



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu dehydrátoru písku

**Design of a Drive Unit for Sand
Dehydrator**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Filip DVOŘÁK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

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



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

V Praze 08. 06. 2017

Filip Dvořák

Podpis



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi byli nápomocni při vypracování této bakalářské práce, zejména svému vedoucímu Ing. Jaroslavu Kříčkovi, Ph.D. za odborné vedení, za pomoc a rady při zpracování této práce.

Anotační list

Jméno autora:	<i>Filip Dvořák</i>
Název BP:	<i>Návrh pohonu dehydrátoru písku</i>
Anglický název:	Design of A Drive Unit for Sand Dehydrator
Rok:	2017
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	<i>Ústav konstruování a částí strojů</i>
Vedoucí BP:	<i>Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.</i>
Bibliografické údaje:	počet stran 65 počet obrázků 40 počet tabulek 15 počet příloh 9
Klíčová slova:	dehydrátor písku, převodový poměr, modul ozubení, hřídel, silové poměry, bezpečnost
Keywords:	sand dehydrator, gear ratio, tooth system module, shaft, force conditions, safety
Anotace:	Cílem této bakalářské práce je navrhnout pohon dehydrátoru písku. Práce obsahuje řešení dané problematiky, návrhové a kontrolní výpočty. K této práci byl vytvořen 3D model dvoustupňové převodovky a dehydrátoru písku včetně výkresové dokumentace převodovky.
Abstract:	The object of this bachelor work was to create drive unit for sand dehydrator. This theses contains searches the issue. With this work was created 3D model of two-speed transmission and Sand Dehydrator including drawings of transmission.

Obsah

1.	Úvod.....	1
2.	Rešerše.....	2
2.1.	Princip a aplikace dehydrátorů	2
2.2.	Technické parametry.....	2
2.3.	Pohonná jednotka	3
2.3.1.	Elektromotor	3
2.3.2.	Převodový mechanismus	3
2.4.	Typy sestavení	4
2.4.1.	Jednoduchý korečkový dehydrátor	4
2.4.2.	Dehydrátor se šnekovým podavačem.....	5
2.4.3.	Těžební linka v pískovnách	5
2.5.	Údržba	7
3.	Návrhové výpočty pohonu	8
3.1.	Výchozí parametry	8
3.2.	Návrh elektromotoru.....	9
3.3.	Výpočet převodového poměru	10
3.4.	Návrh počtu zubů	10
3.5.	Výpočet krouticích momentů.....	11
3.6.	Otáčky na jednotlivých hřídelích.....	11
3.7.	Návrh minimálních průměrů hřídelí	11
3.8.	Stanovení materiálů ozubených kol	12
3.9.	Návrh modulů ozubených kol.....	13
3.9.1.	Návrh modulu pro soukolí 1,2	14
3.9.2.	Návrh modulu pro soukolí 3,4	15
3.10.	Šířka ozubených kol a pastorků.....	15
3.11.	Základní rozměry ozubených kol a určení osové vzdálenosti 16	
3.11.1.	Rozměry soukolí 1,2.....	18
3.11.2.	Rozměry soukolí 3,4.....	19
3.12.	Pevnostní kontrola ozubení	19
3.13.	Silové poměry	20
3.14.	Výpočet reakcí a průběh ohybového momentu.....	21

3.14.1.	Reakce na vstupní hřídeli.....	21
3.14.2.	Reakce na předlohové hřídeli.....	24
3.14.3.	Reakce na výstupní hřídeli	26
3.15.	Návrh ložisek	29
3.15.1.	Návrh ložisek na vstupní hřídeli	29
3.15.2.	Návrh ložisek na předlohové hřídeli	31
3.15.3.	Návrh ložisek na výstupní hřídeli.....	32
3.15.4.	Shrnutí návrhů ložisek.....	34
3.16.	Návrh per pro spojení náboje s hřídelem	34
3.16.1.	Pero pro vstupní hřídel	35
3.16.2.	Pero pro předlohovou hřídel.....	35
3.16.3.	Pero pro výstupní hřídel	36
3.17.	Pevnostní kontrola hřídelí	36
3.17.1.	Statická bezpečnost	36
3.17.2.	Dynamická bezpečnost	38
3.18.	Deformační kontrola hřídelí	42
3.18.1.	Kontrola torzní tuhosti hřídelů.....	42
3.18.2.	Kontrola průhybů a naklopení hřídelí	42
3.19.	Návrh velikosti hřídelové spojky	46
3.20.	Návrh řemene a řemenic	47
4.	Sestavení dehydrátoru písku s pohonem	47
5.	Závěr.....	50
	Seznam použité literatury.....	51
	Seznam zkratk a symbolů	53
	Seznam obrázků	57
	Seznam tabulek.....	57
	Seznam příloh	58

1. Úvod

Dehydrátory písku patří k nedílné součásti procesu těžby a hlavně zpracování písku. Již koncem 19. století vznikaly první parou poháněné ocelo-dřevěné konstrukce podobných strojů, které dokázaly tento proces velmi usnadňovat. V dnešní době moderních technologií jsme schopni vytvořit několikanásobně výkonnější a trvanlivější stroje, avšak princip zůstává stejný.

Primární funkcí dehydrátoru, jak už název napovídá, je odstraňování vody z písku. Jako další, neméně podstatná funkce, je schopnost třídění písku do různých frakcí dle zrnitosti filtrovaného materiálu.

Pohonem dnešních dehydrátoru je výhradně elektromotor, jehož otáčky a krouticí moment je možno primárně regulovat pomocí převodovky. Návrh a výpočet technické části převodovky patří obecně k časově náročným úkolům. V současnosti jsou však k dispozici výpočetní programy, které jsou schopny vytvořit kompletní návrh ze zadaných parametrů ve velice krátké době, za předpokladu odborné znalosti jeho kompletní funkce. Je ale potřeba brát v úvahu, že kvalita, rozsah výpočtů, a spolehlivost softwaru se znatelně odráží v jeho ceně.

V této bakalářské práci je proveden vlastní kompletní návrh převodového mechanismu, který je ověřen některými ze softwarů (MitCalc, Autodesk Inventor) věnující se této problematice. Pro všechny návrhové výpočty je také vytvořen vlastní výpočetní program v softwaru Excel. Dále je vytvořena výkresová dokumentace navržené dvoustupňové převodovky.

2. Rešerše

2.1. Princip a aplikace dehydrátorů

Korečkový dehydrátor je určen k odvodňování písku, šterku a kameniva. Dále slouží k odstranění tzv. praní odplavitelných a jemných částic z kameniva o zrnitosti 0 – 22 mm. Je to zařízení, ve kterém se otáčením korečkového kola nabírá zavodněný písek do korečků se sítí. Voda odtéká do vany a odvodněný písek vypadává na druhé straně kola k další dopravě. Při některých aplikacích se voda ve vaně záměrně ponechává, která zde plní svou čistící funkci. U komplexnějších variant je možnost připojení sekundárních zařízení, jako jsou např. šnekový podavač nebo pásový dopravník, jehož úkolem je odvod vypraného materiálu. [11]

2.2. Technické parametry

Dehydrátory jsou stroje, jejichž pohon je obecně navrhován s pomalými otáčkami. Díky tomu voda stíhá lépe odtékat skrze síta v korečcích. Aby takových otáček bylo dosaženo, musí mít převodové soustrojí vysoký převodový poměr. Typickou charakteristikou jsou tedy malé otáčky a veliké výstupní krouticí momenty. Z těchto důvodů je tedy nutné nosnou hřídel bubny adekvátně nadimenzovat, aby bylo vyhověno těmto náročným parametrům. V tabulce č.1 je pro představu znázorněno v jakých rozmezích se pohybují základní parametry konvenčně vyráběných dehydrátorů.

Tab. 1.: Přehled základních parametrů běžných dehydrátorů [3]

Typové označení	-	Bez šneku				Se šnekem	
		KD 3000-20	KD 3000-80	KD 3000-100	KD 4000-150	KDŠ 3000-80	KDŠ 3000-100-U
Výkon	t/h	32	128	160	250	128	160
Objem vody	m ³	6,2	10	11	21,5	12	16
Příkon motoru	kW	3	5,5	5,5	18,5	5,5	5,5
Průměr kola	mm	3000	3000	3000	4000	3000	3000
Šířka kola	mm	700	900	1400	1800	900	1400
Průměr šneku	mm					2000	3000
Délka šneku	mm					4000	2200
Hmotnost	kg	6344	9200	9695	18000	10950	14596

2.3. Pohonná jednotka

2.3.1. Elektromotor

Elektromotor je ve 21. století jedním nejprogressivnějším druhem motoru. Oproti spalovacím jednotkám má spoustu výhod jako např. větší účinnost, levnější provoz a ekologičnost. Právě ekologičnost hraje v dnešní době ve všech strukturách průmyslu jednu z největších rolí. Je kladen silný důraz na to, aby průmysl globálně snižoval produkci nežádoucích spalin do ovzduší na minimum. V dehydrátorech, a obecně téměř ve všech průmyslových strojích, se však aplikace elektromotoru uchytila i z jiných důvodů. Neustálý přístup k energii bez doplňování paliva, jednoduchá ovladatelnost a údržba jsou též silným argumentem pro tuto volbu.

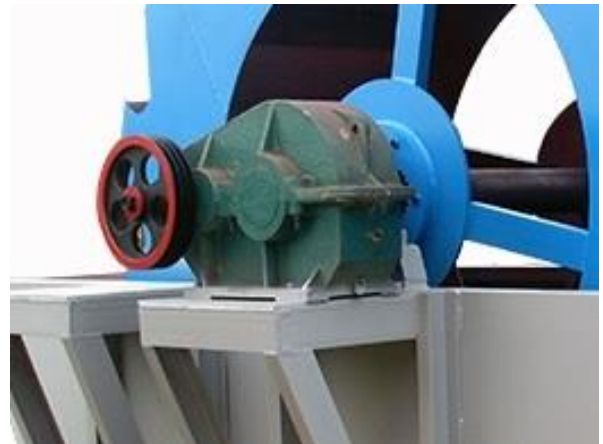
Elektromotory se dělí do několika skupin ať už podle vnitřní konstrukce, či vlastní funkce. V průmyslových aplikacích je nejrozšířenějším typem trojfázový asynchronní motor, který i já použiji ve svém návrhu. Jeho předností jsou vysoká spolehlivost daná jednoduchou konstrukcí a zároveň využití tří fází z napájecí sítě. Nevýhodou bývala práce v omezeném rozsahu otáček, ale díky dnešní relativně levné výrobě frekvenčních měničů můžeme celkem snadno otáčky regulovat. Jelikož dehydrátory pracují s konstantními otáčkami, tak ne vždy je frekvenčního měniče zapotřebí. Ten je spíše využit při rozjezdu, aby nedocházelo k rázovému rozběhu stroje. V mém návrhu bude hlavní regulační jednotkou otáček převodový mechanismus.

2.3.2. Převodový mechanismus

Převodové mechanismy jsou základem téměř všech pohonných jednotek již od počátku strojírenství. Aby stroj dosáhl plynulého chodu a zároveň mohl pracovat v potřebném spektru otáček a krouticích momentů, musíme do mechanického systému zavést adekvátní převody. To může být realizováno pomocí převodovky, které jsou konstruovány v mnoha podobách. Můžeme je dělit dle vlastní kinetiky, funkce, přenosu energie a z jiného úhlu dělení také dle převodového poměru nebo samotného technického provedení. Toto široké spektrum převodovek nám dává velikou svobodu při výběru adekvátního typu pro specifickou aplikaci. [12]

U dehydrátoru se běžně objevují dva typy, čelní a planetová převodovka viz obr. 1 a obr. 2. Do mého návrh jsem zvolil dvoustupňovou čelní převodovku, z důvodu méně komplikované konstrukce, lepší údržby a opravitelnosti. Do soustavy převodového mechanismu zahrnuji také řemenový převod, který bude zvyšovat převodový poměr a

zároveň sloužit jako bezpečnostní pojistka, kde v kritických přetížených situacích dojde k prokluzu řemenu.



Obr. 2.: Pohon s planetovou převodovkou [4] Obr. 1.: Pohon s čelní převodovkou a řemenicí [5]

2.4. Typy sestavení

2.4.1. Jednoduchý korečkový dehydrátor

Tento typ dehydrátoru patří k nejzákladnějším a nejrozšířenějším sestavením, které trh nabízí. Hlavní výhodou je nízká cena a velice snadná obsluha i údržba. Jejich použitelnost je orientována na menší až střední zátěže.



Obr. 3.: Jednoduchý korečkový dehydrátor s čelní převodovkou [6]

2.4.2. Dehydrátor se šnekovým podavačem

Toto sestavení se liší od předešlého přidavným šnekovým podavačem. Tím je zajištěná automatizace dodávky materiálu (písek, štěr, kamenivo) do vany dehydrátoru. Díky takovému rozšíření získáme znatelně vyšší výkon, ale je zároveň to vyvolá mnohem větší mechanické nároky na nosnou hřídel, ložiska i pohonnou jednotku. Toto sestavení je vidět na obr. 4.



Obr. 4.: Korečkový dehydrátor se šnekovým podavačem [7]

2.4.3. Těžební linka v pískovnách

Tyto linky jsou se zaměřují na plnou automatizaci provozu těžby a zpracování. Tato automatizace je schopná zajistit jak dodávku, odběr materiálu, tak i jeho samotnou těžbu, v případě, že se linka nachází poblíž těžebního ložiska. Přisun materiálu do čistící vany je zajištěn šnekovým kolem a k následujícímu přesunu materiálu dochází pomocí pásových dopravníků. Linka je také schopna vícenásobného čištění, kde je materiál vícekrát sveden dopravníky zpět do vany a celý proces se opakuje.

V lince se také, kvůli lepší filtraci, často objevují síta, na kterých jsou připevněné vibrační motory viz. obr. 6. Celá konstrukce síta je postavená na pružinách, aby se zbránilo přestupu vibrací do rámu dehydrátoru. Uložení s pružinami je vidět na obr. 7. Vibrace usnadňují rozměňování vlhkého písku, ze kterého se lépe odplavuje přebytečná voda. Jejich další funkcí může také být rozřazení umytého materiálu do různých frakcí dle zrnitosti.



