa]	$V_{HV\ min}$	E [10 ⁵ MPa]	Z_E [MPa ^{1/2}]	$\sigma_{H\ lim}$ [MPa]	$\sigma_{F\ lim}$ [MPa]	Ocel	V_{HV}				
> 10	Cínové bronzы	Cu Sn10 P1	P	220	150	80	1,187	163	130	80	12 050	550 ÷ 720		
			K	250	150	90			180	120	12 022			
		Cu Sn12	P	240	160	80	1,039	156	170	110	14 140			
			K	260	170	85			180	120	14 331			
		Cu Sn10 Ni1P1	O	240	170	85	1,039	156	200	130	16 220			
				300	180	100			300	130	aj.			
4 ÷ 10	Cínové bronzы	Cu Sn5 Zn5 Pb5	P	150	120	60	1,01	154	100	70	12 050	470 ÷ 650		
			K	180	130	65			125	85			16 220	
		Cu Sn8 Zn6 Pb3	O	180	130	65	1,039	156	110	70	aj.			
				P	170	100			65	130	90		160	100
		< 4	Hliníkové bronzы	Cu Al9 Fe3	P	450	130	100	1,216	164	150		14 140	450 ÷ 530
					K	500	180	110			170			
Cu Al10 Fe4 Ni4	P			500	200	130	1,275	167	200	aj.				
	K			500	220	150			220					
Mosaze	Cu Zn35 Al Fe3		P	600	350	140	1,03	156	240	14 331				
			O	700	400	150			255		aj.			
Cu Zn35 Pb1	P	150	80	45	0,785	141	270	100	450 ÷ 530					
		100												
< 2	Litiny	42 2415	p	150	140 ÷ 200	0,973	149	70	12 050	aj.	350 ÷ 380			
		42 2420		200	160 ÷ 220	1,099	159	90						
		42 2425		250	180 ÷ 240	1,259	166	110						
		42 2430		300	200 ÷ 260	1,44	173	130						

P – odlito do písku

K – odlito do kokily

O – odlito odstředivě

3.5 Předběžný výpočet průměru šnekového kola

Pomocí rovnice (20) jsem spočítal předběžný průměr šnekového kola, který pak následně použiji pro výpočet modulu.

$$Z'_H = \sqrt{\frac{\sin 2 \cdot \bar{\gamma}}{\sin 2 \cdot \alpha_n}} = \sqrt{\frac{\sin 2 \cdot 6^\circ}{\sin 2 \cdot 20^\circ}} = 0,569 \text{ MPa}^{1/2} \quad (18)$$

$$\overline{M_{kII}} = M_{kI} \cdot i_{12} \cdot \overline{\eta_{12}} = 3,8 \cdot 40 \cdot 0,725 = 110,2 \text{ N.m} \quad (19)$$

$$\overline{d_2} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_M \cdot Z'_H}{\sigma_{Hdov}}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot K_H \cdot \overline{M_{kII}} \cdot i_{12}}{\overline{\psi_d}}} \geq \quad (20)$$

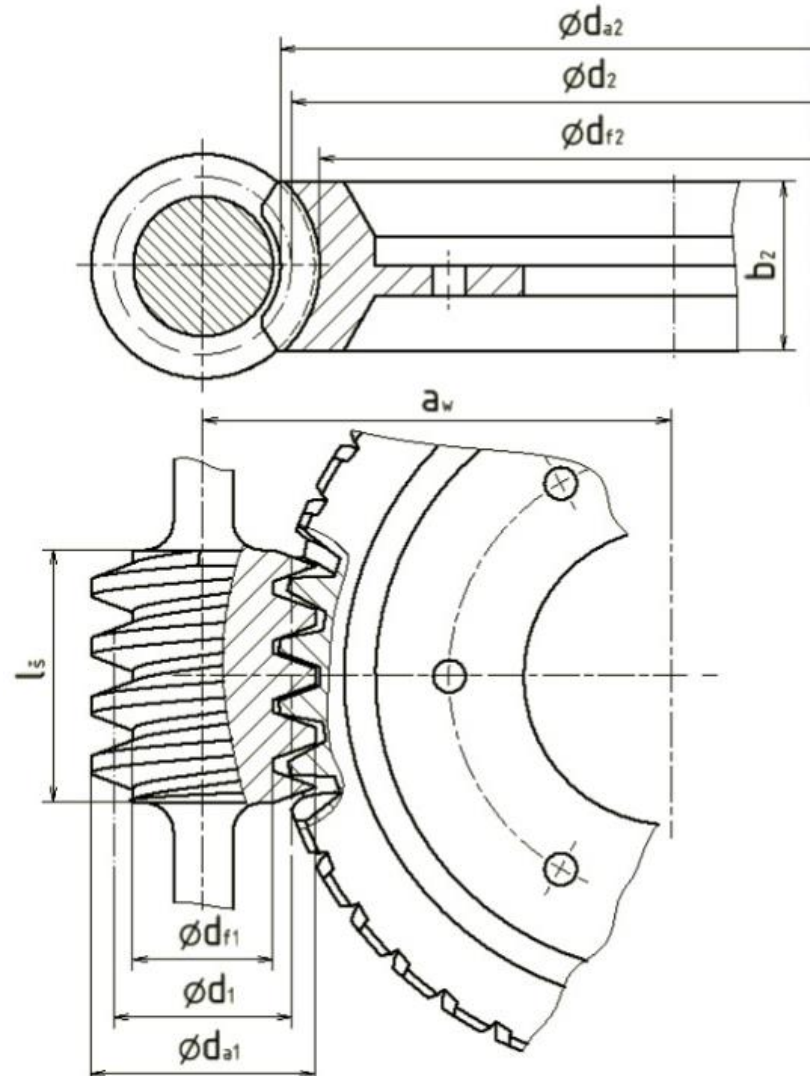
$$\overline{d_2} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{210 \cdot 0,569}{110}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot 1 \cdot 110,2 \cdot 10^3 \cdot 40}{0,9}} \geq 226,1 \text{ mm}$$

Kde

- $Z_M = 210 \text{ MPa}^{1/2}$
- $\bar{\gamma}$ je předběžný úhel stoupání $\bar{\gamma} = 6^\circ$
- K_H je předběžný součinitel zatížení volím $K_H = 1$
- $\overline{M_{kII}}$ je předběžný moment na výstupní hřídeli převodovky
- $\overline{\psi_d} = 0,9$

3.6 Modul ozubení a skutečné rozměry šneku a šnekového kola

V této kapitole se zabývám výpočtem modulu ozubení a rozměry šnekového soukolí. Rozměry šnekového soukolí jsou zobrazeny na Obr. 13.



Obr. 13.: Základní rozměry šnekového soukolí

3.6.1 Volba modulu

Nejprve spočítám předběžný modul, přičemž využiji předběžný průměr šnekového kola z kapitoly 3.5. Následně z Tab. 6 zvolím nejbližší vyšší modul.

$$\overline{m}_n = \frac{\overline{d}_2}{z_2} \cdot \cos \bar{\gamma} = \frac{226,1}{40} \cdot \cos 6^\circ = 5,62 \quad (21)$$

Tab. 6.: Řada modulů [8]

m_n	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10	12,5
-------	-----	------	-----	-----	-----	------	-----	-----	-----	-----	----	------

Volím

$$m_n = 6,3 \quad (22)$$

3.6.2 Roztečný průměr a základní rozměry šneku

Nejprve si z Tab. 7 určím součinitel průměru šneku q , pomocí kterého pak spočítám základní rozměry šneku jako průměr roztečné, hlavové a patní kružnice. Dále pak ještě s využitím součinitele q spočítám celkovou délku šneku l_{ξ} a skutečný úhel stoupání šroubovice γ .

Tab. 7.: Parametry pro volbu součinitele průměru šneku [9]

Převodové číslo i_{12}	Počet chodů šneku z_1	Počet zubů kola z_2	Součinitel průměru šneku q
8	4	32	8
10		40	10
12,5		50	12,5
16	2	32	8
20		40	10
25		50	12,5
31,5	1	32	8
40		40	10
50		50	12,5
63		63	16

$$d_1 = q \cdot m_n = 10 \cdot 6,3 = 63 \text{ mm} \quad (23)$$

$$d_{a_1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_n = 63 + 2 \cdot 1 \cdot 6,3 = 75,6 \text{ mm} \quad (24)$$

$$d_{f_1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_n = 63 - 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 6,3 = 47,25 \text{ mm} \quad (25)$$

$$l_{\xi} = (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m_n = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 6,3 = 84,4 \approx 85 \text{ mm} \quad (26)$$

$$\sin \gamma = \frac{z_1}{q} \rightarrow \gamma = \arcsin \frac{z_1}{q} = \arcsin \frac{1}{10} = 5,7392^\circ \quad (27)$$

3.6.3 Výpočet roztečného průměru šnekového kola

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} \cdot z_2 = \frac{6,3}{\cos 5,7392^\circ} \cdot 40 = 253,27 \text{ mm} \quad (28)$$

$$\psi_d = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{10}\right) = 0,9 \quad (29)$$

$$b_1 = \psi_d \cdot d_1 = 0,9 \cdot 63 = 56,7 \text{ mm} \quad (30)$$

3.6.4 Výpočet osové vzdálenosti

Nejprve si z rovnice (31) spočítám osovou vzdálenost. S ohledem na výrobu je třeba osovou vzdálenost korigovat, a to pokud možno tak aby osová vzdálenost byla celé číslo. Šnek se vyrábí vždy bez korekce. Koriguje se pouze šnekové kolo. Hodnotu radiálního posunutí x jsem vypočetl z rovnice (32). A následně jsem dopočítal korigované rozměry soukolí, které jsou uvedeny v Tab. 8.

$$a_{12} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{63 + 253,27}{2} = 158,135 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } a_w = 158 \text{ mm} \quad (31)$$

$$x = \frac{a_w}{m_n} - \frac{q}{2} - \frac{z_2}{2 \cdot \cos \gamma} = \frac{158}{6,3} - \frac{10}{2} - \frac{40}{2 \cdot \cos 5,7392^\circ} = -0,0214 \text{ mm} \quad (32)$$

$$d_{w_2} = d_2 = 253,27 \text{ mm} \quad (33)$$

$$d_{w_1} = d_1 + 2 \cdot x \cdot m_n = 63 + 2 \cdot (-0,0214) \cdot 6,3 = 62,73 \text{ mm} \quad (34)$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x) \cdot m_n = 253,27 + 2 \cdot (1 - 0,0214) \cdot 6,3 = 265,6 \text{ mm} \quad (35)$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x) \cdot m_n = 253,27 - 2 \cdot (1 + 0,25^* - 0,0214) \cdot 6,3$$

$$d_{f_2} = 237,25 \text{ mm} \quad (36)$$

Tab. 8.: Korigované parametry soukolí

Průměr kružnice šnekového kola [mm]	253,27
Průměr šroubového válce šneku [mm]	62,73
Průměr hlavové kružnice šnekového kola [mm]	256,6
Průměr patní kružnice šnekového kola [mm]	237,25

3.7 Výpočet kluzné rychlosti šneku

$$\text{tg } \gamma_w = \frac{d_1}{d_{w_1}} \cdot \text{tg } \gamma \rightarrow \gamma_w = \text{atg } \frac{d_1}{d_{w_1}} \cdot \text{tg } \gamma = \text{atg } \frac{63}{62,73} \cdot \text{tg } 5,7392^\circ = 5,7637^\circ \quad (37)$$

$$v_k = \frac{\pi \cdot d_{w_1} \cdot n_I}{60 \cdot \cos \gamma_w} = \frac{\pi \cdot 62,73 \cdot 10^{-3} \cdot 1385}{60 \cdot \cos 5,7637^\circ} = 4,57 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (38)$$

3.8 Výpočet účinností

Při výpočtu účinnosti šnekového soukolí je největší problém s určením třecího úhlu φ' , který se musí určovat experimentálně. Já jsem pro výpočet třecího úhlu použil empiricky získanou rovnici (39). Při znalosti φ' je už výpočet účinnosti šnekového soukolí jen prosté dosazení do rovnice (40).

$$\tan \varphi' = 1,5 \cdot \left(0,02 + \frac{0,03}{v_k}\right) \rightarrow \varphi' = \arctan 1,5 \cdot \left(0,02 + \frac{0,03}{v_k}\right) \quad (39)$$

$$\varphi' = \arctan 1,5 \cdot \left(0,02 + \frac{0,03}{4,57}\right) = 2,2818^\circ$$

$$\eta_{12} = \frac{\tan \gamma_w}{\tan(\gamma_w + \varphi')} = \frac{\tan 5,7637^\circ}{\tan(5,7392^\circ + 2,2818^\circ)} = 0,714 \quad (40)$$

Pro vypočtení účinnosti celé převodovky je třeba znát ještě účinnosti jednotlivých ložisek. Já jsem pro svou převodovku zvolil kuželíková ložiska. Dále pak uvažuji že účinnost ložisek na vstupním hřídeli se rovná účinnosti ložisek na výstupním hřídeli. Účinnost kuželíkových ložisek uvažuji 99,5 %. Ostatní vlivy jako tření v těsnění, brodění šneku v oleji atd. jsem zanedbal.

$$\eta_{celk} = \eta_{LI} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{LII} = 0,995 \cdot 0,714 \cdot 0,995 = 0,7096 \approx 71 \% \quad (41)$$

3.9 Konečný přepoččet parametrů šnekové převodovky

Jelikož už znám celkovou účinnost, tak mohu přesně stanovit hodnoty, u nichž jsem při návrhu použil odhadnutou účinnost $\overline{\eta}_{12}$. Tyto a další hlavní parametry šnekové převodovky jsou shrnuté v Tab. 9.

Tab. 9.: Hlavní parametry šnekové převodovky

Vstupní otáčky	n_I [min^{-1}]	1385
Výstupní otáčky	n_{II} [min^{-1}]	34,6
Převodový poměr	i_{12} [1]	40
Moment na vstupním hřídeli	M_{kI} [$N \cdot m$]	3,8
Moment na výstupním hřídeli	M_{kII} [$N \cdot m$]	107,9
Výkon na výstupním hřídeli	P_{II} [W]	390
Celková účinnost převodovky	η_{celk} [%]	71

3.10 Návrh hřídelů

Hřídele v převodovce jsou namáhány ohybem a krutem. Pro předběžný návrh jsem vycházel jen z pevnostní podmínky v krutu (viz rovnice (42)). Toto zjednodušení si mohu dovolit, protože takto vypočtený průměr platí pro volný konec hřídele, na němž je ohybové napětí zanedbatelné. Vypočtený průměr \bar{d}_I a \bar{d}_{II} jsem dle ČSN 01 4990 zaokrouhlil na nejbližší vyšší hodnotu. [8]

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_d \quad (42)$$

Kde W_k se pro kruhový profil spočítá dle rovnice(43). Dovolené napětí v krutu jsem zvolil $\tau_d = 25 \text{ MPa}$.

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} [\text{mm}^3] \quad (43)$$

$$\bar{d}_I \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\pi \cdot \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3,8 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 9,18 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } d_I = 12 \text{ mm} \quad (44)$$

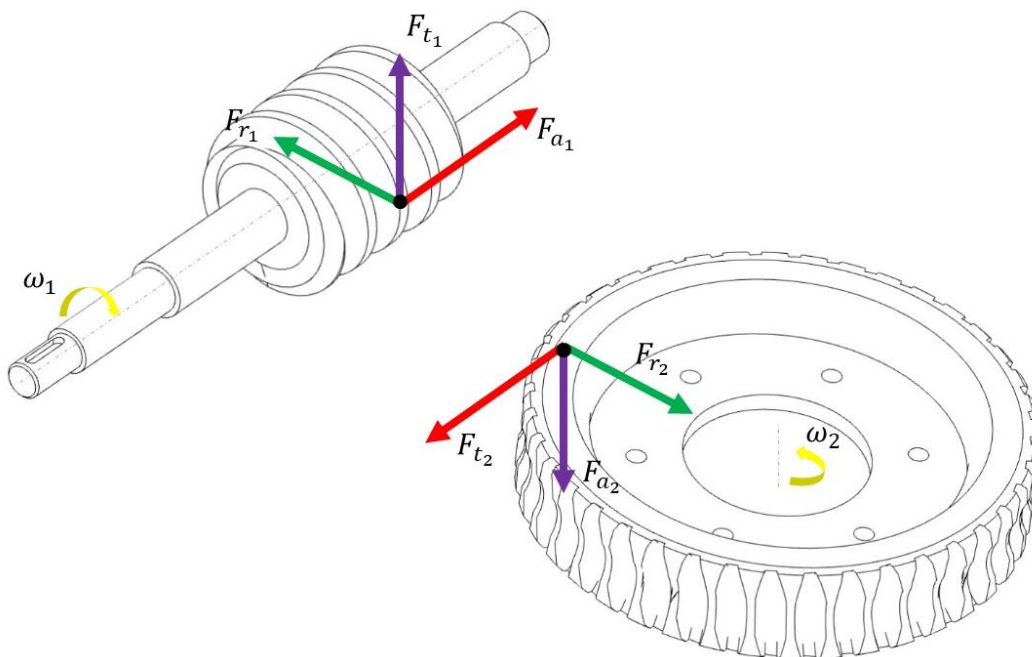
$$\bar{d}_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 107,9 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 28 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } d_{II} = 30 \text{ mm} \quad (45)$$

4 Silové poměry na šnekovém soukolí

V této kapitole se budu zabývat silovými poměry, jejíž znalost je nezbytná jak pro kontrolu ložisek, tak i samotných hřídelů.

