



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu hřebenového zvedáku stavidla

Drive Design of Floodgate's Rack Jack

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.

Jan Pavlíčko

Praha 2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu hřebenového zvedáku stavidla“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kříčky, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 11. 06. 2015

.....

Jan Pavlíčko

Poděkování

Děkuji Ing. Jaroslavu Kříčkovi, Ph.D., za odborné vedení, potřebné rady a připomínky při vypracování bakalářské práce.

Anotační list

Jméno autora: **Jan PAVLÍČKO**

Název BP: *Návrh pohonu hřebenového zvedáku stavidla*

Anglický název: Drive Design of Floodgate's Rack Jack

Rok: 2015

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí BP: Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.

Bibliografické údaje: počet stran 56
počet obrázků 28
počet tabulek 6
počet příloh 4

Klíčová slova: Čelní převodovka, hřebenový zvedák, návrh, pohon, stavidlo

Keywords: Spur gear unit, rack jack, design, drive, floodgate

Anotace:

Bakalářské práce se zabývá návrhem pohonu hřebenového zvedáku stavidla. Cílem práce je návrh vhodné pohonné soustavy, která bude splňovat všechny nároky vyplývající z provozuschopnosti daného zařízení. K řešení pohonu byl použit elektromotor napojený na dvoustupňovou čelní převodovku se šikmými zuby a kvůli předpokládané zástavbě řetěz na výstupu z převodovky. Vytvořené řešení splňuje všechny požadované nároky na funkčnost a životnost, plynulost chodu i vhodně řeší minimalizaci prostorových nároků v zástavbě.

Abstract:

This thesis deals with the design of a floodgate's rack jack drive. The aim of this work is to design suitable drive system that will satisfy all claims arising from the operability of the device. There was used an electric motor coupled to a two-stage spur gear unit with helical teeth and due to the anticipated installation space there was also used a chain at the gearboxes output. This solution satisfies demands for the required functionality and durability, smoothness of operation and it suitably minimizes the space requirements for the installation.

Obsah

Úvod.....	1
1 Pohonné mechanismy stavidel	2
1.1 Zdvihací mechanismus	2
1.1.1 Zdvih šroubovým vřetenem	2
1.1.2 Zdvih ozubenou tyčí	3
1.1.3 Zdvih cévovou tyčí.....	4
1.1.4 Zdvih řetězem.....	4
1.2 Pohon zdvihacího mechanismu	5
1.2.1 Ruční pohon.....	5
1.2.2 Přenosný pohon	5
1.2.3 Elektrický pohon.....	6
2 Vymezení problematiky.....	7
2.1 Stávající zařízení	7
2.2 Řešená varianta.....	7
3 Pohon hřebenového zvedáku	10
3.1 Návrhové výpočty	10
3.1.1 Výpočet výkonu motoru a jeho volba.....	10
3.1.2 Výpočet dvoustupňové čelní převodovky	11
3.1.2.1 Krouticí momenty v soustavě	11
3.1.2.2 Předběžné průměry hřídelů.....	11
3.1.2.3 Návrh převodových poměrů	12
3.1.2.4 Chemicko-tepelné zpracování.....	13
3.1.2.5 Normálový modul	13
3.1.2.6 Určení počtu zubů	14
3.1.2.7 Geometrie ozubených kol.....	15
3.1.3 Návrh řetězového soukolí.....	18
3.1.4 Návrh spojky.....	19
3.2 Kontrolní výpočty	20
3.2.1 Uložení ozubených kol na hřídelích.....	20
3.2.2 Určení silových účinků na kolech	23
3.2.3 Určení silových účinků na hřídelích	25
3.2.4 Statická kontrola hřídelů	36

3.2.5	Dynamická kontrola hřídelů	37
3.2.6	Ložiska	37
3.3	Návrh skříně převodovky	41
3.4	Návrh základního rámu	42
Závěr	43
Použitá literatura	44
Seznam obrázků	46
Seznam tabulek	47
Seznam příloh	48
Seznam použitých zkratk a symbolů	49

Úvod

Jednoduchá zdvihadla, též zvedáky, jsou využívána v širokém spektru lidské činnosti. Právě kvůli širokému funkčnímu záběru existují různá provedení těchto zařízení, od hydraulických přes pneumatická až po mechanická. A právě mechanické zvedáky si pro svou jednoduchost a relativně velkou zvedací sílu našly uplatnění ve vodohospodářství, konkrétně v místech regulace vodní hladiny, přítoku a odtoku.

Velké množství mechanických zvedáků stavidel je poháněno ručně, avšak v místech s dostupnou elektrickou sítí se od ručního pohonu přechází primárně k pohonu elektrickému.

Tato bakalářská práce je tedy zaměřena na návrh elektrického pohonu nahrazujícího dosavadní ruční pohon mechanického stavidlového hřebenového zvedáku.

1 Pohonné mechanismy stavidel

Jedná se o mechanismy sloužící k rozpořybování stavidla. Lze je nalézt v provedení hydraulickém, viz Gabčíkovo vodní dílo *obr. 1.*, avšak mnohem častěji v mechanickém provedení, které bude dále rozvedeno.



obr. 1.: Hydraulicky poháněná stavítka vodního díla Gabčíkovo [4]

V mechanickém provedení je lze rozdělit na zdvihací mechanismus – ve většině případů převádí rotační pohyb vyvozený hnacím členem na pohyb lineární a na mechanismus pohánějící vlastní zdvihací mechanismus, složený z hnacího členu, který transformuje energii (elektromotor, hydromotor) a převodového mechanismu.

1.1 Zdvihací mechanismus

Vynechají-li se speciální způsoby zdvihu (samoregulační stavidlo – zdvih uskutečněn pákou aj.), zbývají 4 základní způsoby zdvihu stavidla.

1.1.1 Zdvih šroubovým vřetenem

Pohybová tyč s trapézovým závitem spolu s maticí tvoří samosvornou závitovou dvojici. Pro rozpořybování matice vřetena není zapotřebí vyvození velké síly.

Jakmile je překonána mez samosvornosti, netočivé vřeteno se dá do pohybu. Účinnost tohoto typu zvedáku se však pohybuje okolo 35 %.



obr. 2.: Stavidlo se šroubovým netočivým vřetenem [5]

1.1.2 Zdvih ozubenou tyčí

Ozubená tyč, též hřeben, se pohybuje díky jednoduchému, popřípadě vícenásobnému silovému ozubenému převodu. Oproti vřetenovému zvedáku dosahuje výrazně lepší účinnosti.



obr. 3.: Klikový hřebenový zvedák [6]

1.1.3 Zdvih cévovou tyčí

Zuby na tyči jsou nahrazeny válcovými čepy (cévy), přičemž pastorek se vzhledově podobá řetězovému kolu, avšak principiálně je pohyb cévové tyče proveden shodně s tyčí ozubenou.



obr. 4.: Cévové tyče mechanismů stavidel vodní elektrárny Mělník [4]

1.1.4 Zdvih řetězem

Namísto tyče je instalován řetěz, jehož pohyb je určen pohybem řetězového kola. Nespornou výhodou tohoto druhu zvedáku je minimalizace zabraného prostoru při maximálním zdvihu stavidla. Nedochozí totiž k vertikálnímu vysunutí pohybových tyčí.



obr. 5.: Řetězový pohon stavidla vodní elektrárny Přelouč [4]

1.2 Pohon zdvihacího mechanismu

1.2.1 Ruční pohon

Tento typ pohonu je vhodný především do míst, kde nelze instalovat elektromotor, a to ať už z důvodu absence elektrické sítě nebo z prostorových či jiných důvodů. Rotační pohyb je vyvozován klikou popřípadě ručním kolem.



obr. 6.: Soustava hřebenových zvedáků s ručním pohonem [7]

1.2.2 Přenosný pohon

Jedná se o variantu, která umožňuje ovládat stavidlo bez fyzického úsilí, avšak je zapotřebí přítomnost obsluhy u daného procesu.



obr. 7.: Bateriový přenosný pohon na převodovce vřetenového zvedáku [8]

1.2.3 Elektrický pohon

U stavidel s elektrickým pohonem často odpadá nutnost přítomnosti obsluhy přímo u daného zařízení. Řízení je tedy možné provádět dálkově, případně i plně automaticky regulovat hladinu vody. Pohyb stavidla je rovnoměrný a rychlost zdvihu nezávisí na momentální výkonnosti obsluhy, ale na výstupních otáčkách převodovky, která je kvůli požadovanému snížení otáček nedílnou součástí pohonné soustavy.



obr. 8.: Hřebenový zvedák stavidla s elektromotorem a čelní převodovkou [9]



obr. 9.: Dvojitý hřebenový zvedák s elektromotorem a úhlovou převodovkou [9]

2 Vymezení problematiky

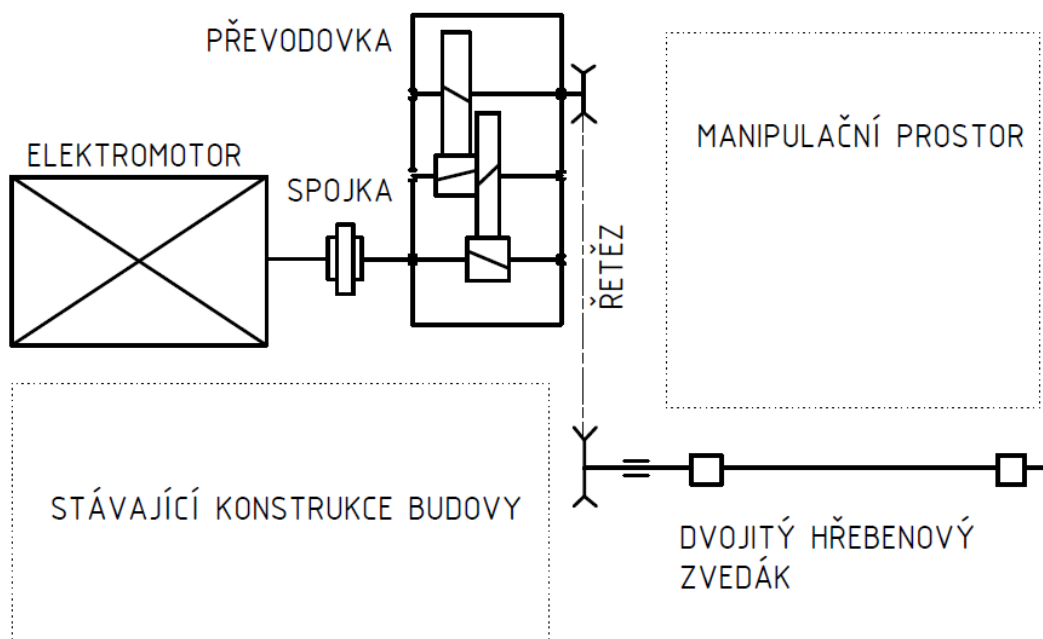
2.1 Stávající zařízení

Cílem práce bylo vytvořit návrh pohonu hřebenového zvedáku stavidla. Jako stávající zařízení jsem se rozhodl vybrat stavidlo zvedané dvojitým hřebenovým zvedákem Haacon 1280.10. Aby bylo možné ručně zdvihnout maximálně zatížené stavidlo, musí se na klice mechanismu, jejíž rameno je 300 mm dlouhé, působit silou o velikosti 370 N [10]. Zdvih na otáčku kliky při tomto bočním pohonu bude 4 mm.

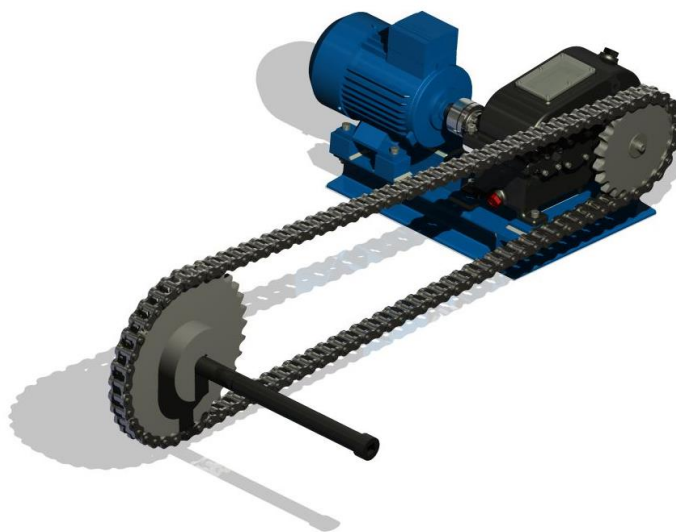
2.2 Řešená varianta

Aby bylo dosaženo optimální rychlosti zdvihání stavidla, stanovil jsem přibližné otáčky vstupního hřídele převodové skříně zvedáku na 50 otáček za minutu. K tomu bude zapotřebí výrazné snížení otáček elektromotoru, v důsledku čehož volím dvoustupňovou čelní převodovku s šikmými zuby.

Jako další vymežující parametr jsem zvolil řetěz na výstupu z převodovky (kvůli vhodnému umístění motoru s převodovkou), který bude roztáčet řetězové kolo na vstupním hřídeli převodové skříně zvedáku. Celé schéma vytvořeného řešení zasazeného do prostředí je vidět na obrázku 10., model samotného pohonu na obrázku 11. a výsledný modelový návrh soustavy na obrázcích 12. a 13.



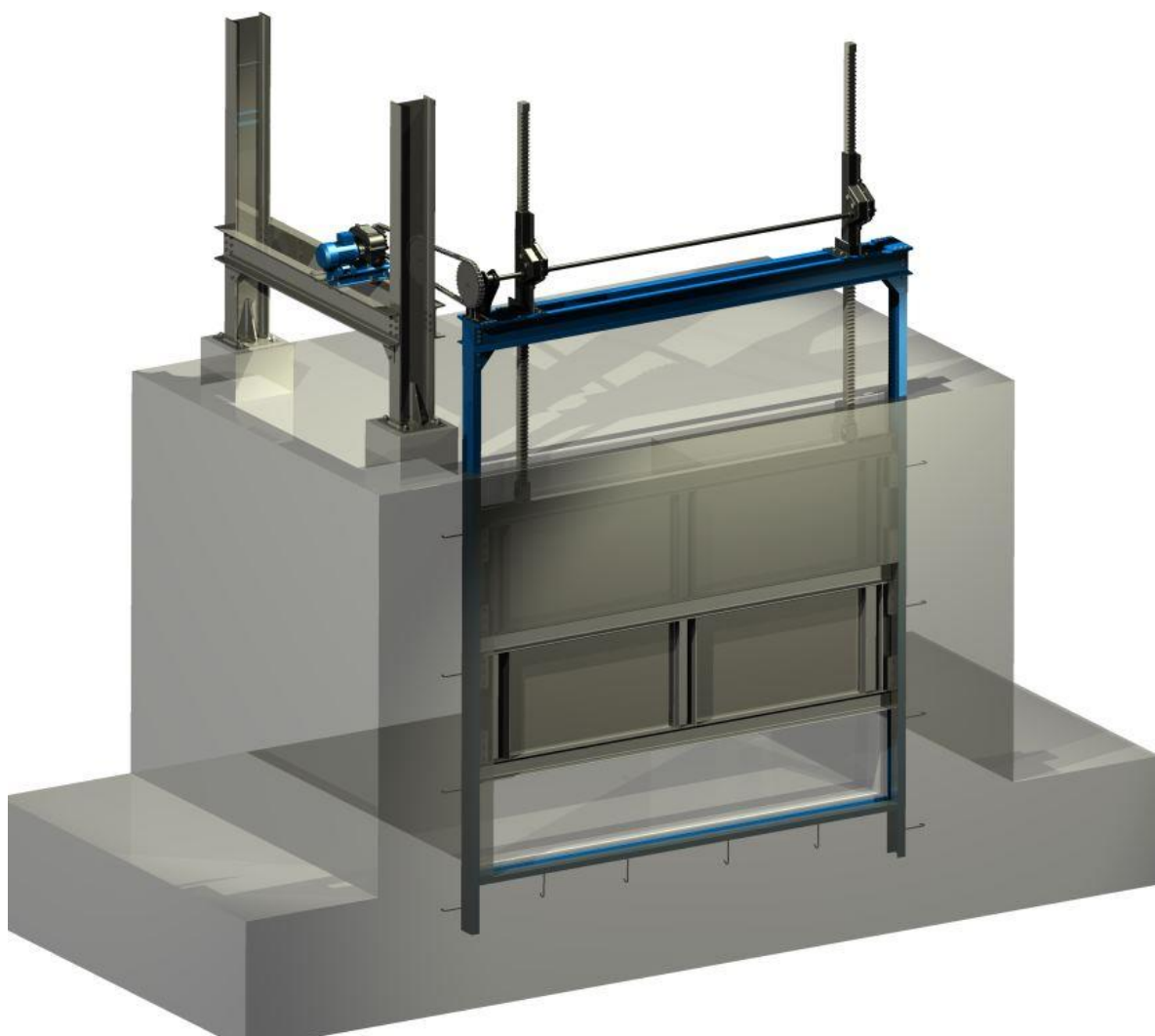
obr. 10.: Koncepční schéma soustavy



obr. 11.: Model pohonu



obr. 12.: Model soustavy



obr. 13.: Model soustavy zasazený v uzavřeném betonovém kanále

3 Pohon hřebenového zvedáku

3.1 Návrhové výpočty

3.1.1 Výpočet výkonu motoru a jeho volba

Při zjištění velikosti výkonu motoru je nutné nejprve spočítat velikost momentu M'_{kIV} vzniklého působením síly na kliku (1). Tento moment umožňuje otáčení klikou, a tím zvedání hřebenu stavidla při maximální zátěži. Minimální potřebný výkon P_{IV}^{min} se získá z rovnice (2).

$$M'_{kIV} = r_k \cdot F_k = 0,3 \cdot 370 = 111 [N \cdot m] \quad (1)$$

$$P_{IV}^{min} = M'_{kIV} \cdot \omega_{IV} = M'_{kIV} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{IV}}{60} = 111 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 50}{60} \doteq 581,2 [W] \quad (2)$$

Vzhledem ke ztrátám díky převodovce a řetězu je však nutné zvýšit požadovaný nutný výkon na předběžný výkon příslušného motoru podle rovnice (3). Účinnosti podle [3] str. 18:

- pár čelních ozubených kol $\eta_{ok} = 0,98 [-]$
- řetězový převod $\eta_{řet} = 0,94 [-]$

$$P_m' = \frac{P_{IV}^{min}}{\eta_{ok} \cdot \eta_{ok} \cdot \eta_{řet}} = \frac{581,2}{0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,94} \doteq 644 [W] = 0,644 [kW] \quad (3)$$

Typ elektromotoru je volen z katalogu [11] na základě nejbližšího vyššího výkonu v dané kategorii. Zvolil jsem trojfázový asynchronní 4-pólový motor nakrátko Siemens 80M 1LA9 080-4LA s vestavbou G26 (brzda 2LM8), jehož vybrané parametry jsou:

- jmenovitý výkon $P_m = 0,9 kW$
- otáčky $n_m = 1\,340 \text{ min}^{-1}$
- jmenovitý moment $M_{km} = 6,4 N \cdot m$
- průměr výstupního hřídele $d_m = 19 \text{ mm}$
- délka výstupního hřídele $l_m = 40 \text{ mm}$

3.1.2 Výpočet dvoustupňové čelní převodovky

3.1.2.1 Krouticí momenty v soustavě

Nejprve je zapotřebí provést analýzu momentové situace v celém pohonu, jelikož od této zásadní znalosti se bude odvíjet celé dimenzování hřídelů, ozubených kol, převodové skříně, řetězu a i výběr vhodné spojky.