Obr. 5.: Linka na zpracování písku



Obr. 6.: Vibrační motory se sítí



Obr. 7.: Uložení vibračního soustrojí na pružinách

2.5. Údržba

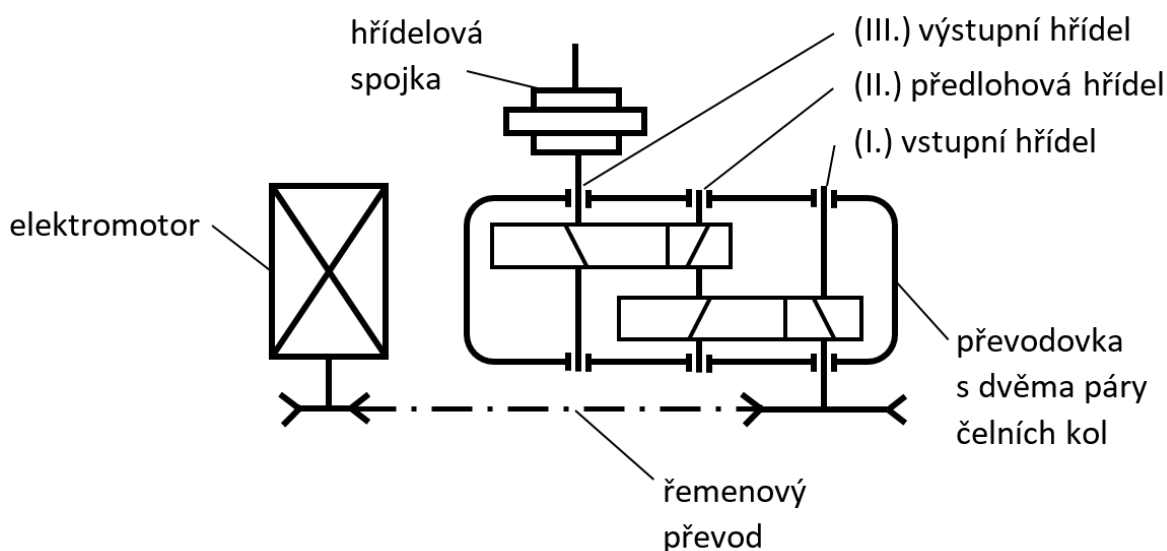
Údržba dehydrátorových strojů se odvíjí dle samotného typu sestavení. Obecně je však údržba orientována na prostředí, kde se předpokládá volný pohyb prachových částic v nejbližším okolí samotného stroje. Nejdůležitější je tedy pravidelně omývat usazené nečistoty v blízkosti motoru, převodového ústrojí a ložiskového aparátu korečkového kola. Nezbytnou součástí údržby je také důkladné čištění sít v korečcích, aby voda mohla síty volně protékat a dehydrátor tak plnil správně svou funkci. Dále je třeba dbát na průběžnou kontrolu samotného motoru a převodové skříně, dle standardních postupů o údržbě motorového ústrojí.

3. Návrhové výpočty pohonu

Pohon dehydrátoru písku bude realizován pomocí elektromotoru, řemenového převodu a samotné převodovky. Koncepce pohonu je řešena dle schématu na obr. 8.

Byla zvolena dvoustupňová převodovka se dvěma páry čelních kol se šikmými zuby. Propojení výstupní hřídele převodovky a hřídele rotačního kola s korečkou je realizováno pomocí pružné hřídelové spojky. Pohon je zajištěn asynchronním motorem, který je pomocí řemenového převodu spojen se vstupní hřídelí převodovky. Brzdění motoru je řešeno samovolným doběhem stroje.

Celé převodové soustrojí je umístěno na svařeném rámu. Ten je přišroubován na podstavec, který je součástí vany dehydrátoru. Parametry budou navrženy s ohledem na pracovní cyklus a zatížení samotného zařízení.



Obr. 8.: Schéma pohonu [zdroj: autor]

3.1. Výchozí parametry

Vstupní parametry dehydrátoru, ke kterému budu navrhovat pohon, byly stanoveny z průměrných hodnot těchto konvenčně vyráběných strojů z kategorie nižších až středních zátěží.

Výkon bubnu: $P_b = 6 \text{ kW}$

Otáčky bubnu: $n_b = 6 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Rozměr bubnu: $D_b = 2\,000 \text{ mm}$

Rozměr vany: $3\,000 \times 1\,660 \times 1\,100 \text{ mm}$

3.2. Návrh elektromotoru

Návrh vychází se ze vstupních parametrů. Výkon se určí se započtením celkové účinnosti mechanismu dle (1),(2) a (3). [2]

Úhlová rychlost:

$$\omega_b = \frac{\pi \cdot n_b}{30} = \frac{\pi \cdot 6}{30} = 0,628 \text{ s}^{-1} \quad (1)$$

Celková účinnost pohonného mechanismu:

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{rem} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,884 \quad (2)$$

Minimální výkon hnacího elektromotoru:

$$P'_m = \frac{P_b}{\eta_c} = \frac{6\,000}{0,628} = 6,79 \text{ kW} \quad (3)$$

Z [15] zvolen elektromotor: SIEMENS 1LE1002-1DD43, 8-pólový, 7,5 kW, 715 ot/min, který je svým výkonem a otáčkami vyhovující.

Parametry zvoleného elektromotoru:

Typová řada:	AL100M-8
Velikost (výška):	160 mm
Výkon:	7,5 kW
Otáčky:	715 min ⁻¹
Počet pólů:	Osmipólový
Napětí:	400 / 690V 50Hz
Krytí:	IP 55
Pro teplotu okolí:	od -20°C do + 40°C
Třída izolace:	F

[15]



Obr. 9.: Elektromotor [15]

3.3. Výpočet převodového poměru

Celkový převodový poměr je dán poměrem otáček elektromotoru a otáček rotačního bubnu dehydrátoru dle (4). Je také určen součinem převodových poměrů na jednotlivých soukolích převodovky a přídatného řemenového převodu na vstupní hřídeli. Řemenový převod je zvolen vyšší, aby tak snížil převodový stupeň převodovky a tím i její namáhání. Tento postup je u dehydrátorů v praxi využíván.

$$i_c = \frac{n_m}{n_b} = \frac{715}{6} = 119,17 \quad (4)$$

Převodový poměr na řemenu volím $i_r = 6$

Převodový poměr převodovky $i_{př}$

$$i_{př} = \frac{i_c}{i_r} = \frac{119,17}{6} = 19,86 \quad (5)$$

Hodnota $i_{př}$ se smí odchylovat v rozmezí $\pm 4\%$

$$i_{př} = 19,86 \pm 4\% = 19,07 \text{ až } 20,65 \quad (6)$$

Převodový poměr převodovky rozdělím na dílčí převody jednotlivých soukolí dle vztahu (7). Dále se držím doporučení, aby $i_{12} > i_{34}$

$$i_{34} = 0,9 \cdot \sqrt{i_{př}} = 0,9 \cdot \sqrt{19,86} = 4,01 \quad (7)$$

$$i_{12} = \frac{i_{př}}{i_{34}} = \frac{19,86}{4,01} = 4,95 \quad (8)$$

3.4. Návrh počtu zubů

Počet zubů je navolen tak, aby převodové poměry na jednotlivých soukolích nevycházeli celočíselně a zároveň, aby jejich celkový převodový poměr splňoval podmínku tolerance 4% od teoretické hodnoty. [2]

$$\text{Volím } z_1 = 31; i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = 153,45 \Rightarrow 153$$

$$\text{Volím } z_3 = 25; i_{34} = \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_4 = 100,27 \Rightarrow 103$$

Přepočet převodu pomocí počtu zubů

$$i_{př\ skuteč.} = i_{12} \cdot i_{34} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{153}{31} \cdot \frac{103}{25} = 4,94 \cdot 4,12 = 20,33 \quad (9)$$

$$i_{př} = 19,86$$

=> tolerance $\pm 4\%$ = 19,07 až 20,65 => podmínka je splněna

3.5. Výpočet krouticích momentů

Výpočet krouticího momentu motoru je proveden pomocí vztahu (10). Pro získání momentů na dílčích hřídelích je potřeba vztah násobit příslušejícími převody a účinnostmi viz (11),(12) a (13).

$$M_{KM} = \frac{P_M}{\omega_M} = \frac{P_M \cdot 30}{\pi \cdot 715} = \frac{7\,500 \cdot 30}{\pi \cdot 715} = 100,16 \text{ Nm} \quad (10)$$

Krouticí momenty na jednotlivých hřídelích

$$M_{KI} = M_{KM} \cdot i_{\check{r}} \cdot \eta_{\check{r}} = 100,16 \cdot 6 \cdot 0,92 = 552 \text{ Nm} \quad (11)$$

$$M_{KII} = M_{KI} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 552 \cdot 4,9355 \cdot 0,98 = 2\,669,89 \text{ Nm} \quad (12)$$

$$M_{KIII} = M_{KII} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} = 2\,669,89 \cdot 4,12 \cdot 0,98 = 10\,779,99 \text{ Nm} \quad (13)$$

3.6. Otáčky na jednotlivých hřídelích

Dílčí otáčky n_I, n_{II}, n_{III} získám ze známých otáček elektromotoru, na které postupně aplikuji následující vzorce (14,15,16).

$$n_I = \frac{n_M}{i_{\check{r}}} = \frac{715}{6} = 119,17 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (14)$$

$$n_{II} = n_I \cdot \frac{z_1}{z_2} = 119,17 \cdot \frac{31}{153} = 24,14 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (15)$$

$$n_{III} = n_{II} \cdot \frac{z_3}{z_4} = 24,14 \cdot \frac{25}{103} = 5,86 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (16)$$

3.7. Návrh minimálních průměrů hřídelí

Předběžný návrh minimálních průměrů hřídelí provádím pomocí zjištěných krouticích momentů na jednotlivých hřídelích. Hodnoty dovoleného napětí v krutu volím dle [2]. Výsledné průměry jsou zaokrouhleny na normalizovanou hodnotu podle ČSN 01 4990 v tab. 2.

Vstupní hřídel $\tau_{dI} = 25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Předloňová hřídel $\tau_{dII} = 35 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Výstupní hřídel $\tau_{dIII} = 50 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{KI}}{\pi \cdot \tau_{DI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 552}{\pi \cdot 25}} = 48,268 \text{ mm} \Rightarrow 65 \text{ mm} \quad (17)$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{KII}}{\pi \cdot \tau_{DII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2\,670}{\pi \cdot 35}} = 72,968 \text{ mm} \Rightarrow 75 \text{ mm} \quad (18)$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{KIII}}{\pi \cdot \tau_{DIII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10\,780}{\pi \cdot 50}} = 103,167 \text{ mm} \Rightarrow 110 \text{ mm} \quad (19)$$

Tab. 2.: Výběr normalizovaných konců hřídelů z ČSN 01 4990[1]

Průměr d		Toleranční pole	Délka l		s	R^1
Řada 1	Řada 2		dlouhá	krátká		
	65	m6	140	105	1,6	2,5
70 71						170
80 90	75 85		210	165		
	95					250
100 110	105		300	240	6,0	
125 140	120 130					
160	150					

3.8. Stanovení materiálů ozubených kol

Pro všechna kola volím stejný materiál dle [2]. Vybírám z řad materiálů vyšších pevností z důvodů velkého momentového zatížení na hřídelích. Volba materiálu je zahrnuta v tab. 3 a jeho vlastnosti v tab. 4.

Tab. 3.: Volba materiálu

Součást	Označení (ČSN)
Pastorek 1	16 220
Kolo 1	16 220
Pastorek 2	16 220
Kolo 2	16 220

Tab. 4.: Vlastnosti vybraného materiálu

Označení ČSN	Způsob tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování pastorku - kola	Tvrдость		Mez únavy (bázová hodnota)	
		v jádře zubu J_{HV}	na boku zubu V_{HV}	v ohybu σ_{Flimb}^0 [MPa]	v dotyku σ_{Hlimb}^0 [MPa]
12 051	povrchově kaleno po boku	200	600 - 675	390	1140
14 140		250	600 - 675	450	1140
15 241		315	600 - 675	528	1160
15 241	povrchově kaleno mezerově	315	600 - 675	705	1160
16 343		300	600 - 675	705	1160
13 242	nitridováno	250	550	580	930
15 230		250	800	705	1180
15 330		250	800	705	1180
16 343		300	750	730	1180
14 140	nitrocementováno a kaleno	485	615 - 700	740	1288
12 010	cementováno a kaleno	135	650 - 720	500	1210
12 020		150	650 - 720	500	1210
14 220		250	650 - 720	700	1270
14 223		285	650 - 720	700	1270
16 220		285	650 - 720	700	1270
16 420		300	650 - 720	700	1270
16 526		360	650 - 700	740	1330

3.9. Návrh modulů ozubených kol

Návrhový výpočet jednotlivých modulů se provádí dle ČSN 01 4686. Lze počítat buďto dle Bacha nebo z Hertzových tlaků.

Dle Bacha:

$$m_n = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{KI}}{\psi_m \cdot Z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (20)$$

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} \quad (21)$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} \quad (22)$$

Z Hertzových tlaků:

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{KI}}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (23)$$

$$f_H = 690 \text{ pro } \beta > 0^\circ \quad (24)$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \quad (25)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlimb} \quad (26)$$

$$\psi_m = \frac{b_{wf}}{m_n} \quad (27)$$

$$\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1} \quad (28)$$

$$m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1} \quad (29)$$

3.9.1. Návrh modulu pro soukolí 1,2

Pro první soukolí volím šikmé ozubení s úhlem $\beta = 10^\circ$ dle ČSN 01 4610 a poměrnou šířkou $\psi_m = 18$. Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů $K_{H\beta} = 1,38$ je zvolen dle [2]. Hodnotu součinitele pro respektování vnějších dynamických sil volím $K_A = 1,25$ z důvodu zatěžování převodovky s malou nerovnoměrností dle ČSN 01 4686. Pro kalená kola je $f_p = 18$ dle [2]. Krouticí moment na vstupní hřídeli je $M_{KI} = 552 \text{ Nm}$.