4.1 Síly v ozubení

Síly, které v ozubení vznikají jsou znázorněny na Obr. 14. Velikosti jednotlivých složek jsem do počítal s využitím rovnic (46) až (50).



Obr. 14.: Silové poměry v ozubení

➤ Tečné síly

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 3,8 \cdot 10^3}{62,73} \cong 121 \text{ N} \quad (46)$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 107,9 \cdot 10^3}{253,27} \cong 852 \text{ N} \quad (47)$$

➤ Axiální síly

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma_w + \varphi')} = \frac{121}{\tan(5,76^\circ + 2,28^\circ)} \cong 856 \text{ N} \quad (48)$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan(\gamma_w + \varphi') = 852 \cdot \tan(5,76^\circ + 2,28^\circ) \cong 121 \text{ N} \quad (49)$$

➤ Radiální síly

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1}}{\sin \gamma_w + \cos \gamma_w \cdot \operatorname{tg} \varphi'} = \frac{121}{\sin 5,76^\circ + \cos 5,7637^\circ \cdot \operatorname{tg} 2,28^\circ} \cong 864 \text{ N} \quad (50)$$

4.2 Síly na řetězovém kole

Při určování silových poměrů na řetězovém kole jsem provedl řadu zjednodušení. Z důvodu nízkých otáček řetězového kola jsem neuvažoval odstředivou sílu. Dále jsem neuvažoval tíhu řetězu, jelikož řetěz je pevně připevněn ke konstrukci kopule. Pro výpočet jsem tedy uvažoval jen tečnou sílu, která se spočítá dle rovnice (51).

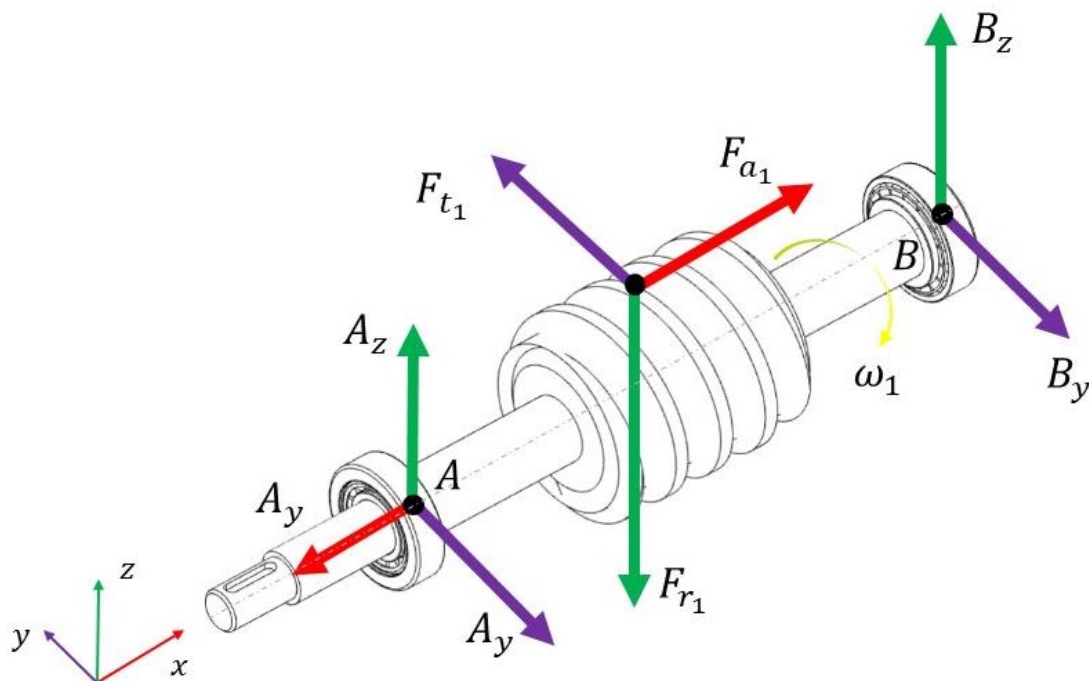
$$F_{\text{řet}} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_r} = \frac{2 \cdot 107,9 \cdot 10^3}{291,9} = 739 \text{ N} \quad (51)$$

4.3 Reakční síly

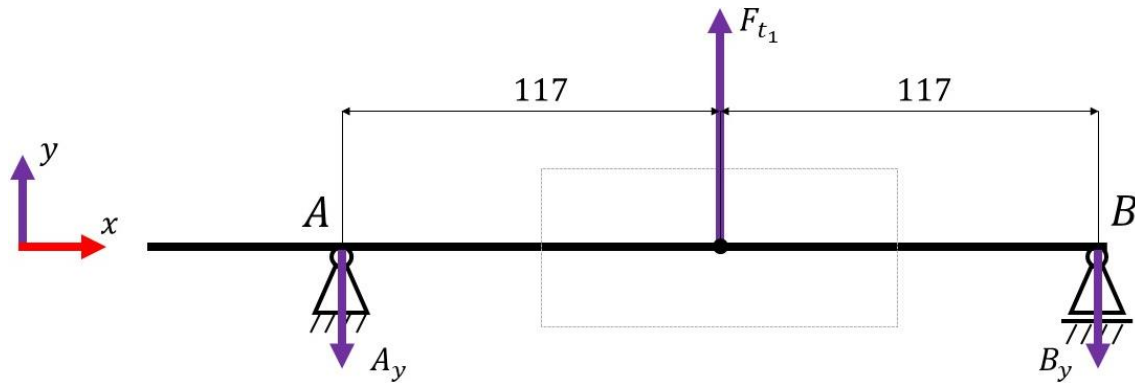
Výpočet reakčních sil jsem provedl ve dvou na sebe kolmých rovinách, tedy v rovině tečných sil a v rovině radiálních a axiálních sil. Pro výpočet reakčních sil budu zjednodušeně předpokládat, že reakce působí právě ve středech ložisek.

4.3.1 Vstupní hřídel

Síly působící na hřídeli šneku jsou znázorněny na Obr. 15.



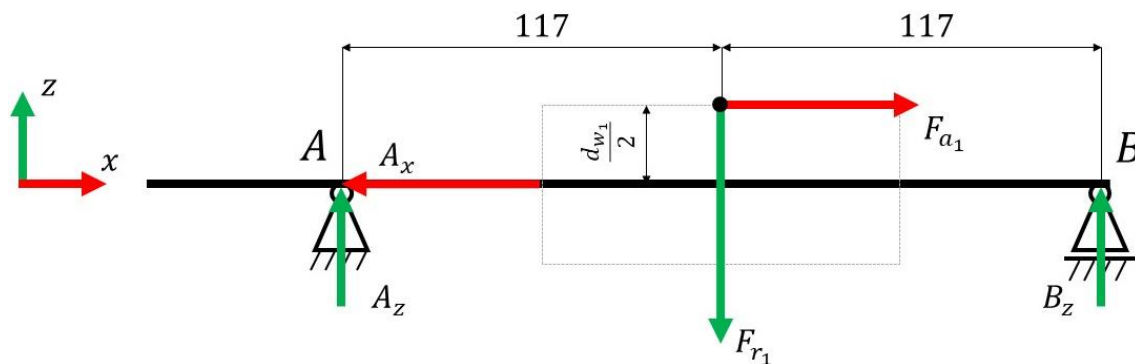
Obr. 15.: Reakční síly na vstupním hřídeli

➤ **Rovina xy**


Obr. 16.: Reakce v rovině xy

$$y : F_{t_1} - A_y - B_y \quad (52)$$

$$A_y = B_y = \frac{F_{t_1}}{2} = \frac{121}{2} = 60,5 \text{ N} \quad (53)$$

 ➤ **Rovina xz**


Obr. 17.: Reakce v rovině xz

$$x : F_{a_1} - A_x = 0 \quad (54)$$

$$A_x = F_{a_1} = 856 \text{ N} \quad (55)$$

$$M_A : B_z \cdot 234 - F_{r_1} \cdot 117 - F_{a_1} \cdot \frac{d_{w_1}}{2} = 0 \quad (56)$$

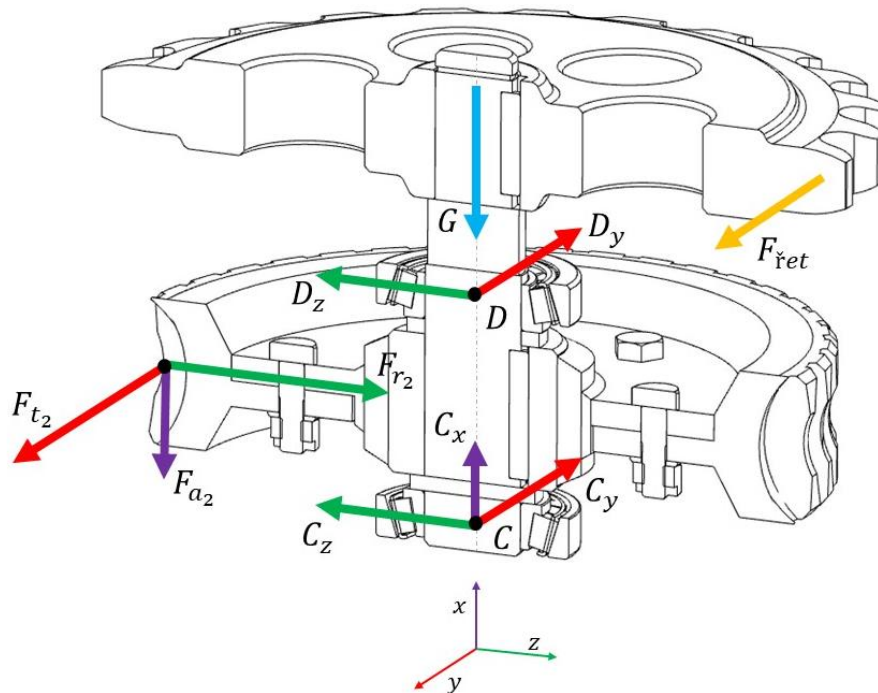
$$B_z = \frac{F_{r_1} \cdot 117 + F_{a_1} \cdot \frac{d_{w_1}}{2}}{234} = \frac{864 \cdot 117 + 856 \cdot \frac{62,73}{2}}{234} = 546,7 \text{ N} \quad (57)$$

$$M_B : F_{r_1} \cdot 117 - A_z \cdot 234 - F_{a_1} \cdot \frac{d_{w_1}}{2} = 0 \quad (58)$$

$$A_z = \frac{F_{r_1} \cdot 117 - F_{a_1} \cdot \frac{d_{w_1}}{2}}{234} = \frac{864 \cdot 117 - 856 \cdot \frac{62,73}{2}}{234} = 317,3 \quad (59)$$

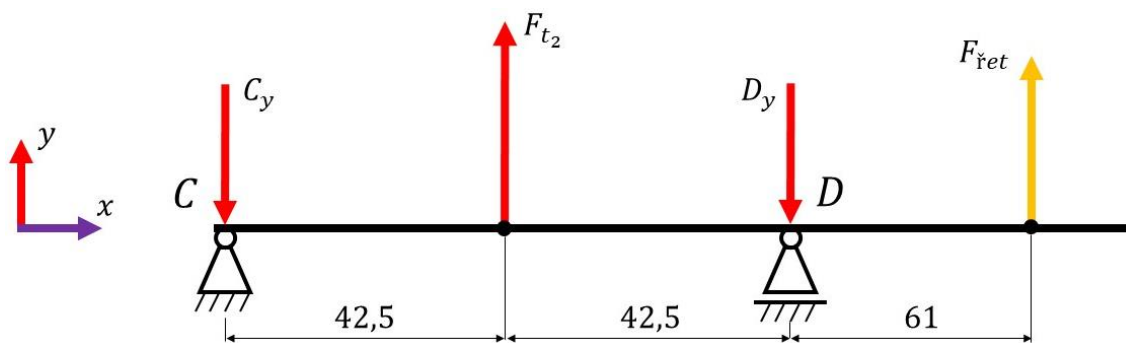
4.3.2 Výstupní hřídel

Síly působící na výstupním hřídeli jsou znázorněny na Obr. 18.



Obr. 18.: Reakční síly na výstupním hřídeli

➤ Rovina xy



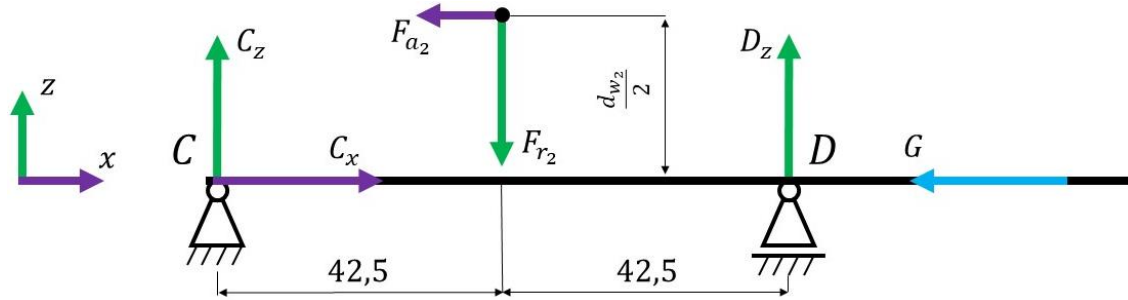
Obr. 19.: Reakce v rovině xy

$$M_C : F_{t_2} \cdot 42,5 + F_{\check{r}et} \cdot 146 - D_y \cdot 85 = 0 \quad (60)$$

$$D_y = \frac{F_{t_2} \cdot 42,5 + F_{\check{r}et} \cdot 146}{85} = \frac{852 \cdot 42,5 + 739 \cdot 146}{85} = 1695 \text{ N} \quad (61)$$

$$M_D : C_y \cdot 85 + F_{\check{r}et} \cdot 61 - F_{t_2} \cdot 42,5 = 0 \quad (62)$$

$$C_y = \frac{F_{t_2} \cdot 42,5 - F_{\check{r}et} \cdot 61}{85} = \frac{852 \cdot 42,5 - 739 \cdot 61}{85} = -104 \text{ N} \quad (63)$$

➤ **Rovina xz**


Obr. 20.: Reakce v rovině xz

$$G = g \cdot (m_{\text{řet}} + m_{\text{kola}} + m_{\text{hř}}) = 9,81 \cdot (13,2 + 15,2 + 1,7) \cong 295 \text{ N} \quad (64)$$

$$x : C_x - F_{a_2} - G = 0 \quad (65)$$

$$C_x = F_{a_2} + G = 121 + 295 = 416 \text{ N} \quad (66)$$

$$M_C : D_z \cdot 85 + F_{a_2} \cdot \frac{d_{w_2}}{2} - F_{r_2} \cdot 42,5 = 0 \quad (67)$$

$$D_z = \frac{F_{r_2} \cdot 42,5 - F_{a_2} \cdot \frac{d_{w_2}}{2}}{85} = \frac{864 \cdot 42,5 - 121 \cdot \frac{253,27}{2}}{85} \cong 252 \quad (68)$$

$$M_D : F_{r_2} \cdot 42,5 + F_{a_2} \cdot \frac{d_{w_2}}{2} - C_z \cdot 85 = 0 \quad (69)$$

$$C_z = \frac{F_{r_2} \cdot 42,5 + F_{a_2} \cdot \frac{d_{w_2}}{2}}{85} = \frac{864 \cdot 42,5 + 121 \cdot \frac{253,27}{2}}{85} \cong 612 \text{ N} \quad (70)$$

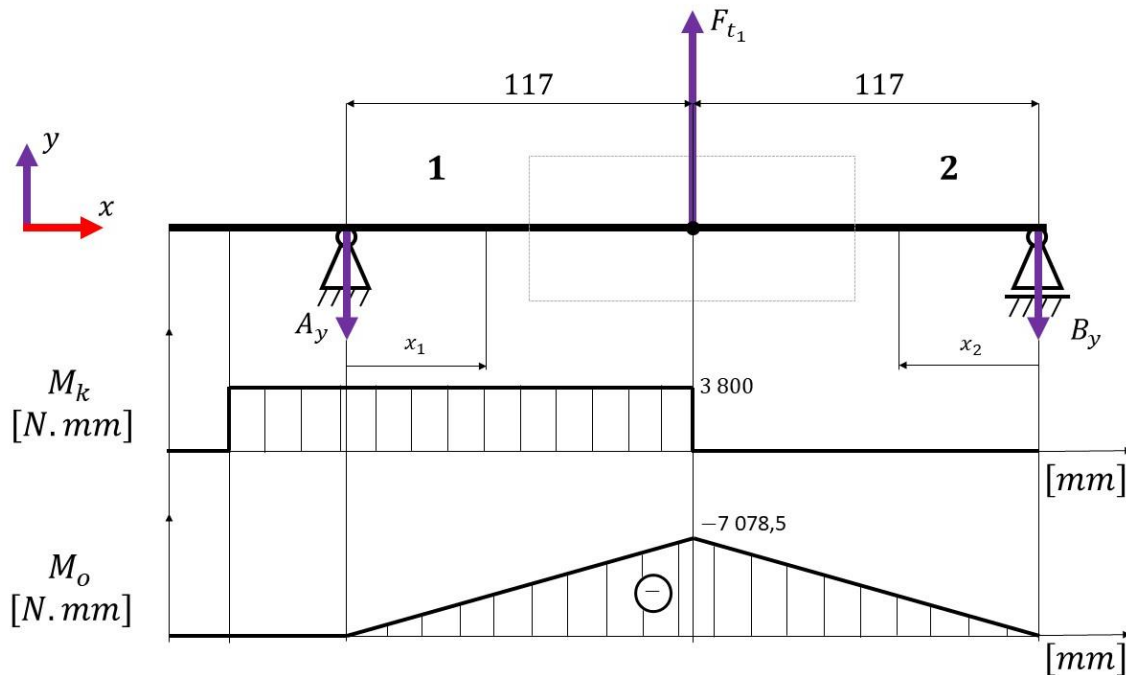
4.4 Průběhy kroutícího a ohybového momentu

V této kapitole se budu zabývat průběhy kroutícího a ohybového momentu působících na hřídele. Stejně jako při výpočtu reakcí budu i průběhy ohybového momentu řešit ve dvou na sebe kolmých rovinách. Na základě získaných průběhů provedu statickou kontrolu hřídelů, kterou se detailně zabývám v kapitole 5.3.