- Motor

$$M_{km} = 6,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Hřídele převodovky

$$M_{kl} = M_{km} = 6,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kII} = M_{kl} \cdot i_{12} \cdot \eta_{ok} = 6,4 \cdot 4,3 \cdot 0,98 \doteq 27 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4)$$

$$M_{kIII} = M_{kII} \cdot i_{34} \cdot \eta_{ok} = 27 \cdot 3,65 \cdot 0,98 \doteq 96,6 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (5)$$

- Hřídel na vstupu do převodové skříně zvedáku

$$M_{kIV} = M_{kIII} \cdot i_{řet} \cdot \eta_{řet} = 96,6 \cdot 1,7 \cdot 0,94 \doteq 154,4 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (6)$$

3.1.2.2 Předběžné průměry hřídelů

Pro předběžný návrh hřídelů se vychází z pevnostní podmínky v krutu. Volba dovolených napětí ve smyku τ_{DI} dle [3] str. 31. Výsledné průměry hřídelů však byly zvýšeny z konstrukčních a bezpečnostních důvodů.

$$\tau_{DI} = 25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{DII} = 35 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{DIII} = 50 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$d_i' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kl}}{\pi \cdot \tau_{DI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 6,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} \doteq 11 \text{ [mm]} \quad (7)$$

$$d_{II}' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_{DII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27 \cdot 10^3}{\pi \cdot 35}} \doteq 16 \text{ [mm]} \quad (8)$$

$$d_{III}' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot \tau_{DIII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 96,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 50}} \doteq 22 \text{ [mm]} \quad (9)$$

3.1.2.3 Návrh převodových poměrů

Na základě [3] str. 18 jsem vypočítal celkový převod zahrnující i řetězový převod (10), poté jsem vypočítal po zvolení optimálního převodu řetězu převodový poměr samotné převodovky (11)

$$i_c = \frac{n_m}{n_{IV}} = \frac{1340}{50} = 26,8 \in (15 \div 45) \quad (10)$$

$$i_p = \frac{i_c}{i_{řet}} = \frac{26,8}{1,7} \doteq 15,765 \in (10 \div 25) \quad (11)$$

Dále bylo nutné provést kontrolu celkového skutečného převodového poměru, zda platí maximální přípustná odchylka $\pm 4\%$ od jmenovité hodnoty převodového čísla stanovené dle ČSN 03 1013. V mém případě se tedy jmenovitá hodnota převodového čísla i_p^{jm} rovnala číslu 16. Jak je evidentní z rovnice (12), odchylka je v normě, tudíž skutečný převodový poměr vyhovuje.

$$\xi = 100\% - \frac{i_p \cdot 100\%}{i_p^{jm}} = 100\% - \frac{15,765 \cdot 100\%}{16} \doteq 1,47\% \quad (12)$$

Poměr dílčích převodových čísel jsem zvolil na základě doporučení [3] str. 19, tj. pro systém s řetězovým převodem je vhodné volit $i_{12} > i_{34}$, aby nedošlo ke zvýšení rozměrů celé převodovky. Číselně jsem rozhodl poměrem $i_{12}/i_{34} \cong 1,2$ a na základě této znalosti (13) vypočítal dílčí převody (14), (15).

$$i_{12} \cdot i_{34} = i_p = 16 = 1,2 \cdot i_{34} \cdot i_{34} \quad (13)$$

$$i_{34} = \sqrt{\frac{16}{1,2}} \doteq 3,65 \quad (14)$$

$$i_{12} = 1,2 \cdot i_{34} = 1,2 \cdot 3,65 \doteq 4,3 \quad (15)$$

tab. 1.: Sumarizace převodových poměrů

	i_c	i_p	i_{12}	i_{34}	$i_{řet}$
převodový poměr	26,8	15,765	4,3	3,65	1,7

3.1.2.4 Chemicko-tepelné zpracování

K dalším výpočtům je nutné znát chemicko-tepelné zpracování (dále jen CHTZ) ozubení. Pro pastorky i kola jsem vybral materiál ocel 12 051 dle ČSN. Následnou úpravou bude CHTZ, konkrétně povrchové kalení po boku na tvrdost 45 až 55 HRC. Tím se dosáhne požadovaných materiálových vlastností uvedených v tab. 2.

tab. 2.: Materiálové vlastnosti oceli 12 051 po CHTZ

Tvrdost v jádře zubu J_{HV}	Tvrdost na boku zubu V_{HV}	Mez únavy v ohybu σ_{Flimb}^0 [MPa]	Mez únavy v dotyku σ_{Hlim}^0 [MPa]
200	600 – 675	390	1140

3.1.2.5 Normálový modul

Pro výpočet normálového modulu m_{n1} (16) a m_{n2} (17) je potřeba vztahů a příslušných koeficientů podle [3] str. 23 – 24:

$$m_{n1} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kl}}{b_{WF/m} \cdot Z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot K_{H\beta} \cdot M_{kl}}{b_{WF/m} \cdot Z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (16)$$

$$m_{n2} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kll}}{b_{WF/m} \cdot Z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot K_{H\beta} \cdot M_{kll}}{b_{WF/m} \cdot Z_3 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (17)$$

$f_p = 18$ platí pro kalená ozubená kola.

K_A je součinitel vnějších dynamických sil, který závisí na zatěžování převodovky hnacím a hnaným strojem. Volba pro případ stavidla (pokud by docházelo k velkým dynamickým účinkům způsobených rychle proudící vodou) $K_A = 1,6$ dle [12] str. 11.

$K_{H\beta}$ je součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce, určen podle grafu vnitřního uspořádání převodovky a CHTZ jako $K_{H\beta} = 1,3$.

$b_{WF/m} = 24$ poměrná šířka, zvolena podle příslušné kombinace CHTZ a převodového poměru.

$z_1 = z_3 = 17$ je počet zubů pastorků, zvolených podle příslušné kombinace CHTZ a převodových poměrů.

Koeficient σ_{FP} se získá z rovnice (18).

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0 = 0,6 \cdot 390 = 234 \text{ [MPa]} \quad (18)$$

Po dosazení předchozích koeficientů do (16), resp. (17) jsem získal následující normálové moduly zaokrouhlené na nejbližší vyšší přednostní normalizovaný modul podle [3] str. 27 tab. VI:

$$m_{n1} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,6 \cdot 1,3 \cdot 6400}{18 \cdot 17 \cdot 234}} \doteq 1,03 \text{ [mm]} \doteq 1,25 \text{ [mm]}$$

$$m_{n2} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,6 \cdot 1,3 \cdot 27000}{18 \cdot 17 \cdot 234}} \doteq 1,66 \text{ [mm]} \doteq 2 \text{ [mm]}$$

3.1.2.6 Určení počtu zubů

Volba počtu zubů pastorků s ohledem na podřezání pro úhel $\alpha = 20^\circ$ byla provedena v předchozí kapitole. V této jsou dopočteny zbylé počty zubů na ozubených kolech 2 a 4.

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12} = 17 \cdot 4,3 \doteq 74 \quad (19)$$

$$z_4 = z_3 \cdot i_{34} = 17 \cdot 3,65 \doteq 62 \quad (20)$$

Následná kontrola převodového poměru soukolí:

$$i'_p = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{74}{17} \cdot \frac{62}{17} \doteq 15,8754 \quad (21)$$

$$|i_p - i'_p| \leq 0,04 \cdot i_p = 0,04 \cdot 16$$

$$|16 - 15,8754| \leq 0,64$$

$$0,1246 \leq 0,64$$

Je patrné, že takovéto počty zubů jsou použitelné, splňují normu ČSN 03 1013.

tab. 3.: Sumarizace počtů zubů

(počty zubů)	soukolí 1, 2	soukolí 3, 4
pastorek	17	17
kolo	74	62

3.1.2.7 Geometrie ozubených kol

Aby bylo dosaženo lepších záběrových podmínek, nižší hlučnosti, menších rázů a tím i zvýšení životnosti ozubených kol, zvolil jsem šikmé ozubení s úhly sklonu zubů pro první soukolí $\beta_{12} = 10^\circ$ a menší úhel $\beta_{34} = 6^\circ$ pro druhé soukolí dle normy ČSN 01 4610 [3] str. 28.

Následující tabulky tab. 4. a 5. jsou výslednými výstupy dostupného školního souboru [13], do kterého byly zadány tyto údaje:

- **soukolí 1,2**

$$P = 0,9 \text{ kW}$$

$$z_2 = 74$$

$$\beta = 10^\circ$$

$$n_1 = 1340 \text{ min}^{-1}$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\rho_f = 0,38 \text{ mm}$$

$$z_1 = 17$$

$$m_n = 1,25 \text{ mm}$$

$$c_a = 0,25 \text{ mm}$$

bez boční vůle

Osová vzdálenost $a_0 \doteq 57,752 \text{ mm}$ byla z výrobních důvodů zaokrouhlena na celé číslo a následně dosazena jako $a_w = 58 \text{ mm}$. Z tohoto zaokrouhlení je patrné zavedení korekce x . Vzhledem k velikosti celkové společné korekce $x \doteq 0,201 \text{ mm}$, která je menší než 0,3 podle [3] str. 33, jsem zvolil jednotkové posunutí kola $x_2 = 0 \text{ mm}$ a korigován bude pouze pastorek hodnotou $x_1 \doteq 0,201 \text{ mm}$.

Šířka pastorku $b_{w1} = 21 \text{ mm}$ je zvolena tak, aby šířka kola byla přibližně z obou stran o velikost modulu menší, tj. $b_{w2} = 19 \text{ mm}$.

tab. 4.: Soukolí 1,2

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	17		d	21,57782	93,92696	σ_{Flim}	390	390
z_2	74		d_a	24,57304	96,4193	σ_{Hlim}	1140	1140
m_n	1,25		d_f	18,9557	90,80196	Y_{Fa}	2,55718	2,231307
x_1	0,201153		d_b	20,23974	88,1024	Y_{sa}	1,632707	1,763416
x_2	0		d_w	21,67033	94,32967	Y_ϵ	0,718311	0,718311
α_n	20		h_a	1,497611	1,24617	Y_β	0,934209	0,934209
β	10		h_f	1,311058	1,5625	F_β	6	6
a_w	58		h	2,80867	2,80867	$Y_{N,x}$	1	1
b_1	21		s_n	2,14653	1,963495	Z_H	2,421205	2,421205
b_2	19		s_t	2,179644	1,993785	Z_E	189,8	189,8
P	0,9		v_n	1,780461	1,963495	Z_ϵ	0,823255	0,823255
n_1	1340		v_t	1,807927	1,993785	Z_β	0,992375	0,992375
M_{k1}	6413,707		α_w	20,93538		Z_B	1	1
v	1,513948					$Z_{R,T}$	1	1
u	4,352941					K_A	1,6	1,6
						K_V	1,068824	1,068824
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1,1	1,1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,254061	1,24969
h_k	1,152671	0,930642				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	1,895434	1,895434		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,297858	1,297858
z'	2	9						
M/z	6,018155	32,71978		přes zuby				
d	1,845082	1,845082				S_F	2,605545	2,51018
M/d	23,82735	95,67839		přes kuličky		S_H	1,526336	1,526336

• soukolí 3,4

Formální dosazení hodnot do programu vypadalo následovně:

$$P = 0,882 \text{ kW}$$

$$z_2 = 62$$

$$\beta = 6^\circ$$

$$n_1 = 312 \text{ min}^{-1}$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\rho_f = 0,38 \text{ mm}$$

$$z_1 = 17$$

$$m_n = 2 \text{ mm}$$

$$c_a = 0,25 \text{ mm}$$

bez boční vůle

Osová vzdálenost $a_0 \doteq 79,435 \text{ mm}$ byla z výrobních důvodů zaokrouhlena na celé číslo a následně dosazena jako $a_w = 80 \text{ mm}$. Vzhledem k velikosti celkové společné korekce $x \doteq 0,2897 \text{ mm}$, která je menší než 0,3 podle [3] str. 33, jsem zvolil jednotkové posunutí kola $x_2 = 0 \text{ mm}$ a korigován bude opět pouze pastorek hodnotou $x_1 \doteq 0,2897 \text{ mm}$.

Šířka pastorku $b_w = 34 \text{ mm}$ je zvolena tak, aby šířka kola byla přibližně z obou stran o velikost modulu menší, tj. $b_w = 30 \text{ mm}$.

tab. 5.: Soukolí 3,4

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	17		d	34,18728	124,683	σ_{Flim}	390	390
z_2	62		d_a	39,31697	128,6538	σ_{Hlim}	1140	1140
m_n	2		d_f	30,34625	119,683	Y_{Fa}	2,439146	2,265896
x_1	0,289741		d_b	32,1048	117,0881	Y_{sa}	1,674777	1,737302
x_2	0		d_w	34,43038	125,5696	Y_ε	0,734199	0,734199
α_n	20		h_a	2,564846	1,985363	Y_β	0,976551	0,976551
β	6		h_f	1,920517	2,5	F_β	6	6
a_w	80		h	4,485363	4,485363	$Y_{N.X}$	1	1
b_1	34		s_n	3,563421	3,141593	Z_H	2,413494	2,413494
b_2	30		s_t	3,58305	3,158897	Z_E	189,8	189,8
P	0,882		v_n	2,719764	3,141593	Z_ε	0,861521	0,861521
n_1	312		v_t	2,734745	3,158897	Z_β	0,997257	0,997257
M_{k1}	26995,13		α_w	21,17911		Z_B	1	1
v	0,558493					$Z_{R.T}$	1	1
u	3,647059					K_A	1,6	1,6
						K_V	1,015255	1,015255
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1,1	1,1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,256526	1,251019
h_k	1,992215	1,480519				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	3,14658	3,14658		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,30011	1,30011
z'	2	7						
M/z	9,736501	40,14186		přes zuby				
d	2,952131	2,952131				S_F	2,553645	2,348496
M/d	38,15418	127,5534		přes kuličky		S_H	1,422989	1,422989

Ve výpočtech ozubení na ohyb a dotyk bylo pracováno se stupněm přesnosti 6 dle ISO 1328-1 a s hodnotami z kapitol 3.1.2.4 Chemicko-tepelné zpracování a 3.1.2.5 Normálový modul.

Je však stále nutno mít na paměti, že indexování v programu ukazuje pouze na to, jestli se jedná o pastorek – index 1, nebo kolo – index 2, je tedy důležité přisuzovat správné vstupní a výstupní parametry daným soukolím a kolům v nich.

3.1.3 Návrh řetězového soukolí

Otáčky malého a velkého řetězového kola se vypočítají z rovnic (22) a (23), přičemž menší z kol bude namontováno na výstupním hřídeli převodovky, tudíž bude mít shodné otáčky s tímto hřídelem. Jak je však vidět, jedná se o hodnoty ovlivněné chybou zaokrouhlení převodových poměrů, avšak velmi málo významnou.

$$n_{III} = \frac{n_m}{i_{12} \cdot i_{34}} = \frac{1\,340}{4,3 \cdot 3,65} \doteq 85,4 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (22)$$

$$n_{IV} = \frac{n_m}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{řet}} = \frac{1\,340}{4,3 \cdot 3,65 \cdot 1,7} \doteq 50,2 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (23)$$

Počet zubů byl volen tak, aby řetězový převod vycházel přesně podle hodnoty stanovené na začátku, tj. $i_{řet} = 1,7$ a současně, aby byl splněn minimální počet zubů pro menší řetězové kolo. Z těchto vymezení a z (24) plyne:

$$z_5 = 20$$

$$z_6 = i_{řet} \cdot z_5 = 1,7 \cdot 20 = 34 \quad (24)$$

Výpočty geometrie řetězových kol a řádného dimenzování řetězové soustavy byly spočítány na základě volby řetězu 16B-1-108 dle katalogu SKF [15] str. 77, součástí programu studentské verze Autodesk Inventor (dále jen AI) 2014 v generátoru řetězového převodu. Výpočet vycházel z hodnot:

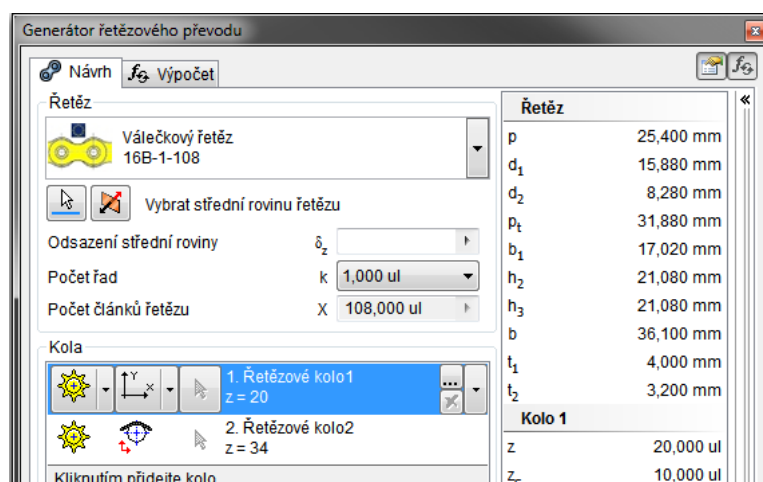
krouticí moment $M_{kIII} = 96,6 \text{ N} \cdot \text{m}$

otáčky $n_{III} = 85,4 \text{ min}^{-1}$

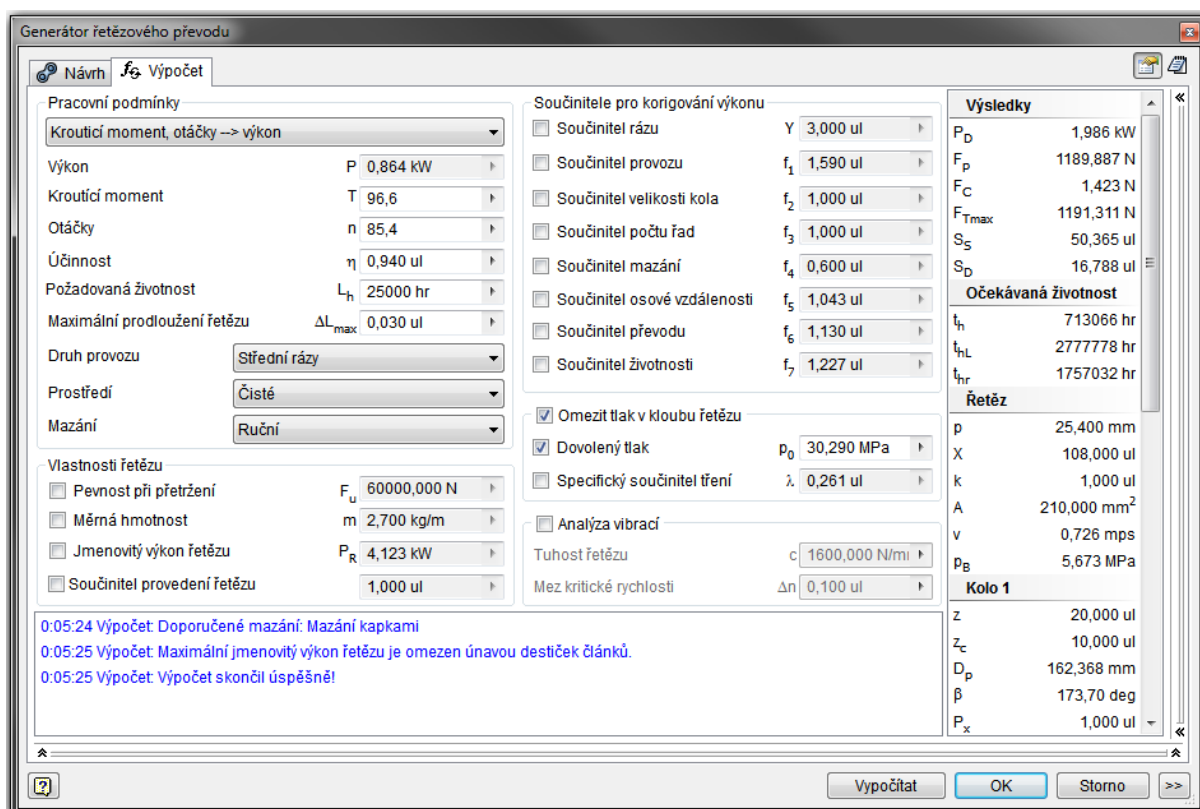
účinnost $\eta_{řet} = 0,94 [-]$

požadovaná životnost $L_h = 25\,000 \text{ h}$

Osovou vzdálenost podle [14] str. 8 tab. 5 jsem zvolil jako přibližně 40krát rozteč řetězu, avšak reálná rozteč je přizpůsobena sudému počtu článků řetězu – v mém případě 108 článků. Ostatní dosazené parametry lze vidět na obrázku 15.



obr. 14.: Generátor řetězového převodu – návrh (součást programu AI 2014)



Obr. 15.: Generátor řetězového převodu – výpočet (součást programu AI 2014)

3.1.4 Návrh spojky

Vybraným typem spojky je spojka pružná. Díky svým nesporným výhodám patří mezi nejrozšířenější druh – při zachování relativní konstrukční jednoduchosti účinně přenášejí moment, přičemž mají schopnost akumulovat energii v pružných elementech, přetransformovat ji na teplo a tím do určité míry tlumit rázy. Dále jsou

schopny ochránit systém před nežádoucí frekvencí kmitů soustavy – před rezonancí, a umožňují i méně přesnou montáž, jelikož kompenzují drobné úhlové odchylky a nesouososti. Zvolený typ spojky musí tedy být schopen přenést krouticí moment podle (25)

$$M_{ks} \geq k \cdot M_{km} = 1,7 \cdot 6,4 = 10,88 [N \cdot m] \quad (25)$$

Volím pružnou spojku Flender N-EUPEX B 58 [16] s těmito parametry:

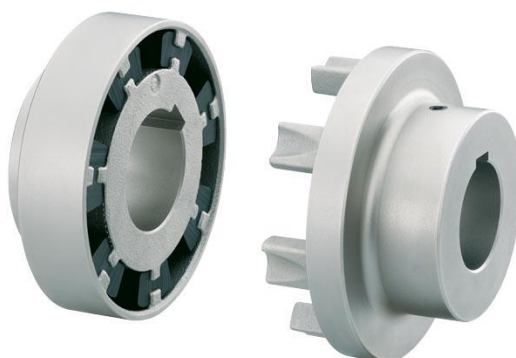
$$d_1 = 14 \text{ mm}$$

$$d_2 = 19 \text{ mm}$$

$$L_1 = 20 \text{ mm}$$

$$L_2 \text{ max} = 20 \text{ mm}$$

$$M_{ks} \text{ max} = 19 \text{ N} \cdot \text{m}$$



obr. 16.: Pružná spojka Flender N-EUPEX B 58

3.2 Kontrolní výpočty

3.2.1 Uložení ozubených kol na hřídelích

Pro všechna kola jsem určil spojení pomocí pera, což za daných šířek kol vychází nejekonomičtěji. Návrhy uložení jsem vybíral podle [17].