Dle Bacha

$$m_{nBach} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{KI}}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{(1,25 \cdot 1,38) \cdot 552}{18 \cdot 31 \cdot 420}} = 2,872 \text{ mm} \quad (30)$$

Z Hertzových tlaků:

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{KI}}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{(1,25 \cdot 1,38) \cdot 552}{18 \cdot \frac{\cos 10}{31} \cdot (0,8 \cdot 1270)^2} \cdot \frac{4,93 + 1}{4,93}} = 69,19 \text{ mm} \quad (31)$$

$$m_{nHertz} = d_1 \cdot \frac{\cos \beta_{12}}{z_1} = 69,19 \cdot \frac{\cos 10}{31} = 2,19 \text{ mm} \quad (32)$$

Volím návrhový modul $m_n = 3 \text{ mm}$.

3.9.2. Návrh modulu pro soukolí 3,4

Pro druhé soukolí volím hodnoty součinitelů dle stejných norem a zdrojů, jako v případě prvního soukolí.

$$\beta = 8^\circ, \psi_m = 18, K_{H\beta} = 1,38, K_A = 1,25, f_p = 18, M_{KII} = 2\,670 \text{ Nm}$$

Dle Bacha

$$m_{nBach} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{KII}}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{(1,25 \cdot 1,38) \cdot 2\,670}{18 \cdot 25 \cdot 420}} = 4,98 \text{ mm} \quad (33)$$

Z Hertzových tlaků:

$$d_3 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{KI} \cdot i_{34} + 1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot i_{34}}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{(1,25 \cdot 1,2) \cdot 2670}{18 \cdot \frac{\cos 10}{31} \cdot (0,8 \cdot 1\,270)^2} \cdot \frac{4,12 + 1}{4,12}} = 112,92 \text{ mm} \quad (34)$$

$$m_{nHertz} = d_3 \cdot \frac{\cos \beta_{34}}{z_3} = 112,92 \cdot \frac{\cos 8}{31} = 4,47 \text{ mm} \quad (35)$$

Volím návrhový modul $m_n = 5,5 \text{ mm}$.

Tab. 5.: Normalizované moduly dle ČSN 01 4608 [2]

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

3.10. Šířka ozubených kol a pastorků

Šířka kola se vychází ze součinu modulu a poměrné šířky kola. Pastorek se obvykle volí širší než kolo o m_n . Výsledky se zaokrouhlí na celá čísla [2].

$$b_2 = m_{n12} \cdot \psi_m = 3 \cdot 18 = 54 \text{ mm} \quad (36)$$

$$b_4 = m_{n34} \cdot \psi_m = 5,5 \cdot 18 = 99 \text{ mm} \quad (37)$$

$$b_1 = b_2 + m_{n12} = 54 + 3 = 57 \text{ mm} \quad (38)$$

$$b_3 = b_4 + m_{n34} = 99 + 5,5 = 105 \text{ mm} \quad (39)$$

3.11. Základní rozměry ozubených kol a určení osové vzdálenosti

Osově vzdálenosti určím ze vztahu (40). Takto vypočítaná osová vzdálenost se musí upravit dle normy ČSN 03 1014 – Čelní ozubené převody pro převodovky. Tohoto upravení dosáhnou pomocí vhodně zvolených korekcí ozubení. [13]

$$a_t = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} \quad (40)$$

$$a_{tw} = a_t \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} \quad (41)$$

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (42)$$

kde α_t úhel záběru v čelní rovině
 α_{tw} úhel záběru v čelní rovině valivý
 α_n úhel záběru nástroje $\alpha_n = 20^\circ$

Z těchto výrazů plyne

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{\alpha_t}{\alpha_{tw}} \quad (43)$$

$$\cos \alpha_t = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \alpha_{tw}} \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t \quad (44)$$

Dále z výrazu

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha_n \quad (45)$$

se vypočte

$$(x_1 + x_2) = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) \quad (46)$$

kde x_1, x_2 jsou součinitele posunutí profilu – nástroje

V případě, že součet $(x_1 + x_2) < 0,3$, provede se korekce pouze pastorku a kolo zůstává nekorigované. V ostatních případech se tento součet rozdělí v opačném poměru převodového čísla soukolí dle (47),(48) a (49) [2]

$$\frac{x_{12}}{x_{34}} = \frac{z_2}{z_1} = u \quad (47)$$

$$x_1 = \frac{u \cdot \sum(x_1 + x_2)}{1 + u} \quad (48)$$

$$x_2 = \frac{\sum(x_1 + x_2)}{1 + u} \quad (49)$$

Zjištěné osové vzdálenosti

$$a_{t12} = \frac{m_{12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos 10^\circ} = \frac{3 \cdot (31 + 153)}{2 \cdot \cos 10^\circ} = 280,258 \text{ mm} \quad (50)$$

$$a_{t34} = \frac{m_{34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos 8^\circ} = \frac{5,5 \cdot (25 + 103)}{2 \cdot \cos 10^\circ} = 355,459 \text{ mm} \quad (51)$$

Porovnáváme námi vypočítanou osovou vzdálenost a_{t12} (a_{t34}) s normalizovanou osovou vzdáleností označenou $a_{tw12\check{C}SN}$ ($a_{tw34\check{C}SN}$), které bychom chtěli dosáhnout. Číselný rozdíl mezi vypočítanou osovou vzdáleností a normalizovanou osovou vzdáleností nesmí být větší než třicet procent velikosti modulu. Pokud však tento případ nastane, musíme upravit počet zubů, modul, úhel sklonu.

$$\Delta = |a_t - a_{tw\check{C}SN}| \leq 0,3 \cdot m_n \quad (52)$$

Tab. 6.: Osové vzdálenosti dle ČSN 03 1014 [2]

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

Navrhují valivé osové vzdálenosti

$$a_{tw12} = 280 \text{ mm}$$

$$a_{tw34} = 355 \text{ mm}$$

Musí platit podmínka:

$$\frac{\Delta_{12}}{m_{n12}} = \frac{|a_{12} - a_{tw\check{C}SN}|}{m_{n12}} \leq 0,3 \quad \frac{\Delta_{34}}{m_{n34}} = \frac{|a_{34} - a_{tw\check{C}SN}|}{m_{n34}} \leq 0,3 \quad (53),(54)$$

$$\frac{|280,257 - 280|}{3} \leq 0,3 \quad \frac{|355,459 - 355|}{5,5} \leq 0,3 \quad (55),(56)$$

$$0,0859 \leq 0,3 \quad 0,0835 \leq 0,3 \quad (57),(58)$$

=> podmínka splněna pro oba případy

K výpočtu korekcí bylo využito excelového programu, který se řídí normou ISO 6336. Tento program je dostupný na stránkách ústavu konstruování a částí strojů. Zároveň jsem některá data ověřoval ve svém vlastním výpočetním programu (příloha č. 4). Výpočet probíhá na základě zadaných vstupních parametrů, kterými jsou zejména vstupní výkon, otáčky, počet zubů na zabírajících kolech, normální modul, úhel záběru

3.11.1. Rozměry soukolí 1,2

Výstupní hodnoty spočítané programem pro první soukolí

Tab. 7.: Kontrola ozubení „12“

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹						
			Roz.	kolo 1	kolo 2			kolo 1	kolo 2
z_1	31		d	94,43467	466,0808	σ_{Flim}		700	700
z_2	153		d_a	99,95004	472,0793	σ_{Hlim}		1270	1270
m_n	3		d_f	86,45158	458,5808	Y_{Fa}		2,576	2,145153
x_1	-0,08052		d_b	88,57863	437,1784	Y_{sa}		1,599939	1,843987
x_2	0		d_w	94,35302	465,6778	Y_ε		0,665657	0,665657
α_n	20		h_a	2,757682	2,99923	Y_β		0,922089	0,922089
β	10		h_f	3,991548	3,75	F_β		6	6
a_w	280,0154		h	6,74923	6,74923	$Y_{N.X}$		1	1
b_1	57		s_n	4,536556	4,712389	Z_H		2,472311	2,472311
b_2	54		s_t	4,60654	4,785085	Z_E		189,8	189,8
P	7,5		v_n	4,888222	4,712389	Z_ε		0,762224	0,762224
n_1	118		v_t	4,96363	4,785085	Z_β		0,992375	0,992375
M_{k1}	606946,8		α_w	20,14037		Z_B		1	1
v	0,583461					$Z_{R.T}$		1	1
u	4,935484					K_A		1,25	1,25
						K_V		1,009466	1,009466
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$		1	1
	1	2				$K_{F\beta}$		1,174686	1,17333
h_k	2,028672	2,241964				$K_{H\alpha}$		1	1
s_k	4,00588	4,00588		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$		1,2	1,2
z'	4	18							
M/z	32,19285	161,7026		přes zuby					
d	4,428197	4,428197				S_F		2,483413	2,454158
M/d	98,18815	470,3352		přes kuličky		S_H		1,670049	1,670049

3.11.2. Rozměry soukolí 3,4

Výstupní hodnoty spočítané programem pro druhé soukolí.

Tab. 8.: Kontrola ozubení „34“

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	25		d	138,8513	572,0673	σ_{Flim}	700	700
z_2	103		d_a	148,9327	583,0629	σ_{Hlim}	1270	1270
m_n	5,5		d_f	124,1871	558,3173	Y_{Fa}	2,728948	2,187413
x_1	-0,08311		d_b	130,3271	536,9475	Y_{sa}	1,558621	1,801172
x_2	0		d_w	138,6719	571,3281	Y_ϵ	0,67534	0,67534
α_n	20		h_a	5,040695	5,497794	Y_β	0,949541	0,949541
β	8		h_f	7,332099	6,875	F_β	6	6
a_w	355		h	12,37279	12,37279	$Y_{N,x}$	1	1
b_1	105		s_n	8,306639	8,63938	Z_H	2,488186	2,488186
b_2	100		s_t	8,388273	8,724284	Z_E	189,8	189,8
P	7,5		v_n	8,972121	8,63938	Z_ϵ	0,787666	0,787666
n_1	24,27		v_t	9,060295	8,724284	Z_β	0,995122	0,995122
M_{k1}	2950957		α_w	19,9781		Z_B	1	1
v	0,176449					$Z_{R,T}$	1	1
u	4,12					K_A	1,25	1,25
						K_V	1,001446	1,001446
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,224715	1,223122
h_k	3,705843	4,109472				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	7,334947	7,334947		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,257857	1,257857
z'	3	12						
M/z	42,25943	194,8811		přes zuby				
d	8,118361	8,118361				S_F	2,274377	2,341468
M/d	145,5433	579,9815		přes kuličky		S_H	1,40181	1,40181

3.12. Pevnostní kontrola ozubení

Pevnostní kontrola ozubení je provedena dle ISO 6336. K výpočtu je využit výpočetní program v excelu. Výstupní data viz příloha č. 2 a 3. Po provedení této kontroly je zjištěno, že všechna ozubená kola vyhovují z hlediska bezpečnosti v ohybu i dotyku. Výsledné hodnoty jednotlivých součinitelů bezpečnosti ozubení jsou zobrazeny v tab. 9.

Tab. 9.: Přehled výsledných bezpečností

Soukolí	S_F	S_H	S_{Fmin}	S_{Hmin}	$S_F > S_{Fmin}$	$S_H > S_{Hmin}$
1-2	2,45	1,67	1,7	1,2	vyhovuje	vyhovuje
3-4	2,27	1,4	1,7	1,2	vyhovuje	vyhovuje

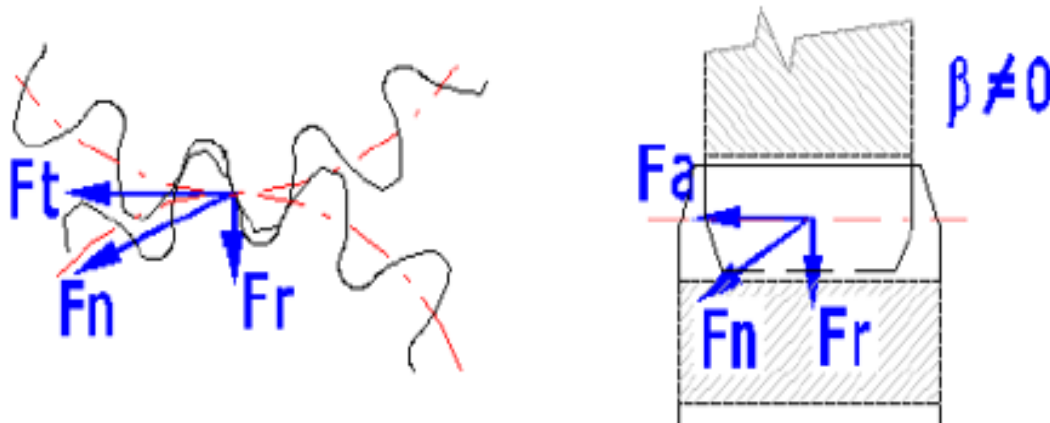
3.13. Silové poměry

Pro výpočet sil, působících v ozubení využijeme vztahů (22, 23, 24). Pro získání přesnějších výpočtů lze přepočítat úhly na úhly valivé. Jelikož je vše dimenzováno s vyšší bezpečností, tak se tomto případě jedná o zanedbatelnou chybu.

$$F_t = \frac{2 \cdot M_K}{d_w} \quad (59)$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (60)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta \quad (61)$$



Obr. 10.: Silové poměry v ozubení [9]

Síly působící na soukolí 12:

Tečná síla:

$$|F_{t12}| = |F_{t21}| = \frac{2 \cdot M_{KI}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 550}{94,353} = 11\,700,738 \text{ N} \quad (62)$$

Axiální síla: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan(\beta) = 2\,666,7 \cdot \tan 15^\circ = 714,5 \text{ N}$

$$|F_{a12}| = |F_{a21}| = F_{t12} \cdot \tan \beta_{12} = 11\,700,738 \cdot \tan 10^\circ = 2\,063,156 \text{ N} \quad (63)$$

Radiální síla:

$$|F_{r12}| = |F_{r21}| = F_{t12} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{12}} = 11\,700,738 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 4\,324,418 \text{ N} \quad (64)$$

Síly působící na soukolí 34:

Tečná síla:

$$|F_{t34}| = |F_{t43}| = \frac{2 \cdot M_{KII}}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 550}{94,353} = 38\,506,718 \text{ N} \quad (65)$$