4.4.1 Vstupní hřídel

Působení přenášeného kroutícího momentu budu zjednodušeně uvažovat v úseku mezi působišti sil. [8] U vstupního hřídele je to tedy mezi středem náboje spojky a působištěm sil na šneku (viz Obr. 21). Dále pak budu průběh kroutícího momentu uvažovat jako konstantní.

➤ Rovina xy



Obr. 21.: Průběh momentů v rovině xy

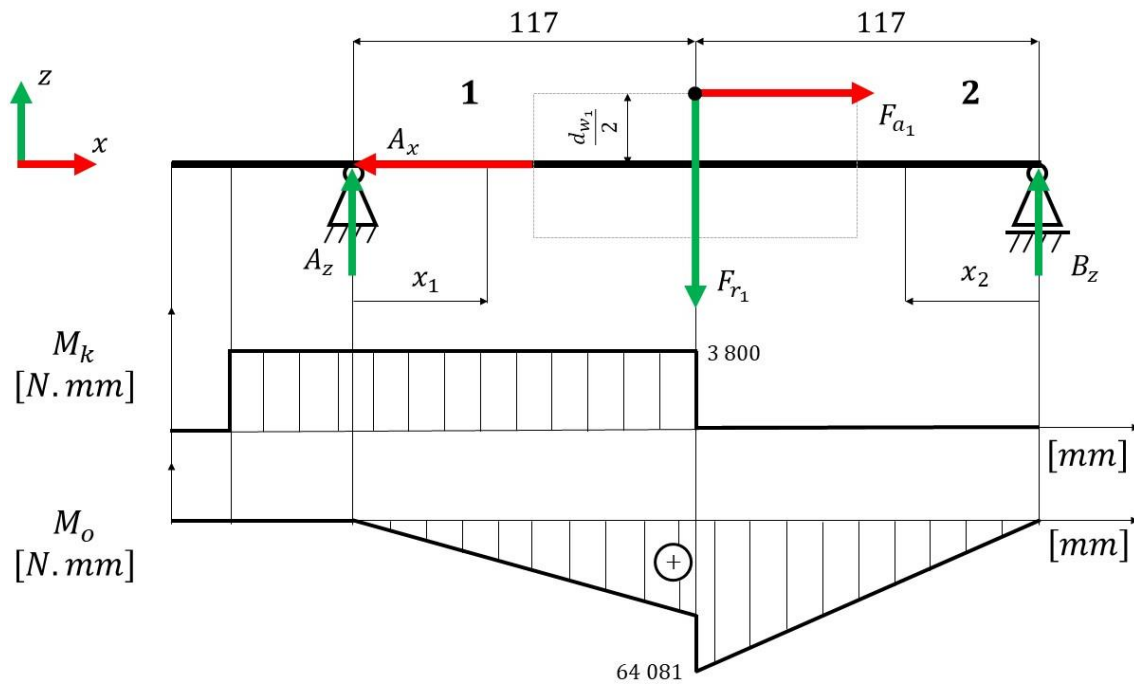
$$M_{kI} = 3,8 \text{ N.m} \quad (71)$$

$$M_{o_1}^{xy}(x_1) = -A_y \cdot x_1 \quad x_1 \in \langle 0 \div 117 \rangle \quad (72)$$

$$M_{o_2}^{xy}(x_2) = -B_y \cdot x_2 \quad x_1 \in \langle 0 \div 117 \rangle \quad (73)$$

$$M_{o_{max}}^{xy} = -A_y \cdot 117 = -B_y \cdot 117 = -60,5 \cdot 117 = -7\,078,5 \text{ N.mm} \quad (74)$$

➤ **Rovina xz**



Obr. 22.: Průběh momentů v rovině xz

$$M_{k1} = 3,8 \text{ N.m} \quad (75)$$

$$M_{o1}^{xz}(x_1) = A_z \cdot x_1 \quad x_1 \in \langle 0 \div 117 \rangle \quad (76)$$

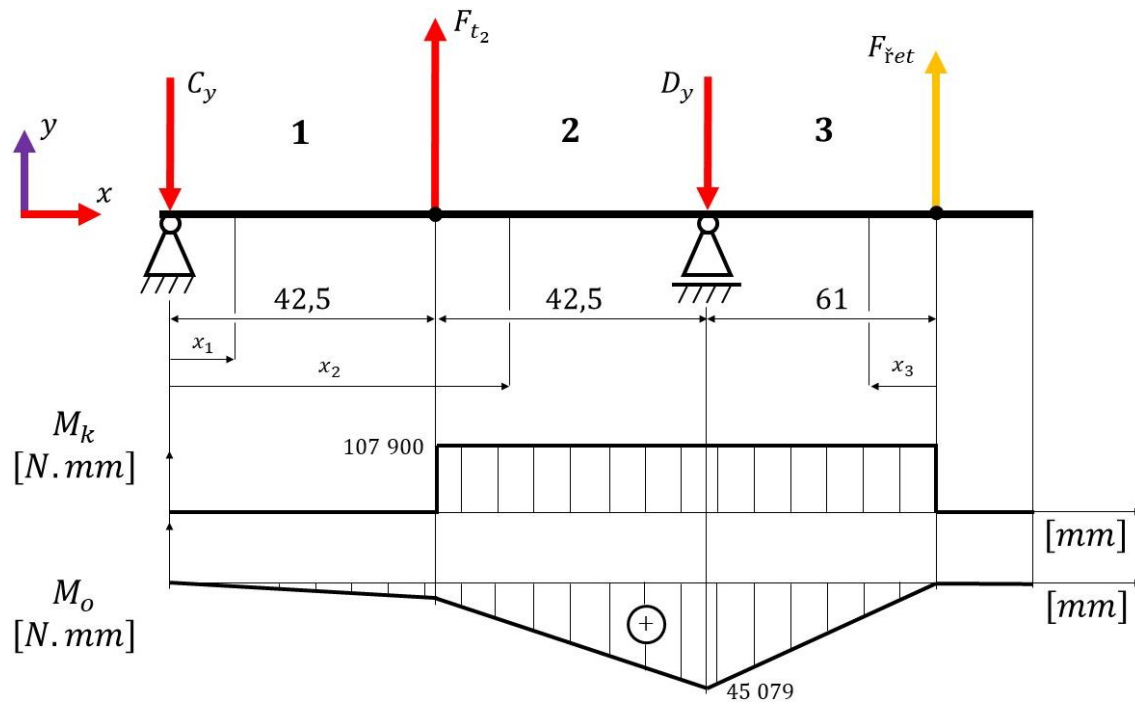
$$M_{o2}^{xz}(x_2) = B_z \cdot x_2 \quad x_2 \in \langle 0 \div 117 \rangle \quad (77)$$

$$M_{o \max}^{xz} = A_z \cdot 117 + F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = B_z \cdot 117 = 547,6 \cdot 117 = 64\,081 \text{ N.mm} \quad (78)$$

4.4.2 Výstupní hřídel

Při určování průběhů kroutícího a ohybového momentu na výstupním hřídeli jsem postupoval stejně jako v kapitole 4.4.1, jen s tím rozdílem, že uvažuji i sílu vznikající na řetězovém kole.

➤ Rovina xy



Obr. 23.: Průběh momentů v rovině xy

$$M_{kII} = 107,6 \text{ N.m} \quad (79)$$

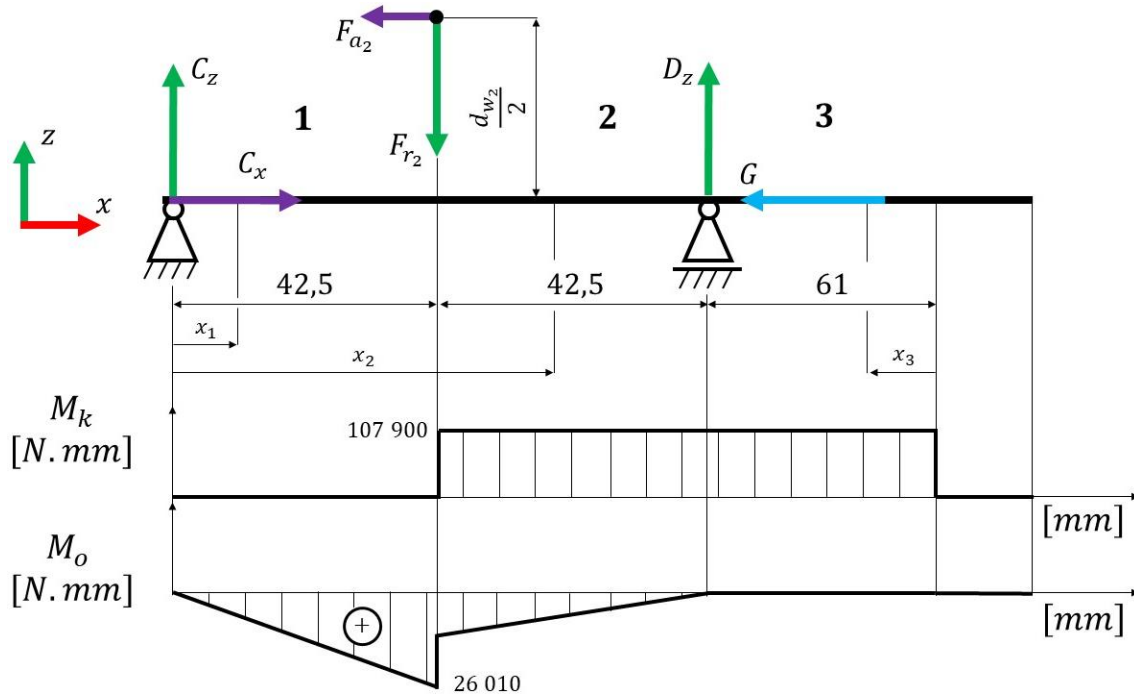
$$M_{o_1}^{xy}(x_1) = C_y \cdot x_1 \quad x_1 \in \langle 0 \div 42,5 \rangle \quad (80)$$

$$M_{o_2}^{xy}(x_2) = C_y \cdot 42,5 + F_{t_2} \cdot (x_2 - 42,5) \quad x_2 \in \langle 42,5 \div 85 \rangle \quad (81)$$

$$M_{o_3}^{xy}(x_3) = F_{řet} \cdot x_3 \quad x_3 \in \langle 0 \div 61 \rangle \quad (82)$$

$$M_{o_{max}}^{xy} = F_{řet} \cdot 61 = 739 \cdot 61 = 45\,079 \text{ N.mm} \quad (83)$$

➤ **Rovina xz**



Obr. 24.: Průběh momentů v rovině xz

$$M_{kII} = 107,6 \text{ N.m} \quad (84)$$

$$M_{o_1}^{xz}(x_1) = C_z \cdot x_1 \quad x_1 \in \langle 0 \div 42,5 \rangle \quad (85)$$

$$M_{o_2}^{xz}(x_2) = D_z \cdot 42,5 - F_{a_2} \cdot \frac{d_{w_2}}{2} - F_{r_2} \cdot (x_2 - 42,5) \quad x_2 \in \langle 42,5 \div 85 \rangle \quad (86)$$

$$M_{o_3}^{xz}(x_3) = 0 \quad x_3 \in \langle 0 \div 61 \rangle \quad (87)$$

$$M_{o_{max}}^{xz} = C_z \cdot 42,5 = 612 \cdot 42,5 = 26\,010 \text{ N.mm} \quad (88)$$

5 Kontrolní výpočty

V této kapitole se budu zabývat kontrolními výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů převodovky.

5.1 Kontrola ozubení

Při kontrole ozubení se kontrolují výhradně zuby šnekového kola. Provádí se hlavně kontrola zubů na dotykové napětí (tzv. pitting). Také se provádí kontrola zubů na ohyb, ta ovšem není tak důležitá a zpravidla mívá jen formální charakter.

5.1.1 Kontrola dotykového napětí (pitting)

Minimální hodnota bezpečnosti u kontroly zubů na dotyk je uvedena v rovnici (89).

$$S_H > 1,1 \quad (89)$$

1) Spočítám napětí v dotyku.

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t2} \cdot K_H}{b_2 \cdot d_{w2}}} = \quad (90)$$

$$\sigma_H = 154 \cdot 2,488 \cdot 0,7626 \cdot \sqrt{\frac{852 \cdot 1,0533}{56,7 \cdot 253,27}} = 73 \text{ MPa}$$

- Součinitel materiálu Z_E

$$Z \text{ Tab. 5 jsem odečetl } Z_E = 154 \text{ MPa}^{1/2}$$

- Součinitel tvaru zubu Z_H

$$Z_H = \sqrt{\frac{4 \cdot \cos \gamma}{\sin 2 \cdot \alpha_n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \cos 5,7392^\circ}{\sin 2 \cdot 20^\circ}} = 2,488 \quad (91)$$

- Součinitel součtové délky stykových čar zubu Z_ε

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{\cos \gamma}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{\cos 5,7392^\circ}{1,711}} = 0,7626 \quad (92)$$

- Součinitel trvání záběru profilu ε_α

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,8 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \gamma = \left[1,8 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{40} \right) \right] \cdot \cos 5,7392^\circ = 1,711 \quad (93)$$

- Součinitel zatížení K_H

$$K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,15 \cdot 1,1 \cdot 0,7792 \cdot 1,0686 = 1,0533 \quad (94)$$

- Součinitel vnějších dynamických sil K_A

Zvolil jsem $K_A = 1,15$.

- Součinitel vnitřních dynamických sil K_V

Součinitel vnitřních dynamických sil jsem odečetl z Tab. 10 a to $K_V = 1,1$.

Tab. 10.: Součinitel vnitřních dynamických sil [8]

Stupeň přesnosti	Kluzná rychlost v_k					
	< 1,5	1,5 ÷ 3	3 ÷ 7,5	7,5 ÷ 12	12 ÷ 15	16 ÷ 22
6	–	–	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	–	–
8	1,15	1,25	1,4	–	–	–
9	1,25	–	–	–	–	–

- Součinitel rozdělení zatížení na spoluzabírající páry zubů $K_{H\alpha}$

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{0,75 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,75 \cdot 1,711} = 0,7792 \quad (95)$$

- Součinitel koncentrace zatížení podél dotkových čar $K_{H\beta}$

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{72}\right)^3 \cdot 0,4 = 1 + \left(\frac{40}{72}\right)^3 \cdot 0,4 = 1,0686 \quad (96)$$

- 2) Z Tab. 5 jsem odečetl dovolené napětí v dotyku $\sigma_{H \text{ lim}}$. Podle rovnice (97) jsem spočítal výslednou bezpečnost v dotyku, kterou jsem porovnal s bezpečností minimální.

$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_N}{\sigma_H} = \frac{125 \cdot 2}{100} = 1,62 > 1,1 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (97)$$

- Součinitel trvanlivost pro dotyk Z_N

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{N_0}{N}} = \sqrt[8]{\frac{25 \cdot 10^7}{3,096 \cdot 10^7}} = 1,298 \quad (98)$$

- Základní počet cyklů N_0

Zvolil jsem $N_0 = 25 \cdot 10^7$.

- Počet cyklů šnekového kola N

$$N = 60 \cdot L_h \cdot n_{II} = 60 \cdot 15\,000 \cdot 34,4 = 3,096 \cdot 10^7 \quad (99)$$

- Požadovaná životnost šnekového kola L_h

Požadovanou životnost šnekového kola jsem stanovil na $L_h = 15\,000 \text{ hod.}$

5.1.2 Kontrola na ohyb

Minimální hodnota bezpečnosti u kontroly zubů na ohyb je uvedena v rovnici (100).

$$S_F > 1,5 \quad (100)$$

1) Nejprve spočítám ohybové napětí.