Kolo 2

Průměr hřídele $d_{II} = 27 \text{ mm}$ – volba **PERO 6e7 x 6 x 14**

krouticí moment $M_{kII} = 27 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$

činná délka pera

$$l_{v2} = l_2 - b_2 = 14 - 6 = 8 \text{ [mm]} \quad (26)$$

kontrola pera na otlačení

$$p_2 = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{II} \cdot 0,5 \cdot h_2 \cdot l_{v2}} = \frac{2 \cdot 27 \cdot 10^3}{27 \cdot 0,5 \cdot 6 \cdot 8} \doteq 84 \text{ [MPa]} \quad (27)$$

$$p_2 = 84 \text{ MPa} \leq p_D = 120 \text{ MPa} \quad (28)$$

Z rovnice (28) je vidět splnění podmínky menšího než dovoleného tlaku.

Kolo 4

průměr hřídele $d_{III}^k = 30 \text{ mm}$ – volba **PERO 8e7 x 7 x 25**

krouticí moment $M_{kIII} = 96,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$

činná délka pera

$$l_{v4} = l_4 - b_4 = 25 - 8 = 17 \text{ [mm]} \quad (29)$$

kontrola pera na otlačení

$$p_4 = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{d_{III}^k \cdot 0,5 \cdot h_4 \cdot l_{v4}} = \frac{2 \cdot 96,6 \cdot 10^3}{30 \cdot 0,5 \cdot 7 \cdot 17} \doteq 108 \text{ [MPa]} \quad (30)$$

$$p_4 = 108 \text{ MPa} \leq p_D = 120 \text{ MPa} \quad (31)$$

Z nerovnice (31) je vidět splnění podmínky menšího než dovoleného tlaku.

Řetězové kolo 5

průměr hřídele $d_{III}^{ř1} = 26 \text{ mm}$ – volba **PERO 8e7 x 7 x 28**

krouticí moment $M_{kIII} = 96,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$

činná délka pera

$$l_{v5} = l_5 - b_5 = 28 - 8 = 20 \text{ [mm]} \quad (32)$$

kontrola pera na otlačení

$$p_5 = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{d_{III}^2 \cdot 0,5 \cdot h_5 \cdot l_{v5}} = \frac{2 \cdot 96,6 \cdot 10^3}{26 \cdot 0,5 \cdot 7 \cdot 20} \doteq 106 \text{ [MPa]} \quad (33)$$

$$p_5 = 106 \text{ MPa} \leq p_D = 120 \text{ MPa} \quad (34)$$

Z nerovnice (34) je vidět splnění podmínky menšího než dovoleného tlaku.

Řetězové kolo 6

průměr hřídele $d_{IV} = 30 \text{ mm}$ – volba **PERO 10e7 x 8 x 28**

kroučící moment $M_{kIV} = 155 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$

činná délka pera

$$l_{v6} = l_6 - b_6 = 32 - 10 = 22 \text{ [mm]} \quad (35)$$

kontrola pera na otlačení

$$p_6 = \frac{2 \cdot M_{kIV}}{d_{IV}^2 \cdot 0,5 \cdot h_6 \cdot l_{v6}} = \frac{2 \cdot 155 \cdot 10^3}{30 \cdot 0,5 \cdot 8 \cdot 22} \doteq 117 \text{ [MPa]} \quad (36)$$

$$p_6 = 117 \text{ MPa} \leq p_D = 120 \text{ MPa} \quad (37)$$

Z nerovnice (37) je vidět splnění podmínky menšího než dovoleného tlaku.

Všechna pera vyhovují kontrolám na otlačení při zpřesněném výpočtu pomocí činných délek per. Pokud bychom počítali s celkovými délkami, došlo by ke zmenšení výsledných tlaků a tím zkreslení skutečnosti namáhání per.

3.2.2 Určení silových účinků na kolech

Silové účinky jsem neřešil na valivých, ale na roztečných kružnicích. Výpočet se tím zjednodušil a nebylo dosaženo nijak závažné chyby. Výsledky navíc byly zaokrouhleny v případě desetinného rozvoje na jedno desetinné místo. Na kola působí pastorky ve směrech tečnými F_T , radiálními F_R a axiálními F_A silami, jejichž výslednicí je obecná prostorová síla F_N . Velikosti sil se určí podle [3] str. 47 – 48 pro čelní ozubená kola s šikmými zuby. Ve výpočtech jsem uvažoval ztráty v ozubení, proto platí $|F_{T1}| \neq |F_{T2}|$, resp. $|F_{R1}| \neq |F_{R2}|$, resp. $|F_{A1}| \neq |F_{A2}|$ a obdobně $|F_{T3}| \neq |F_{T4}|$, resp. $|F_{R3}| \neq |F_{R4}|$, resp. $|F_{A3}| \neq |F_{A4}|$.

Síly na ozubeném kole – pastorku 1

$$F_{T1} = \frac{M_{kl}}{\frac{d_1}{2}} = \frac{6\,400}{\frac{21,6}{2}} \doteq 592,6 \text{ [N]} \quad (38)$$

$$F_{A1} = F_{T1} \cdot \operatorname{tg} \beta_{12} = 592,6 \cdot \operatorname{tg}(10^\circ) \doteq 104,5 \text{ [N]} \quad (39)$$

$$F_{R1} = F_{T1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{12}} = 592,6 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(10^\circ)} \doteq 219 \text{ [N]} \quad (40)$$

Síly na ozubeném kole 2

$$F_{T2} = \frac{M_{kll}}{\frac{d_2}{2}} = \frac{27\,000}{\frac{94}{2}} \doteq 574,5 \text{ [N]} \quad (41)$$

$$F_{A2} = F_{T2} \cdot \operatorname{tg} \beta_{12} = 574,5 \cdot \operatorname{tg}(10^\circ) \doteq 101,3 \text{ [N]} \quad (42)$$

$$F_{R2} = F_{T2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{12}} = 574,5 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(10^\circ)} \doteq 212,3 \text{ [N]} \quad (43)$$

Síly na ozubeném kole – pastorku 3

$$F_{T3} = \frac{M_{kIII}}{\frac{d_3}{2}} = \frac{27\,000}{\frac{34,2}{2}} \doteq 1\,579 \text{ [N]} \quad (44)$$

$$F_{A3} = F_{T3} \cdot \operatorname{tg} \beta_{34} = 1\,579 \cdot \operatorname{tg}(6^\circ) \doteq 166 \text{ [N]} \quad (45)$$

$$F_{R3} = F_{T3} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{34}} = 1\,579 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(6^\circ)} \doteq 577,9 \text{ [N]} \quad (46)$$

Síly na ozubeném kole 4

$$F_{T4} = \frac{M_{kIII}}{\frac{d_4}{2}} = \frac{96\,600}{\frac{125}{2}} \doteq 1\,546 \text{ [N]} \quad (47)$$

$$F_{A4} = F_{T4} \cdot \operatorname{tg} \beta_{34} = 1\,546 \cdot \operatorname{tg}(6^\circ) \doteq 166 \text{ [N]} \quad (48)$$

$$F_{R4} = F_{T4} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{34}} = 1\,546 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(6^\circ)} \doteq 565,8 \text{ [N]} \quad (49)$$

Síly na malém řetězovém kole 5

Výpočet vycházel z [3] str. 59 – 61, kdy jsem neuvažoval rozdíly mezi úhly sklonu a počítal se zjednodušením $\gamma \approx \delta$ (51), předpokládal jsem přibližně stejné úhly sklonu větví řetězu od spojnic středů kol $\delta \approx \delta^0$. Zanedbal jsem vlastní tíhu řetězu i vlastní tahovou sílu od odstředivé síly díky nízké rychlosti řetězu (50). Je ale stále možné s dostatečnou přesností stanovit výslednou sílu v řetězovém převodu F_v pomocí (53), složkově pak do směrů rovnicemi (54) a (55).

$$v_r = \frac{\pi \cdot D_{p5} \cdot n_{III}}{60} = \frac{\pi \cdot 162,368 \cdot 10^{-3} \cdot 85,4}{60} \doteq 0,726 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (50)$$

$$\gamma \approx \delta = \sin^{-1} \left(\frac{D_{p6} - D_{p5}}{2 \cdot a_M} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{275,284 - 162,368}{2 \cdot 1027} \right) \doteq 3,151^\circ \quad (51)$$

$$F_{Tr} = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{D_{p5}} = \frac{2 \cdot 96\,600}{162,368} \doteq 1\,190 \text{ [N]} \quad (52)$$

$$F_{vr} \approx 1,15 F_{Tr} = 1,15 \cdot 1\,190 = 1\,368,5 \text{ [N]} \quad (53)$$

$$F_{vrx} = F_{vr} \cdot \cos \gamma = 1\,368,5 \cdot \cos(3,151^\circ) \doteq 1\,366 \text{ [N]} \quad (54)$$

$$F_{vry} = F_{vr} \cdot \sin \gamma = 1\,368,5 \cdot \sin(3,151^\circ) \doteq 76 \text{ [N]} \quad (55)$$

3.2.3 Určení silových účinků na hřídelích

Hřídele v převodovce musí být schopné snášet pro oba směry otáčení zatížení od sil a momentů vyvolaných v ozubení, viz kapitola 3.2.2, a současně vydržet i namáhání krutem, které je vyvoláno elektromotorem a které se na každém dalším hřídeli zvyšuje v závislosti na převodovém poměru, viz kapitola 3.1.2.1.

Každý hřídel byl nahrazen výpočtovým modelem staticky určitého nosníku, konkrétně definováním jedné posuvné (pro zachycení pouze radiálních sil) a jedné rotační vazby (pro zachycení radiálních i axiálních sil) v místech pomyslných polovin šířek namontovaných ložisek. Jednotlivé vzdálenosti jsou pro potřebu výpočtu algebraicky vyjádřeny přímo v obrázcích. Pod výpočtovými modely jsou vykreslené pouze ohybové momenty, jelikož jsou proměnné v délce hřídelů. Krouticí momenty jsou konstantní, jejich vykreslování tedy není nutné.

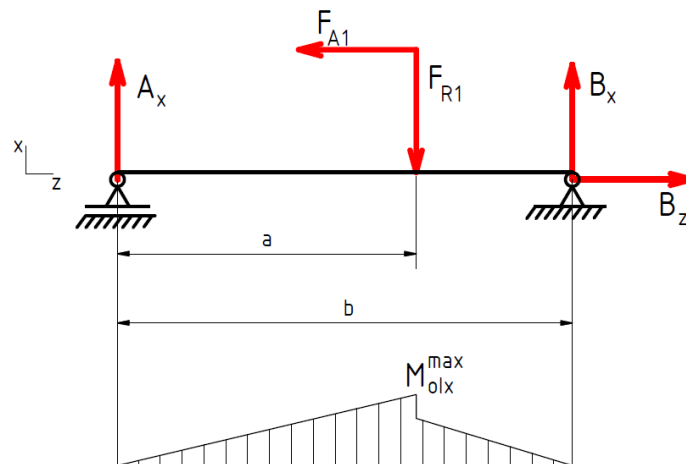
Rovina xz je dělicí rovinou převodové skříně a je společná pro všechny tři hřídele. Roviny yz jsou rovinami procházejícími kolmo k rovině xz osami hřídelů.

Reakce uložení jsou určeny z momentových podmínek rovnováhy.

Vstupní hřídel I

1. smysl otáčení

radiální a axiální síly (rovina xz)



obr. 17.: Síly na hřídeli I v rovině xz při 1. smyslu otáčení

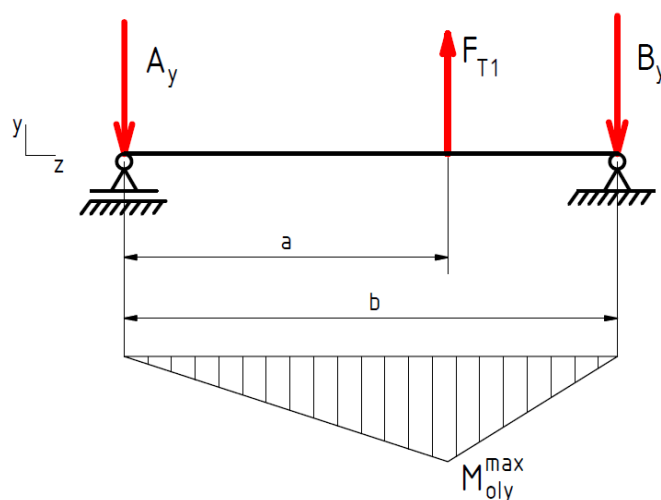
$$B_z = F_{A1} = 104,5 \text{ N} \quad (56)$$

$$A_x = \frac{F_{A1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{R1} \cdot (b-a)}{b} = \frac{104,5 \cdot \frac{21,67}{2} + 219 \cdot (99-65)}{99} \doteq 86,6 \text{ [N]} \quad (57)$$

$$B_x = F_{R1} - A_x = 219 - 86,6 = 132,4 \text{ [N]} \quad (58)$$

$$M_{olx}^{\max} = A_x \cdot a = 86,6 \cdot 65 = 5\,629 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (59)$$

tečná síla (rovina yz)



obr. 18.: Síly na hřídeli I v rovině yz při 1. smyslu otáčení

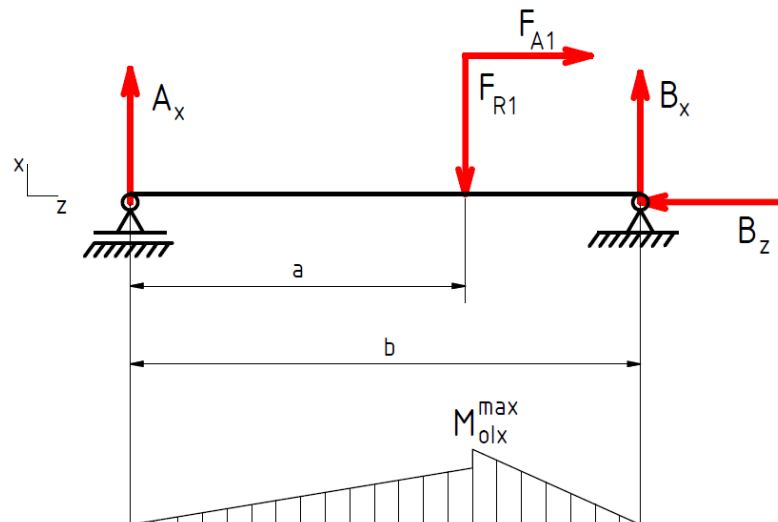
$$A_y = \frac{F_{T1} \cdot (b-a)}{b} = \frac{592,6 \cdot (99-65)}{99} \doteq 203,5 \text{ [N]} \quad (60)$$

$$B_y = F_{T1} - A_y = 592,6 - 203,5 = 389,1 \text{ [N]} \quad (61)$$

$$M_{oly}^{\max} = A_y \cdot a = 203,5 \cdot 65 = 13\,227,5 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (62)$$

2. smysl otáčení

radiální a axiální síly (rovina xz)



obr. 19.: Síly na hřídeli I v rovině xz při 2. smyslu otáčení

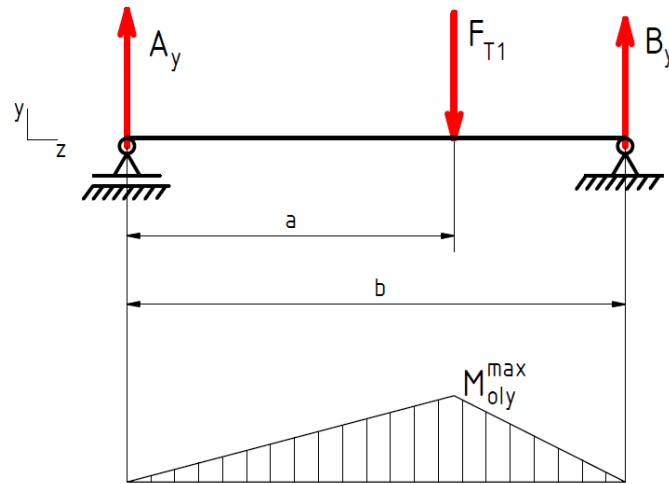
$$B_z = F_{A1} = 104,5 \text{ N} \quad (63)$$

$$A_x = \frac{-F_{A1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{R1} \cdot (b-a)}{b} = \frac{-104,5 \cdot \frac{21,67}{2} + 219 \cdot (99-65)}{99} \doteq 63,8 \text{ [N]} \quad (64)$$

$$B_x = F_{R1} - A_x = 219 - 63,8 = 155,2 \text{ [N]} \quad (65)$$

$$M_{olx}^{\max} = B_x \cdot (b-a) = 155,2 \cdot (99-65) = 5\,276,8 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (66)$$

tečná síla (rovina yz)



obr. 20.: Síly na hřídeli I v rovině yz při 2. smyslu otáčení

$$A_y = \frac{F_{T1} \cdot (b - a)}{b} = \frac{592,6 \cdot (99 - 65)}{99} \doteq 203,5 \text{ [N]} \quad (67)$$

$$B_y = F_{T1} - A_y = 592,6 - 203,5 = 389,1 \text{ [N]} \quad (68)$$

$$M_{oly}^{max} = A_y \cdot a = 203,5 \cdot 65 = 13\,227,5 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (69)$$

kontrola pro zvolený průměr hřídele $d_{fl} = 18,96 \text{ mm}$ v 1. smyslu otáčení

$$M_I^{red} = \sqrt{(M_{olx}^{max})^2 + (M_{oly}^{max})^2 + M_{kl}^2} \quad (70)$$

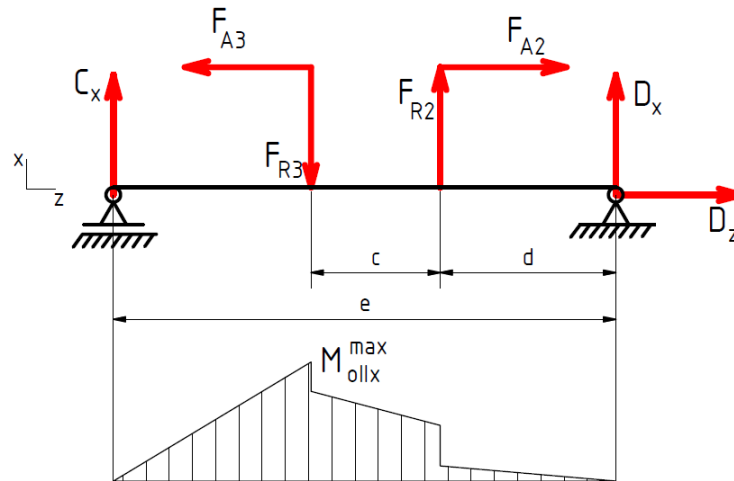
$$M_I^{red} = \sqrt{5\,629^2 + 13\,227,5^2 + 6\,400^2} \doteq 15\,736 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (70)$$

$$\sigma_I^{red} = \frac{M_I^{red}}{W_{ol}} = \frac{M_I^{red}}{\frac{\pi \cdot d_{fl}^3}{32}} = \frac{15\,736}{\frac{\pi \cdot 18,96^3}{32}} \doteq 23,5 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \leq 80 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (71)$$