Axiální síla:

$$|F_{a34}| = |F_{a43}| = F_{t34} \cdot \tan \beta_{34} = 38\,506,718 \cdot \tan 8^\circ = 5\,411,766 \text{ N} \quad (66)$$

Radiální síla:

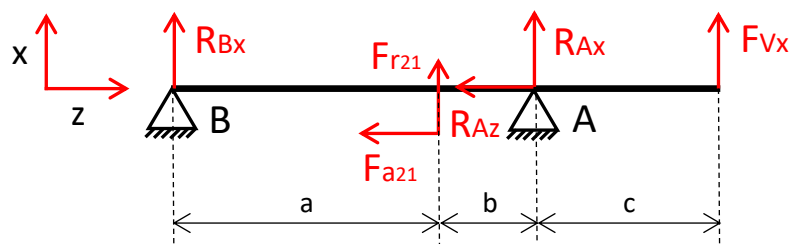
$$|F_{r34}| = |F_{r43}| = F_{t34} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{34}} = 38\,506,718 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 8^\circ} = 14\,153,035 \text{ N} \quad (67)$$

3.14. Výpočet reakcí a průběh ohybového momentu

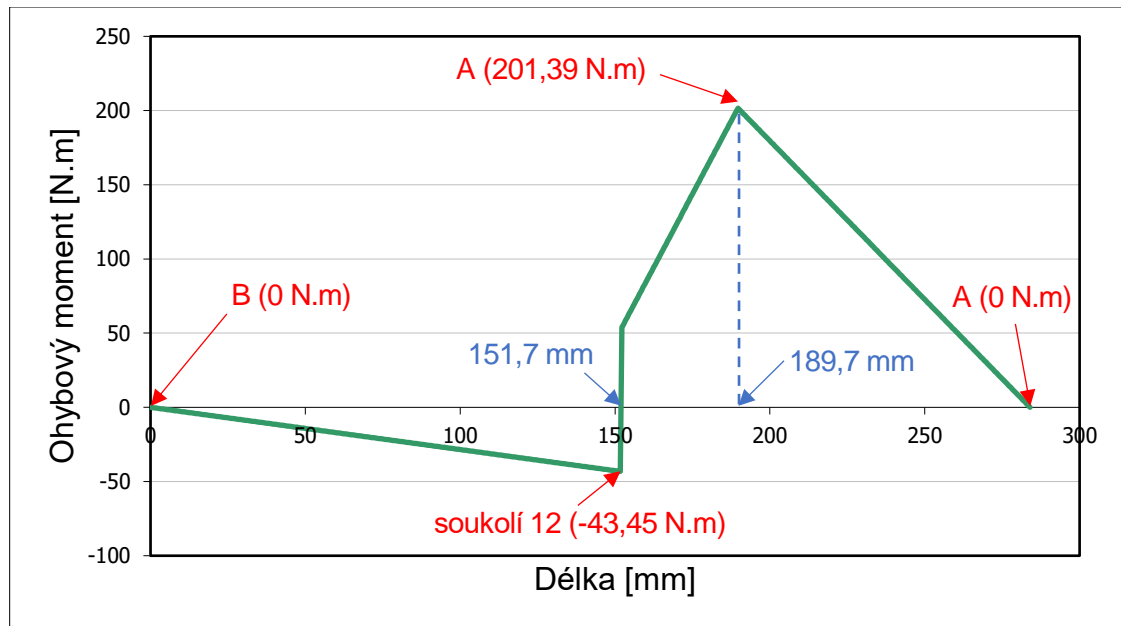
Reakce vyšetřím pomocí zjištěných silových poměrů a délkových rozměrů hřídelí. Hřídel řeším jako staticky určitý nosník s dvěma podporami v místě ložisek (pevná, posuvná). Pro tyto výpočty volím kartézský souřadnicový systém (x; y; z). Síly a reakce hřídeli jsou rozloženy do dvou navzájem kolmých rovin.

Průběhy ohybových momentů jsou vykresleny pomocí softwaru MitCalc. V grafech jsou vyznačeny místa maximálních hodnot a polohy ložisek (A, B, C, D, E, F) pro lepší orientaci.

3.14.1. Reakce na vstupní hřídeli



Obr. 11.: Síly působící na vstupní hřídel – rovina xz [zdroj: autor]



Obr. 12.: Průběh ohybového momentu na vstupní hřídeli – rovina xz

Síly a rozměry:

$$F_{a21} = 2\,063,156\text{ N}$$

$$a = 151,66\text{ mm}$$

$$d_{w1} = 94,353\text{ mm}$$

$$F_{r21} = 4\,324,418\text{ N}$$

$$b = 38,02\text{ mm}$$

$$F_{vx} = 2\,138\text{ N}$$

$$c = 94,23\text{ mm}$$

Rozložení do směrů:

$$x: F_{r12} + R_{ax} + R_{bx} + F_{vx} = 0 \quad (68)$$

$$z: R_{bz} = -F_{a21} = -2\,063,156\text{ N} \quad (69)$$

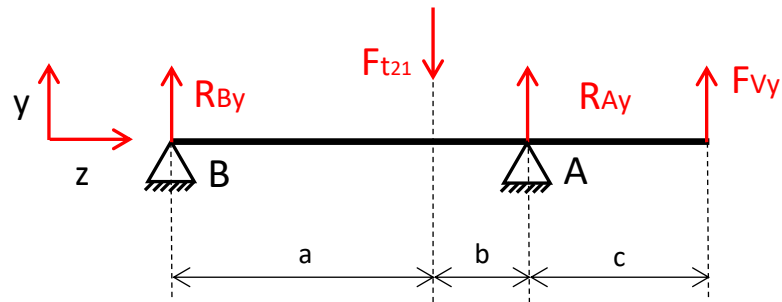
$$M_b: F_{r12} \cdot a + R_{ax} \cdot (a + b) - F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{vx} \cdot (a + b + c) = 0 \quad (70)$$

Z rovnice (70) plyne:

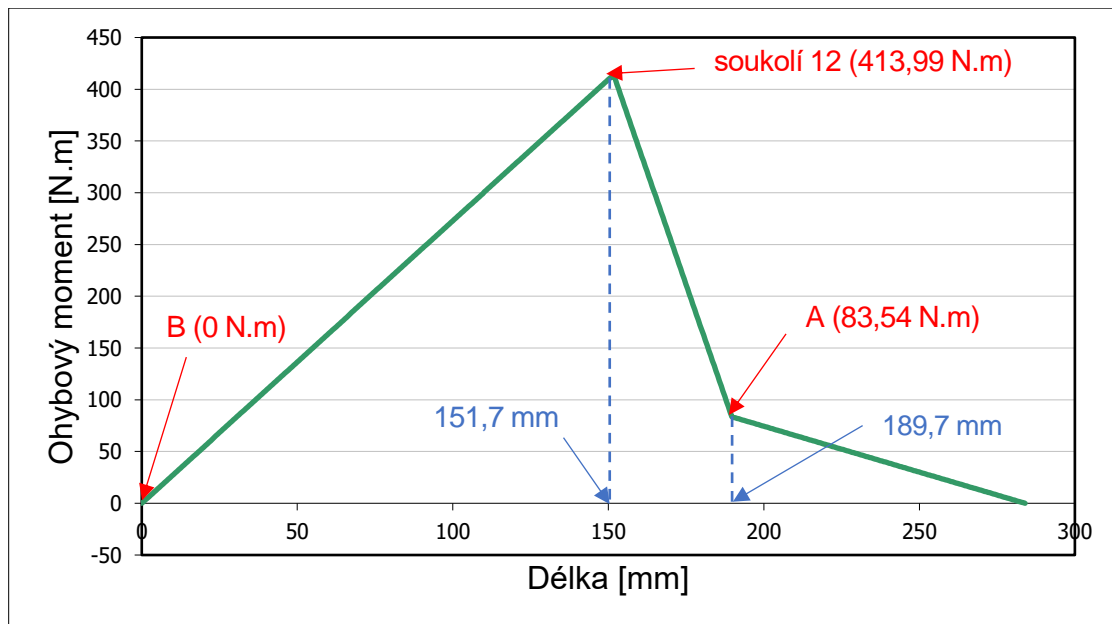
$$\begin{aligned} R_{ax} &= \frac{F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_{vx} \cdot (a + b + c) - F_{r12} \cdot a}{a + b} = & (71) \\ &= \frac{2\,063,156 \cdot \frac{94,35}{2} - 2\,138 \cdot (151,66 + 38,02 + 94,23) - 4\,324 \cdot 151,66}{151,66 + 38,02} = \\ &= -6\,144,6\text{ N} \end{aligned}$$

A dále z rovnice (68) plyne:

$$R_{bx} = -F_{r12} - R_{ax} - F_{vx} = -4\,324,418 + 6\,144,6 - 2\,138 = -317,815\text{ N} \quad (72)$$



Obr. 13.: Síly působící na vstupní hřídel – rovina yz [zdroj: autor]



Obr. 14.: Průběh ohybového momentu na vstupní hřídeli – rovina yz

Síly rozměry:

$$F_{t12} = 11\,700,738\,N \quad a = 151,66\,mm$$

$$F_{vy} = 886\,N \quad b = 38,02\,mm$$

$$c = 94,23\,mm$$

Rozložení do směrů:

$$y: R_{by} + R_{ay} + F_{vy} - F_{t21} = 0 \quad (73)$$

$$M_b: R_{ay} \cdot (a + b) + F_{vy} \cdot (a + b + c) - F_{t21} \cdot a = 0 \quad (74)$$

Z rovnice (74) plyne:

$$\begin{aligned} R_{ay} &= \frac{F_{t21} \cdot a - F_{vy} \cdot (a + b + c)}{a + b} = & (75) \\ &= \frac{11\,700,7 \cdot 151,66 - 886 \cdot (151,7 + 38 + 94,2)}{151,66 + 38,02} = \\ &= 8\,029,26\,N \end{aligned}$$

A dále z rovnice (73) plyne:

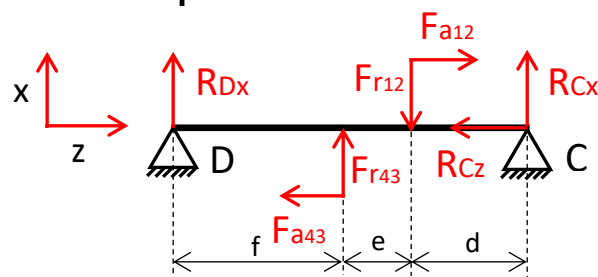
$$R_{by} = F_{t21} - R_{ay} - F_{vy} = 11\,700,738 - 8\,029,26 - 886 = -2\,785,48\text{ N} \quad (76)$$

Výsledné radiální zatížení ložisek:

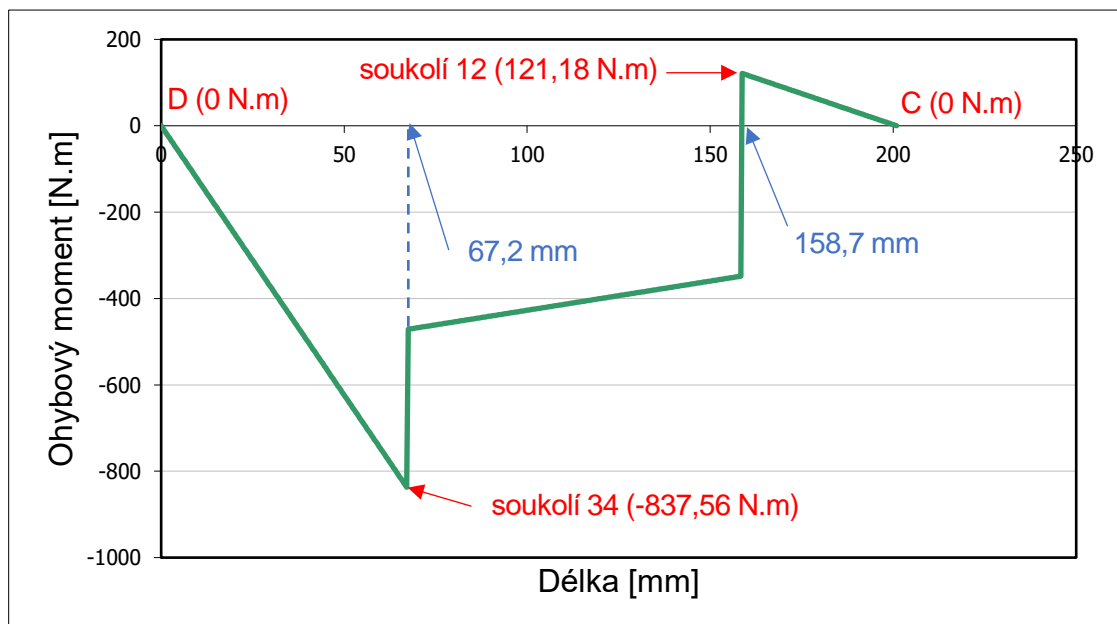
$$R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = \sqrt{6\,144,6^2 + 8\,029,26^2} = 10\,110,64\text{ N} \quad (77)$$

$$R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = \sqrt{317,815^2 + 2\,785,48^2} = 2\,803,55\text{ N} \quad (78)$$

3.14.2. Reakce na předlokové hřídeli



Obr. 15.: Síly působící na předlokové hřídel – rovina xz [zdroj: autor]



Obr. 16.: Průběh momentu na vstupní hřídeli – rovina xz

Síly a rozměry:

$$F_{a12} = 2\,063,156\text{ N}$$

$$d = 42,21\text{ mm}$$

$$d_{w2} = 465,678\text{ mm}$$

$$F_{a43} = 5\,411,76\text{ N}$$

$$e = 91,5\text{ mm}$$

$$d_{w3} = 138,672\text{ mm}$$

$$F_{r12} = 4\,324,418\text{ N}$$

$$f = 67,24\text{ mm}$$

$$F_{r43} = 14\,153,035\text{ N}$$

Rozložení do směrů:

$$x: R_{dx} + R_{cx} + F_{r43} - F_{r12} = 0 \quad (79)$$

$$z: R_{cz} + F_{a43} - F_{a12} = 0 \quad (80)$$

$$M_d: R_{cx} \cdot (d + e + f) + F_{r43} \cdot f - F_{a12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{a43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} - F_{r12} \cdot (e + f) = 0 \quad (81)$$

Z rovnice (81) plyne:

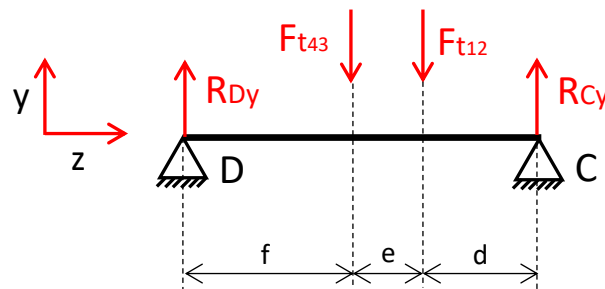
$$R_{cx} = \frac{F_{a12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{a43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + F_{r12} \cdot (e + f) - F_{r43} \cdot f}{d + e + f} = \quad (82)$$

$$= \frac{2\,063,2 \cdot \frac{465,7}{2} + 5\,411,8 \cdot \frac{138,7}{2} + 4\,324,4 \cdot (91,5 + 67,24) - 14\,153 \cdot 67,24}{42,21 + 91,5 + 67,24} =$$

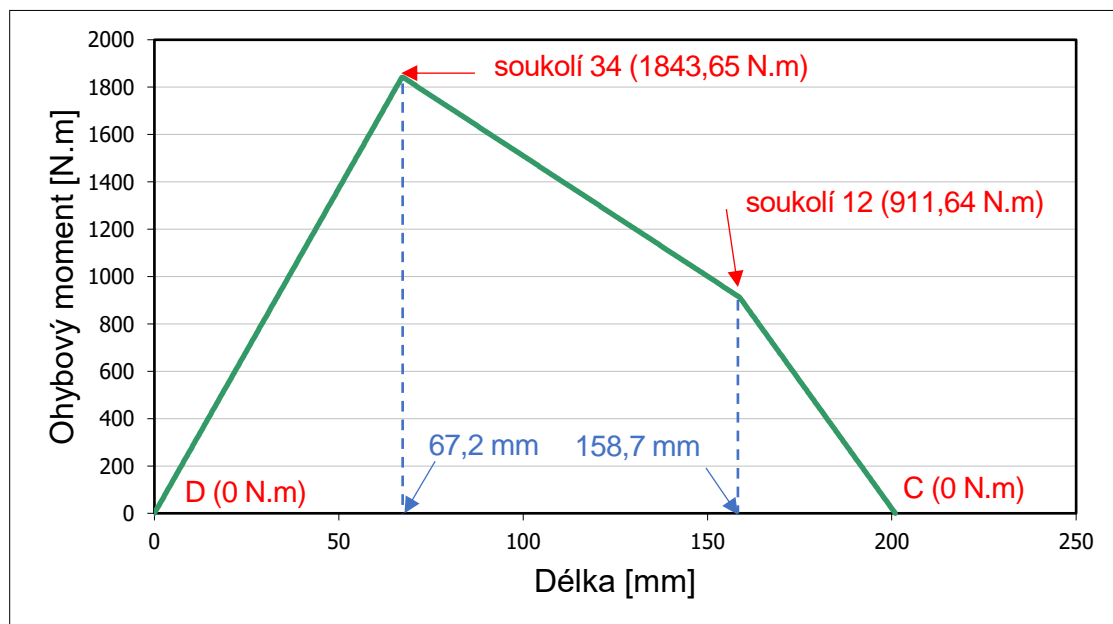
$$= 2\,938,15 \text{ N}$$

A dále rovnice (79) plyne:

$$R_{dx} = F_{r12} - R_{cx} - F_{r43} = 4\,324,42 - 2\,938,15 - 14\,153,04 = -12\,766,765 \text{ N} \quad (83)$$



Obr. 17.: Síly působící na předlohovou hřídel – rovina yz [zdroj: autor]



Obr. 18.: Průběhy ohybového momentu na předlohové hřídeli – rovina yz

Síly a rozměry:

$$\begin{aligned} F_{t12} &= 11\,700,738\text{ N} & d &= 42,21\text{ mm} \\ F_{t43} &= 38\,506,718\text{ N} & e &= 91,5\text{ mm} \\ & & f &= 67,24\text{ mm} \end{aligned}$$

Rozložení do směrů:

$$y: R_{dy} + R_{cy} - F_{t43} - F_{t12} = 0 \quad (84)$$

$$M_d: R_{cy} \cdot (d + e + f) - F_{t12} \cdot (e + f) - F_{t43} \cdot f = 0 \quad (85)$$

Z rovnice (85) plyne:

$$\begin{aligned} R_{cy} &= \frac{F_{t12} \cdot (e + f) + F_{t43} \cdot f}{d + e + f} = & (86) \\ &= \frac{11\,700,738 \cdot (91,5 + 67,24) + 38\,506,718 \cdot 67,24}{42,21 + 91,5 + 67,24} = \\ &= 22\,127,727\text{ N} \end{aligned}$$

A dále z rovnice (84) plyne:

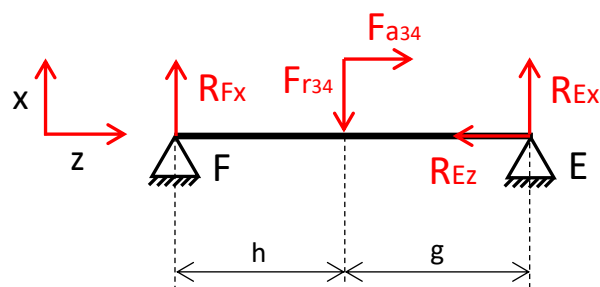
$$R_{dy} = F_{t12} + F_{t43} - R_{cy} = 11\,700,738 + 38\,506,718 - 22\,127,727 = 28\,079,728\text{ N} \quad (87)$$

Výsledné radiální zatížení ložisek:

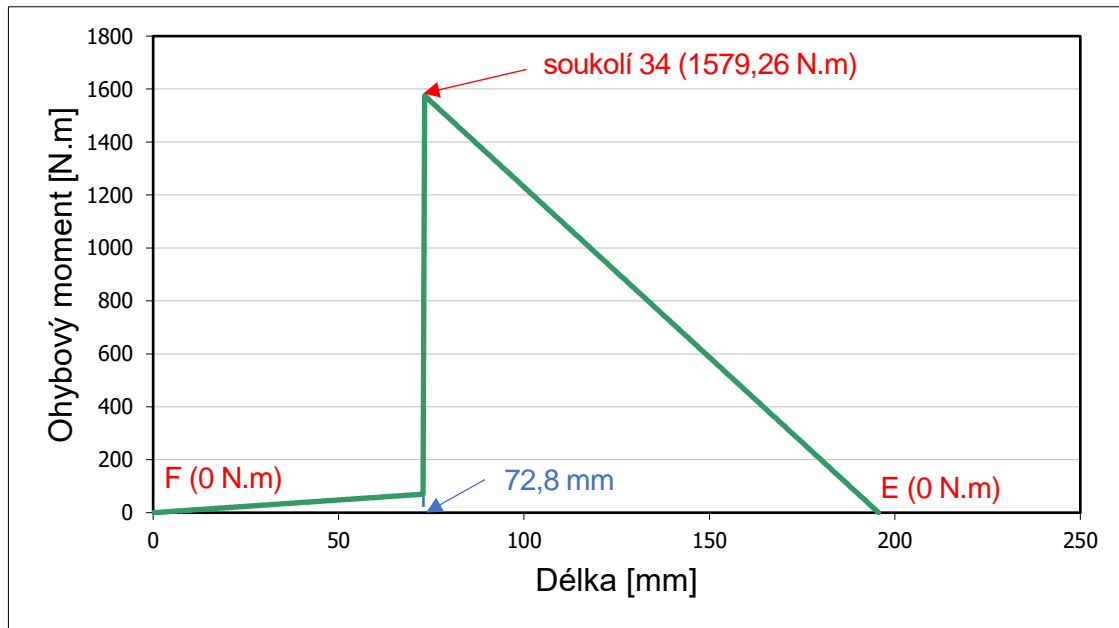
$$R_c = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{cy}^2} = \sqrt{2\,938,15^2 + 22\,127,73^2} = 22\,321,94\text{ N} \quad (88)$$

$$R_d = \sqrt{R_{dx}^2 + R_{dy}^2} = \sqrt{12\,766,765^2 + 28\,079,73^2} = 30\,845,77\text{ N} \quad (89)$$

3.14.3. Reakce na výstupní hřídeli



Obr. 19.: Síly působící na výstupní hřídel – rovina xz [zdroj: autor]



Obr. 20.: Průběh ohybového momentu na výstupní hřídeli – rovina xz

Síly a rozměry:

$$F_{a43} = 5\,411,76\text{ N}$$

$$h = 72,8\text{ mm}$$

$$d_{w4} = 571,328\text{ mm}$$

$$F_{r43} = 14\,153,035\text{ N}$$

$$g = 122,82\text{ mm}$$

Rozložení do směrů:

$$x: R_{fx} - F_{r34} + R_{ex} = 0 \quad (90)$$

$$z: F_{a43} - R_{ez} = 0 \quad (91)$$

$$M_d: R_{fx} \cdot (h + g) - F_{r34} \cdot g + F_{a34} \cdot \frac{d_{w4}}{2} = 0 \quad (92)$$

Z rovnice (92) plyne:

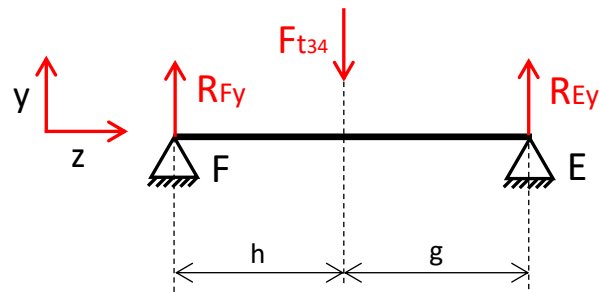
$$R_{fx} = \frac{F_{r34} \cdot g - F_{a34} \cdot \frac{d_{w4}}{2}}{h + g} = \quad (93)$$

$$= \frac{14\,153,035 \cdot 122,82 - 5\,411,76 \cdot \frac{571,328}{2}}{72,8 + 122,82} =$$

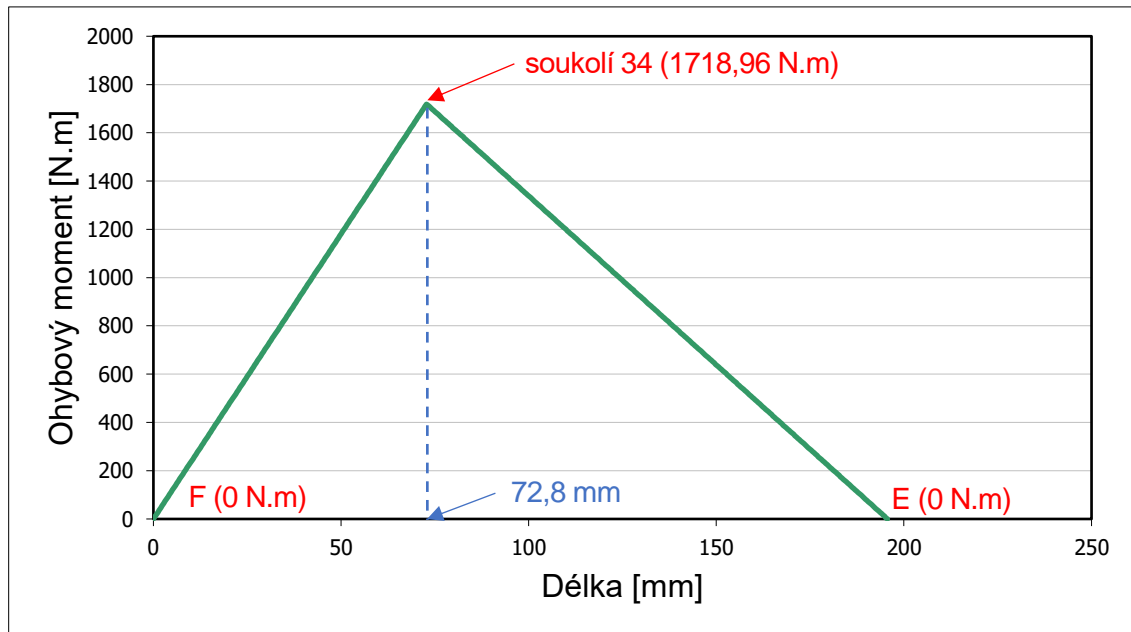
$$= 983,17\text{ N}$$

A dále z rovnice (90) plyne:

$$R_{ex} = F_{r34} - R_{fx} = 14\,153,035 - 983,17 = 13\,169,86\text{ N} \quad (94)$$



Obr. 21.: Síly působící na výstupní hřídel – rovina yz [zdroj: autor]



Obr. 22.: Průběh ohybového momentu na výstupní hřídeli – rovina yz

Síly a rozměry:

$$F_{t34} = 38\,506,72\,N$$

$$h = 72,8\,mm$$

$$g = 122,82\,mm$$

Rozložení do směrů:

$$y: R_{fy} - F_{t34} + R_{ey} = 0 \quad (95)$$

$$M_d: R_{fy} \cdot (h + g) - F_{t34} \cdot (g) = 0 \quad (96)$$

Z rovnice (96) plyne:

$$R_{fy} = \frac{F_{t34} \cdot (g)}{h + g} = \frac{38\,506,72 \cdot (122,82)}{122,82 + 72,8} = 24\,176,44\,N \quad (97)$$

Dále z rovnice (95) plyne:

$$R_{ey} = F_{t34} - R_{fy} = 38\,506,72 - 24\,176,44 = 14\,330,28\,N \quad (98)$$

Výsledné radiální zatížení ložisek:

$$R_e = \sqrt{R_{e_x}^2 + R_{e_y}^2} = \sqrt{13\,169,86^2 + 14\,330,28^2} = 19\,462,84\,N \quad (99)$$

$$R_f = \sqrt{R_{f_x}^2 + R_{f_y}^2} = \sqrt{983,17^2 + 24\,176,44^2} = 24\,196,42\,N \quad (100)$$

3.15. Návrh ložisek

Při návrhu ložisek kontroluji zejména jejich trvanlivost. Návrh probíhá dle postupu v katalogu SKF [11]. Na všech hřídelích volím kuželíková ložiska z důvodu velkých axiálních sil, které jsou způsobeny velkými krouticími momenty a šikmým ozubením. Požadovaná trvanlivost je $L_{H-min} = 20\,000\,hod$ pro všechny ložiska.