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_A}{m_n \cdot b_2} = 1,55 \cdot \frac{852 \cdot 1,0533}{6,3 \cdot 56,7} \cong 3,9 \text{ MPa} \quad (101)$$

- Součinitel tvaru zubu Y_F

Z Tab. 11 odečtu součinitel tvaru zubu $Y_F = 1,55$.

Tab. 11.: Součinitel tvaru zubu [8]

z_v	Y_F	z_v	Y_F
20	1,98	40	1,55
22	1,93	50	1,48
25	1,85	60	1,45
27	1,80	80	1,34
30	1,76	100	1,3
33	1,76	150	1,27
36	1,62	300	1,24

- Počet zubů virtuálního kola z_v

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{\cos^3 5,7392^\circ} = 40,6 \quad (102)$$

- Součinitel zatížení K_A

Přibližně platí, že $K_A \approx K_H = 1,0533$.

2) Z Tab. 5 jsem odečetl dovolené napětí v dotyku $\sigma_F \text{ lim}$. Podle rovnice (103) jsem spočítal výslednou bezpečnost na ohyb, kterou jsem porovnal s bezpečností minimální.

$$S_F = \frac{\sigma_F \text{ lim} \cdot Y_N}{\sigma_F} = \frac{70 \cdot 1,26}{3,9} = 22,6 > 1,5 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (103)$$

- Součinitel trvanlivosti pro ohyb Y_N

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{N_0}{N}} = \sqrt[9]{\frac{25 \cdot 10^7}{3,096 \cdot 10^7}} = 1,26 \quad (104)$$

- Základní počet cyklů N_0

$$\text{Zvolil jsem } N_0 = 25 \cdot 10^7$$

- Počet cyklů šnekového kola N

$$N = 60 \cdot L_h \cdot n_{II} = 60 \cdot 15\,000 \cdot 34,4 = 3,096 \cdot 10^7 \quad (105)$$

- Požadovaná životnost šnekového kola L_h

Požadovanou životnost šnekového kola jsem stejně jak v kapitole 5.1.1 stanovil na $L_h = 15\,000 \text{ hod.}$

5.2 Kontrola na oteplení

Při výpočtu kontroly na oteplení jsem hlavně vycházel z [8]. Kontrola na oteplení vychází z myšlenky, že celkový tepelný výkon skříně musí být větší než ztrátový výkon převodovky.

$$Q \geq Z \quad (106)$$

1) Spočítám si ztrátový výkon převodovky.

$$Z = (1 - \eta_{12}) \cdot P_I = (1 - 0,71) \cdot 550 = 160 \text{ W} \quad (107)$$

2) Z 3D modelu převodové skříně přibližně odečtu velikosti ploch skříně ležících pod a nad úrovní oleje.

$$\begin{aligned} S_1 &= 0,096 \text{ m}^2 \\ S_2 &= 0,136 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (108)$$

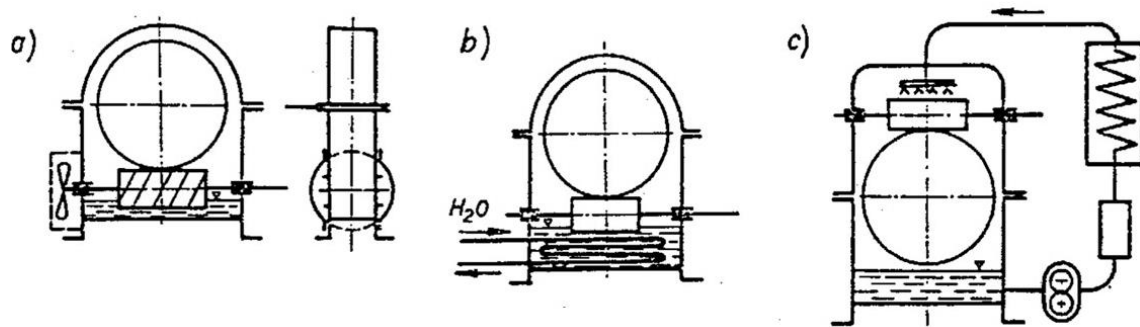
3) Spočítám tepelný výkon skříně.

$$\begin{aligned} Q &= k \cdot [S_1 \cdot (t_{M1} - t_0) + S_2 \cdot (t_{M2} - t_0)] \\ Q &= 14 \cdot [0,096 \cdot (70 - 20) + 0,136 \cdot (60 - 20)] = 143,36 \text{ W} < 160 \text{ W} \end{aligned} \quad (109)$$

- k je součinitel prostupu tepla stěnou skříně → zvolil jsem $k = 14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
- t_{M1} je maximální teplota oleje → zvolil jsem $t_{M1} = 70 \text{ °C}$
- t_{M2} je teplota oleje stékajícího po stěně → zvolil jsem $t_{M2} = 60 \text{ °C}$
- t_0 je teplota okolí → zvolil jsem $t_0 = 20 \text{ °C}$

Pokud kontrola na oteplení nevychází, tak je možné použít jedno z následujících opatření:

- a) Zvětšením součinitele přestupu tepla stěnou skříně umístěním ventilátoru na volný konec hřídele šneku (Obr. 25.a).
- b) Použití chladič ve skříní převodovky (Obr. 25.b).
- c) Použitím chladicího systému s nuceným oběhem oleje přes chladič a filtr. Tato varianta je vhodná pro převodovky velkých výkonů (Obr. 25.c).



Obr. 25.: Možné způsoby chlazení šnekových převodovek [8]

Dle rovnice (109) se kontrola na oteplení jeví jako nevyhovující. Ovšem výpočet je nutné považovat spíše za orientační, jelikož jsem při výpočtu přibližně určil velikosti jednotlivých ploch převodové skříně, a také součinitel prostupu tepla stěnou skříně. Jedná se o převodovku, která bude pracovat ve hvězdárně tak je dosti pravděpodobné, že i teplota okolí bude kolísat v dosti širokém rozmezí. Tyto vlivy pak velmi ovlivní výsledný tepelný tok skříně. Dále je pak třeba brát zřetel na to, že převodovka nebude pracovat ve směnném provozu, ale nanejvýš pár minut denně. Z těchto důvodů nepoužiji žádný z výše uvedených způsobů chlazení, a tudíž budu kontrolu na oteplení považovat za vyhovující.

5.3 Statická kontrola hřídelů

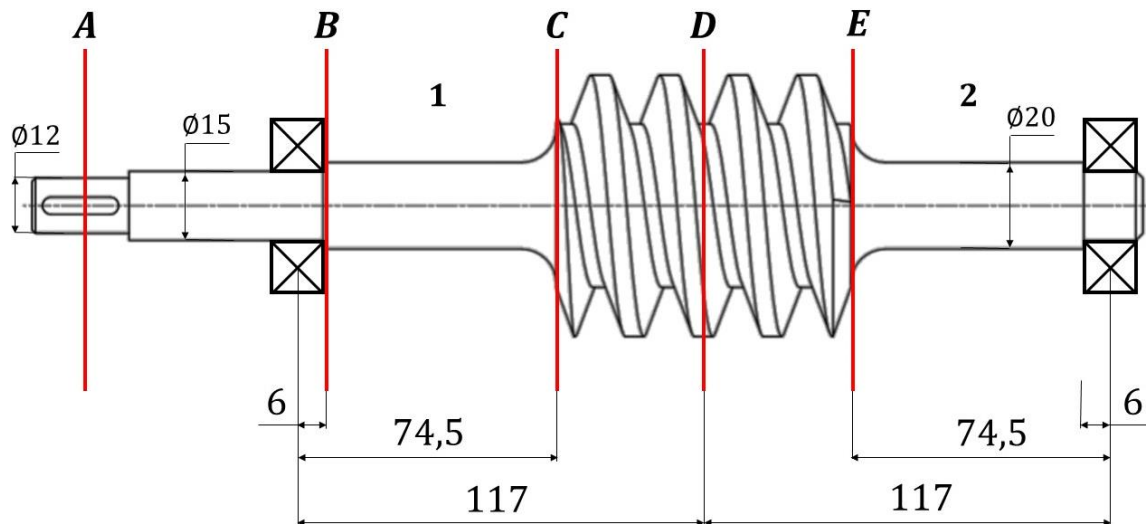
Části hřídelů, které jsou namáhány jen krutem jsem kontroloval v místech s drážkou pro pero. Části hřídelů namáhaných kombinovaným namáháním jsem kontroloval v místech maximálního ohybového momentu, pod ložisky a v místech, kde dochází ke změně průřezu. Při výpočtu redukovaného napětí jsem použil hypotézu τ_{max} . Výsledné redukované napětí pak musí být menší než napětí dovolené, které jsem s ohledem na ohybovou tuhost zvolil $\sigma_{dov} = 70 \text{ MPa}$. V místech, kde je drážka pro pero jsem pro výpočet průřezových charakteristik pro krut a ohyb použil přibližné vztahy (110) a (111). Dále jsem také v každém kontrolovaném místě spočítal statickou bezpečnost, kterou jsem vztáhnul k mezi kluzu (meze kluzu použitých materiálů jsou u vedeny v Tab. 12 a Tab. 13). [8]

$$W_k \cong \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d} \quad (110)$$

$$W_o \cong \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d} \quad (111)$$

5.3.1 Vstupní hřídel

Kontrolovaná místa na vstupním hřídeli jsou zobrazena na Obr. 26.



Obr. 26.: Kontrolovaná místa na vstupním hřídeli

➤ Místo A (jen krut)

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \rightarrow \tau_k = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_A^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d_A - t)^2}{2 \cdot d_A}} = \quad (112)$$

$$\tau_k = \frac{3,8 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 12^3}{16} - \frac{4 \cdot 2,4 \cdot (12 - 2,4)^2}{2 \cdot 12}} = 12,6 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

➤ **Místo B** (krut + ohyb)

$$M_{o_1}(6) = \sqrt{\left(M_{o_1}^{xy}(6)\right)^2 + \left(M_{o_1}^{xz}(6)\right)^2} = \sqrt{(-363)^2 + 1904^2} = \quad (113)$$

$$M_{o_1}(6) = 1\,938,3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_B^3}{16}} = \frac{3,8 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 15^3}{16}} = 5,7 \text{ MPa} \quad (114)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_1}(6)}{\frac{\pi \cdot d_B^3}{32}} = \frac{1\,938,3}{\frac{\pi \cdot 15^3}{32}} = 5,9 \text{ MPa} \quad (115)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{5,9^2 + 2^2 \cdot 5,7^2} \cong 12,8 \text{ MPa} \quad (116)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{550}{12,8} \cong 43 \quad (117)$$

➤ **Místo C** (krut + ohyb)

$$M_{o_1}(74,5) = \sqrt{\left(M_{o_1}^{xy}(74,5)\right)^2 + \left(M_{o_1}^{xz}(74,5)\right)^2} = \sqrt{(-4\,507)^2 + 23\,693^2} = \quad (118)$$

$$M_{o_1}(74,5) = 24\,118 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_C^3}{16}} = \frac{3,8 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 20^3}{16}} = 2,4 \text{ MPa} \quad (119)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_1}(74,5)}{\frac{\pi \cdot d_C^3}{32}} = \frac{24\,118}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} = 30,7 \text{ MPa} \quad (120)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{30,7^2 + 2^2 \cdot 2,4^2} \cong 31,1 \text{ MPa} \quad (121)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{550}{31,1} \cong 17,7 \quad (122)$$

➤ **Místo D** (krut + ohyb)

$$M_{o_2}(117) = \sqrt{\left(M_{o_2}^{xy}(117)\right)^2 + \left(M_{o_2}^{xz}(117)\right)^2} = \sqrt{(-7\,078,5)^2 + 64\,081^2} = \quad (123)$$

$$M_{o_2}(117) = 64\,471 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{16}} = \frac{3,8 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 47,25^3}{16}} = 0,2 \text{ MPa} \quad (124)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_1}(74,5)}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{32}} = \frac{64\,471}{\frac{\pi \cdot 47,25^3}{32}} = 6,3 \text{ MPa} \quad (125)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{6,3^2 + 2^2 \cdot 0,2^2} \cong 6,32 \text{ MPa} \quad (126)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{550}{6,31} \cong 87 \quad (127)$$

 ➤ **Místo E** (jen ohyb)

$$M_{o_2}(74,5) = \sqrt{\left(M_{o_2}^{xy}(74,5)\right)^2 + \left(M_{o_2}^{xz}(74,5)\right)^2} = \sqrt{(-4\,507)^2 + 40\,729^2} = \quad (128)$$

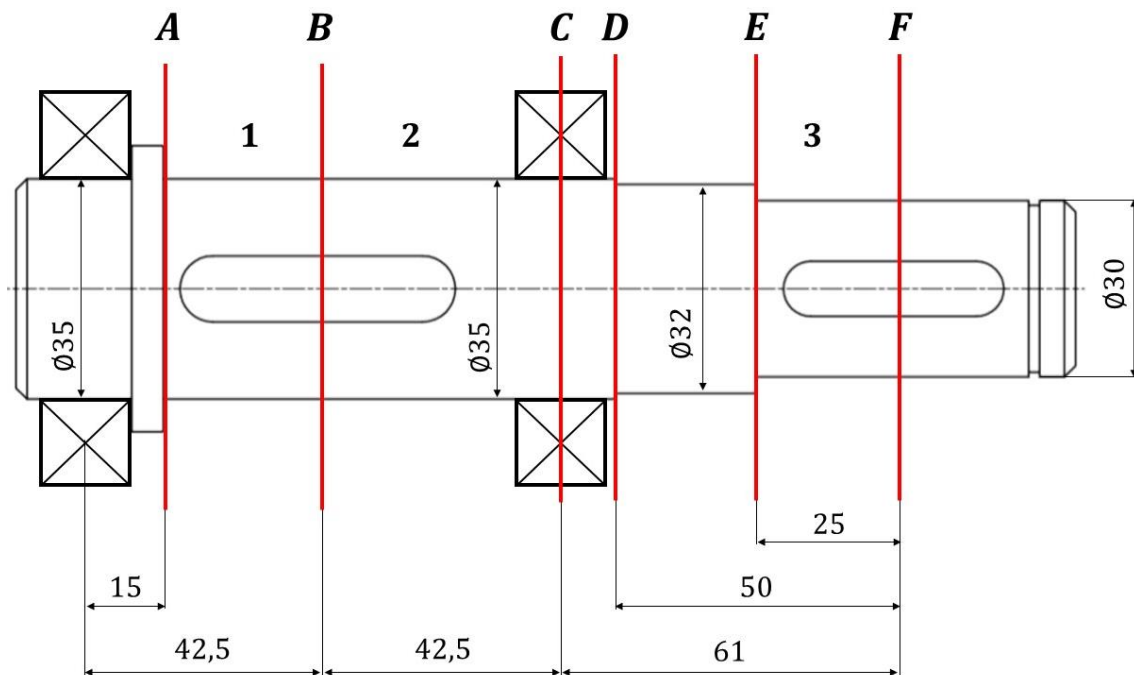
$$M_{o_2}(74,5) = 40\,978 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_1}(74,5)}{\frac{\pi \cdot d_E^3}{32}} = \frac{40\,978}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} = 52 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (129)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{550}{52} \cong 10,6 \quad (130)$$

5.3.2 Výstupní hřídel

Kontrolovaná místa na výstupním hřídeli jsou zobrazena na Obr. 27.