Hřídel II

1. smysl otáčení

radiální a axiální síly (rovina xz)



obr. 21.: Síly na hřídeli II v rovině xz při 1. smyslu otáčení

$$D_z = F_{A3} - F_{A2} = 166 - 101,3 = 64,7 \text{ [N]} \quad (72)$$

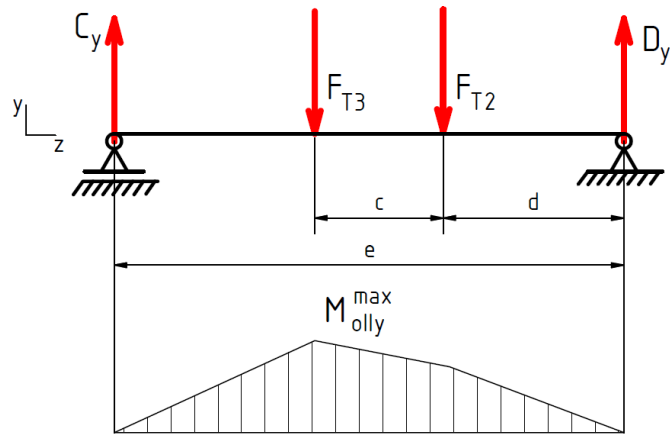
$$C_x = \frac{F_{R3} \cdot (c + d) - F_{R2} \cdot d + F_{A3} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + F_{A2} \cdot \frac{d_{w2}}{2}}{e} \quad (73)$$

$$C_x = \frac{577,9 \cdot (26,5 + 36) - 212,3 \cdot 36 + 166 \cdot \frac{34,43}{2} + 101,3 \cdot \frac{94,33}{2}}{103} \doteq 350,6 \text{ [N]}$$

$$D_x = F_{R3} - C_x - F_{R2} = 577,9 - 350,6 - 212,3 = 15 \text{ [N]} \quad (74)$$

$$M_{ollx}^{max} = C_x \cdot (e - c - d) = 350,6 \cdot (103 - 26,5 - 36) = 14\,199,3 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (75)$$

tečná síla (rovina yz)



obr. 22.: Síly na hřídeli II v rovině yz při 1. smyslu otáčení

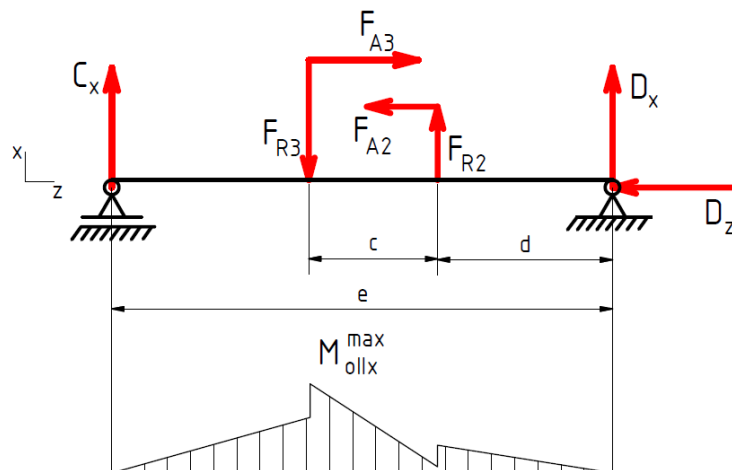
$$C_y = \frac{F_{T3} \cdot (c + d) + F_{T2} \cdot d}{e} = \frac{1579 \cdot (26,5 + 36) + 574,5 \cdot 36}{103} \doteq 1158,9 \text{ [N]} \quad (76)$$

$$D_y = F_{T3} + F_{T2} - C_y = 1579 + 574,5 - 1158,9 = 994,6 \text{ [N]} \quad (77)$$

$$M_{olly}^{max} = C_y \cdot (e - c - d) = 1158,9 \cdot (103 - 26,5 - 36) \doteq 46\,935,5 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (78)$$

2. smysl otáčení

radiální a axiální síly (rovina xz)



obr. 23.: Síly na hřídeli II v rovině xz při 2. smyslu otáčení

$$D_z = F_{A3} - F_{A2} = 166 - 101,3 = 64,7 \text{ [N]} \quad (79)$$

$$C_x = \frac{F_{R3} \cdot (c + d) - F_{R2} \cdot d - F_{A3} \cdot \frac{d_{w3}}{2} - F_{A2} \cdot \frac{d_{w2}}{2}}{e} \quad (80)$$

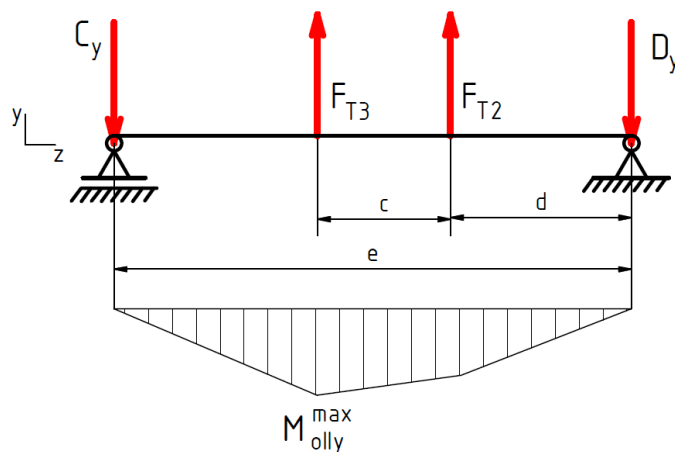
$$C_x = \frac{577,9 \cdot (26,5 + 36) - 212,3 \cdot 36 - 166 \cdot \frac{34,43}{2} - 101,3 \cdot \frac{94,33}{2}}{103} \doteq 202,3 \text{ [N]}$$

$$D_x = F_{R3} - C_x - F_{R2} = 577,9 - 202,3 - 212,3 = 163,3 \text{ [N]} \quad (81)$$

$$M_{olix}^{max} = C_x \cdot (e - c - d) + F_{A3} \cdot \frac{d_{w3}}{2} \quad (82)$$

$$M_{olix}^{max} = 202,3 \cdot (103 - 26,5 - 36) + 166 \cdot \frac{34,43}{2} \doteq 11\,050,8 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

tečná síla (rovina yz)



obr. 24.: Síly na hřídeli II v rovině yz při 2. smyslu otáčení

$$C_y = \frac{F_{T3} \cdot (c + d) + F_{T2} \cdot d}{e} = \frac{1579 \cdot (26,5 + 36) + 574,5 \cdot 36}{103} \doteq 1158,9 \text{ [N]} \quad (83)$$

$$D_y = F_{T3} + F_{T2} - C_y = 1579 + 574,5 - 1158,9 = 994,6 \text{ [N]} \quad (84)$$

$$M_{olly}^{max} = C_y \cdot (e - c - d) = 1158,9 \cdot (103 - 26,5 - 36) \doteq 46\,935,5 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (85)$$

kontrola pro zvolený průměr hřídele $d_{fil} = 30,35 \text{ mm}$ v 1. smyslu otáčení

$$M_{II}^{red} = \sqrt{(M_{ollx}^{max})^2 + (M_{olly}^{max})^2 + M_{kII}^2} \quad (86)$$

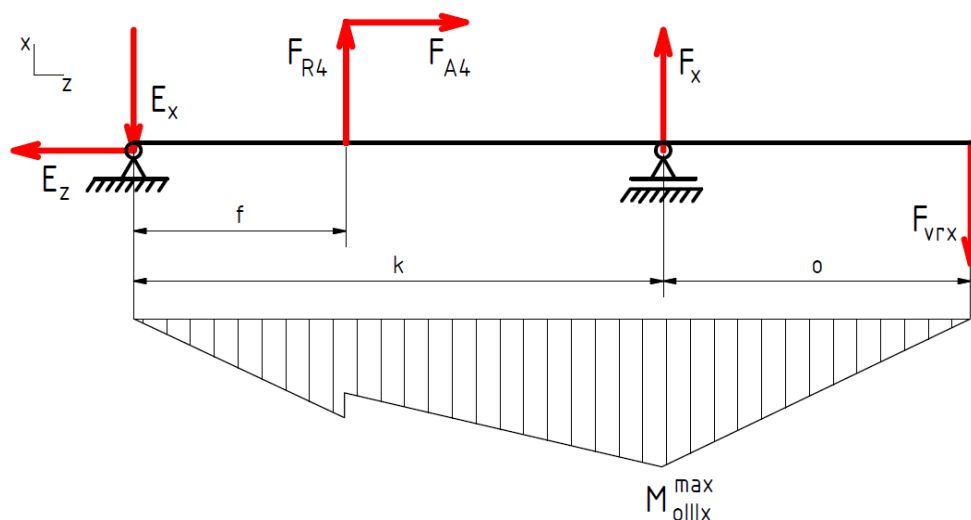
$$M_{II}^{red} = \sqrt{14\,199,3^2 + 46\,935,5^2 + 27\,000^2} \doteq 55\,978,2 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (87)$$

$$\sigma_{II}^{red} = \frac{M_{II}^{red}}{W_{oII}} = \frac{M_{II}^{red}}{\frac{\pi \cdot d_{fil}^3}{32}} = \frac{55\,978,2}{\frac{\pi \cdot 30,35^3}{32}} \doteq 20,4 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \leq 80 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (87)$$

Výstupní hřídel III

1. smysl otáčení

radiální a axiální síly (rovina xz)



obr. 25.: Síly na hřídeli III v rovině xz při 1. smyslu otáčení

$$E_z = F_{A4} = 162 \text{ N} \quad (88)$$

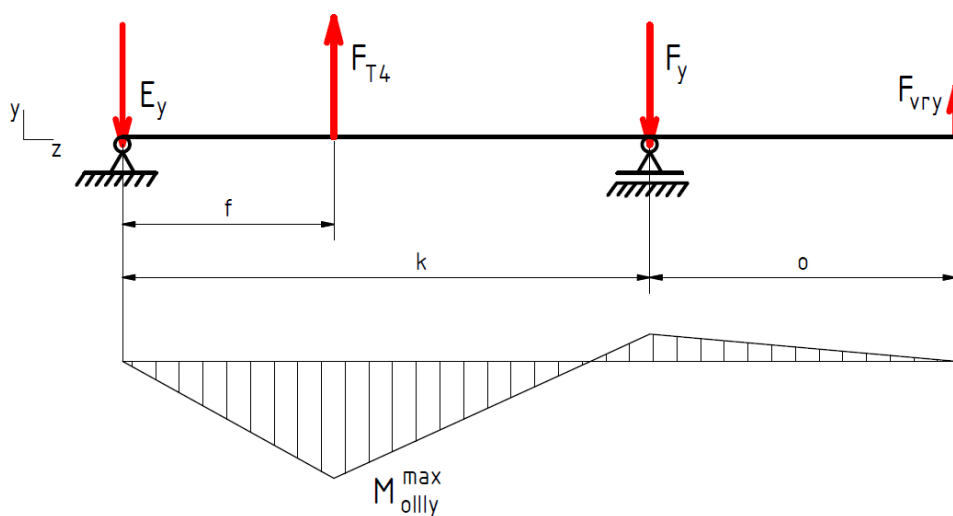
$$F_x = \frac{F_{A4} \cdot \frac{d_{w4}}{2} + F_{vrx} \cdot (k + o) - F_{R4} \cdot f}{k} \quad (89)$$

$$F_x = \frac{162 \cdot \frac{125,57}{2} + 1\,366 \cdot (106 + 61,5) - 565,8 \cdot 42,5}{106} \doteq 2\,027,6 \text{ [N]}$$

$$E_x = F_{R4} - F_{vrx} + F_x = 565,8 - 1\,366 + 2\,027,6 = 1\,227,4 \text{ [N]} \quad (90)$$

$$M_{oIIIx}^{\max} = F_{vrx} \cdot o = 1\,366 \cdot 61,5 = 84\,009 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (91)$$

tečná síla (rovina yz)



obr. 26.: Síly na hřídeli III v rovině yz při 1. smyslu otáčení

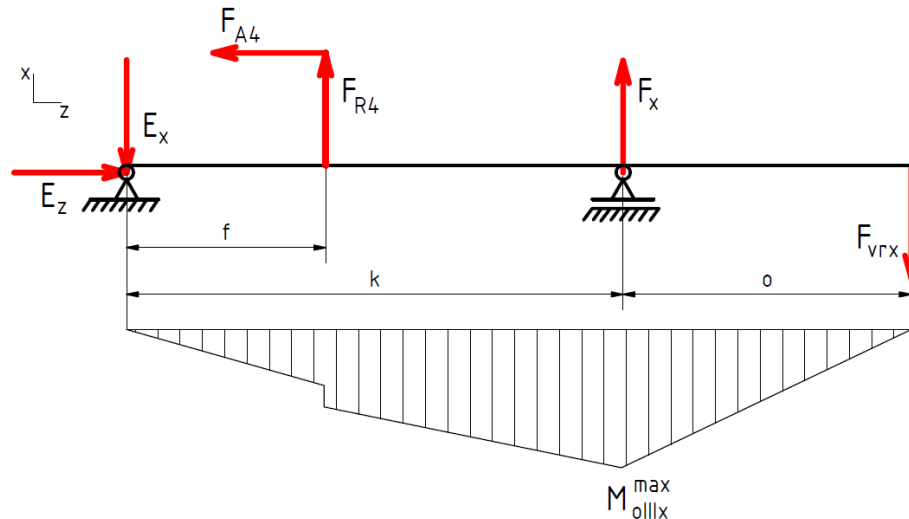
$$E_y = \frac{F_{T4} \cdot (k - f) - F_{vry} \cdot o}{k} = \frac{1\,546 \cdot (106 - 42,5) - 76 \cdot 61,5}{106} \doteq 882 \text{ [N]} \quad (92)$$

$$F_y = F_{T4} + F_{vry} - E_y = 1\,546 + 76 - 882 = 740 \text{ [N]} \quad (93)$$

$$M_{oilly}^{max} = E_y \cdot f = 882 \cdot 42,5 = 37\,485 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (94)$$

2. smysl otáčení

radiální a axiální síly (rovina xz)



obr. 27.: Síly na hřídeli III v rovině xz při 2. smyslu otáčení

$$E_z = F_{A4} = 162 \text{ N} \quad (95)$$

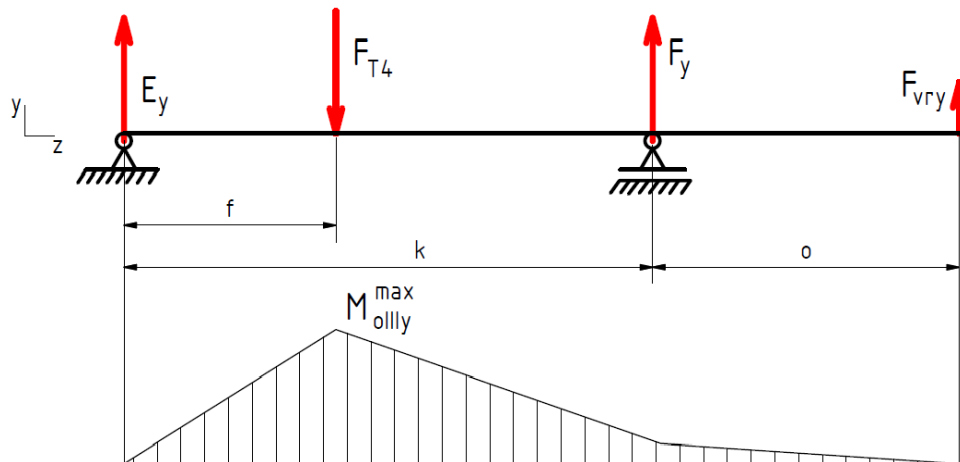
$$E_x = \frac{F_{R4} \cdot (k - f) + F_{vrx} \cdot o - F_{A4} \cdot \frac{d_w^4}{2}}{k} \quad (96)$$

$$E_x = \frac{565,8 \cdot (106 - 42,5) + 1\,366 \cdot 61,5 - 162 \cdot \frac{125,57}{2}}{106} \doteq 1\,035,5 \text{ [N]}$$

$$F_x = F_{vrx} + E_x - F_{R4} = 1\,366 + 1\,035,5 - 565,8 = 1\,835,7 \text{ [N]} \quad (97)$$

$$M_{ollix}^{max} = F_{vrx} \cdot o = 1\,366 \cdot 61,5 = 84\,009 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (98)$$

tečná síla (rovina yz)



obr. 28.: Síly na hřídeli III v rovině yz při 2. smyslu otáčení

$$E_y = \frac{F_{T4} \cdot (k - f) + F_{vry} \cdot o}{k} = \frac{1546 \cdot (106 - 42,5) + 76 \cdot 61,5}{106} \doteq 970,2 \text{ [N]} \quad (99)$$

$$F_y = F_{T4} + F_{vry} - E_y = 1546 + 76 - 970,2 = 651,8 \text{ [N]} \quad (100)$$

$$M_{ollly}^{max} = E_y \cdot f = 970,2 \cdot 42,5 = 41233,5 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (101)$$

kontrola pro zvolený průměr hřídele $d_{III} = 30 \text{ mm}$ ve 2. smyslu otáčení

$$M_{III}^{red} = \sqrt{(M_{ollly}^{max})^2 + (M_{ollly}^{max})^2 + M_{kIII}^2} \quad (102)$$

$$M_{III}^{red} = \sqrt{84\,009^2 + 41\,233,5^2 + 96\,600^2} \doteq 134\,496,4 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (103)$$

$$\sigma_{III}^{red} = \frac{M_{III}^{red}}{W_{oIII}} = \frac{M_{III}^{red}}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32}} = \frac{134\,496,4}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} \doteq 50,7 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \leq [80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (103)$$

3.2.4 Statická kontrola hřídelů

V předchozí kapitole byla pro přehlednost provedena kontrola každého hřídele na základě Guestovy hypotézy, vycházející nejprve z výpočtu redukováných momentů, které se následně dělí modulem průřezu W_o . Srovnávací hodnotou k redukováným namáháním σ^{red} nebyla hodnota dovoleného napětí v ohybu, ale hodnota nižší s ohledem na tuhost hřídelů, konkrétně $80 N \cdot mm^{-2}$. Takovéto ruční výpočty jsou zatíženy drobnou chybou, vzniklou zaokrouhlováním a přístupem „opatrnější“ Guestovy hypotézy. Přesnějších výsledků je dosaženo v *Příloze 1: Statická kontrola hřídelů*, kde již bylo použito přesnější energetické neboli HMM metody.

Vzhledem k faktu, že hřídele zajišťují pohyb ozubených kol, je nutná kontrola maximálního průhybu a úhlu natočení hřídelů pod ozubenými koly. Dále je nezbytná i kontrola úhlu natočení pod ložisky. Splněny podle [3] str. 68 – 77 musí být tyto podmínky:

$$y_{I,II}^{max} \leq \frac{m_{n1}}{100} = \frac{1,25}{100} = 0,0125 [mm] \quad (104)$$

$$y_{III}^{max} \leq \frac{m_{n2}}{100} = \frac{2}{100} = 0,02 [mm] \quad (105)$$

$$\varphi^{max} \leq 0,06^\circ$$

Ložiska jsou brána jako dokonale tuhá, jejich vlastní deformaci zanedbávám, a proto má smysl uvažovat pouze naklopení ložisek, které s ohledem na jejich konstrukci (jednořadá radiální kuličková ložiska) může být maximálně:

$$\varphi_L^{max} \leq 0,1^\circ$$

Pro výpočet byl použit *Design Accelerator – generátor komponent hřídele*, součást programu *AI 2014*. Výsledné hodnoty jsou shrnuty v tab. 6., kde redukováná napětí jsou vztažena k místu největších napětí, nikoliv však jako v předchozí kapitole

k místům maximálních redukovaných momentů. Z tab. 6. je tedy zřejmé, že navržené hřídele splňují vymezené podmínky. Detailní výstupy průběhů smykových sil, momentů, napětí, natočení, průhybů a ideálních průměrů hřídelů jsou znázorněny v *Příloze 1: Statická kontrola hřídelů*.

tab. 6.: Výsledky statické kontroly namáhání hřídelů metodou HMM

	hřídel I	hřídel II	hřídel III
$\sigma_{max}^{red} [N \cdot mm^{-2}]$	28,3	25,3	48,1
$y^{max} [\mu m]$	10	6	5,6
$\varphi_L^{max} [^\circ]$	0,02	0,012	0,01
$\varphi^{max} [^\circ]$	0,01	0,005	0,002

3.2.5 Dynamická kontrola hřídelů

Hřídele však nejsou namáhány pouze staticky, ale díky rotačnímu pohybu i cyklicky, a to symetricky střídavými cykly. Proto je důležitá pevnostní kontrola v místech koncentrátorů napětí, jakými jsou: drážky pro pera a zápichy typu G v místech osazení hřídelů. Výpočty bezpečností těchto kritických míst byly provedeny dokumentem [20]. Nejnebezpečnější u všech hřídelů byla vždy drážka pro pero.

hřídel I	drážka pro pero, pouze bezpečnost v krutu	$k_{I\tau} = 8,3 [-]$
hřídel II	drážka pro pero	$k_{II} = 2,13 [-]$
hřídel III	drážka pro pero pod ozubeným kolem 4	$k_{III} = 2,57 [-]$

Jak je však zřejmé, jsou všechny hodnoty bezpečností (vztažené k trvalé životnosti hřídelů) dostačující.