3.15.1. Návrh ložisek na vstupní hřídeli

Z [5] volím ložiska	SKF 32013 X/Q	$e = 0,46$	$Y = 1,3$
Dynamická únosnost ložisek	$C_{A,B} = 96\,500\,N$		
Kuželíková ložiska	$p = \frac{10}{3}$		
Otáčky	$n_l = 119\,min^{-1}$		
Axiální síla v ložisku od kol	$F_{a1} = 2\,063\,N$		

Výpočet dle postupu katalogu SKF [11]:

1) Zatěžovací případ

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B} \Rightarrow \frac{10\,110}{1,3} \geq \frac{2\,803}{1,3} \Rightarrow 7\,777 \geq 2\,157 \Rightarrow \text{platí} \quad (101)$$

$$F_a \geq 0 \Rightarrow 2\,063 \geq 0 \Rightarrow \text{platí} \quad (102)$$

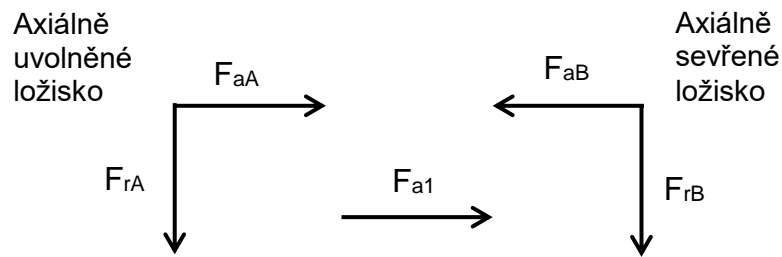
2) Axiální síla v ložiskách vyvolaná radiálním zatížením

• Ložisko A:

$$F_{aA} = \frac{F_{rA}}{2Y} = \frac{R_B}{2Y} = \frac{10\,110}{2 \cdot 1,3} = 3\,889\,N \quad (103)$$

• Ložisko B:

$$F_{aB} = F_{aA} + F_a = 3\,889 + 2\,063 = 5\,952\,N \quad (104)$$



Obr. 23.: Síly působící v ložiskách vstupní hřídele [zdroj: autor]

3) Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek

- Ložisko A:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{3\,889}{10\,110} = 0,384 \leq e \quad (105)$$

$$\Rightarrow P_A = F_{rA} = 10\,110\,N \quad (106)$$

- Ložisko B:

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{5\,952}{2\,804} = 2,12 \geq e \quad (107)$$

$$\Rightarrow P_B = X \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 2\,804 + 1,3 \cdot 5\,952 = 8\,859\,N \quad (108)$$

4) Trvanlivost ložisek

b – koeficient upřesnění výpočtu pro sílu

(zahrnuje nepřestnosti výroby, převodů a zatížení) zvolen z [1]

- Ložisko A:

$$L_{hA} = \left(\frac{C}{b \cdot P_A} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_l} = \left(\frac{96\,500}{2 \cdot 10\,110} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 119} = 25\,591\,h \quad (109)$$

$$L_{hA} > L_{H-min} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

- Ložisko B:

$$L_{hB} = \left(\frac{C}{b \cdot P_B} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_l} = \left(\frac{96\,500}{2 \cdot 8\,859} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 119} = 39\,758\,h \quad (110)$$

$$L_{hB} > L_{H-min} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

3.15.2. Návrh ložisek na předlokové hřídeli

Z [5] volím ložiska	SKF 33115/Q	$e = 0,4$	$Y = 1,5$
Dynamická únosnost ložisek	$C_{C,D} = 176\ 000\ N$		
Kuželíková ložiska	$p = \frac{10}{3}$		
Otáčky	$n_{II} = 24\ min^{-1}$		
Axiální síla v ložisku od kol	$F_{a2} = 3\ 349\ N$		

Výpočet dle postupu katalogu SKF [11]

1) Zatěžovací případ

$$\frac{F_{rC}}{Y_C} < \frac{F_{rD}}{Y_D} \Rightarrow \frac{22\ 322}{1,5} < \frac{30\ 845}{1,5} \Rightarrow 14\ 881 < 20\ 564 \Rightarrow \text{platí} \quad (111)$$

$$F_a \geq 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rD}}{Y_D} - \frac{F_{rC}}{Y_C} \right) \Rightarrow 3\ 349 \geq 2\ 842 \Rightarrow \text{platí} \quad (112)$$

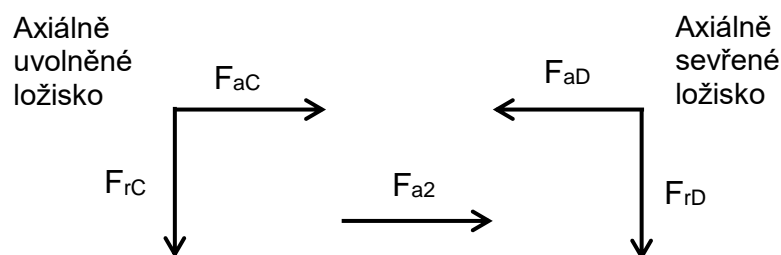
2) Axiální síla v ložiskách vyvolaná radiálním zatížením

• Ložisko C:

$$F_{aC} = \frac{F_{rC}}{2Y} = \frac{R_C}{2Y} = \frac{22\ 322}{2 \cdot 1,5} = 7\ 441\ N \quad (113)$$

• Ložisko D:

$$F_{aD} = F_{aC} + F_a = 7\ 441 + 3\ 349 = 10\ 789\ N \quad (114)$$



Obr. 24.: Síly působící v ložiskách předlokové hřídele [zdroj: autor]

3) Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek

• Ložisko C:

$$\frac{F_{aC}}{F_{rC}} = \frac{7\ 441}{22\ 322} = 0,333 \leq e \quad (115)$$

$$\Rightarrow P_C = F_{rC} = 22\ 322\ N \quad (116)$$

- Ložisko D:

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = \frac{10\,789}{30\,846} = 0,35 < e \quad (117)$$

$$\Rightarrow P_D = F_{rD} = 30\,846\,N \quad (118)$$

4) Trvanlivost ložisek

b – koeficient upřesnění výpočtu pro sílu

(zahrnuje nepřestnosti výroby, převodů a zatížení) zvolen z [1]

- Ložisko C:

$$L_{hC} = \left(\frac{C}{b \cdot P_C} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{176\,000}{2 \cdot 22\,322} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 24} = 66\,813\,h \quad (119)$$

$$L_{hC} > L_{H-min} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

- Ložisko D:

$$L_{hD} = \left(\frac{C}{b \cdot P_D} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{176\,000}{2 \cdot 30\,846} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 24} = 22\,733\,h \quad (120)$$

$$L_{hD} > L_{H-min} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

3.15.3. Návrh ložisek na výstupní hřídeli

Z [5] volím ložiska	SKF 32922 X/Q	<i>e</i> = 0,35	<i>Y</i> = 1,7
Dynamická únosnost ložisek	$C_{E,F} = 125\,000\,N$		
Kuželíková ložiska	$p = \frac{10}{3}$		
Otáčky	$n_{III} = 5,86\,min^{-1}$		
Axiální síla v ložisku od kol	$F_{a3} = 5\,412\,N$		

Výpočet dle postupu katalogu SKF [11]

1) Zatěžovací případ

$$\frac{F_{rE}}{Y_E} > \frac{F_{rF}}{Y_F} \Rightarrow \frac{19\,463}{1,7} > \frac{24\,196}{1,7} \Rightarrow 11\,449 < 14\,223 \Rightarrow \text{platí} \quad (121)$$

$$F_a \geq 0,5 \cdot \left(\frac{F_E}{Y_E} - \frac{F_{rF}}{Y_F} \right) \Rightarrow 5\,412 \geq -1\,392 \Rightarrow \text{platí} \quad (122)$$

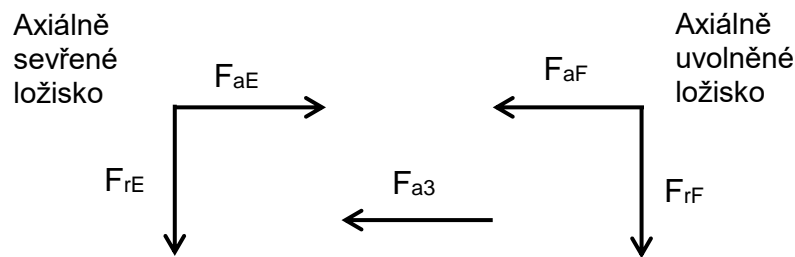
2) Axiální síla v ložiskách vyvolaná radiálním zatížením

- Ložisko C:

$$F_{aE} = F_{aF} + F_a = 7\,116 + 5\,412 = 12\,528\text{ N} \quad (123)$$

- Ložisko D:

$$F_{aF} = \frac{F_{rF}}{2Y} = \frac{24\,196}{2 \cdot 1,7} = 7\,116\text{ N} \quad (124)$$



Obr. 25.: Síly působící v ložiskách výstupní hřídele [zdroj: autor]

3) Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek

- Ložisko E:

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = \frac{12\,528}{19\,463} = 0,644 \geq e \quad (125)$$

$$\Rightarrow P_E = X \cdot F_{rE} + Y \cdot F_{aE} = 0,4 \cdot 19\,463 + 1,7 \cdot 12\,528 = 29\,083\text{ N} \quad (126)$$

- Ložisko F:

$$\frac{F_{aF}}{F_{rF}} = \frac{7\,116}{24\,196} = 0,294 \leq e \quad (127)$$

$$\Rightarrow P_F = F_{rF} = 24\,196\text{ N} \quad (128)$$

4) Trvanlivost ložisek

b – koeficient upřesnění výpočtu pro sílu

(zahrnuje nepřesnosti výroby, převodů a zatížení) zvolen z [3]

- Ložisko E:

$$L_{hE} = \left(\frac{C}{b \cdot P_E} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{125\,000}{2 \cdot 29\,083} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 5,86} = 36\,423\text{ h} \quad (129)$$

$$L_{hE} > L_{H-min} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Ložisko F:

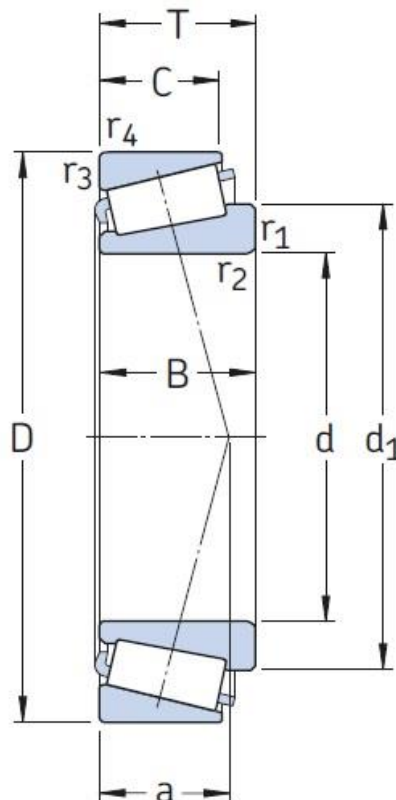
$$L_{hF} = \left(\frac{C}{b \cdot P_F} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{125\,000}{2 \cdot 24\,196} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 5,86} = 67\,249 \text{ h} \quad (130)$$

$L_{hF} > L_{H-min} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$

3.15.4. Shrnutí návrhů ložisek

Tab. 10.: Přehled zvolených kuželíkových ložisek

Hřídel	Výrobce	Označení	Hlavní rozměry [mm]		
			d	D	T
vstupní hřídel	SKF	32013 X/Q	65	100	23
předloková hřídel	SKF	33115/Q	75	125	37
výstupní hřídel	SKF	32922 X/Q	110	150	25



Obr. 26.: Rozměry kuželíkového ložiska

3.16. Návrh per pro spojení náboje s hřídelem

Z doporučených hodnot dovoleného tlaku volím $p_D = 120 \text{ MPa}$ dle [2]. U kol, kde je jedno pero nevyhovující, lze použít dvě pera, vzájemně otočená o 120° . Ačkoliv

by teoreticky měla být únosnost spoje s dvěma perý dvojnásobná, je ve skutečnosti vlivem výrobních nepřesností nižší. V praxi se obvykle počítá s únosností pouze cca 1,5x vyšší, než u samostatného pera. [16] Pera volím dle normy ČSN 02 2562.

3.16.1. Pero pro vstupní hřídel

$$d_{hI} = 65 \text{ mm}$$

Volím pero podle průměru hřídele 18×11×50 ČSN 02 2562

$$\text{činná délka pera} \quad l_a = l - b = 50 - 18 = 32 \text{ mm}$$

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{4 \cdot M_{KI}}{d_{hI} \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 552\,000}{65 \cdot 11 \cdot 32} = 97 \text{ Mpa} \quad (131)$$

$$p \leq p_D$$

$$97 \leq 120 \Rightarrow \text{jedno pero vyhovuje}$$

3.16.2. Pero pro předlohouvou hřídel

$$d_{hII} = 80 \text{ mm}$$

Volím pero podle průměru hřídele 22×14×63 ČSN 02 2562

$$\text{činná délka pera} \quad l_a = l - b = 63 - 22 = 41 \text{ mm}$$

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{4 \cdot M_{KII}}{d_{hII} \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 2\,670\,000}{80 \cdot 14 \cdot 41} = 163 \text{ MPa} \quad (132)$$

$$p > p_D$$

$$163 > 120 \Rightarrow \text{jedno pero nevyhovuje}$$

=> použiji dvě pera vzájemně pootočená o 120°

$$p = \frac{4 \cdot M_{KII}}{1,5 \cdot d_{hII} \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 2\,670\,000}{1,5 \cdot 80 \cdot 14 \cdot 41} = 108 \text{ MPa} \quad (133)$$

$$p \leq p_D$$

$$108 \leq 120 \Rightarrow \text{dvě pera vyhovují}$$

3.16.3. Pero pro výstupní hřídel

$$d_{hIII} = 120 \text{ mm}$$

Volím pero podle průměru hřídele 32×18×140 ČSN 02 2562

$$\text{činná délka pera} \quad l_a = l - b = 140 - 32 = 108 \text{ mm}$$

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{4 \cdot M_{KIII}}{d_{hIII} \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 10\,780\,000}{120 \cdot 18 \cdot 108} = 168 \text{ MPa} \quad (134)$$

$$p > p_D$$

$$168 > 120 \Rightarrow \text{jedno pero nevyhovuje}$$

=> použiji dvě pera vzájemně pootočená o 120°

$$p = \frac{4 \cdot M_{KIII}}{1,5 \cdot d_{hIII} \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 10\,780\,000}{1,5 \cdot 120 \cdot 18 \cdot 108} = 112 \text{ MPa} \quad (135)$$

$$p \leq p_D$$

$$112 \leq 120 \Rightarrow \text{dvě pera vyhovují}$$

3.17. Pevnostní kontrola hřídelí

Pevnostní kontrola bude provedena z hlediska statického a dynamického namáhání ve vybraných místech hřídele. Aby mohla být kontrola provedena je třeba znát finální rozměrové parametry celého řešení pohonu a zároveň momentové průběhy na hřídelích.