Obr. 27.: Kontrolovaná místa na výstupním hřídeli

➤ Místo A (je ohyb)

$$M_{o_1}(15) = \sqrt{\left(M_1^{xy}(15)\right)^2 + \left(M_{o_1}^{xz}(15)\right)^2} = \sqrt{1\,560^2 + 9\,180^2} = \quad (131)$$

$$M_{o_1}(15) = 9\,312 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_1}(15)}{\frac{\pi \cdot d_A^3}{32}} = \frac{9\,312}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 2,2 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (132)$$

➤ Místo B (krut + ohyb)

$$M_{o_1}(42,5) = \sqrt{\left(M_1^{xy}(42,5)\right)^2 + \left(M_{o_1}^{xz}(42,5)\right)^2} = \sqrt{4\,420^2 + 26\,010^2} = \quad (133)$$

$$M_{o_1}(42,5) = 9\,312 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_B^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d_B - t)^2}{2 \cdot d_B}} = \frac{107,9 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 35^3}{16} - \frac{10 \cdot 4,7 \cdot (35 - 4,7)^2}{2 \cdot 35}} = \quad (134)$$

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

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_1}(42,5)}{\frac{\pi \cdot d_B^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d_B - t)^2}{2 \cdot d_B}} = \frac{9\,312}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32} - \frac{10 \cdot 4,7 \cdot (35 - 4,7)^2}{2 \cdot 35}} \quad (135)$$

$$\sigma_o = 2,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{2,7^2 + 2^2 \cdot 14,1^2} \cong 28,3 \text{ MPa} \quad (136)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{245}{28,3} \cong 8,7 \quad (137)$$

➤ **Místo C** (krut + ohyb)

$$M_{o_2}(85) = \sqrt{\left(M_{o_2}^{xy}(85)\right)^2 + \left(M_{o_2}^{xz}(85)\right)^2} = \sqrt{40\,630^2 + 0^2} = 40\,630 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (138)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_C^3}{16}} = \frac{107,9 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 35^3}{16}} = 12,8 \text{ MPa} \quad (139)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_2}(85)}{\frac{\pi \cdot d_C^3}{32}} = \frac{40\,630}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 9,7 \text{ MPa} \quad (140)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{9,7^2 + 2^2 \cdot 12,8^2} \cong 27,4 \text{ MPa} \quad (141)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{245}{27,4} = 8,9 \quad (142)$$

➤ **Místo D**(krut + ohyb)

$$M_{o_3}(50) = \sqrt{\left(M_{o_3}^{xy}(50)\right)^2 + \left(M_{o_3}^{xz}(50)\right)^2} = \sqrt{40\,630^2 + 0^2} = 36\,950 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (143)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{16}} = \frac{107,9 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 32^3}{16}} = 16,8 \text{ MPa} \quad (144)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_3}(50)}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{32}} = \frac{36\,950}{\frac{\pi \cdot 32^3}{32}} = 11,5 \text{ MPa} \quad (145)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{11,5^2 + 2^2 \cdot 16,8^2} \cong 35,5 \text{ MPa} \quad (146)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{245}{35,5} = 6,9 \quad (147)$$

➤ **Místo E** (krut + ohyb)

$$M_{o_3}(25) = \sqrt{\left(M_{o_3}^{xy}(25)\right)^2 + \left(M_{o_3}^{xz}(25)\right)^2} = \sqrt{18\,475^2 + 0^2} = 18\,475 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (148)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_E^3}{16}} = \frac{107,9 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 30^3}{16}} = 20,4 \text{ MPa} \quad (149)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_3}(25)}{\frac{\pi \cdot d_E^3}{32}} = \frac{18\,475}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 7 \text{ MPa} \quad (150)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{7^2 + 2^2 \cdot 20,4^2} \cong 41,4 \text{ MPa} \quad (151)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{245}{41,4} = 5,9 \quad (152)$$

➤ **Místo F** (jen krut)

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \rightarrow \tau_k = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_F^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d_F - t)^2}{2 \cdot d_F}} = \quad (153)$$

$$\tau_k = \frac{107,9 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 30^3}{16} - \frac{8 \cdot 4,1 \cdot (30 - 4,1)^2}{2 \cdot 30}} = 21,9 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.4 Dynamická kontrola hřídelů

Při výpočtu dynamické kontroly hřídelů jsem uvažoval namáhání střídavým ohybem a konstantním krutem. Na hřídelích jsem kontroloval místa, kde dochází k náhlé změně průřezu, nebo místa s drážkou pro pero.

5.4.1 Vstupní hřídel

Základní mechanické vlastnosti materiálu šneku jsou uvedené v Tab. 12. Podle rovnic (154) a (155) jsem spočítal mez únavy pro střídavý ohyb a mez kluzu v krutu.

Tab. 12.: Základní mechanické vlastnosti oceli 17CrNi6 – 6 [9]

Ocel 17CrNi6 – 6 (16 220)	
Minimální mez pevnosti v tahu	$\sigma_{pt} = 960 \text{ MPa}$
Minimální mez kluzu v tahu	$\sigma_{kt} = 550 \text{ MPa}$

$$\sigma_{co} = \sigma_{pt} \cdot 0,45 = 960 \cdot 0,45 = 432 \text{ MPa} \quad (154)$$

$$\tau_{kk} = \frac{\sigma_{kt}}{2} = \frac{550}{2} = 275 \text{ MPa} \quad (155)$$

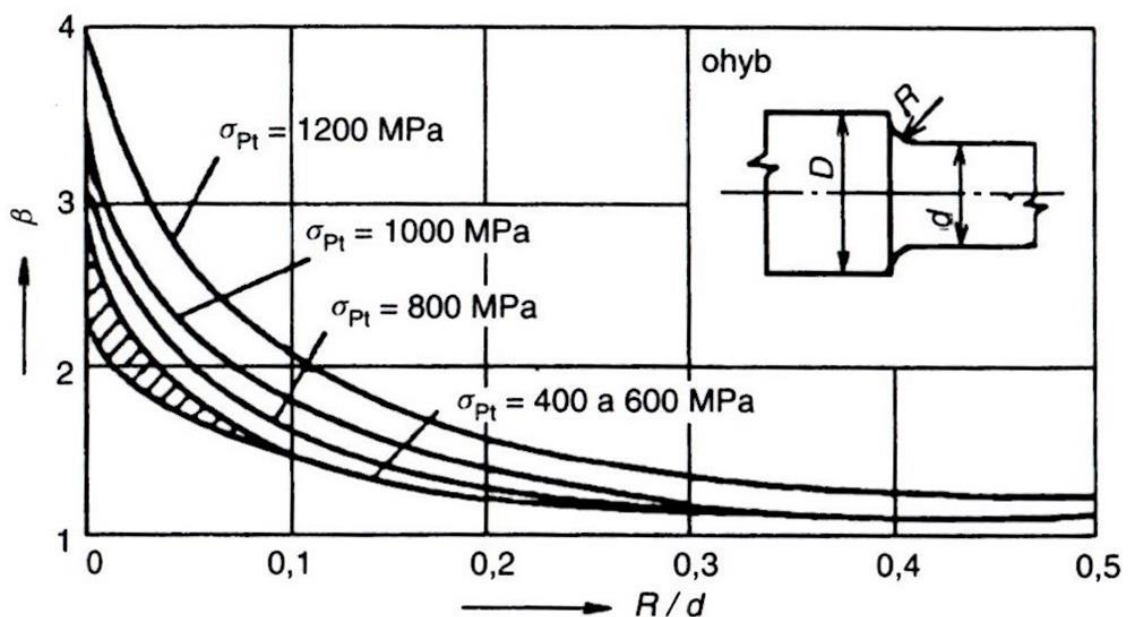
➤ **Místo B**

1) Z kapitoly 5.3.1 již mám spočítané namáhání v místě B.

$$\tau_k = 5,7 \text{ MPa} \quad (156)$$

$$\sigma_o = 5,9 \text{ MPa}$$

2) Podle Obr. 28 určím vrubový součinitel skutečného zhuštění napětí β .

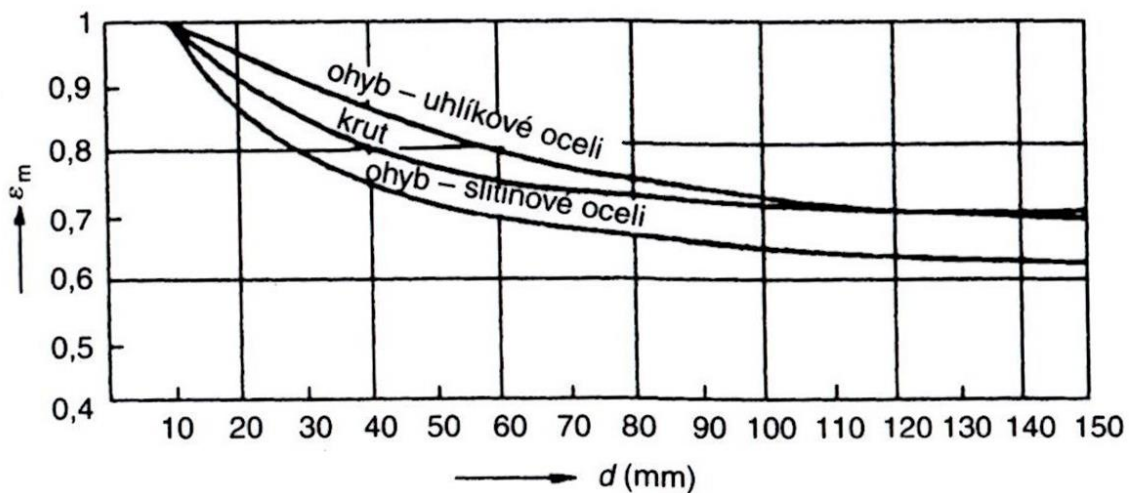


Obr. 28.: Vrbový součinitel skutečného zhuštění napětí [9]

- $D = 20 \text{ mm}$
- $d = 15 \text{ mm}$
- $R = 0,3 \text{ mm}$

$$\frac{R}{d} = 0,02 \rightarrow \beta \cong 3 \quad (157)$$

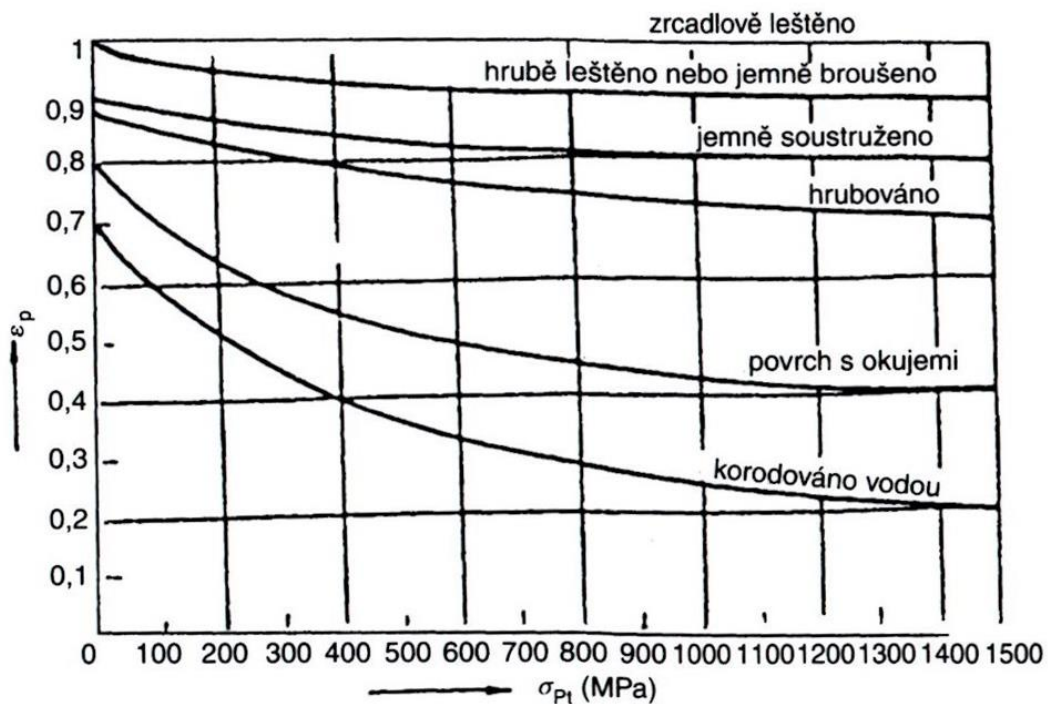
3) Podle Obr. 29 určím součinitel velikosti součásti ε_m .



Obr. 29.: Součinitel velikosti součásti [9]

$$\varepsilon_m \cong 0,9 \quad (158)$$

4) Podle Obr. 30 určím součinitel stavu povrchu součásti ε_p .



Obr. 30.: Součinitel stavu povrchu součásti [9]

$$\varepsilon_p \cong 0,95 \quad (159)$$

5) Pomocí odečtených součinitelů spočítám sníženou mez únavy v ohybu.

$$\sigma_{co}^* = \frac{\sigma_{co}}{\beta} \cdot \varepsilon_m \cdot \varepsilon_p = \frac{432}{3} \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 123,1 \text{ MPa} \quad (160)$$

6) Výpočet celkové dynamické bezpečnosti.

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{co}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{\tau_{kk}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{5,9}{123,1}\right)^2 + \left(\frac{5,7}{275}\right)^2}} = 19,2 \quad (161)$$

Jelikož při výpočtu uvažuji konstantní průběh kroutícího momentu, tak v rovnici (161) porovnávám skutečné napětí vyvolané kroutícím momentem s mezí kluzu v krutu. Při uvažování nekonstantního průběhu ohybového momentu bych musel spočítat i sníženou mez únavy v krutu a celková dynamická bezpečnost by tedy vyšla nižší. V tomto případě vyšla dynamická bezpečnost hodně vysoká, takže můžu konstatovat, že součást v daném místě rozhodně vyhovuje.

➤ **Místo C**

1) Namáhání v místě C.

$$\begin{aligned} \tau_k &= 2,4 \text{ MPa} \\ \sigma_o &= 30,7 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (162)$$

2) Z Obr. 28 odečtu součinitel skutečného zhuštění napětí.

- $D = 47,25 \text{ mm}$
- $d = 20 \text{ mm}$
- $R = 10 \text{ mm}$

$$\frac{R}{d} = \frac{10}{20} = 0,5 \rightarrow \beta \approx 1,2 \quad (163)$$

3) Z Obr. 29 odečtu součinitel velikosti součásti.

$$\varepsilon_m \approx 0,85 \quad (164)$$

4) Z Obr. 30 odečtu součinitel stavu povrchu součásti.

$$\varepsilon_p \approx 0,78 \quad (165)$$

5) Pomocí odečtených součinitelů spočítám sníženou mez únavy v ohybu.

$$\sigma_{co}^* = \frac{\sigma_{co}}{\beta} \cdot \varepsilon_m \cdot \varepsilon_p = \frac{432}{1,2} \cdot 0,85 \cdot 0,78 \approx 239 \text{ MPa} \quad (166)$$

6) Výpočet celkové dynamické bezpečnosti.

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{co}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{\tau_{kk}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{30,7}{239}\right)^2 + \left(\frac{2,4}{275}\right)^2}} = 7,8 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (167)$$

➤ **Místo E**

1) Namáhání v místě *E*.

$$\sigma_o = 52 \text{ MPa} \quad (168)$$

- 1) Všechny součinitelé jsou stejné jako u místa *C* a tedy i snížená mez v ohybu je stejná.
- 2) Celková dynamická bezpečnost.

$$k_d = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = \frac{239}{52} \cong 4,6 \quad (169)$$

5.4.2 Výstupní hřídel

Pro výstupní hřídel je výpočet obdobný jako pro vstupní hřídel. Materiál výstupního hřídele jsem zvolil ocel *E 295*, jejíž mechanické vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 13. Pro zvolený materiál jsem také dopočítal mez únavy v ohybu (170) a mez kluzu v krutu (171).

Tab. 13.: Základní mechanické vlastnosti oceli *E 295* [9]

Ocel <i>E 295</i> (11 500)	
Minimální mez pevnosti v tahu	$\sigma_{pt} = 470 \text{ MPa}$
Minimální mez kluzu v tahu	$\sigma_{kt} = 245 \text{ MPa}$

$$\sigma_{co} = \sigma_{pt} \cdot 0,45 = 470 \cdot 0,45 = 211,5 \text{ MPa} \quad (170)$$

$$\tau_{kk} = \frac{\sigma_{kt}}{2} = \frac{245}{2} = 122,5 \text{ MPa} \quad (171)$$

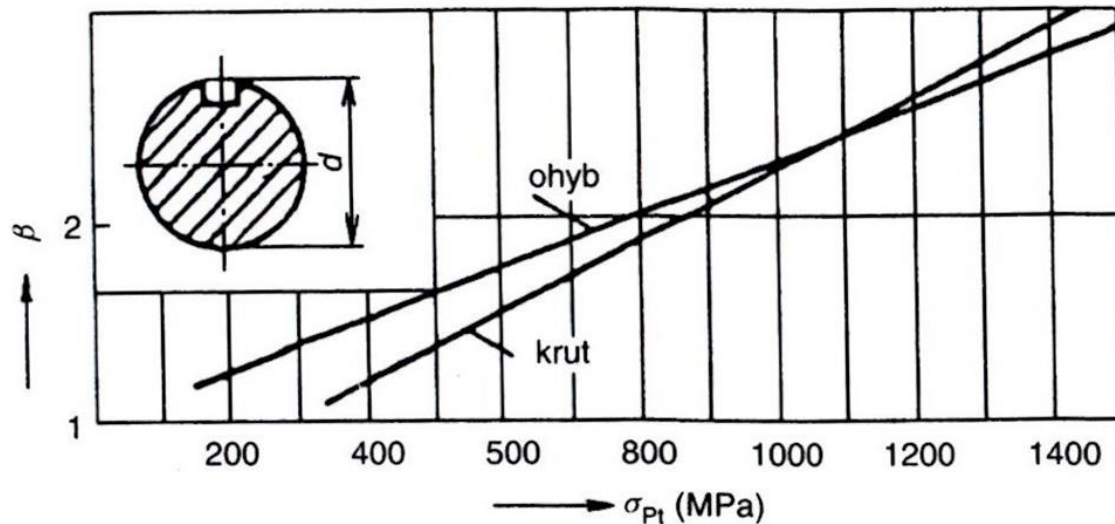
➤ **Místo B**

1) Namáhání v místě *B*.

$$\tau_k = 14,1 \text{ MPa} \tag{172}$$

$$\sigma_o = 2,7 \text{ MPa}$$

Z Obr. 31 odečtu součinitel skutečného zhuštění napětí.