3.2.6 Ložiska

Výběr valivých, dynamicky namáhaných ložisek vychází z rovnice trvanlivosti, přičemž komparační hodnotou je požadovaná trvanlivost ložiska $L_{10h} = 25\,000\ h$. V soustavě ozubených kol se vyskytují axiální síly, nejsou však natolik významné,

aby bylo nezbytně nutné použití ložisek pro zachycení velkých axiálních sil (kuželíkových, přídavných axiálních apod.). Ložiska jsou tedy volena jako jednořadá radiální kuličková od společnosti SKF [19], která jsou schopna snášet radiální i menší axiální zatížení s možností velmi mírného naklonění. Na každém hřídeli budou vždy dvě stejná ložiska z důvodu minimalizace výrobních nákladů – na ose stejné průchozí obráběné díry skříně.

Pro výpočty trvanlivosti je nutné nejprve určit výslednice reakcí sil v každé podpěře – ložisku. Srovnáním silových účinků na daný typ ložiska se vybere nejhorší možná varianta zatížení. Po volbě ložiska se získají koeficienty potřebné k výpočtu dynamického zatížení F , které je následně společně s ostatními známými hodnotami dosazeno do rovnice trvanlivosti dle [3] str. 65 – 67.

Vstupní hřídel I

Reakce v podporách – 1. smysl otáčení

$$A_R = \sqrt{A_X^2 + A_Y^2} = \sqrt{86,6^2 + 203,5^2} \doteq 221,2 \text{ [N]} \quad (104)$$
$$A_A = 104,5 \text{ N}$$

$$B_R = \sqrt{B_X^2 + B_Y^2} = \sqrt{132,4^2 + 389,1^2} \doteq 411 \text{ [N]} \quad (105)$$
$$B_A = 0 \text{ N}$$

Reakce v podporách – 2. smysl otáčení

$$A_R = \sqrt{A_X^2 + A_Y^2} = \sqrt{63,8^2 + 203,5^2} \doteq 213,3 \text{ [N]} \quad (106)$$
$$A_A = 104,5 \text{ N}$$

$$B_R = \sqrt{B_X^2 + B_Y^2} = \sqrt{155,2^2 + 389,1^2} \doteq 418,9 \text{ [N]} \quad (107)$$
$$B_A = 0 \text{ N}$$

Volba kuličkového ložiska SKF *16002

$$C_1 = 5,85 \text{ kN} \quad C_{01} = 2,85 \text{ kN} \quad f_{01} = 14$$

$$\frac{f_{01} \cdot A_A}{C_{01}} = \frac{14 \cdot 104,5}{2\,850} \doteq 0,513 \Rightarrow e_1 = 0,194; X = 0,56; Y = 1,8 \quad (108)$$

$$\frac{A_A}{B_R} = \frac{104,5}{418,9} \doteq 0,249 \geq e_1 \Rightarrow \text{dle rovnice (110) ekvivalentní zatížení ložiska} \quad (109)$$

$$F_1 = B_R \cdot X + A_A \cdot Y = B_R \cdot 0,56 + A_A \cdot 104,5 \doteq 422,7 \text{ [N]} \quad (110)$$

Výsledná trvanlivost ložiska SKF *16002 v hodinách

$$L_{h1} = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot n_m} \cdot \left(\frac{C_{01}}{F_1} \right)^3 = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot 1\,340} \cdot \left(\frac{5\,850}{422,7} \right)^3 \doteq 32\,969 \text{ [h]} \geq 25\,000 \text{ [h]} \quad (111)$$

Hřídel II

Reakce v podporách – 1. smysl otáčení

$$C_R = \sqrt{C_X^2 + C_Y^2} = \sqrt{350,6^2 + 1158,9^2} \doteq 1\,210,8 \text{ [N]} \quad (112)$$

$$C_A = 64,7 \text{ N}$$

$$D_R = \sqrt{D_X^2 + D_Y^2} = \sqrt{15^2 + 994,6^2} \doteq 994,7 \text{ [N]} \quad (113)$$

$$D_A = 0 \text{ N}$$

Reakce v podporách – 2. smysl otáčení

$$C_R = \sqrt{C_X^2 + C_Y^2} = \sqrt{202,3^2 + 1158,9^2} \doteq 1\,176,4 \text{ [N]} \quad (114)$$

$$C_A = 64,7 \text{ N}$$

$$D_R = \sqrt{D_X^2 + D_Y^2} = \sqrt{163,3^2 + 994,6^2} \doteq 1\,007,9 \text{ [N]} \quad (115)$$

$$D_A = 0 \text{ N}$$

Volba kuličkového ložiska SKF *6005

$$C_2 = 11,9 \text{ kN} \quad C_{02} = 6,55 \text{ kN} \quad f_{02} = 14$$

$$\frac{f_{02} \cdot C_A}{C_{02}} = \frac{14 \cdot 64,7}{6\,550} \doteq 0,138 \Rightarrow e_2 = 0,152; X = 0,56; Y = 2,86 \quad (116)$$

$$\frac{C_A}{C_R} = \frac{64,7}{1210,8} \doteq 0,053 \leq e_2 \Rightarrow X = 1; Y = 0 \quad (117)$$

$$F_2 = C_R \cdot X + C_A \cdot Y = C_R \cdot 1 + C_A \cdot 0 = 1210,8 \text{ [N]} \quad (118)$$

Výsledná trvanlivost ložiska SKF *6005 v hodinách

$$L_{h2} = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C_2}{F_2}\right)^3 = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot 312} \cdot \left(\frac{11\,900}{1210,8}\right)^3 \doteq 50\,713 \text{ [h]} \geq 25\,000 \text{ [h]} \quad (119)$$

Výstupní hřídel III

Reakce v podporách – 1. smysl otáčení

$$E_R = \sqrt{E_X^2 + E_Y^2} = \sqrt{1227,4^2 + 882^2} \doteq 1564,5 \text{ [N]} \quad (120)$$

$$E_A = 162 \text{ N}$$

$$F_R = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} = \sqrt{2\,027,6^2 + 740^2} \doteq 2\,158,4 \text{ [N]} \quad (121)$$

$$F_A = 0 \text{ N}$$

Reakce v podporách – 2. smysl otáčení

$$E_R = \sqrt{E_X^2 + E_Y^2} = \sqrt{1035,5^2 + 970,2^2} \doteq 1419 \text{ [N]} \quad (122)$$

$$E_A = 162 \text{ N}$$

$$F_R = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} = \sqrt{1\,835,7^2 + 651,8^2} \doteq 1\,948 \text{ [N]} \quad (123)$$

$$F_A = 0 \text{ N}$$

Volba kuličkového ložiska SKF *16006

$$C_3 = 11,9 \text{ kN} \quad C_{03} = 7,35 \text{ kN} \quad f_{03} = 15$$

$$\frac{f_{03} \cdot E_A}{C_{03}} = \frac{15 \cdot 162}{7\,350} \doteq 0,331 \Rightarrow e_3 = 0,22 ; X = 0,56 ; Y = 1,99 \quad (124)$$

$$\frac{E_A}{F_R} = \frac{162}{2\,158,4} \doteq 0,075 \leq e_3 \Rightarrow X = 1 ; Y = 0 \quad (125)$$

$$F_3 = F_R \cdot X + F_A \cdot Y = F_R \cdot 1 + F_A \cdot 0 = 2\,158,4 \text{ [N]} \quad (126)$$

Výsledná trvanlivost ložiska SKF *16006 v hodinách

$$L_{h3} = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot n_3} \cdot \left(\frac{C_3}{F_3} \right)^3 = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot 85,4} \cdot \left(\frac{11\,900}{2\,158,4} \right)^3 \doteq 32\,707 \text{ [h]} \geq 25\,000 \text{ [h]} \quad (127)$$

Trvanlivosti vybraných ložisek převyšují s dostatečnou bezpečností minimální požadovanou trvanlivost – jsou vhodná.

3.3 Návrh skříně převodovky

Veškeré doposud navržené komponenty je nutné umístit do převodové skříně, jejímž úkolem je kromě zachycení ložisek s hřídeli a prostorového rozvržení komponent zajistit dostatečné mazání – trvalé mazání olejovou lázní, ochranu soukolí a zároveň ochranu okolí.

Jako materiál skříně byla použita dobře obrobitelná slitina železa na odlitky – šedá litina ČSN 42 2420 [17] str. 257. Skříň je dvoudílná, mezi dosedacími plochami je pro dobrý těsnící účinek použito těsnicího papíru. Minimální tloušťky stěn skříně jsem stanovil na 10 mm, ostatní části (patky, dosedací plochy, příruby apod.) byly zesíleny v závislosti na provozně-technologických požadavcích. Aby nedošlo ke

kontaktu pohyblivých částí uvnitř převodové skříně, byla s ohledem na velké nepřesnosti lití, respektive na zkřivení odlitku zvolena minimální vůle mezi hmotou ozubení a vnitřních stěn skříně 15 mm. Víko skříně je staženo ke spodnímu dílu spojovacími šrouby a matkami, které se z prostorových důvodů opírou stěnami o boky vyfrézované drážky, čímž se zabrání jejich pootočení. Aby byla zajištěna vzájemná poloha vrchního a spodního dílu, bylo použito 2 kuželových kolíků, umístěných od sebe v největší možné vzdálenosti osově kolmo k dělicí rovině. V ní jsou pro snazší demontáž umístěny dva odtahovací šrouby. Otvory pro ložiska v bocích skříně se uzavřou plnými víčky a v případě vstupního a výstupního hřídele víčky s hřídelovými těsněními tak, aby nedocházelo k úniku maziva – oleje.

Dalšími, nezbytně nutnými doplňky skříně jsou: vypouštěcí a napouštěcí zátka pro doplnění nebo vypuštění oleje, odvzdušnění, které je součástí napouštěcí zátky, a olejznak k hlídání optimální hladiny oleje. Nahlížecí otvor je zpracován dostatečně velký a je umístěn tak, aby pohledem bylo možno zachytit záběrová místa soukolí a nemusela se proto demontovat celá skříň.

3.4 Návrh základního rámu

Na základní rám se připevňuje elektromotor s převodovkou. Jeho primárním úkolem je, aby po montáži byla co nejpřesněji definována vzájemná poloha elektromotoru a převodovky, zejména osově vyrovnání vstupního hřídele převodovky s hřídelem motoru. Aby nedocházelo v průběhu dynamického namáhání k nežádoucím deformacím apod., je kladen důraz na pevnost a tuhost rámové konstrukce. Ta je svařena z U profilů a doplněna o navařené nástavby z plechů obrobených v místě dosednutí patek (z důvodu rovinnosti – přesného usazení komponent). Bližší přiblížení konstrukce viz *Příloha 3.1: Rám svařenec, BP-RS-02*.

Závěr

Je zřejmé, že spektrum aplikací využívajících zvedáky nejrůznějších druhů je velmi široké. Právě proto se mnoho firem orientuje na celková řešení zvedáků s již aplikovanými pohony ať už ručními nebo poháněnými strojem. Mají tedy dlouholetou praxi ve využívání poznatků získaných v průběhu let vývoje a působení na trhu. Jejich řešení jsou konstrukčně realizována tak, aby byly eliminovány jakékoliv nedostatky při zachování funkčnosti a garantované životnosti i při zachování co nejmenších nákladů potřebných k výrobě zařízení.

Cílem práce nebylo navrhnout dokonalou pohonnou soustavu, ale navrhnout možnou variantu pohonu nahrazující dosavadní ruční pohon již stávajícího zařízení v omezených zastřešených prostorech. Při realizovaných volbách nejen koeficientů, ale i navrhovaných komponent, jsem se vždy snažil vybrat určitou „střední cestu“ tak, abych zbytečně nezvyšoval či nesnižoval míru bezpečnosti daných částí. Nebezpečnými částmi pohonu jsou bezpochyby ozubení kol, která, přestože s relativně velkými bezpečnostmi na ohyb a dotyk, jsou náchylná v důsledku křehnutí zubů k jejich vylomení a případnému zadření soukolí.

Bodem diskuse by mohla být litá převodová skříň – je možné zvážit použití skříňe svařované, která vychází pro kusovou výrobu levněji. Další bod jednání by mohlo představovat z hlediska bezpečnosti osob zakrytí řetězu, záleží však na míře ochrany celého zařízení (ochrana polohou, externí zábranou apod.).

V praxi, pokud bychom brali v potaz možnost malosériové výroby, by však byly zapotřebí další zkoušky a případné optimalizace předdimenzovaných částí a následné testování provozuschopnosti po výrobě prototypu. Sériová výroba by též pomohla snížit celkové náklady přerozdělením fixních nákladů do většího počtu kusů.

Použitá literatura

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů, spoje a části spojovací, Praha, ČVUT, 2008, ISBN 978-80-01-04138-3
- [2] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů, mechanické převody, Praha, ČVUT, 2003, ISBN 80-01-01934-9
- [3] KUGL, O.; HOUKAL, J.; TOMEK, P.; ZÝMA, J.: Projekt - III. ročník, ČVUT, Praha, 2005, ISBN 80-01-03205-1
- [4] Stavidla [online], 2013 – [cit. 2015-05-20]
<http://www.p-s.cz/stavidla-c2z110.html>
- [5] Penstock [online], 2014 – [cit. 2015-05-20]
<http://www.biolaritma.com.tr/kapaklar2.htm>
- [6] Zvedací zařízení [online], 2015 – [cit. 2015-05-20]
<http://www.branozz.cz/vyroba/zvedaci-zarizeni/hrebenove-zvedaky/hrebenovy-zvedak-kontejnerovy/>
- [7] Výroba zvedacích zařízení [online], 2015 – [cit. 2015-05-20]
<http://www.branozz.cz/vyroba/vyroba-na-zakazku/>
- [8] Přenosné pohony [online], 2013 – [cit. 2015-05-20]
<http://www.pki-scapin.com/?page=gal>
- [9] Sluice gate drive [online], [cit. 2015-05-20]
<http://www.haacon.de/en/industrial-lifting-equipment/sluice-gate-drive.html>
- [10] Schützzug [online], [cit. 2015-05-20]
http://www.haacon.de/media/produkte/schuetzzug_1280.pdf
- [11] Elektromotory Siemens [online], [cit. 2015-05-20]
<http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-1la9-0607-k05-cz.pdf>
- [12] BUREŠ, Miroslav. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol* [online]. Liberec, 2006 [cit. 2015-05-20]
http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf. Výukový text.
- [13] Výpočet čelního ozubení dle ČSN ISO 6336. *Celni ozubeni.xls* [online]. [cit. 2015-05-20].
<https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/www/Skripta/soubstah.htm>

- [14] Volba hnacího válečkového řetězu, [online], [cit. 2015-05-20]
http://www.kovovyrobakocur.cz/volba_valeckoveho.htm
- [15] Výrobky SKF pro přenos výkonu, [online], [cit. 2015-05-20]
http://www.skf.com/binary/tcm:54-139508/11015_2_CS_tcm_54-139508.pdf
- [16] Flexible couplings N-EUPEX, [online], [cit. 2015-05-20]
<https://mall.industry.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Products/10037924#Technical-specifications>
- [17] 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.
- [18] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-857-8095-X.
- [19] SKF. SE-415 15, Göteborg, Švédsko. *SKF*, [online], [cit. 2015-05-20]
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>
- [20] Bezpečnost únava. BEZP-unava.xls [online]. [cit. 2015-05-20].
<https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/www/Skripta/soubstah.htm>

Seznam obrázků

obr. 1.: Hydraulicky poháněná stavítka vodního díla Gabčíkovo [4]	2
obr. 2.: Stavidlo se šroubovým netočivým vřetenem [5]	3
obr. 3.: Klikový hřebenový zvedák [6]	3
obr. 4.: Cékové tyče mechanismů stavidel vodní elektrárny Mělník [4]	4
obr. 5.: Řetězový pohon stavidla vodní elektrárny Přelouč [4]	4
obr. 6.: Soustava hřebenových zvedáků s ručním pohonem [7]	5
obr. 7.: Bateriový přenosný pohon na převodovce vřetenového zvedáku [8]	5
obr. 8.: Hřebenový zvedák stavidla s elektromotorem a čelní převodovkou [9]	6
obr. 9.: Dvojitý hřebenový zvedák s elektromotorem a úhlovou převodovkou [9]	6
obr. 10.: Koncepční schéma soustavy	7
obr. 11.: Model pohonu	8
obr. 12.: Model soustavy	8
obr. 13.: Model soustavy zasazený v uzavřeném betonovém kanále	9
obr. 14.: Generátor řetězového převodu – návrh (součást programu AI 2014)	19
obr. 15.: Generátor řetězového převodu – výpočet (součást programu AI 2014)	19
obr. 16.: Pružná spojka Flender N-EUPEX B 58	20
obr. 17.: Síly na hřídeli I v rovině xz při 1. smyslu otáčení	26
obr. 18.: Síly na hřídeli I v rovině yz při 1. smyslu otáčení	26
obr. 19.: Síly na hřídeli I v rovině xz při 2. smyslu otáčení	27
obr. 20.: Síly na hřídeli I v rovině yz při 2. smyslu otáčení	28
obr. 21.: Síly na hřídeli II v rovině xz při 1. smyslu otáčení	29
obr. 22.: Síly na hřídeli II v rovině yz při 1. smyslu otáčení	30
obr. 23.: Síly na hřídeli II v rovině xz při 2. smyslu otáčení	30
obr. 24.: Síly na hřídeli II v rovině yz při 2. smyslu otáčení	31
obr. 25.: Síly na hřídeli III v rovině xz při 1. smyslu otáčení	32
obr. 26.: Síly na hřídeli III v rovině yz při 1. smyslu otáčení	33
obr. 27.: Síly na hřídeli III v rovině xz při 2. smyslu otáčení	34
obr. 28.: Síly na hřídeli III v rovině yz při 2. smyslu otáčení	35

Seznam tabulek

tab. 1.: Sumarizace převodových poměrů	13
tab. 2.: Materiálové vlastnosti oceli 12 051 po CHTZ	13
tab. 3.: Sumarizace počtů zubů	15
tab. 4.: Soukolí 1,2	16
tab. 5.: Soukolí 3,4	17
tab. 6.: Výsledky statické kontroly namáhání hřídelů metodou HMH	37

Seznam příloh

1 Statická kontrola hřídelů

- 1.1 Hřídel I
- 1.2 Hřídel II
- 1.3 Hřídel III

2 Ložiska

- 2.1 Ložisko 16002
- 2.2 Ložisko 6005
- 2.3 Ložisko 16006

3 Výkresová dokumentace

- 3.1 Rám svařenec BP – RS – 02
- 3.2 Převodovka sestava BP – P – 01
- 3.3 Pohon sestava BP – P – 03

4 DVD s dodatečnými materiály

Seznam použitých zkratek a symbolů

Zkratka	Popis
AI	Autodesk Inventor
aj.	a jiné
ČSN	československá technická norma
CHTZ	chemicko-tepelné zpracování
HRC	jednotky zkoušky tvrdosti podle Rockwella
ISO	International Organization for Standardization
max.	maximální
resp.	respektive