3.17.1. Statická bezpečnost

Statická bezpečnost se vyšetřuje v místě maximálního ohybového momentu. Zatížení na hřídelích je způsobeno ohybovým i krouticím momentem. Z celkového zatížení zjistím redukované napětí, které porovnáím s dovolenou hodnotou. Pro výpočet statické bezpečnosti vybírám ložiskový průměr na všech hřídelích a dovolené napětí: $\sigma_D = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ dle doporučení [2]

Kontrola vstupní hřídele na ohyb a na krut

Kontrolovaný průměr hřídele: $d_{hl} = 65 \text{ mm}$

- **Ohyb:**

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{201,4^2 + 424,2^2} = 460,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (136)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{hl}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 65^3}{32} = 26\,961,2 \text{ mm}^3 \quad (137)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{460,6 \cdot 1000}{26961,2} = 17,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (138)$$

- **Krut:**

$$M_{kl} = 552 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (139)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{hl}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 65^3}{16} = 53\,922,5 \text{ mm}^3 \quad (140)$$

$$\tau_k = \frac{M_{kl}}{W_k} = \frac{552 \cdot 1000}{53\,922,5} = 10,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (141)$$

Výsledek:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{17,1^2 + (\sqrt{3} \cdot 10,2)^2} = 24,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (142)$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola předlokové hřídele na ohyb a na krut

Kontrolovaný průměr hřídele: $d_{hII} = 75 \text{ mm}$

- **Ohyb:**

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{838^2 + 1\,844^2} = 2\,025,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (143)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{hII}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 75^3}{32} = 41\,417,5 \text{ mm}^3 \quad (144)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{2\,025,5 \cdot 1\,000}{41\,417,5} = 48,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (145)$$

- **Krut:**

$$M_{kII} = 2670 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (146)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{hII}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 75^3}{16} = 82\,835 \text{ mm}^3 \quad (147)$$

$$\tau_k = \frac{M_{kII}}{W_k} = \frac{2\,670 \cdot 1\,000}{82\,835} = 32,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (148)$$

- **Výsledek:**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{48,9^2 + (\sqrt{3} \cdot 32,2)^2} = 74,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (149)$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola výstupní hřídele na ohyb a na krut

Kontrolovaný průměr hřídele: $d_{hIII} = 110 \text{ mm}$

- **Ohyb:**

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{1\,578,3^2 + 1\,718,7^2} = 2\,333,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (150)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{hIII}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 110^3}{32} = 130\,671 \text{ mm}^3 \quad (151)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{2\,333,5 \cdot 1\,000}{130\,671} = 17,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (152)$$

- **Krut:**

$$M_{kIII} = 10\,780 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (153)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{hIII}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 110^3}{16} = 261\,341 \text{ mm}^3 \quad (154)$$

$$\tau_k = \frac{M_{kIII}}{W_k} = \frac{10\,780 \cdot 1\,000}{261\,341} = 41,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (155)$$

Výsledek:

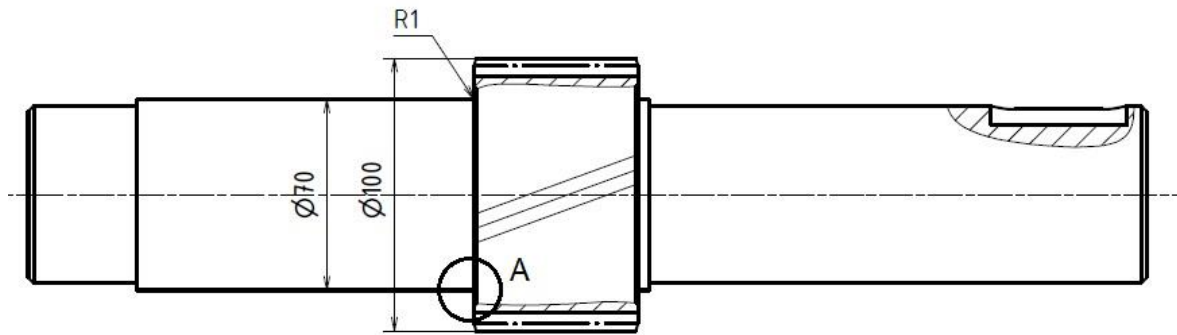
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{17,9^2 + (\sqrt{3} \cdot 41,3)^2} = 73,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (156)$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.17.2. Dynamická bezpečnost

Jelikož je hřídel namáhána proměnlivým zatížením, musí se provést kontrola dynamické bezpečnosti, zejména v kritických místech (vrubech). Takových oblastí je na hřídelích mnoho, a proto si zvolím dvě místa, která se zdají být nejvíce namáhané. Pro výpočty tedy volím kontrolu v místě osazení na vstupní hřídeli a v místě pera na předlokové hřídeli. Při kontrole bude uvažován střídavý ohyb a stálý krut. Minimální bezpečnost je vybrána dle doporučených hodnot z [2.] a jednotlivé součinitelé jsou voleny dle [1].

Kontrola v místě osazení (vstupní hřídel)



Obr. 27.: Schéma kontrolované hřídele v místě A [zdroj: autor]

Minimální bezpečnost $K_{min} = 1,3$

Z [1] dále volím:

Součinitel velikosti součásti $\varepsilon_{vo} = 0,78$

Součinitel povrchu součásti $\eta_{po} = 0,8$

Součinitel vrubu $\beta_o = 3,4$

- **Ohyb v řešeném místě**

Meze únavy

$$\sigma_{oc(-1)} = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 883 = 379,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (157)$$

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{oc(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 379,7 \cdot \frac{0,78 \cdot 0,8}{3,4} = 69,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (158)$$

Hodnoty ohybových momentů

$$M_{oX} = 193,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oY} = 94,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový moment a napětí při ohybu

$$M_o = \sqrt{M_{oX}^2 + M_{oY}^2} = 215,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (157)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d_f^3} = \frac{32 \cdot 215,6 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 65^3} = 8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (158)$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{c(-1)}^*}{\sigma_o} = \frac{69,7}{8} = 8,7 \quad (157)$$

- **Krut v řešeném místě**

Hodnota krouticího momentu

$$M_{kl} = 552 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Napětí při krutu

$$\tau_k = \frac{M_{kl}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{kl}}{\pi \cdot d_{hl}^3} = \frac{16 \cdot 552 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 65^3} = 10,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (158)$$

$$R_{ek} = 0,58 \cdot R_e = 0,58 \cdot 588 = 341 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (159)$$

Statická bezpečnost v krutu

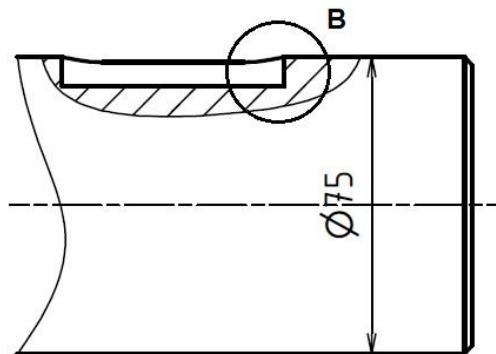
$$K_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} = \frac{341}{10,2} = 33,3 \quad (160)$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$K_d = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{K_\sigma^2} + \frac{1}{K_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{8,7^2} + \frac{1}{33,3^2}}} = 8,4 \quad (161)$$

$K > K_{min} \Rightarrow$ vyhovuje

Kontrola v místě pera (předloková hřídel)



Obr. 28.: Schéma kontrolované hřídele v místě B [zdroj: autor]

Minimální bezpečnost dle [2]

$$K_{min} = 1,3$$

Z [1] dále volím:

Součinitel velikosti součásti $\varepsilon_{vo} = 0,75$

Součinitel povrchu součásti $\eta_{po} = 0,8$

Součinitel vrubu $\beta_o = 2,1$

- **Ohyb v řešeném místě**

Meze únavy

$$\sigma_{oc(-1)} = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 883 = 379,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (162)$$

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{oc(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 379,7 \cdot \frac{0,75 \cdot 0,8}{2,1} = 108,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (163)$$

Hodnoty ohybových momentů

$$M_{oX} = 914,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oY} = 347 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový moment a napětí při ohybu

$$M_o = \sqrt{M_{oX}^2 + M_{oY}^2} = 977,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (164)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d_{II}^3} = \frac{32 \cdot 977,7 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 75^3} = 23,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (165)$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{c(-1)}^*}{\sigma_o} = \frac{108,5}{23,6} = 4,6 \quad (166)$$

- **Krut v řešeném místě**

Hodnota krouticího momentu

$$M_{kII} = 2\,670 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Napětí při krutu

$$\tau_k = \frac{M_{kII}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot d_{hII}^3} = \frac{16 \cdot 2\,670 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 75^3} = 32,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (167)$$

$$R_{ek} = 0,58 \cdot R_e = 0,58 \cdot 588 = 341 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (168)$$

Statická bezpečnost v krutu

$$K_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} = \frac{341}{32,2} = 10,6 \quad (169)$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$K_d = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{K_\sigma^2} + \frac{1}{K_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{4,6^2} + \frac{1}{10,6^2}}} = 4,2 \quad (170)$$

$$K > K_{min} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.18. Deformační kontrola hřídelí

Na deformacích hřídelí jsou závislé provozní poměry převodovky, jako je záběr ozubených kol, správná funkce použitých ložisek, spojek atd. Při této kontrole vyšetřujeme zejména torzní tuhost, průhyb a natočení hřídelí. [2]

3.18.1. Kontrola torzní tuhosti hřídelů

Při vyšetřování torzní tuhosti se kontroluje úhel natočení v oblasti působení krouticího momentu. Tato oblast je rozdělena na dílčí úseky, na kterých se zjišťují jednotlivé délky l_i [m], průměry d_i [m], a příslušné kvadratické momenty průřezů I_{pi} [m⁴]. Dále je potřeba znát modul pružnosti ve smyku G [Pa]

Pomocí vztahů (171),(172) a (173) se určí celkový úhel nakroucení φ [°] a jako kontrolní hodnota se uvádí celkový úhel nakroucení na jednotku délky ϑ [°/m]. [2]. Z důvodu rozsáhlých výpočtů, vznikajících v důsledku rozdělování hřídelí na mnoho elementů, jsem nechal výpočet provést pomocí softwaru MitCalc. Výsledky jsou zaneseny do tabulky č. 11. Dovolenu hodnotu úhlu nakroucení na jednotku délky volím $\vartheta_{DOV} = 0,5^\circ$ dle [2]

$$I_{pi} = \frac{\pi}{32} d_i^4 \quad (171)$$

$$\varphi = \frac{M_k}{G} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{I_{pi}} \quad (172)$$

$$\vartheta = \frac{\varphi}{l} \quad (173)$$

Tab. 11.: Výsledky kontroly torzní tuhosti hřídelů

HŘÍDEL	φ [°]	l [m]	ϑ_{DOV} [°/m]	ϑ [°/m]	$\vartheta_{DOV} > \vartheta$
vstupní	0,029	0,132	0,5	0,223	vyhovuje
předlohová	0,033	0,096	0,5	0,363	vyhovuje
výstupní	0,115	0,260	0,5	0,442	vyhovuje

3.18.2. Kontrola průhybů a naklopení hřídelí

Zatížení hřídele, způsobené silami v ozubení a silami od přidavných převodů, vyvolává ohybovou deformaci, která negativně ovlivňuje mnoho faktorů např. nerovnoměrnost záběrů ozubených kol, snížení trvanlivosti ložisek vlivem nesouososti atd. [2]

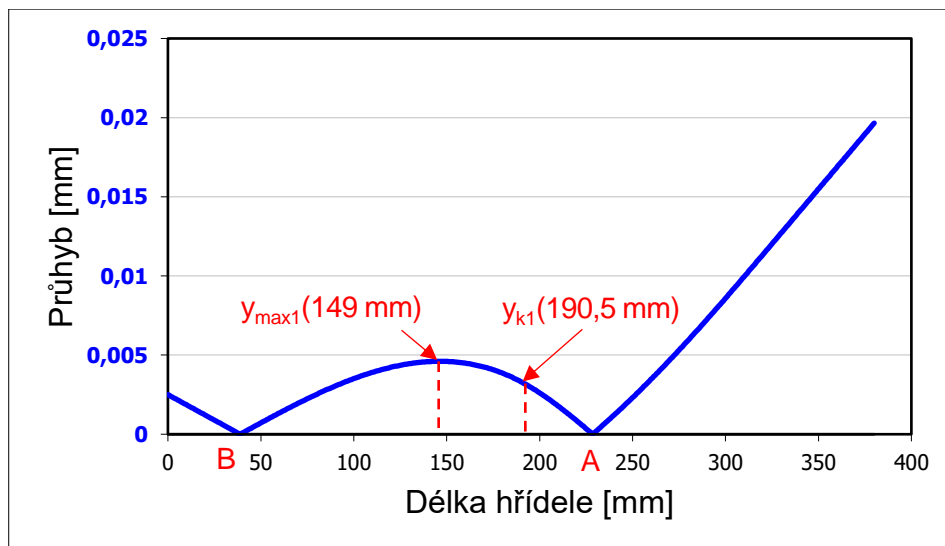
Průběhy průhybů a naklopení jsou vykresleny pomocí softwaru MitCalc, a jejich důležité hodnoty jsou zobrazeny v tabulkách č. 12,13. Celkové průběhy jsou vykreslené

i do grafů, avšak v tomto měřítku je na ně třeba nahlížet pouze orientačně. Vykreslení slouží spíše ke zlepšení představy o průbězích veličin na hřídelích. Dále je třeba mít na zřeteli, že software pracuje se vstupními hodnotami jako s absolutními, čili křivka průhybů nekopíruje reálný průhyb hřídele. Nás však zajímá maximální hodnota a její poloha, a proto je v této aplikaci naprosto dostačující. Vyznačené vzdálenosti na grafech jsou počítány od počátku hřídele.