Obr. 31.: Součinitel skutečného zhuštění napětí u drážky pro pero [9]

$$\beta \approx 1,8 \tag{173}$$

2) Z Obr. 29 odečtu součinitel velikosti součásti.

$$\varepsilon_m \approx 0,9 \tag{174}$$

3) Z Obr. 30 odečtu součinitel stavu povrchu součásti.

$$\varepsilon_p \approx 0,85 \tag{175}$$

4) Pomocí odečtených součinitelů spočítám sníženou mez únavy v ohybu.

$$\sigma_{co}^* = \frac{\sigma_{co}}{\beta} \cdot \varepsilon_m \cdot \varepsilon_p = \frac{211,5}{1,8} \cdot 0,9 \cdot 0,85 \cong 90 \text{ MPa} \tag{176}$$

5) Výpočet celkové dynamické bezpečnosti.

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{co}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{\tau_{kk}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{2,7}{90}\right)^2 + \left(\frac{14,1}{122,5}\right)^2}} = 8,4 \tag{177}$$

➤ **Místo D**

1) Namáhání v místě *D*.

$$\begin{aligned}\tau_k &= 16,8 \text{ MPa} \\ \sigma_o &= 11,5 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{178}$$

Z Obr. 28 odečtu součinitel skutečného zhuštění napětí.

- $D = 35 \text{ mm}$
- $d = 32 \text{ mm}$
- $R = 0,5 \text{ mm}$

$$\frac{R}{d} = \frac{0,5}{32} \cong 0,016 \rightarrow \beta \approx 1,8\tag{179}$$

2) Z Obr. 29 odečtu součinitel velikosti součásti.

$$\varepsilon_m \approx 0,9\tag{180}$$

3) Z Obr. 30 odečtu součinitel stavu povrchu součásti.

$$\varepsilon_p \approx 0,85\tag{181}$$

4) Pomocí odečtených součinitelů spočítám sníženou mez únavy v ohybu.

$$\sigma_{co}^* = \frac{\sigma_{co}}{\beta} \cdot \varepsilon_m \cdot \varepsilon_p = \frac{211,5}{1,8} \cdot 0,9 \cdot 0,85 \cong 90 \text{ MPa}\tag{182}$$

5) Výpočet celkové dynamické bezpečnosti.

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{co}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{\tau_{kk}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{11,5}{90}\right)^2 + \left(\frac{16,8}{122,5}\right)^2}} = 5,3\tag{183}$$

➤ **Místo E**

1) Namáhání v místě *E*.

$$\begin{aligned}\tau_k &= 20,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \\ \sigma_o &= 7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}\end{aligned}\tag{184}$$

2) Z Obr. 28 odečtu součinitel skutečného zhuštění napětí.

- $D = 32 \text{ mm}$
- $d = 30 \text{ mm}$
- $R = 0,3 \text{ mm}$

$$\frac{R}{d} = \frac{0,3}{30} \cong 0,01 \rightarrow \beta \approx 1,9\tag{185}$$

3) Z Obr. 29 odečtu součinitel velikosti součásti.

$$\varepsilon_m \approx 0,92 \quad (186)$$

4) Z Obr. 30 odečtu součinitel stavu povrchu součásti.

$$\varepsilon_p \approx 0,85 \quad (187)$$

Pomocí odečtených součinitelů spočítám sníženou mez únavy v ohybu.

$$\sigma_{co}^* = \frac{\sigma_{co}}{\beta} \cdot \varepsilon_m \cdot \varepsilon_p = \frac{211,5}{1,9} \cdot 0,92 \cdot 0,85 \cong 87 \text{ MPa} \quad (188)$$

5) Výpočet celkové dynamické bezpečnosti.

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{co}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{\tau_{kk}}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{7}{87}\right)^2 + \left(\frac{20,4}{122,5}\right)^2}} = 5,4 \quad (189)$$

5.5 Deformační kontrola hřídelů

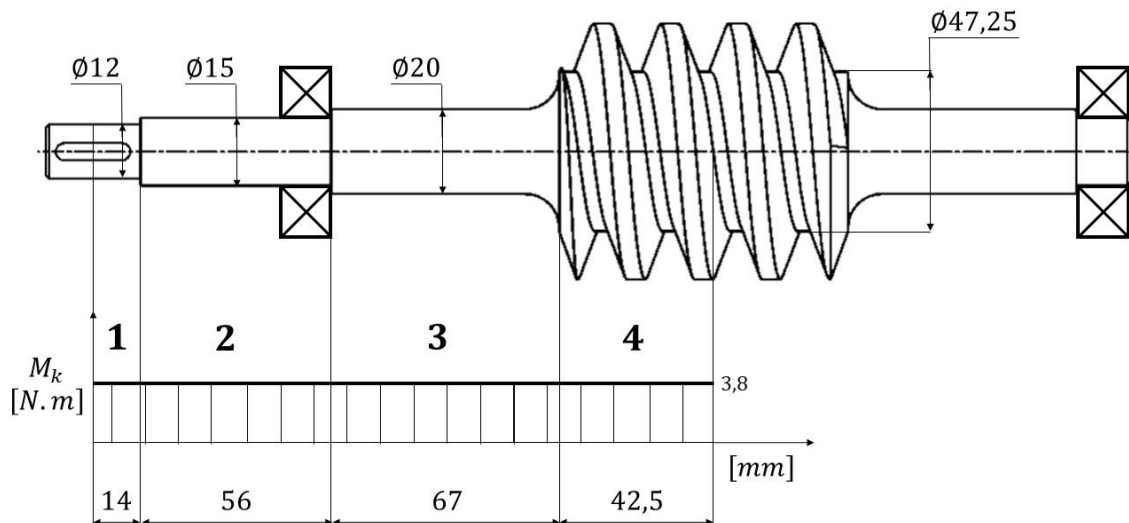
Jako deformační kontroly jsem u obou hřídelů provedl kontrolu torzní tuhosti a kontrolu ohybové tuhosti.

5.5.1 Torzní tuhost hřídelů

Kontrolu torzní tuhosti jsem u obou hřídelů provedl v oblastech, ve kterých působí kroucí moment. Tuto oblast jsem rozdělil na n úseků s délkami l_i a průměry d_i a spočítal jsem polární kvadratické moduly průřezu I_{p_i} . Celkový úhel zkroucení vymezené oblasti hřídele jsem spočítal dle rovnice (190) a porovnal s dovoleným zkroucením, které jsem zvolil $\varphi_D = 0,25^\circ$.

$$\varphi = \frac{M_k}{G} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{I_{p_i}} \quad (190)$$

➤ Vstupní hřídel



Obr. 32.: Schéma pro výpočet torzní tuhosti vstupního hřídele

$$I_{p_1} = \frac{\pi}{32} \cdot d_1^4 = \frac{\pi}{32} \cdot 12^4 \cong 2\,036 \text{ mm}^4 \quad (191)$$

$$I_{p_2} = \frac{\pi}{32} \cdot d_2^4 = \frac{\pi}{32} \cdot 15^4 \cong 4\,970 \text{ mm}^4 \quad (192)$$

$$I_{p_3} = \frac{\pi}{32} \cdot d_3^4 = \frac{\pi}{32} \cdot 20^4 \cong 15\,708 \text{ mm}^4 \quad (193)$$

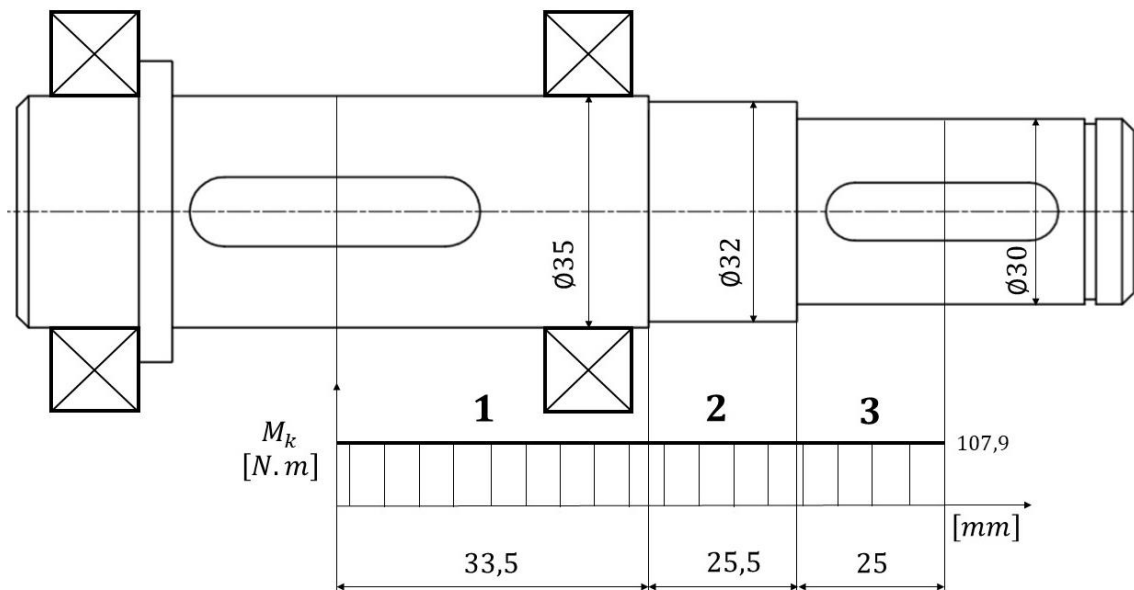
$$I_{p_4} = \frac{\pi}{32} \cdot d_4^4 = \frac{\pi}{32} \cdot 47,25^4 = 489\,336 \text{ mm}^4 \quad (194)$$

$$\sum_{i=1}^4 \frac{l_i}{I_{pi}} = \frac{14}{2\,036} + \frac{56}{4\,970} + \frac{67}{15\,708} + \frac{42,5}{489\,336} = 22,496 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-3} \quad (195)$$

$$\varphi = \frac{3,8 \cdot 10^3}{G} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot 22,496 \cdot 10^{-3} = \frac{3,8 \cdot 10^3}{8,2 \cdot 10^{40}} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot 22,496 \cdot 10^{-3} \quad (196)$$

$\varphi \cong 0,06^\circ < \varphi_D \rightarrow$ Vyhovuje

➤ **Výstupní hřídel**



Obr. 33.: Schéma pro výpočet torzní tuhosti výstupního hřídele

$$I_{p1} = \frac{\pi}{32} \cdot d_1^4 = \frac{\pi}{32} \cdot 35^4 \cong 147\,324 \text{ mm}^4 \quad (197)$$

$$I_{p2} = \frac{\pi}{32} \cdot d_2^4 = \frac{\pi}{32} \cdot 32^4 \cong 102\,944 \text{ mm}^4 \quad (198)$$

$$I_{p3} = \frac{\pi}{32} \cdot d_3^4 = \frac{\pi}{32} \cdot 30^4 \cong 79\,522 \text{ mm}^4 \quad (199)$$

$$\sum_{i=1}^3 \frac{l_i}{I_{pi}} = \frac{33,5}{147\,324} + \frac{25,5}{102\,944} + \frac{25}{79\,522} = 0,789 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-3} \quad (200)$$

$$\varphi = \frac{107,9 \cdot 10^3}{G} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot 0,789 \cdot 10^{-3} = \frac{107,9 \cdot 10^3}{7,5 \cdot 10^4} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot 0,789 \cdot 10^{-3} = \quad (201)$$

$\varphi \cong 0,07^\circ < \varphi_D \rightarrow$ Vyhovuje

5.5.2 Ohybová tuhost hřídelů

Při stanovení dovoleného průhybu jsem vycházel z rovnice (202). Výpočet výsledného průhybu jsem provedl pomocí softwaru MITCalc. Výsledný průhyb je kvadratickým součtem průhybů v jednotlivých rovinách, a proto je výsledný průhyb po celé délce hřídele kladný (viz rovnice (203)). Na Obr. 34 a Obr. 35 jsou znázorněny průběhy výsledného průhybu. Z obrázků je také patrné, že maximální průhyby u obou hřídelů jsou pod mezní hodnotou s čehož vyplývá, že oba hřídele na ohybovou tuhost vyhovují.

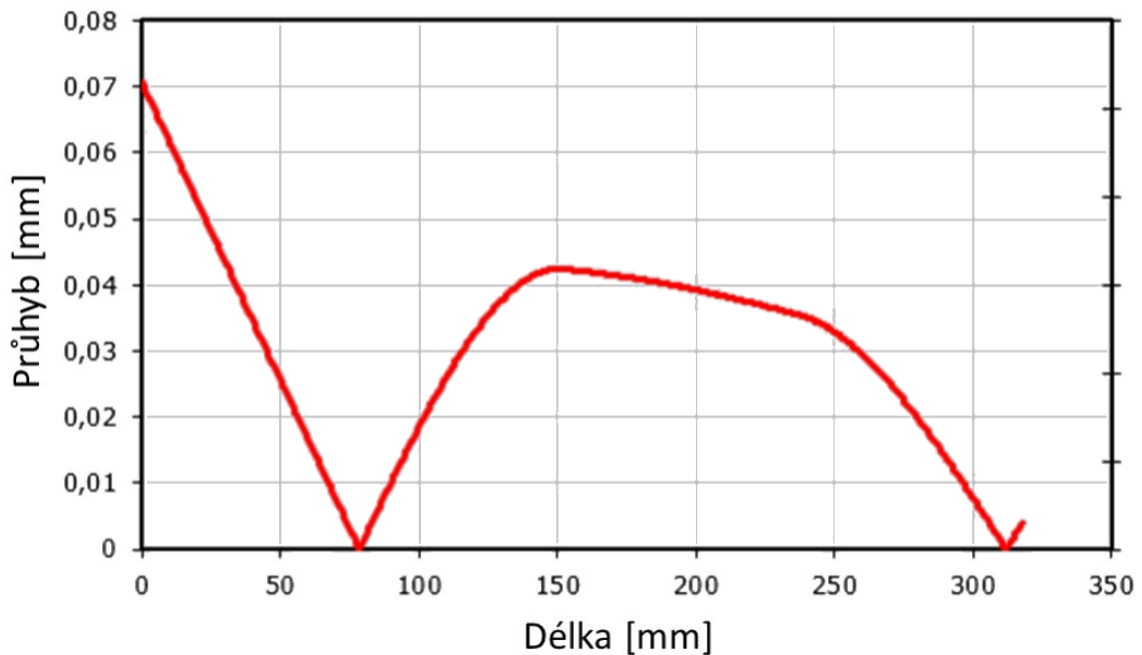
$$y_{max} = (0,01 \div 0,005) \cdot m_n \Rightarrow y_{max} = 0,01 \cdot 6,3 = 0,063 \text{ mm} \quad (202)$$

$$y \leq 0,063 \text{ mm}$$

$$y = \sqrt{y_{xy}^2 + y_{xz}^2} \quad (203)$$

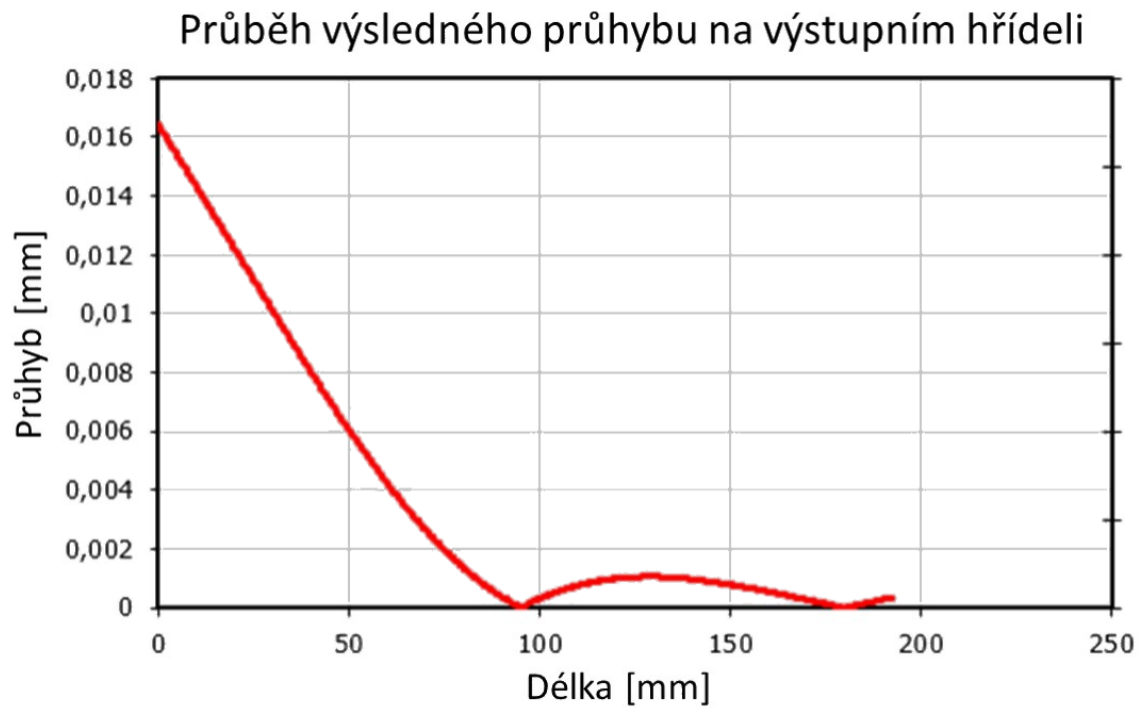
➤ Vstupní hřídel

Průběh výsledného průhybu na vstupním hřídeli



Obr. 34.: Průběh výsledného průhybu na vstupním hřídeli

➤ **Výstupní hřídel**



Obr. 35.: Průběh výsledného průhybu na výstupním hřídeli

5.6 Kontrola ložisek

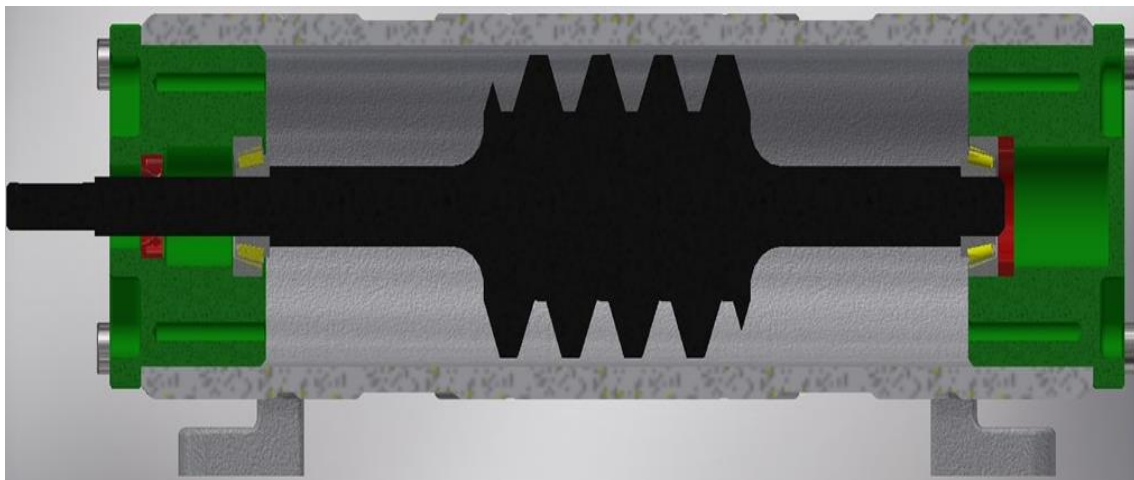
Při kontrole ložisek jsem vycházel z postupu, který doporučuje výrobce tedy společnost SKF. [10]

5.6.1 Vstupní hřídel

Pro vstupní hřídel jsem zvolil dvojici jednořadých kuželíkových ložisek, jejichž parametry jsou uvedeny v Tab. 14. Schéma uložení je znázorněno na Obr. 36.