Symbol	Jednotky	Popis
M'_{kIV}	$[N \cdot m]$	krouticí moment od působení síly na kliku
M_{km}	$[N \cdot m]$	jmenovitý moment vyvozený motorem
M_{kI}	$[N \cdot m]$	krouticí moment na hřídeli I
M_{kII}	$[N \cdot m]$	krouticí moment na hřídeli II
M_{kIII}	$[N \cdot m]$	krouticí moment na hřídeli III
M_{kIV}	$[N \cdot m]$	skutečný krouticí moment vstupního hřídele zvedáku
M_{ks}	$[N \cdot m]$	minimální nutný moment spojky
η_{ok}	$[-]$	účinnost páru čelních ozubených kol
$\eta_{řet}$	$[-]$	účinnost řetězového převodu
P_{IV}^{min}	$[W]$	minimální potřebný výkon pro ruční zdvih
P_m'	$[W]$	předběžný výkon elektromotoru
P_m	$[W]$	jmenovitý výkon elektromotoru
r_k	$[m]$	rameno kliky
F_k	$[N]$	potřebná síla na kliku
ω_{IV}	$[rad \cdot s^{-1}]$	úhlová rychlost otáčení vstupního hřídele zvedáku
d_m	$[mm]$	průměr výstupního hřídele elektromotoru
d_s	$[mm]$	průměr výstupu spojky

d_2	[mm]	průměr vstupu – od motoru, spojky
l_m	[mm]	délka konce výstupního hřídele elektromotoru
L_1	[mm]	délka vstupu spojky
$L_2 \max$	[mm]	maximální délka výstupu spojky
n_{IV}	[min^{-1}]	požadované otáčky vstupního hřídele zvedáku
n_{III}	[min^{-1}]	otáčky výstupního hřídele převodovky
n_m	[min^{-1}]	otáčky elektromotoru
i_c	[-]	celkový převodový poměr
i_p	[-]	převodový poměr samotné převodovky
i'_p	[-]	reálný převodový poměr samotné převodovky
i_{12}	[-]	převodový poměr soukolí 1,2
i_{34}	[-]	převodový poměr soukolí 3,4
$i_{řet}$	[-]	převodový poměr řetězových kol (řetězu)
i_p^{jm}	[-]	jmenovitá hodnota převodového čísla
ξ	[%]	odchylka skutečného převodového poměru od jmenovitého
τ_{Di}	[$N \cdot \text{mm}^{-2}$]	dovolené napětí ve smyku
τ_{DI}	[$N \cdot \text{mm}^{-2}$]	dovolené napětí ve smyku hřídele I
τ_{DII}	[$N \cdot \text{mm}^{-2}$]	dovolené napětí ve smyku hřídele II
τ_{DIII}	[$N \cdot \text{mm}^{-2}$]	dovolené napětí ve smyku hřídele III
d_i'	[mm]	předběžný minimální průměr hřídele I
d_{II}'	[mm]	předběžný minimální průměr hřídele II
d_{III}'	[mm]	předběžný minimální průměr hřídele III
J_{HV}	[HV]	tvrdost v jádře zubu
V_{HV}	[HV]	tvrdost na boku zubu
σ_{Flimb}^0	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_{Hlim}^0	[MPa]	mez únavy v dotyku
m_{n1}	[mm]	normálový modul 1. spolu zabírajícího soukolí
m_{n2}	[mm]	normálový modul 2. spolu zabírajícího soukolí

f_p	[-]	pomocný součinitel pro výpočet normálového modulu
K_F	[-]	únavový vrubový součinitel
K_A	[-]	součinitel vnějších dynamických sil
$K_{H\beta}$	[-]	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
$b_{WF/m}$	[-]	poměrná šířka
σ_{FP}	[MPa]	přípustné napětí v ohybu
z_1	[-]	počet zubů 1. pastorku (ozubeného kola 1)
z_2	[-]	počet zubů ozubeného kola 2
z_3	[-]	počet zubů 2. pastorku (ozubeného kola 3)
z_4	[-]	počet zubů ozubeného kola 4
z_5	[-]	počet zubů menšího řetězového kola 5
z_6	[-]	počet zubů většího řetězového kola 6
α	[°]	úhel záběru nástroje ozubení
β_{12}	[°]	úhel sklonu zubů soukolí 1,2
β_{34}	[°]	úhel sklonu zubů soukolí 3,4
L_h	[h]	požadovaná životnost řetězu
L_{10h}	[h]	požadovaná životnost ložisek
d_{II}	[mm]	průměr hřídele II pod kolem 2
d_{III}^k	[mm]	průměr hřídele III pod kolem 4
$d_{III}^{\check{r}1}$	[mm]	průměr hřídele III pod řetězovým kolem 5
d_{IV}	[mm]	průměr hřídele III pod řetězovým kolem 6
l_{v2}	[mm]	činná délka pera pod kolem 2
l_{v4}	[mm]	činná délka pera pod kolem 4
l_{v5}	[mm]	činná délka pera pod řetězovým kolem 5.
l_{v6}	[mm]	činná délka pera pod řetězovým kolem 6
l_2	[mm]	délka pera pod kolem 2
l_4	[mm]	délka pera pod kolem 4
l_5	[mm]	délka pera pod řetězovým kolem 5

l_6	[mm]	délka pera pod řetězovým kolem 6
h_2	[mm]	výška pera pod kolem 2
h_4	[mm]	výška pera pod kolem 4
h_5	[mm]	výška pera pod řetězovým kolem 5
h_6	[mm]	výška pera pod řetězovým kolem 6
b_2	[mm]	šířka pera pod kolem 2
b_4	[mm]	šířka pera pod kolem 4
b_5	[mm]	šířka pera pod řetězovým kolem 5
b_6	[mm]	šířka pera pod řetězovým kolem 6
p_2	[MPa]	tlak na pero pod kolem 2
p_4	[MPa]	tlak na pero pod kolem 4
p_5	[MPa]	tlak na pero pod kolem 5
p_6	[MPa]	tlak na pero pod kolem 6
p_D	[MPa]	dovolený tlak na pero
F_R	[N]	obecná radiální síla
F_T	[N]	obecná tečná síla
F_A	[N]	obecná axiální síla
F_N	[N]	obecná normálová síla
F_{R1}	[N]	radiální síla působící na kole (pastorku) 1
F_{R2}	[N]	radiální síla působící na kole 2
F_{T1}	[N]	tečná síla působící na kole (pastorku) 1
F_{T2}	[N]	tečná síla působící na kole 2
F_{A1}	[N]	axiální síla působící na kole (pastorku) 1
F_{A2}	[N]	axiální síla působící na kole 2
F_{T3}	[N]	tečná síla působící na kole (pastorku) 3
F_{T4}	[N]	tečná síla působící na kole 4
F_{R3}	[N]	radiální síla působící na kole (pastorku) 3
F_{R4}	[N]	radiální síla působící na kole 4

F_{A3}	$[N]$	axiální síla působící na kole (pastorku) 3
F_{A4}	$[N]$	axiální síla působící na kole 4
d_1	$[mm]$	roztečný průměr kola (pastorku) 1
d_2	$[mm]$	roztečný průměr kola 2
d_3	$[mm]$	roztečný průměr kola (pastorku) 3
d_4	$[mm]$	roztečný průměr kola 4
D_{p5}	$[mm]$	roztečný průměr řetězového kola 5
D_{p6}	$[mm]$	roztečný průměr řetězového kola 6
a_M	$[mm]$	osová vzdálenost řetězových kol
γ	$[\circ]$	úhel výslednice sil řetězu
δ	$[\circ]$	úhel sklonu tažené větve
δ^0	$[\circ]$	úhel sklonu tažné větve
v_r	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová rychlost řetězu
F_{Tr}	$[N]$	přenášená tečná síla v řetězu
F_{vr}	$[N]$	výslednice sil řetězu
F_{vrx}	$[N]$	složka výslednice sil do směru x řetězu
F_{vry}	$[N]$	složka výslednice sil do směru y řetězu
A_R	$[N]$	radiální výsledná reakce v podpoře A
A_A	$[N]$	axiální výsledná reakce v podpoře A
A_x	$[N]$	reakce v podpoře A do osy x
A_y	$[N]$	reakce v podpoře A do osy y
B_R	$[N]$	radiální výsledná reakce v podpoře B
B_A	$[N]$	axiální výsledná reakce v podpoře B
B_x	$[N]$	reakce v podpoře B do osy x
B_y	$[N]$	reakce v podpoře B do osy y
B_z	$[N]$	reakce v podpoře B do osy z
C_R	$[N]$	radiální výsledná reakce v podpoře C
C_A	$[N]$	axiální výsledná reakce v podpoře C

C_x	$[N]$	reakce v podpoře C do osy x
C_y	$[N]$	reakce v podpoře C do osy y
D_R	$[N]$	radiální výsledná reakce v podpoře D
D_A	$[N]$	axiální výsledná reakce v podpoře D
D_x	$[N]$	reakce v podpoře D do osy x
D_y	$[N]$	reakce v podpoře D do osy y
D_z	$[N]$	reakce v podpoře D do osy z
E_R	$[N]$	radiální výsledná reakce v podpoře E
E_A	$[N]$	axiální výsledná reakce v podpoře E
E_x	$[N]$	reakce v podpoře E do osy x
E_y	$[N]$	reakce v podpoře E do osy y
E_z	$[N]$	reakce v podpoře E do osy z
F_R	$[N]$	radiální výsledná reakce v podpoře F
F_A	$[N]$	axiální výsledná reakce v podpoře F
F_x	$[N]$	reakce v podpoře F do osy x
F_y	$[N]$	reakce v podpoře F do osy y
M_{olx}^{max}	$[N \cdot mm]$	maximální ohybový moment v rovině xz na hřídeli I
M_{oly}^{max}	$[N \cdot mm]$	maximální ohybový moment v rovině yz na hřídeli I
M_{ollx}^{max}	$[N \cdot mm]$	maximální ohybový moment v rovině xz na hřídeli II
M_{olly}^{max}	$[N \cdot mm]$	maximální ohybový moment v rovině yz na hřídeli II
M_{olllx}^{max}	$[N \cdot mm]$	maximální ohybový moment v rovině xz na hřídeli III
M_{ollly}^{max}	$[N \cdot mm]$	maximální ohybový moment v rovině yz na hřídeli III
M_I^{red}	$[N \cdot mm]$	maximální redukovaný moment na hřídeli I
M_{II}^{red}	$[N \cdot mm]$	maximální redukovaný moment na hřídeli II
M_{III}^{red}	$[N \cdot mm]$	maximální redukovaný moment na hřídeli III
σ^{red}	$[N \cdot mm^{-2}]$	redukované napětí
σ_{max}^{red}	$[N \cdot mm^{-2}]$	maximální redukované napětí podle HMH

σ_I^{red}	$[N \cdot mm^{-2}]$	redukované napětí v místě redukovaného napětí (hřídel I)
σ_{II}^{red}	$[N \cdot mm^{-2}]$	redukované napětí v místě redukovaného napětí (hřídel II)
σ_{III}^{red}	$[N \cdot mm^{-2}]$	redukované napětí v místě redukovaného napětí (hřídel III)
W_o	$[mm^{-3}]$	modul průřezu
W_{oI}	$[mm^{-3}]$	modul průřezu v místě redukovaného momentu na hřídeli I
W_{oII}	$[mm^{-3}]$	modul průřezu v místě redukovaného momentu na hřídeli II
W_{oIII}	$[mm^{-3}]$	modul průřezu v místě redukovaného momentu na hřídeli III
d_{w1}	$[mm]$	průměr valivé kružnice ozubeného kola (pastorku) 1
d_{w2}	$[mm]$	průměr valivé kružnice ozubeného kola 2
d_{w3}	$[mm]$	průměr valivé kružnice ozubeného kola (pastorku) 3
d_{w4}	$[mm]$	průměr valivé kružnice ozubeného kola 4
d_{fI}	$[mm]$	patní průměr ozubeného kola (pastorku) 1
d_{fII}	$[mm]$	patní průměr ozubeného kola 2
d_{III}	$[mm]$	průměr hřídele III v místě max. redukovaného momentu
a	$[mm]$	vzdálenost středu ložiska A od poloviny šířky pastorku 1
b	$[mm]$	vzdálenost mezi středy ložisek na hřídeli I
c	$[mm]$	vzdálenost mezi polovinami šířek kola 2 a pastorku 3
d	$[mm]$	vzdálenost středu ložiska D od poloviny šířky kola 2
e	$[mm]$	vzdálenost mezi středy ložisek na hřídeli II
f	$[mm]$	vzdálenost středu ložiska E od poloviny šířky kola 4
k	$[mm]$	vzdálenost mezi středy ložisek na hřídeli III
o	$[mm]$	vzdálenost středu ložiska F od výslednice působení řetězu
y^{max}	$[\mu m]$	maximální průhyb pod koly
$y_{I,II}^{max}$	$[\mu m]$	maximální dovolený průhyb hřídele I a II
y_{III}^{max}	$[\mu m]$	maximální dovolený průhyb hřídele III
φ^{max}	$[^\circ]$	maximální dovolené natočení hřídelů pod koly
φ_L^{max}	$[^\circ]$	maximální dovolené natočení hřídelů v ložiscích
$k_{I\tau}$	$[-]$	bezpečnost v krutu v drážce pro pero na hřídeli I

k_{II}	[-]	kombinovaná bezpečnost v drážce pro pero na hřídeli II
k_{III}	[-]	kombinovaná bezpečnost v drážce pro pero na hřídeli III
C_1	[kN]	dynamická únosnost ložisek na hřídeli I
C_2	[kN]	dynamická únosnost ložisek na hřídeli II
C_3	[kN]	dynamická únosnost ložisek na hřídeli III
C_{01}	[kN]	statická únosnost ložisek na hřídeli I
C_{02}	[kN]	statická únosnost ložisek na hřídeli II
C_{03}	[kN]	statická únosnost ložisek na hřídeli III
f_{01}	[-]	výpočtový součinitel pro ložiska na hřídeli I
f_{02}	[-]	výpočtový součinitel pro ložiska na hřídeli II
f_{03}	[-]	výpočtový součinitel pro ložiska na hřídeli III
e_1	[-]	výpočtový porovnávací součinitel pro ložiska na hřídeli I
e_2	[-]	výpočtový porovnávací součinitel pro ložiska na hřídeli II
e_3	[-]	výpočtový porovnávací součinitel pro ložiska na hřídeli III
X	[-]	korekční součinitel radiálního zatížení ložiska
Y	[-]	korekční součinitel axiálního zatížení ložiska
F	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení
F_1	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení ložisek na hřídeli I
F_2	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení ložisek na hřídeli II
F_3	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení ložisek na hřídeli III
L_{n1}	[h]	výsledná teoretická trvanlivost ložisek na hřídeli I
L_{n2}	[h]	výsledná teoretická trvanlivost ložisek na hřídeli II
L_{n3}	[h]	výsledná teoretická trvanlivost ložisek na hřídeli III

Neplatí pro symboly z kapitoly 3.1.2.7 – významy symbolů této kapitoly jsou uvedeny v [13].