Tab. 14.: Výpočtové parametry ložiska 30202 [10]

Základní dynamická únosnost	C [kN]	18,5
Základní statická únosnost	C_0 [kN]	14,6
Výpočtový součinitel	e [–]	0,35
Výpočtový součinitel	Y [–]	1,7
Výpočtový součinitel	Y_0 [–]	0,9
Výpočtový exponent	m [–]	$\frac{10}{3}$



Obr. 36.: Uložení vstupního hřídele

➤ **Ložisko A**

- 1) Nejprve si z reakčních sil (viz kapitola 4.3) určím celkové radiální a axiální síly působící na ložisko.

$$F_{rad A} = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{60,5^2 + 317,3^2} = 323 \text{ N} \quad (204)$$

$$F_{ax} = 856 \text{ N} \quad (205)$$

- 2) Spočítám si poměr mezi axiální a radiální silou a porovnáám ho s výpočtovým součinitelem.

$$\frac{F_{ax}}{F_{rad A}} = \frac{856}{323} = 2,65 > e \quad (206)$$

- 3) Spočítám ekvivalentní dynamické zatížení ložiska.

$$P = 0,4 \cdot F_{rad A} + Y \cdot F_{ax} = 0,4 \cdot 323 + 1,7 \cdot 856 = 1\,584,4 \text{ N} \quad (207)$$

- 4) Spočítám životnost ložiska v hodinách.

$$L_h = \left(\frac{C_0}{P}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{14\,600}{1\,584,4}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1385} = 19\,741 \text{ hod} \quad (208)$$

➤ **Ložisko B**

$$F_{rad B} = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = \sqrt{60,5^2 + 546,7^2} = 550 \text{ N} \quad (209)$$

$$F_{ax} = 856 \text{ N} \quad (210)$$

$$\frac{F_{ax}}{F_{rad A}} = \frac{856}{550} = 1,56 > e \quad (211)$$

$$P = 0,4 \cdot F_{rad A} + Y \cdot F_{ax} = 0,4 \cdot 550 + 1,7 \cdot 856 = 1\,675,2 \text{ N} \quad (212)$$

$$L_h = \left(\frac{C_0}{P}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{14\,600}{1\,675,2}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1385} = 16\,394 \text{ hod} \quad (213)$$

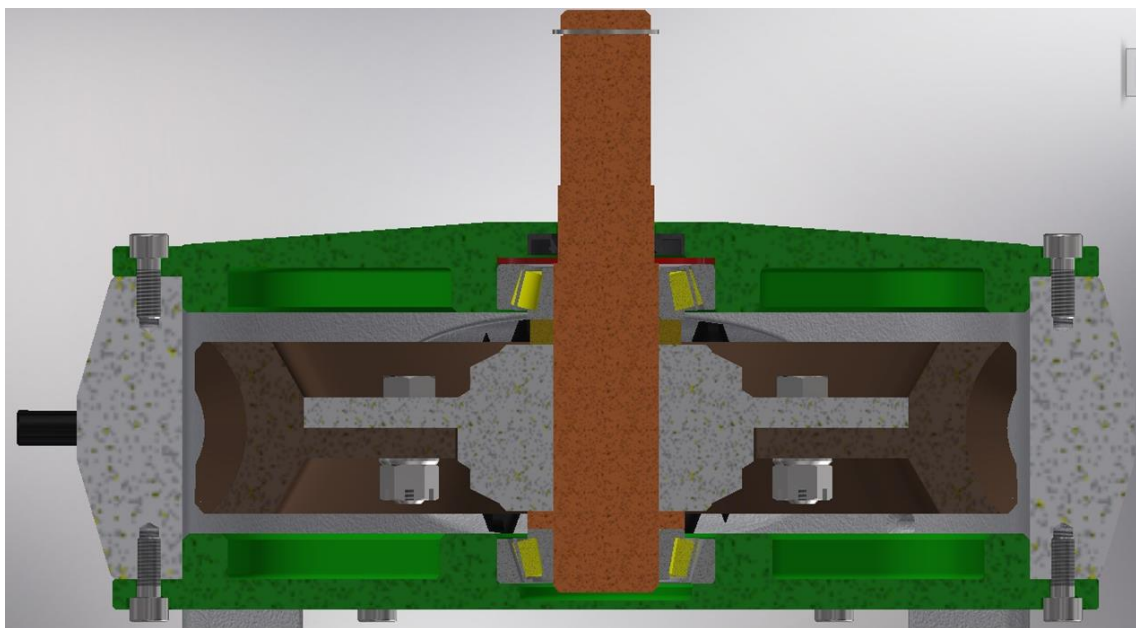
S ohledem na to, že převodovka bude pracovat nanejvýš několik minut denně mohou vypočtené životnosti ložisek považovat za dostačující.

5.6.2 Výstupní hřídel

Pro výstupní hřídel jsem rovněž zvolil dvojici jednořadých kuželíkových ložisek. Parametry ložiska jsou uvedeny v Tab. 15. Uložení výstupního hřídele je znázorněno na Obr. 37. Postup výpočtu je stejný jako v 5.6.1.

Tab. 15.: Výpočtové parametry ložiska 30207 [10]

Základní dynamická únosnost	C [kN]	63,2
Základní statická únosnost	C_0 [kN]	56
Výpočtový součinitel	e [-]	0,37
Výpočtový součinitel	Y [-]	1,6
Výpočtový součinitel	Y_0 [-]	0,9
Výpočtový exponent	m [-]	$\frac{10}{3}$



Obr. 37.: Uložení výstupní hřídele

➤ Ložisko C

$$F_{rad\ c} = \sqrt{C_y^2 + C_z^2} = \sqrt{104^2 + 612^2} = 621\ N \quad (214)$$

$$F_{ax} = 416\ N \quad (215)$$

$$\frac{F_{ax}}{F_{rad\ c}} = \frac{416}{621} = 0,67 > e \quad (216)$$

$$P = 0,4 \cdot F_{rad\ c} + Y \cdot F_{ax} = 0,4 \cdot 621 + 1,7 \cdot 416 = 914\ N \quad (217)$$

$$L_h = \left(\frac{C_0}{P}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{56\ 000}{914}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 34,4} = 4,36 \cdot 10^8\ hod \quad (218)$$

➤ **Ložisko D**

$$F_{rad\ D} = \sqrt{D_y^2 + D_z^2} = \sqrt{1695^2 + 252^2} = 1714\ N \quad (219)$$

$$F_{ax} = 416\ N \quad (220)$$

$$\frac{F_{ax}}{F_{rad\ c}} = \frac{416}{1714} = 0,24 < e \quad (221)$$

$$P = F_{rad\ D} \quad (222)$$

$$L_h = \left(\frac{C_0}{P}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{56\ 000}{1\ 714}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 34,4} = 5,37 \cdot 10^7\ hod \quad (223)$$

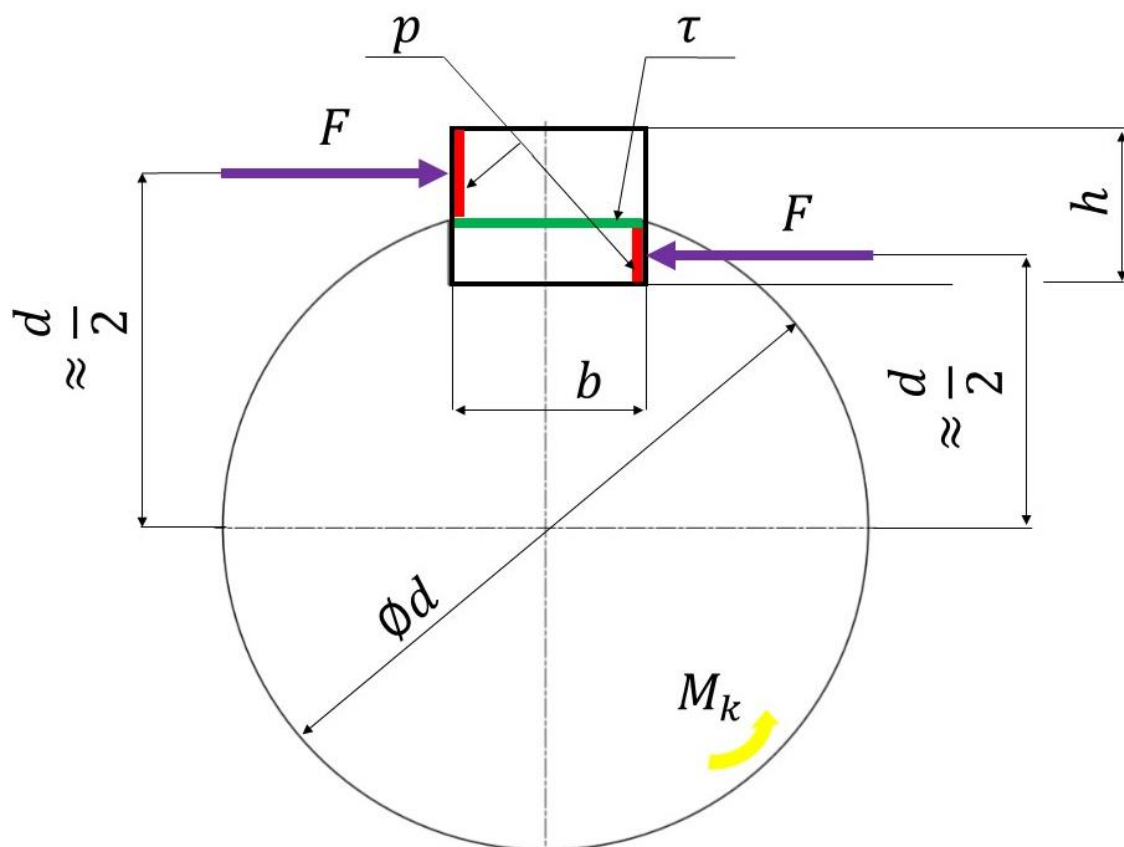
Životnosti ložisek na výstupním hřídeli vyšly několikanásobně vyšší než na vstupním hřídeli, takže je rovněž mohu považovat za dostačující.

5.7 Kontrola těsných per

Pera jsem kontroloval na smyk (rov. (225)) a otláčení (rov. (226)). Na smyk jsem kontroloval pouze pera do šířky $b = 8 \text{ mm}$ a pro výpočet jsem dovolené smykové napětí uvažoval $\tau_D = 25 \text{ MPa}$. Při výpočtu otláčení jsem uvažoval, že náboj je ocelový, a tudíž počítám s dovoleným tlakem (hřídel – náboj) $p_D = 120 \text{ MPa}$. Při výpočtu jsem vycházel ze schématu, který je na Obr. 38. Přehled per, která jsem použil je v Tab. 16.

Tab. 16.: Použitá pera

	Pero ČSN 02 2562	
Vstupní hřídel	A	$4h9 \times 4 \times 22$
Výstupní hřídel	B	$8h9 \times 7 \times 40$
	C	$10h9 \times 8 \times 50$



Obr. 38.: Silové poměry při spojení pomocí těsného pera

$$M_k = F \cdot \frac{d}{2} \rightarrow F = \frac{2 \cdot M_k}{d} \quad (224)$$

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l} = \frac{2 \cdot M_k}{b \cdot l \cdot d} \leq \tau_D \quad (225)$$

$$p = \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot l_a} = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \quad (226)$$

➤ **Pero A**

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{b \cdot l \cdot d} = \frac{2 \cdot 3,8 \cdot 10^3}{4 \cdot 22 \cdot 12} \cong 7,2 \text{ MPa} < 25 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (227)$$

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 3,8 \cdot 10^3}{12 \cdot 4 \cdot 18} \cong 17,6 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (228)$$

➤ **Pero B**

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{b \cdot l \cdot d} = \frac{2 \cdot 107,9 \cdot 10^3}{8 \cdot 40 \cdot 30} \cong 22,5 \text{ MPa} < 25 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (229)$$

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 107,9 \cdot 10^3}{30 \cdot 7 \cdot 32} \cong 64,2 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (230)$$

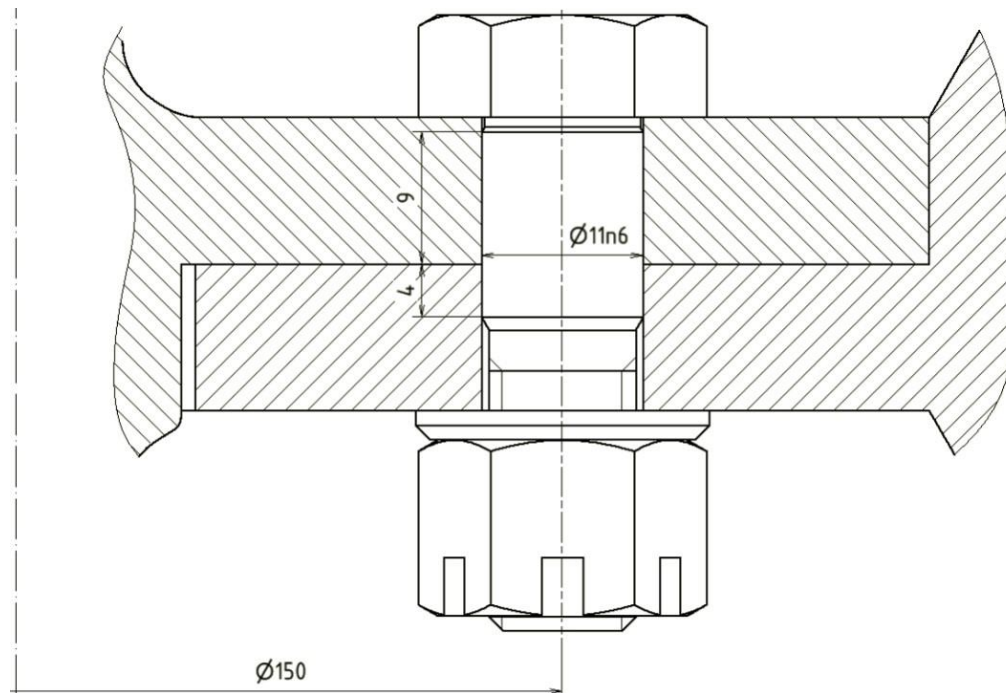
➤ **Pero C**

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 107,9 \cdot 10^3}{35 \cdot 8 \cdot 40} \cong 38,5 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (231)$$

5.8 Kontrola lícovaných šroubů

Věnc šnekového kola je k náboji připevněn pomocí šesti lícovaných šroubů ČSN 02 1111 – M10 × 35 – 8.8. Lícované šrouby jsem kontroloval na stříh a otláčení. Z důvodů výrobních nepřesností se přenášené zatížení nerozloží na všechny šrouby, a proto jsem si zavedl součinitel χ , kterým snížím počet nosných šroubů.

$$\chi = 0,66 \div 0,75 \quad (232)$$



Obr. 39.: Lícovaný šroub

➤ Smyk

$$\tau = \frac{F}{i \cdot \chi \cdot S} \leq \tau_D \rightarrow \tau = \frac{8 \cdot M_{kII}}{i \cdot \chi \cdot \pi \cdot d \cdot d_s^2} = \quad (233)$$

$$\tau = \frac{8 \cdot 107,9 \cdot 10^3}{6 \cdot 0,7 \cdot \pi \cdot 150 \cdot 11^2} = 3,6 \text{ MPa} \leq \tau_D \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

➤ Otláčení

$$p_1 = \frac{F}{i \cdot \chi \cdot d \cdot b_1} \leq p_D \rightarrow p_1 = \frac{2 \cdot M_{kII}}{i \cdot \chi \cdot b_1 \cdot d \cdot d_s} = \quad (234)$$

$$p_1 = \frac{2 \cdot 107,9 \cdot 10^3}{6 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot 150 \cdot 11} = 7,8 \text{ MPa} \leq p_D \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

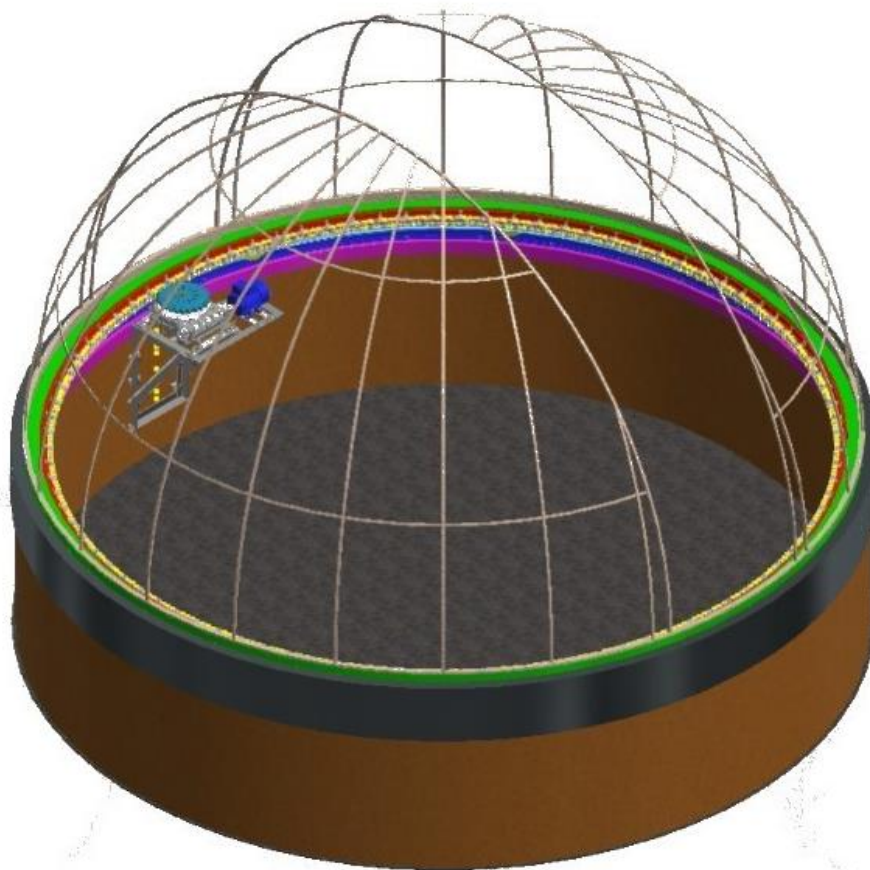
$$p_2 = \frac{F}{i \cdot \chi \cdot d \cdot b_1} \leq p_D \rightarrow p_2 = \frac{2 \cdot M_{kII}}{i \cdot \chi \cdot b_1 \cdot d \cdot d_s} = \quad (235)$$

$$p_2 = \frac{2 \cdot 107,9 \cdot 10^3}{6 \cdot 0,7 \cdot 9 \cdot 150 \cdot 11} = 3,5 \text{ MPa} \leq p_D \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout pohonnou jednotku, sloužící k otáčení kopule hvězdárny. V úvodu práce se zabývám rešerší možných konstrukčních variant, pomocí nichž lze realizovat otáčení kopule hvězdárny. Na základě rešerše jsem zvolil variantu se stacionárním pohonem, kde přenos kroutícího momentu je realizovaný pomocí řetězového převodu. Samotná pohonná jednotka se skládá ze svařovaného rámu, na němž je umístěna šneková převodovka s elektromotorem. Elektromotor je s převodovkou spojen pomocí pružné spojky.

V hlavní části mé bakalářské práce se pak věnuji návrhu šnekové převodovky. U šnekové převodovky jsem pak provedl kontrolní výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů, čím jsem ověřil, že kontrolované části vydrží dané zatížení. Součástí práce také bylo vytvoření 3D modelu, což jsem realizoval v programu Autodesk Inventor 2017. V tomto programu jsem rovněž vytvořil sestavný výkres šnekové převodovky a sestavný výkres celé pohonné jednotky.



Obr. 40.: Model kopule hvězdárny

Seznam použitých zkratk a symbolů

α_n	[°]	Úhel profilu
a_w	[mm]	Osová vzdálenost
b	[mm]	Šířka pera
b_2	[mm]	Šířka šnekového kola
β	[1]	Vrubový součinitel skutečného zhuštění napětí
C	[kN]	Základní dynamická únosnost ložiska
C_0	[kN]	Základní statická únosnost ložiska
d_1	[mm]	Roztečný průměr šneku
d_{a_1}	[mm]	Hlavový průměr šneku
d_{f_1}	[mm]	Patní průměr šneku
d_{ξ}	[mm]	Průměr lícovaného šroubu
d_{w_1}	[mm]	Valivý průměr šneku
$\overline{d_2}$	[mm]	Předběžný roztečný průměr šnekového kola
d_2	[mm]	Roztečný průměr šnekového kola
d_{a_2}	[mm]	Hlavový průměr šnekového kola
d_{f_2}	[mm]	Patní průměr šnekového kola
d_{w_2}	[mm]	Valivý průměr šnekového kola
e	[1]	Výpočtový součinitel ložiska
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
ε_m	[1]	Součinitel velikosti součásti
ε_p	[1]	Součinitel stavu povrchu součásti
$\overline{\eta}_{12}$	[1]	Předběžná účinnost šnekového soukolí
η_{12}	[1]	Účinnost šnekového soukolí
η_{celk}	[1]	Celková účinnost šnekové převodovky
η_l	[1]	Účinnost ložisek
F	[N]	Síla
F_a	[N]	Axiální síla
F_r	[N]	Radiální síla
$F_{\check{r}et}$	[N]	Síla na řetězovém kole
F_t	[N]	Tečná síla
φ	[°]	Úhel zkroucení
φ_D	[°]	Dovolený úhel zkroucení
φ'	[°]	Třecí úhel
G	[N]	Tíha
G	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
$\bar{\gamma}$	[°]	Předběžný úhel stoupání šroubovice
γ	[°]	Úhel stoupání šroubovice

h	[mm]	Výška pera
$i_{1,2}$	[1]	Převodový poměr
I_p	[mm^4]	Polární kvadratický modul průřezu
k	[$Wm^{-2}K^{-1}$]	Plocha převodové skříně pod hladinou oleje
K_A	[1]	Součinitel vnějších dynamických sil
k_d	[1]	Dynamická bezpečnost
K_H	[1]	Součinitel zatížení
$K_{H\alpha}$	[1]	Součinitel rozdělení zatížení na spoluzabírající páry zubů
$K_{H\beta}$	[1]	Součinitel koncentrace zatížení podél dotykových čar
k_s	[1]	Statická bezpečnost
K_V	[1]	Součinitel vnitřních dynamických sil
χ	[1]	Součinitel počtu lícovaných šroubů
ξ	[m]	Rameno valivého odporu
$\mu_{\check{c}}$	[1]	Součinitel čepového tření
l_a	[mm]	Činná délka pera
L_h	[hod]	Životnost ložiska
l_i	[mm]	Délka
l_{ξ}	[mm]	Délka šneku
M_h	[$N \cdot m$]	Hnací moment
M_{kI}	[$N \cdot m$]	Moment na vstupním hřídeli
M_{kII}	[$N \cdot m$]	Moment na výstupním hřídeli
M_o	[$N \cdot mm$]	Ohybový moment
m	[1]	Výpočtový exponent ložiska
m	[kg]	Hmotnost
\overline{m}_n	[1]	Předběžný modul
m_n	[1]	Modul
N	[1]	Počet cyklů
N_0	[1]	Základní počet cyklů
n_I	[min^{-1}]	Otáčky vstupního hřídele
\overline{n}_{II}	[min^{-1}]	Předběžné otáčky výstupního hřídele
n_{II}	[min^{-1}]	Otáčky výstupního hřídele
p	[MPa]	Tlak
P	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
P_I	[W]	Výkon na vstupním hřídeli
\overline{P}_{II}	[W]	Předběžný výkon na výstupním hřídeli
P_{II}	[W]	Výkon na výstupním hřídeli
q	[1]	Součinitel průměru šneku
Q	[W]	Tepelný výkon převodovky
$r_{\check{c}}$	[mm]	Poloměr čepu

r_k	[mm]	Poloměr kola
R_m, σ_{pt}	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
$R_{p0,2}, \sigma_{kt}$	[MPa]	Mez kluzu v tahu
S_1	[m ²]	Plocha převodové skříně pod hladinou oleje
S_2	[m ²]	Plocha převodové skříně nad hladinou oleje
S_F	[MPa]	Bezpečnost v ohybu
S_H	[1]	Bezpečnost v dotyku
σ_{co}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
σ_{co}^*	[MPa]	Snížená mez únavy v ohybu
$\sigma_F \text{ lim}$	[MPa]	Maximální dovolené napětí v ohybu
$\sigma_H \text{ lim}$	[MPa]	Maximální dovolené napětí v dotyku
σ_F	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_H	[MPa]	Napětí v dotyku
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
t_0	[°C]	Teplota okolí
t_{M_1}	[°C]	Maximální teplota oleje
t_{M_2}	[°C]	Teplota oleje stékajícího po stěně převodovky
τ_k	[MPa]	Napětí v krutu
τ_{kk}	[MPa]	Mez kluzu v krutu
τ_D	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
V_{HV}	[HV]	Tvrдость podle Vickerse
v_k	[m. s ⁻¹]	Kluzná rychlost
W_k	[mm ³]	Průřezový modul v krutu
W_o	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu
y	[mm]	Průhyb
Y	[1]	Výpočtový součinitel ložiska
Y_0	[1]	Výpočtový součinitel ložiska
Y_F	[1]	Součinitel tvaru zubu
Y_N	[1]	Součinitel trvanlivosti pro ohyb
Z	[W]	Ztrátový výkon převodovky
z_1	[1]	Počet zubů šneku
z_2	[1]	Počet zubů šnekového kola
Z_α	[1]	Součinitel trvání záběru
Z_E	[MPa ^{1/2}]	Součinitel materiálu
Z_ε	[1]	Součinitel délky stykových čar zubů
Z_N	[1]	Součinitel trvanlivosti pro dotyk
z_v	[1]	Počet zubů virtuálního kola

Seznam obrázků

Obr. 1.: Řešení pohonu pomocí třecího převodu [1]	2
Obr. 2.: Hvězdárna Ondřejov historická západní kopule [2]	3
Obr. 3.: Pohon kopule pomocí ozubených kol [3].....	4
Obr. 4.: Příklad použití Explora-Dome Rotation Kit [4]	4
Obr. 5.: Pohon řešený pomocí otáčejícího se elektromotoru [5]	5
Obr. 6.: Pohonná jednotka	6
Obr. 7.: Uložení kopule.....	7
Obr. 8.: Model pro výpočet hnacího momentu	8
Obr. 9.: Model pro určení hnacího momentu na výstupním hřídeli.....	9
Obr. 10.: Počet chodů šneku v závislosti na převodovém poměru [8]	11
Obr. 11.: Základní parametry elektromotoru [7]	12
Obr. 12.: Konstrukční uspořádání elektromotoru [7]	12
Obr. 13.: Základní rozměry šnekového soukolí.....	15
Obr. 14.: Silové poměry v ozubení	20
Obr. 15.: Reakční síly na vstupním hřídeli.....	21
Obr. 16.: Reakce v rovině xy.....	22
Obr. 17.: Reakce v rovině xz	22
Obr. 18.: Reakční síly na výstupním hřídeli	23
Obr. 19.: Reakce v rovině xy.....	23
Obr. 20.: Reakce v rovině xz	24
Obr. 21.: Průběh momentů v rovině xy.....	25
Obr. 22.: Průběh momentů v rovině xz.....	26
Obr. 23.: Průběh momentů v rovině xy.....	27
Obr. 24.: Průběh momentů v rovině xz.....	28
Obr. 25.: Možné způsoby chlazení šnekových převodovek [8].....	34
Obr. 26.: Kontrolovaná místa na vstupním hřídeli.....	35
Obr. 27.: Kontrolovaná místa na výstupním hřídeli	38
Obr. 28.: Vrubový součinitel skutečného zhuštění napětí [9]	41
Obr. 29.: Součinitel velikosti součásti [9]	42
Obr. 30.: Součinitel stavu povrchu součásti [9]	42
Obr. 31.: Součinitel skutečného zhuštění napětí u drážky pro pero [9]	45
Obr. 32.: Schéma pro výpočet torzní tuhosti vstupního hřídele.....	48
Obr. 33.: Schéma pro výpočet torzní tuhosti výstupního hřídele.....	49
Obr. 34.: Průběh výsledného průhybu na vstupním hřídeli.....	50
Obr. 35.: Průběh výsledného průhybu na výstupním hřídeli.....	51
Obr. 36.: Uložení vstupního hřídele	52
Obr. 37.: Uložení výstupní hřídele	54

Obr. 38.: Silové poměry při spojení pomocí těsného pera	56
Obr. 39.: Lícovaný šroub	58
Obr. 40.: Model kopule hvězdárny	59

Seznam tabulek

Tab. 1.: Součinitelé pro výpočet tažné síly [6]	7
Tab. 2.: Požadované parametry šnekové převodovky	10
Tab. 3.: Možné provedení elektromotorů	10
Tab. 4.: Předběžné hodnoty účinností a úhlů stoupání [8]	11
Tab. 5.: Přehled používaných materiálů pro šneková soukolí [9]	13
Tab. 6.: Řada modulů [8]	15
Tab. 7.: Parametry pro volbu součinitele průměru šneku [9]	16
Tab. 8.: Korigované parametry soukolí	17
Tab. 9.: Hlavní parametry šnekové převodovky	18
Tab. 10.: Součinitel vnitřních dynamických sil [8]	30
Tab. 11.: Součinitel tvaru zubu [8]	31
Tab. 12.: Základní mechanické vlastnosti oceli 17CrNi6 – 6 [9]	41
Tab. 13.: Základní mechanické vlastnosti oceli E 295 [9]	44
Tab. 14.: Výpočtové parametry ložiska 30202 [10]	52
Tab. 15.: Výpočtové parametry ložiska 30207 [10]	54
Tab. 16.: Použitá pera	56

Seznam příloh

- Příloha 1 Sestavný výkres šnekové převodovky
- Příloha 2 Sestavný výkres pohonné jednotky

Použitá literatura

- [1] CANTALAPIEDRA, Javier De Elias. *YouTube.com* [online]. [cit. 19.4.2019]. Dostupné z <https://www.youtube.com/watch?v=0DbWSiq7rGQ>
- [2] ASTRONOMICKÝ ÚSTAV AV ČR. *MFF UK-Astronomické muzeum Ondřejov* [online]. [cit. 19.4.2019]. Dostupné z <http://asu.pano3d.eu/>
- [3] MILLER, Jeff. UNIVERSITY of WISCONSIN–MADISON [online] [cit.19.4.2019]. Dostupné z <https://news.wisc.edu/after-long-hiatus-washburn-observatory-public-viewing-to-resume/>
- [4] PLUMER, Edward. *Blogger.com* [online]. [cit. 19.4.2019]. Dostupné z <http://eplumer.blogspot.com/2010/01/observatory-gets-automated-dome.html>
- [5] PUTMAN MOUNTAIN OBSERVATORY. *putmanmountainobservatory.com* [online]. [cit. 19.4.2019]. Dostupné z <http://www.putmanmountainobservatory.com/observatory/observatory-automation>
- [6] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. 1,2. přeprac. vyd. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1968
- [7] SIEMENS. *Siemens.cz* [online]. [cit. 20.4.2019]. Dostupné z http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/technika_pohonu/motory/nizk_onapetove_standardni_motory/D81_1-2016_cz.pdf
- [8] KUGL, Otmar. *Projekt-III. ročník*. Vyd. 2. Praha: ČVUT, 2005. 169 s. ISBN 80-01-03205-1.
- [9] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, ©2008. xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [10] SKF. *SKF.cz* [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/index.html>
- [11] OTISK, Jan. *Návrh šnekového převodu pohonu výtahu* [online]. Brno, 2008 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/13821>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jiří Malášek.