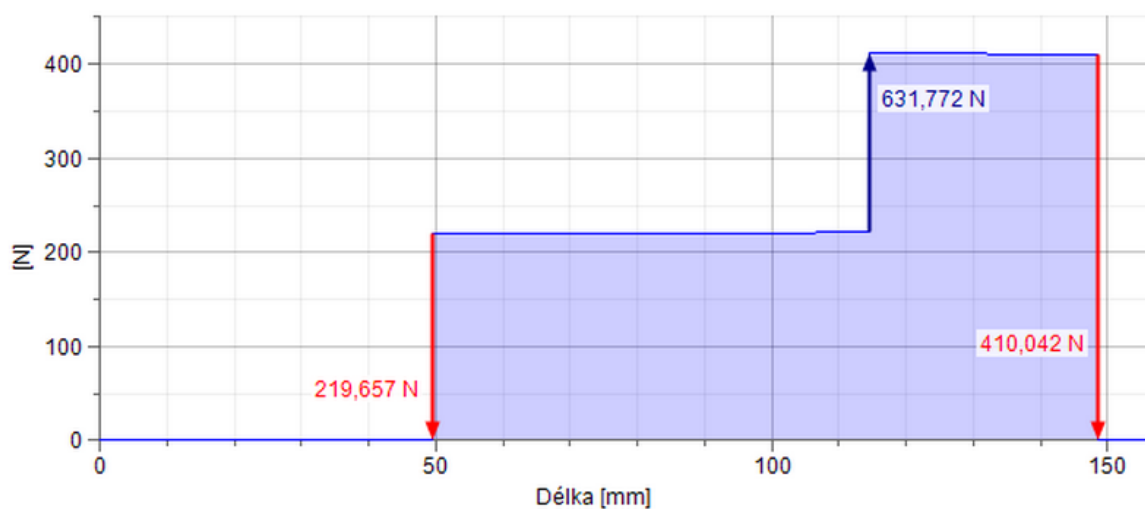
Přílohy

1 Statická kontrola hřídelů

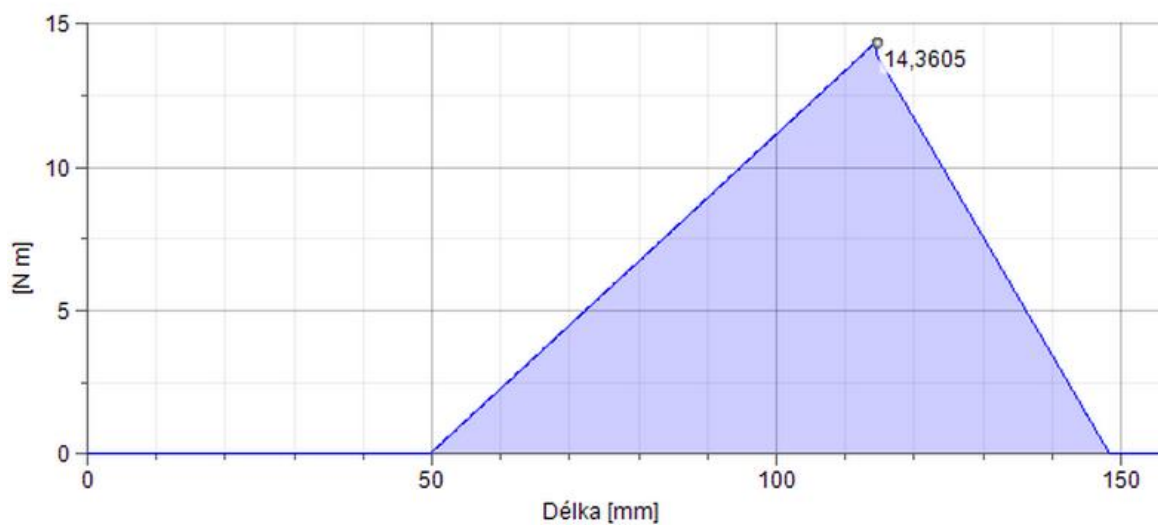
1.1 Hřídel I



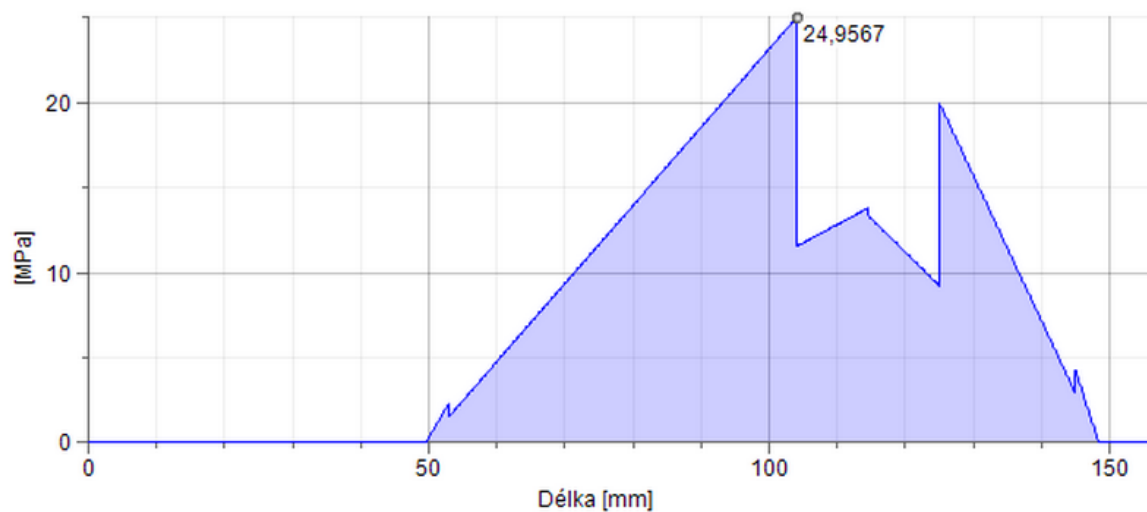
☐ Smyková síla



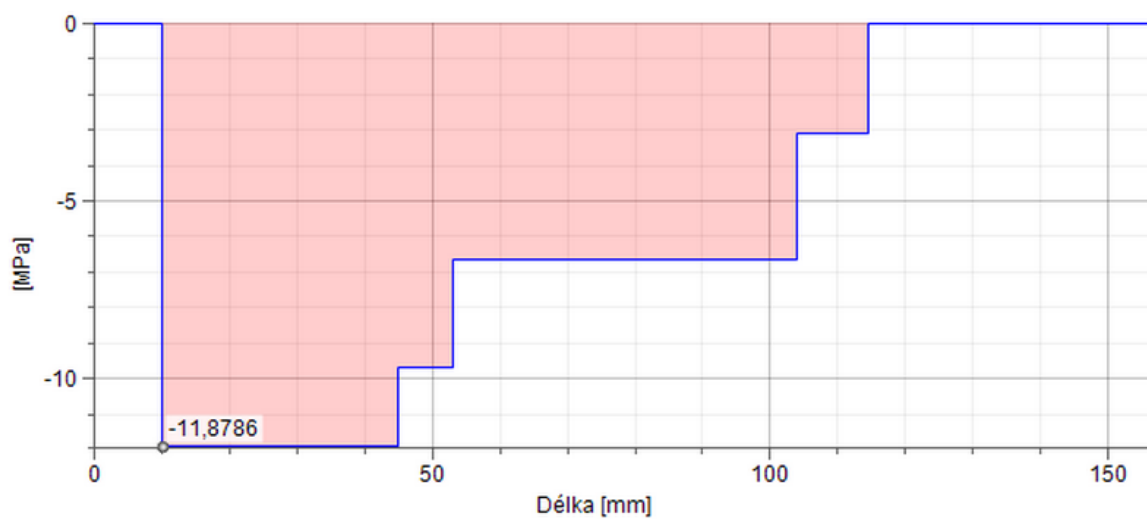
☐ Ohybový moment



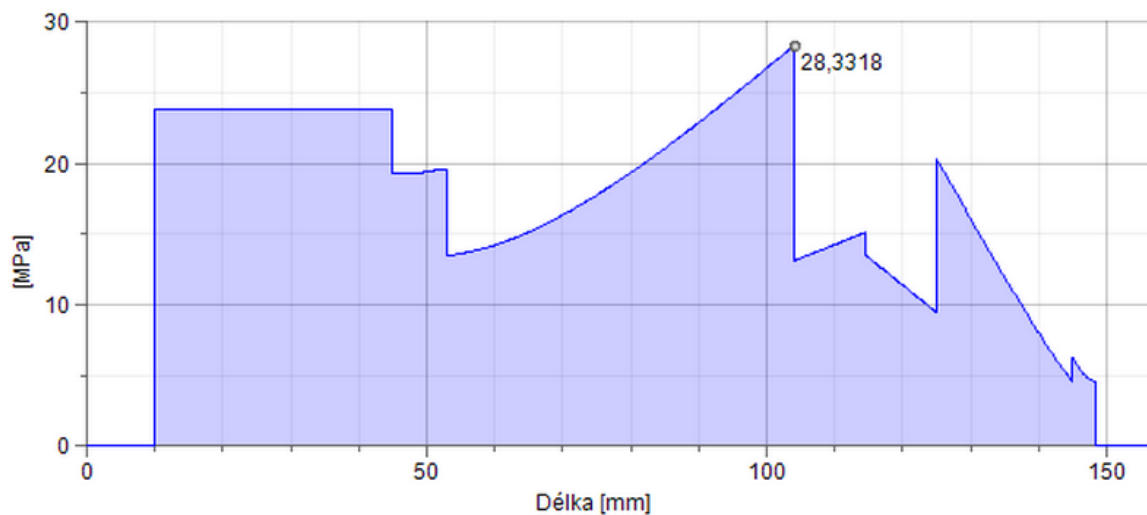
☐ Napětí v ohybu



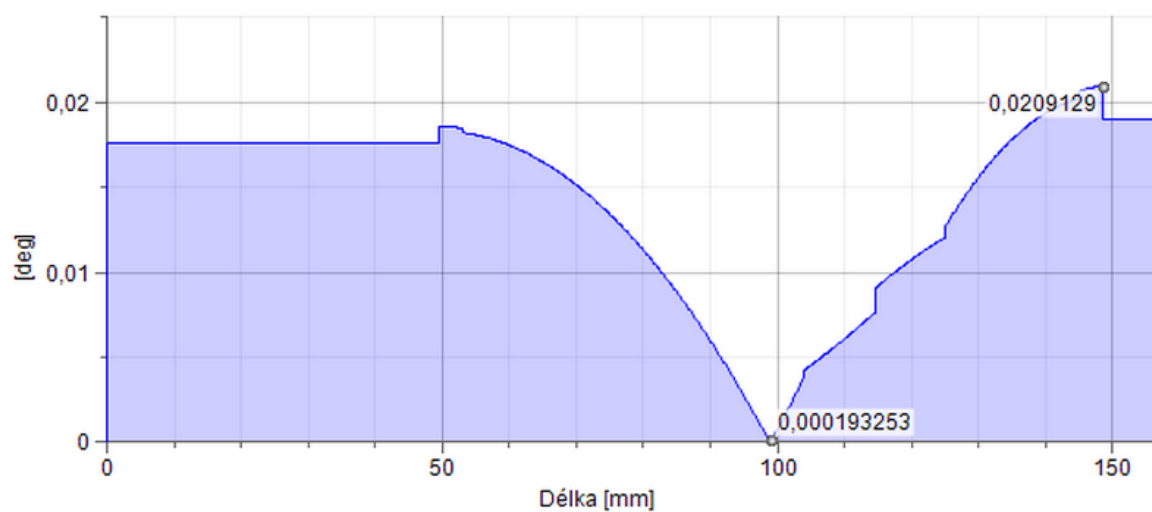
☐ Napětí v krutu



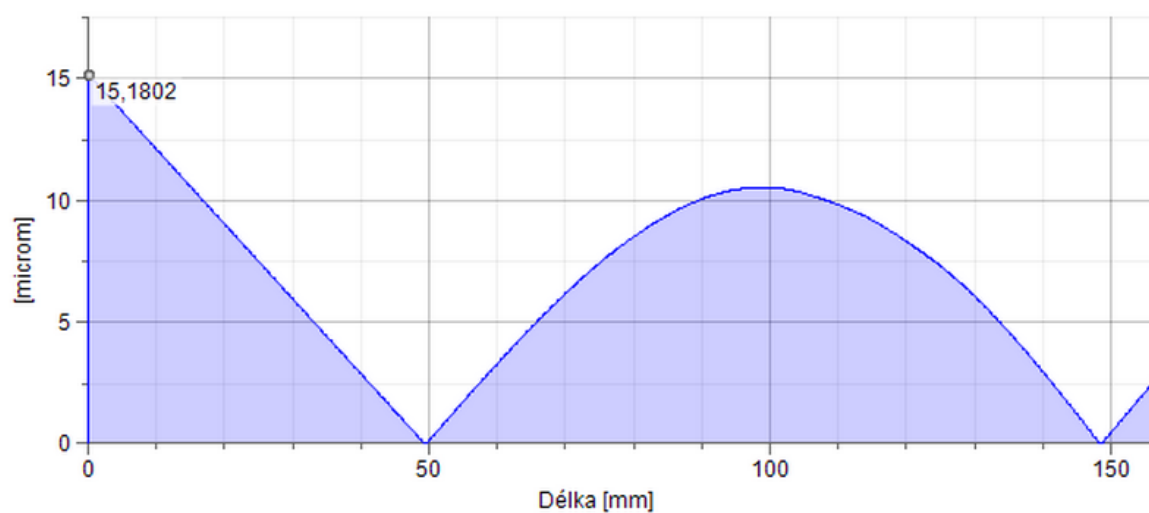
☐ Redukované napětí



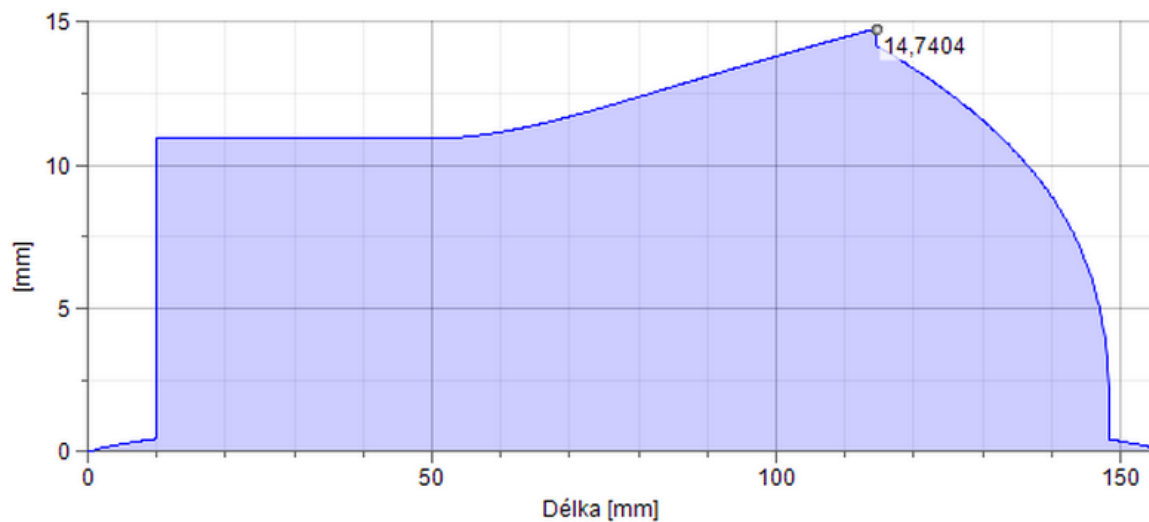
☐ Úhel průhybu



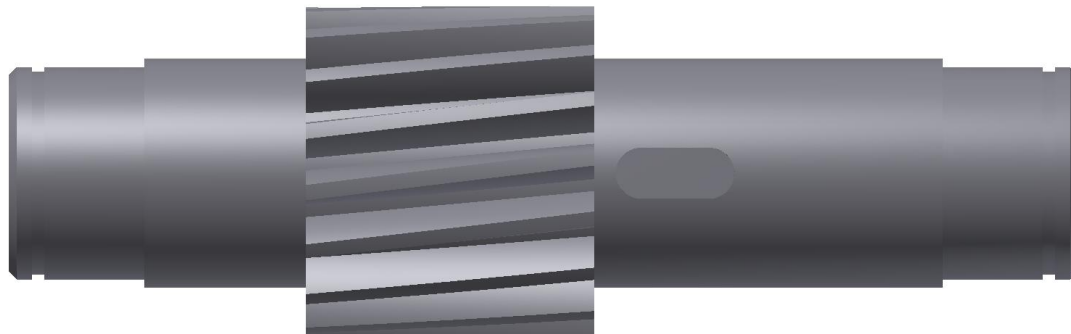
☐ Průhyb



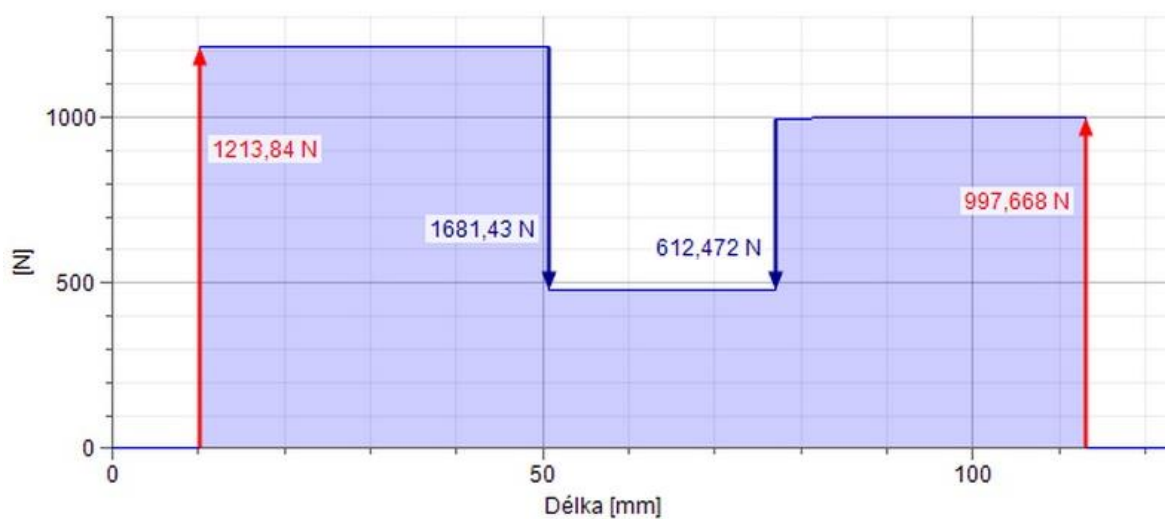
☐ Ideální průměr



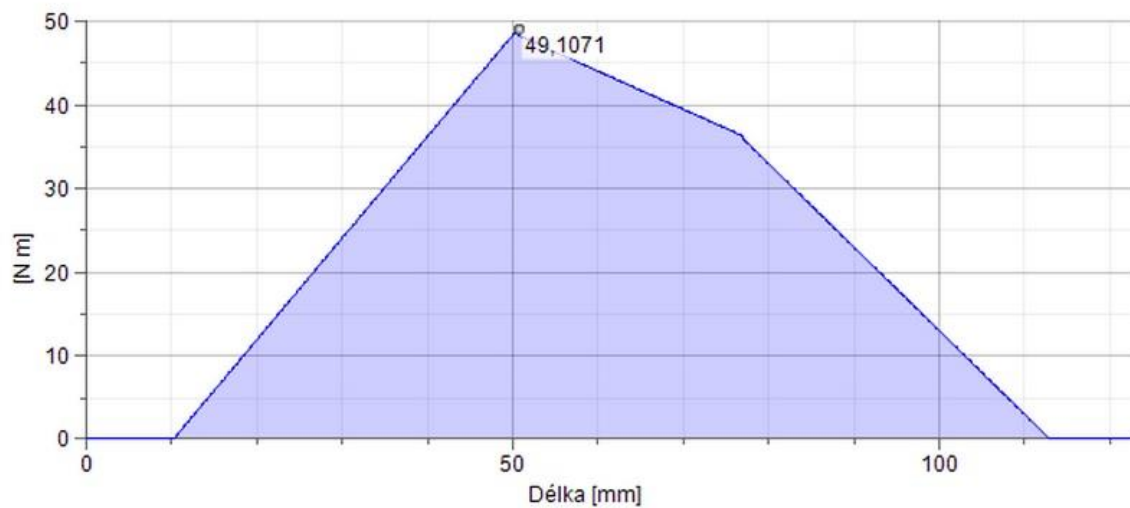
1.2 Hřídel II



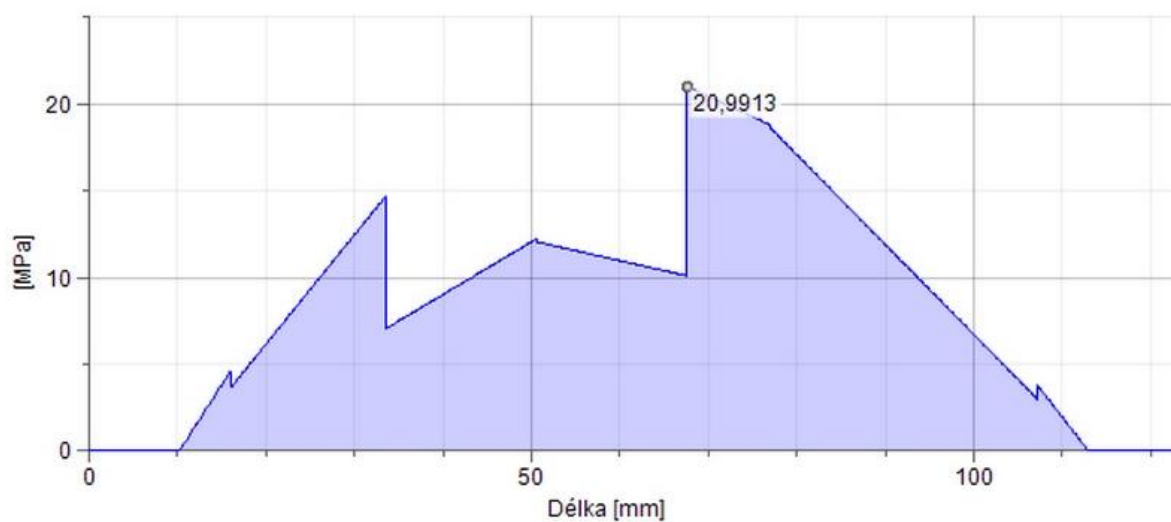
☐ Smyková síla



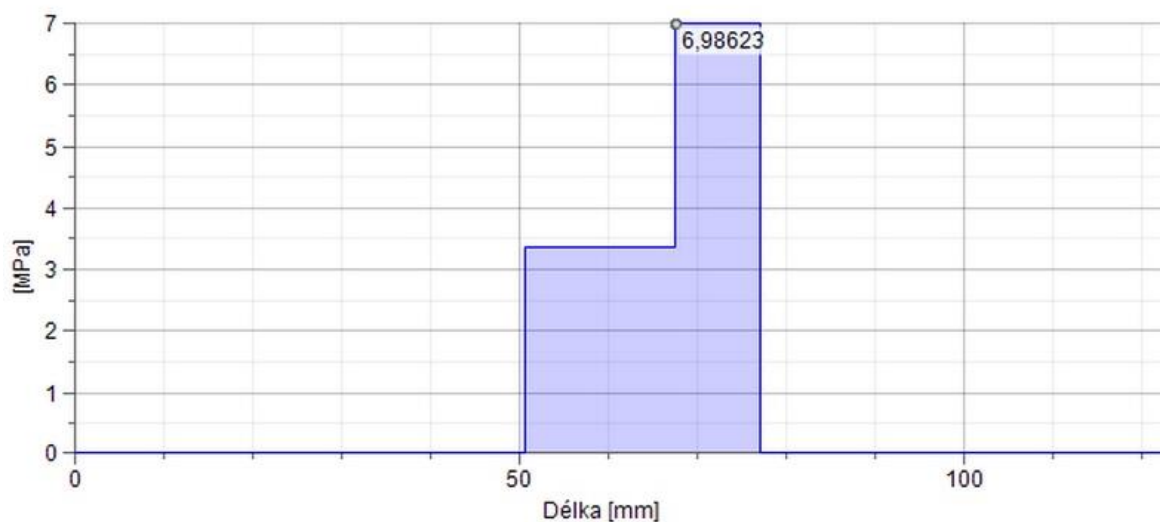
☐ Ohybový moment



☐ Napětí v ohybu



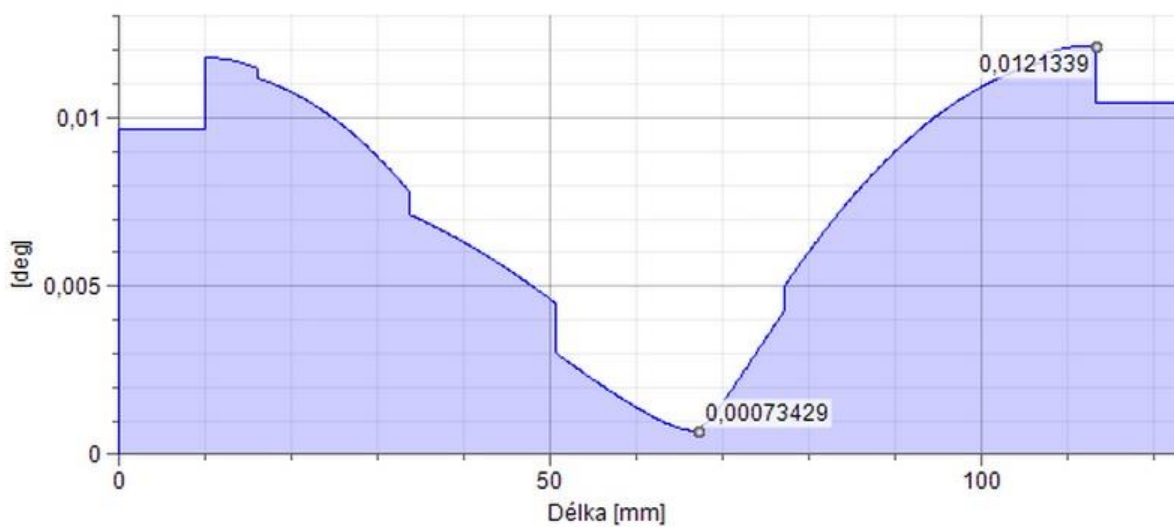
☐ Napětí v krutu



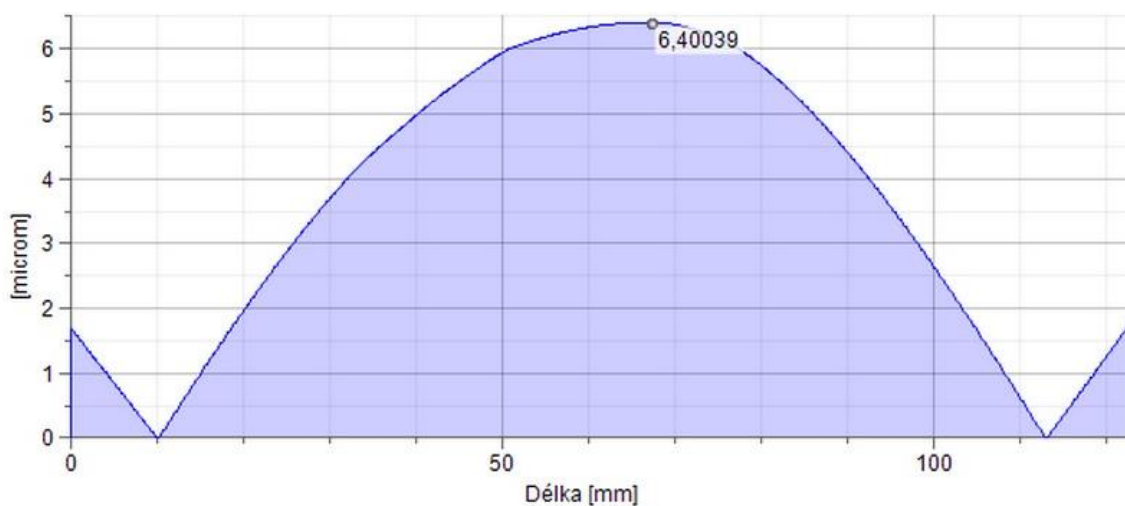
☐ Redukované napětí



☐ Úhel průhybu



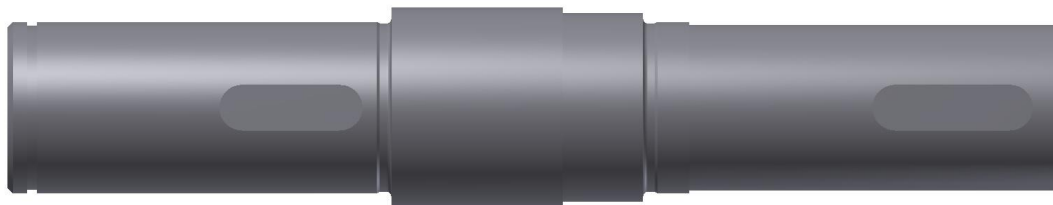
☐ Průhyb



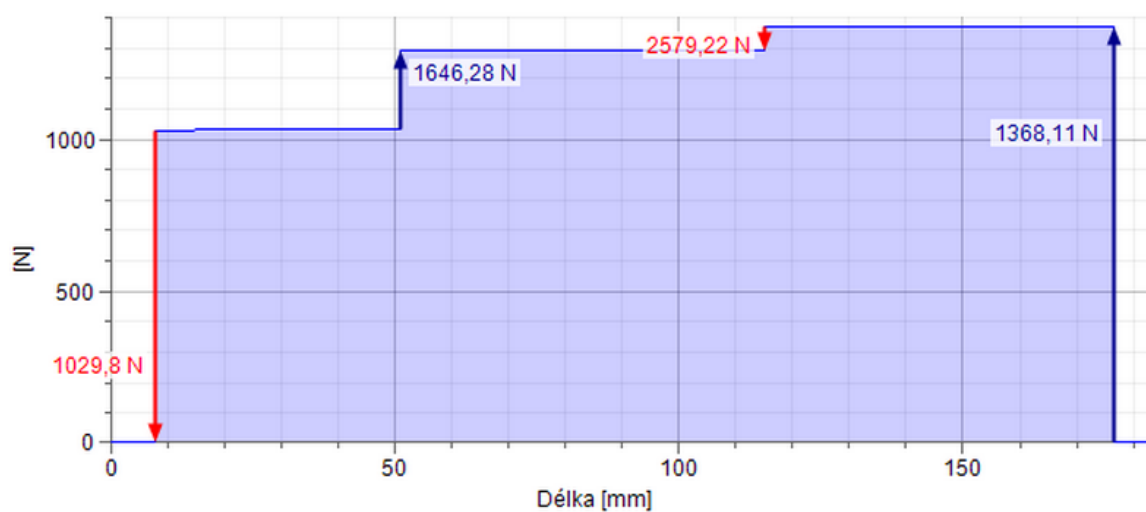
☐ Ideální průměr



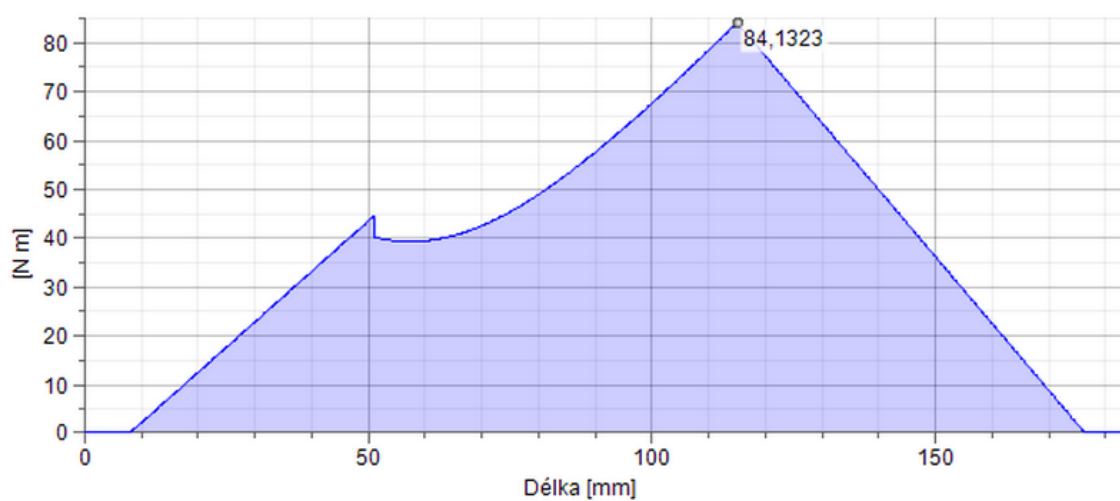
1.3 Hřídel III



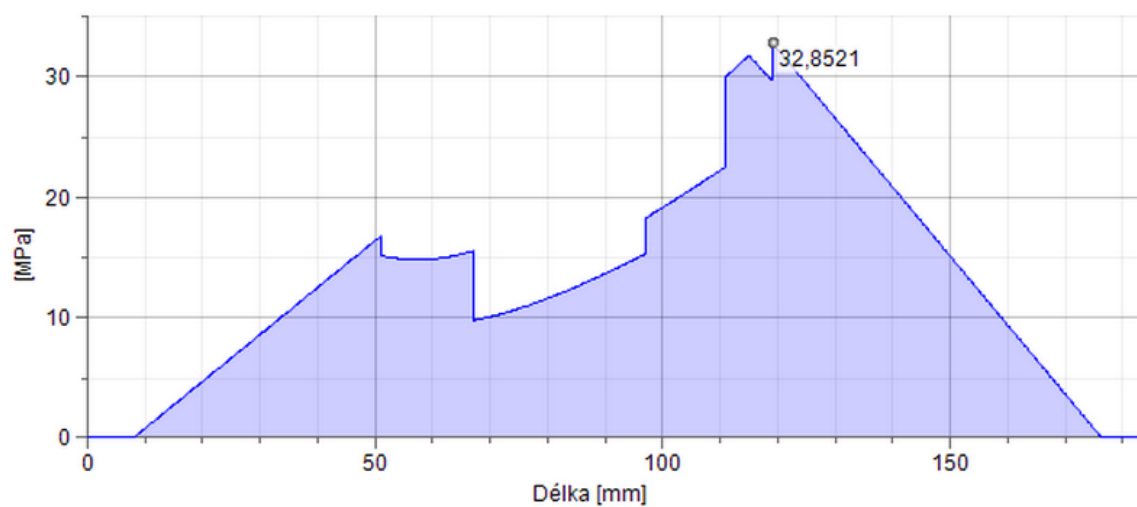
Smyková síla



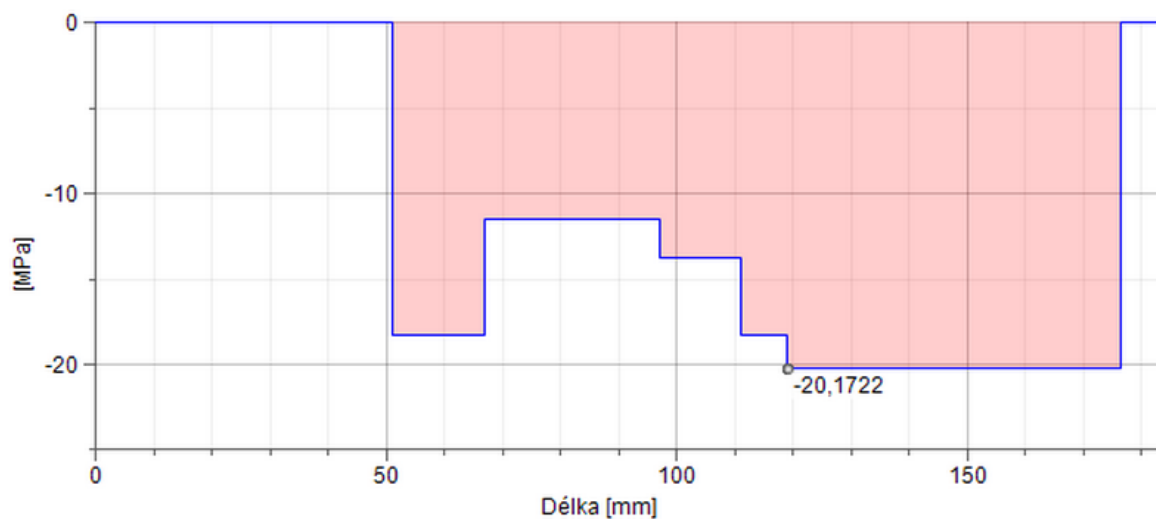
Ohybový moment



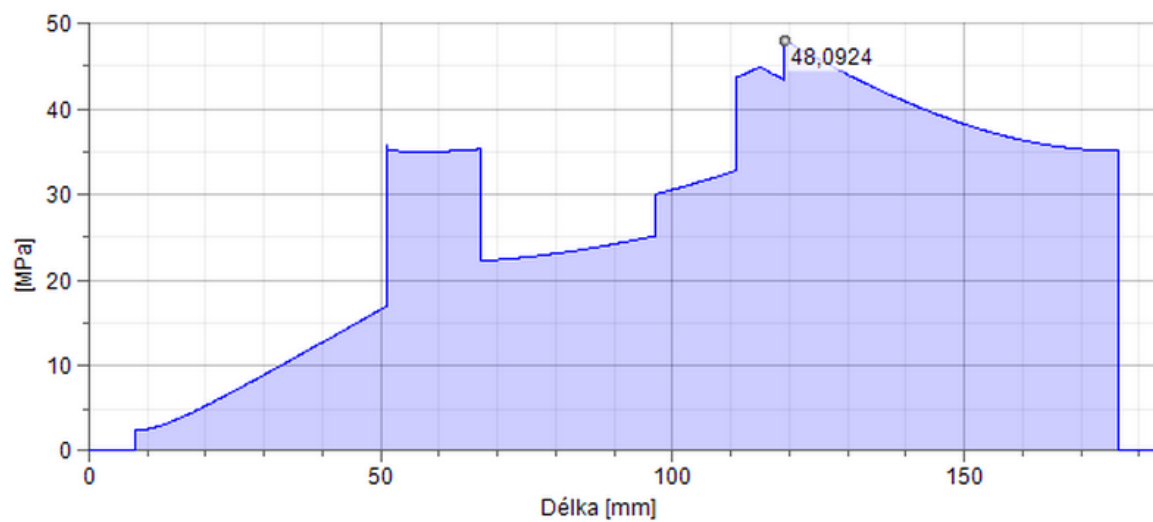
☐ Napětí v ohybu



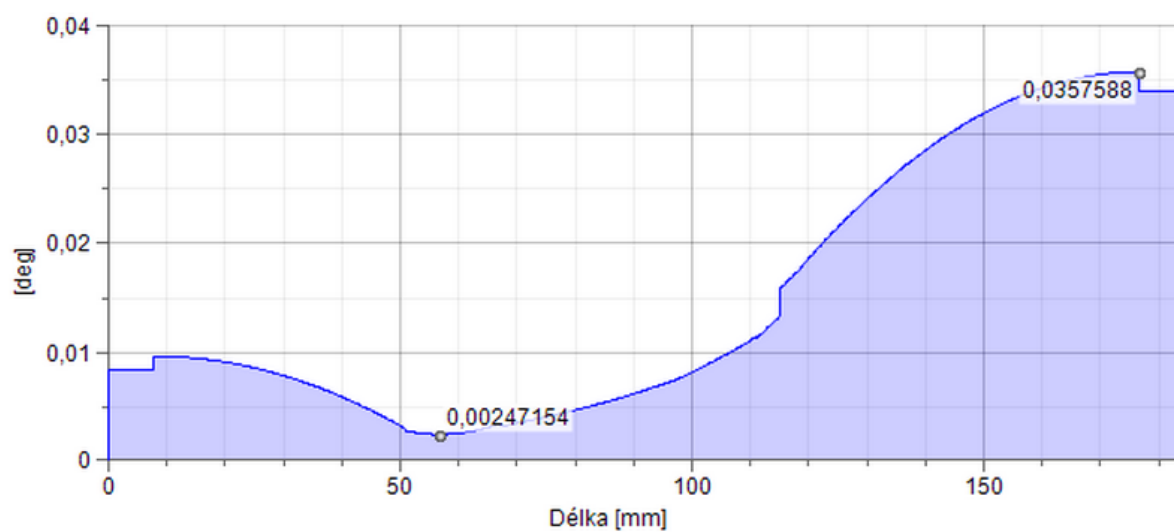
☐ Napětí v krutu



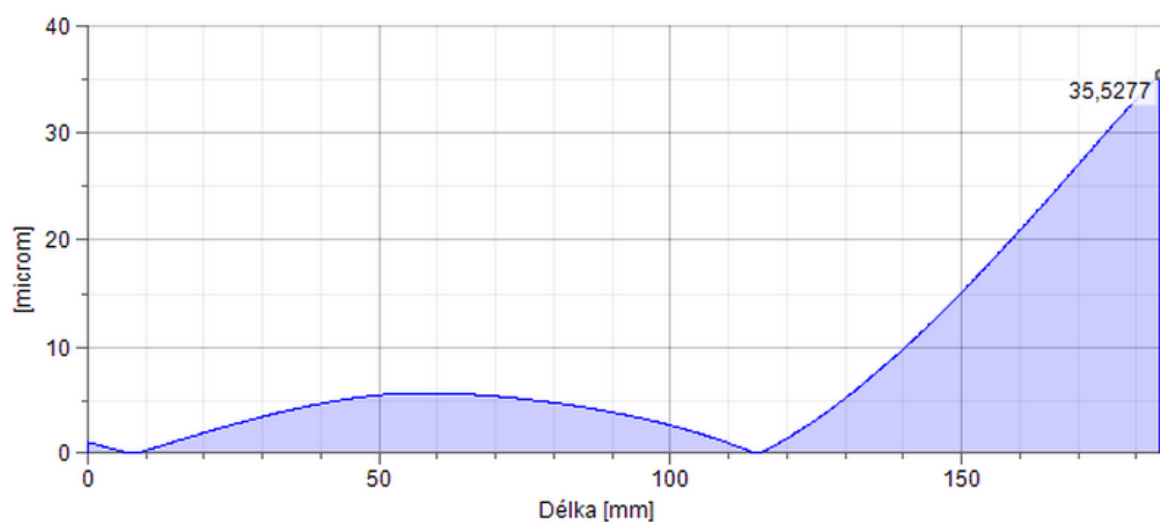
☐ Redukované napětí



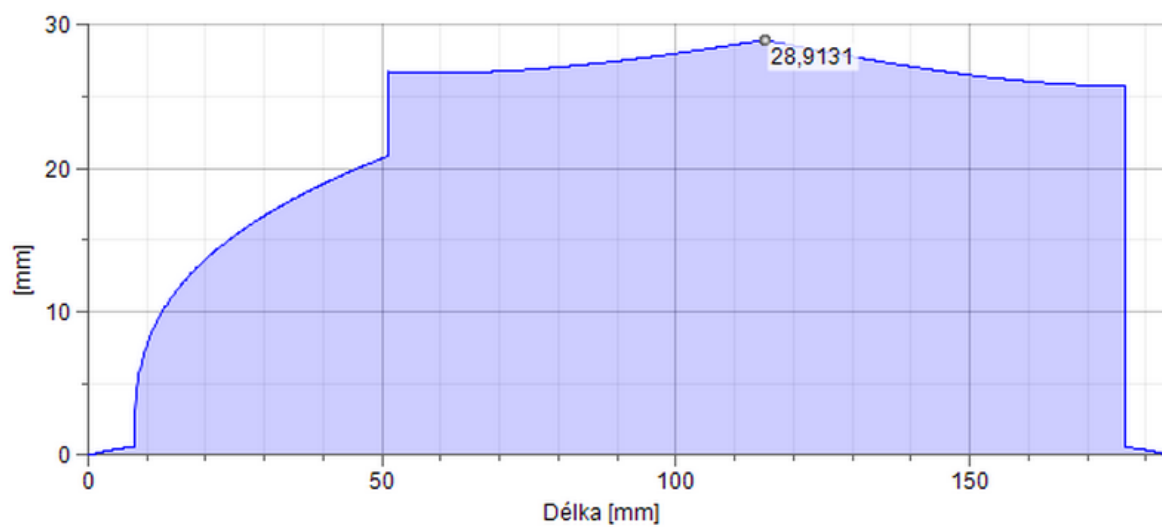
▣ Úhel průhybu



▣ Průhyb



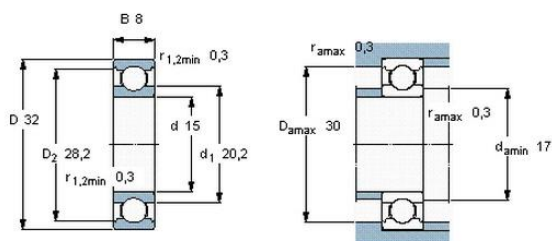
▣ Ideální průměr



2 Ložiska

2.1 Ložisko 16002

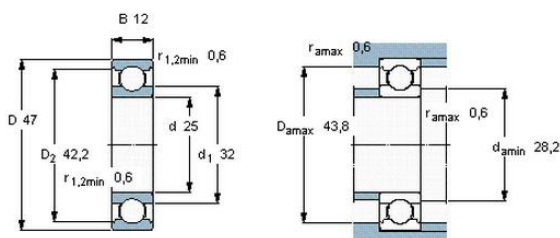
Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Hodnoty rychlosti		Označení
d	D	B	C	statické	Referenční rychlost	Omezující rychlost	** ložisko SKF Explorer
mm			kN	C_0	ot/min		
15	32	8	5,85	2,85	50000	32000	16002 *



Faktory výpočtu
 k_f 0,02
 f_0 14

2.2 Ložisko 6005

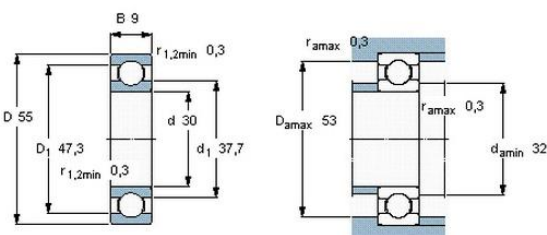
Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Hodnoty rychlosti		Označení
d	D	B	C	statické	Referenční rychlost	Omezující rychlost	** ložisko SKF Explorer
mm			kN	C_0	ot/min		
25	47	12	11,9	6,55	32000	20000	6005 *



Faktory výpočtu
 k_f 0,025
 f_0 14

2.3 Ložisko 16006

Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Hodnoty rychlosti		Označení
d	D	B	C	statické	Referenční rychlost	Omezující rychlost	** ložisko SKF Explorer
mm			kN	C_0	ot/min		
30	55	9	11,9	7,35	28000	17000	16006 *



Faktory výpočtu
 k_f 0,02
 f_0 15