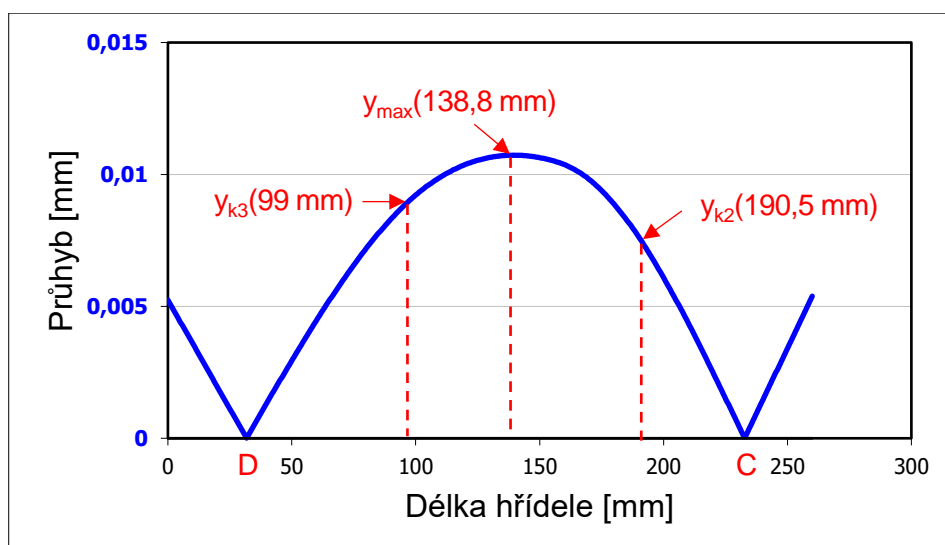
Průhyby

Vyšetřuje se maximální průhyb y_{max} , včetně jeho polohy mezi ložisky a průhyb y_k v oblasti uložení ozubených kol.

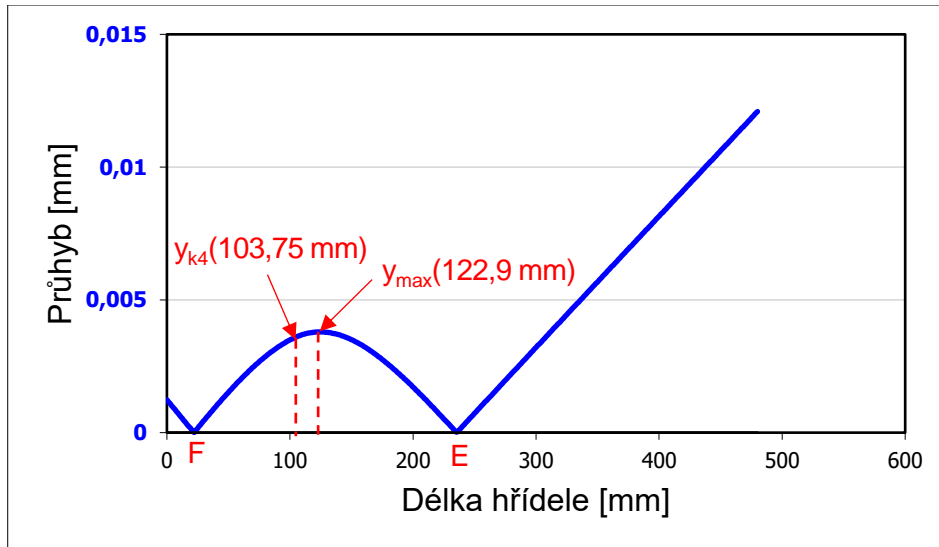
Maximální dovolený průhyb mezi ložisky pro kuželíková ložiska je $y_{Dmax} = l/5000$ (v závislosti na délce) a pod ozubenými koly je $y_{DK} = m/100$ (v závislosti na modulu) dle [2]



Obr. 29.: Průběh průhybu na vstupní hřídeli



Obr. 30.: Průběh průhybu na předlokové hřídeli



Obr. 31.: Průběh průhybu na výstupní hřídeli

Tab. 12.: Výsledky kontroly maximálního průhybu mezi ložisky

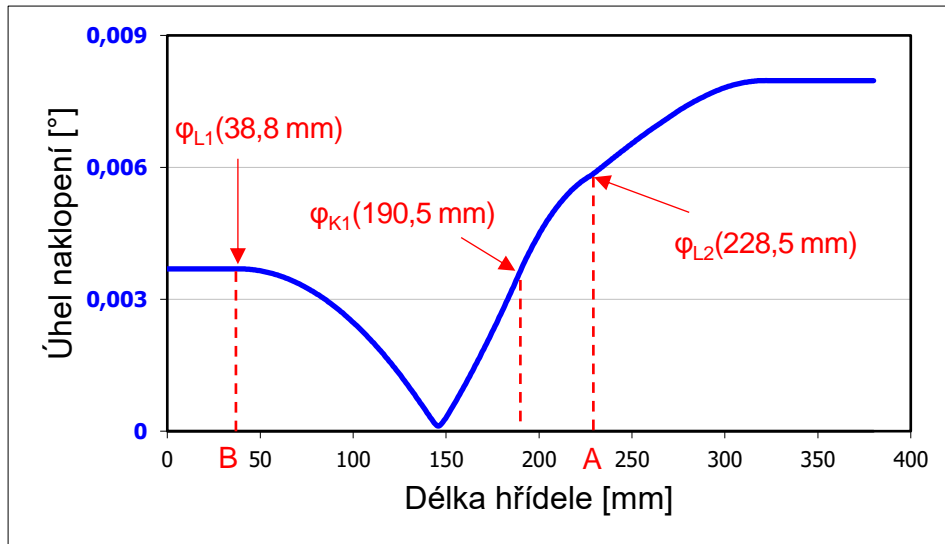
HŘÍDEL	$y_{Dmax} [\mu m]$	$y_{max} [\mu m]$	$y_{Dmax} > y_{max}$
vstupní	37,9	19,7	vyhovuje
předlohová	40,2	10,7	vyhovuje
výstupní	42,7	12,1	vyhovuje

Tab. 13.: Výsledky kontroly průhybu pod koly

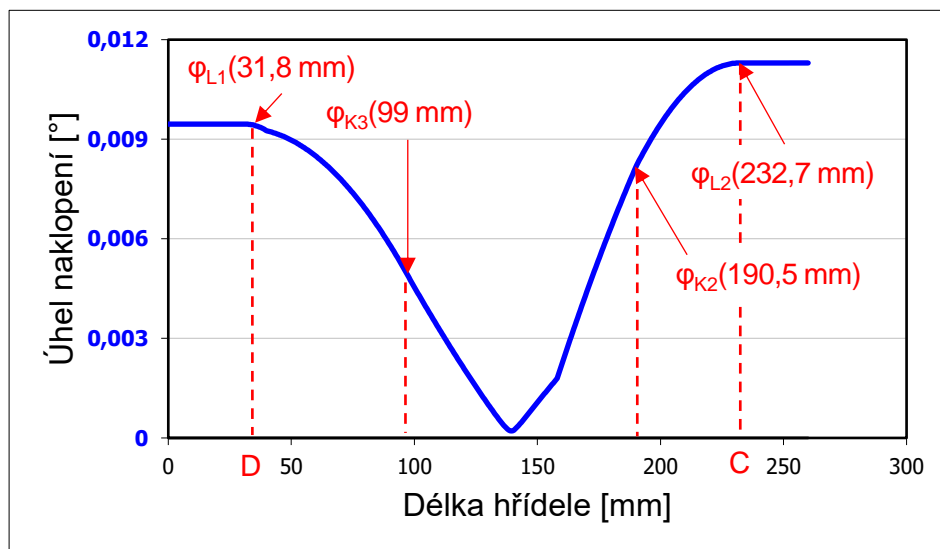
KOLO	$y_{DK} [\mu m]$	$y_K [\mu m]$	$y_{DK} > y_K$
pastorek 1 (k1)	30	3,5	vyhovuje
kolo 1 (k2)	30	9	vyhovuje
pastorek 2 (k3)	55	7,5	vyhovuje
kolo 2 (k4)	55	3,5	vyhovuje

Naklopení

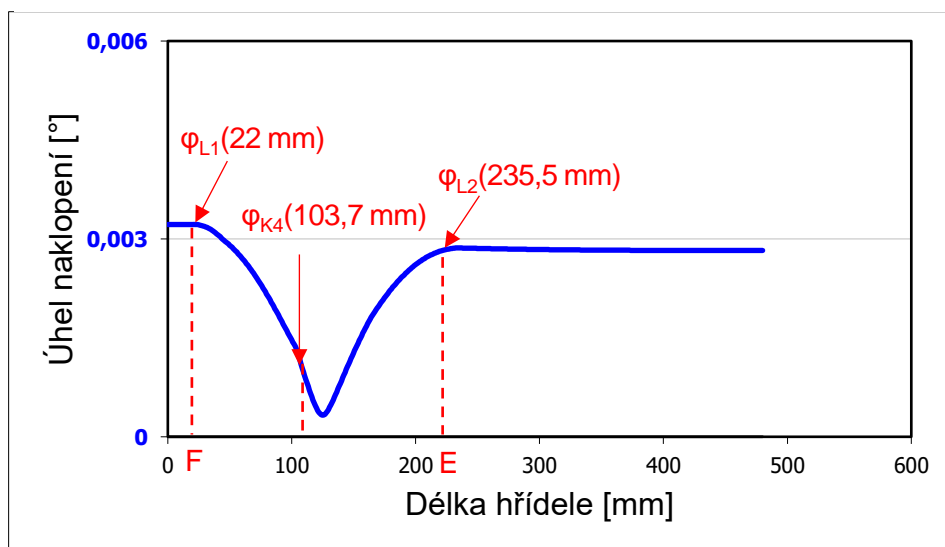
Vyšetřují se maximální úhly naklopení mezi ložisky $\varphi_L [^\circ]$ a úhly naklopení pod koly $\varphi_K [^\circ]$. Z intervalu dovolených hodnot naklopení kuželíkových ložisek dle SKF [11] volím $\varphi_{DL} = 0,02^\circ$ a dle [13] volím dovolené hodnoty naklopení pod ozubenými koly $\varphi_{DK} = 0,05^\circ$.



Obr. 33.: Průběh úhlu natočení na vstupní hřídeli



Obr. 32.: Průběh úhlu naklopení na předlohové hřídeli



Obr. 34.: Průběh úhlu naklopení na výstupní hřídeli

Tab. 14.: Výsledné hodnoty úhlu natočení mezi ložisky

HŘÍDEL	$\varphi_{DL} [^\circ]$	$\varphi_{L1} [^\circ]$	$\varphi_{L2} [^\circ]$	$\varphi_{DL} > \varphi_L$
vstupní	0,02	0,0037	0,0058	vyhovuje
předlohová	0,02	0,0095	0,0113	vyhovuje
výstupní	0,02	0,0032	0,0029	vyhovuje

Tab. 15.: Výsledné hodnoty úhlu natočení pod koly

KOLO	$\varphi_{DK} [^\circ]$	$\varphi_K [^\circ]$	$\varphi_{DK} > \varphi_K$
pastorek 1 (k1)	0,05	0,004	vyhovuje
kolo 1 (k2)	0,05	0,008	vyhovuje
pastorek 2 (k3)	0,05	0,012	vyhovuje
kolo 2 (k4)	0,05	0,002	vyhovuje

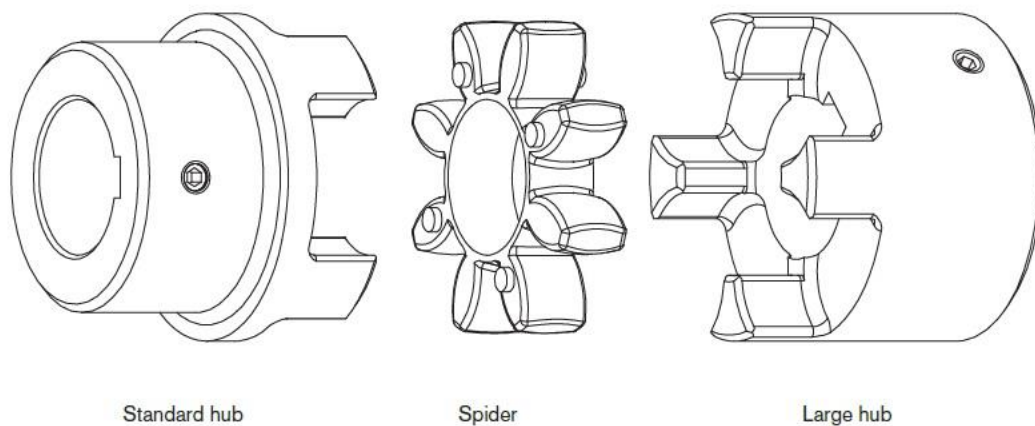
3.19. Návrh velikosti hřídelové spojky

Na základě zjištěného krouticího momentu na výstupní hřídeli zvolím vhodnou spojku dle katalogu výrobce [10]. Využiji k tomu vztah (174).

Volím hodnotu provozního součinitele pro asynchronní motor skupiny hnaného stroje II dle [1] $k = 1,6$

$$M_{k_{spojky}} \geq k \cdot M_{KIII} = 1,6 \cdot 10\,779,99 = 17\,248 \text{ Nm} \quad (174)$$

Navrhuji pružnou spojku velikosti 160 KTR Rotex, typ 98Sh-A, která je dimenzována pro krouticí moment 19 200 Nm [10]



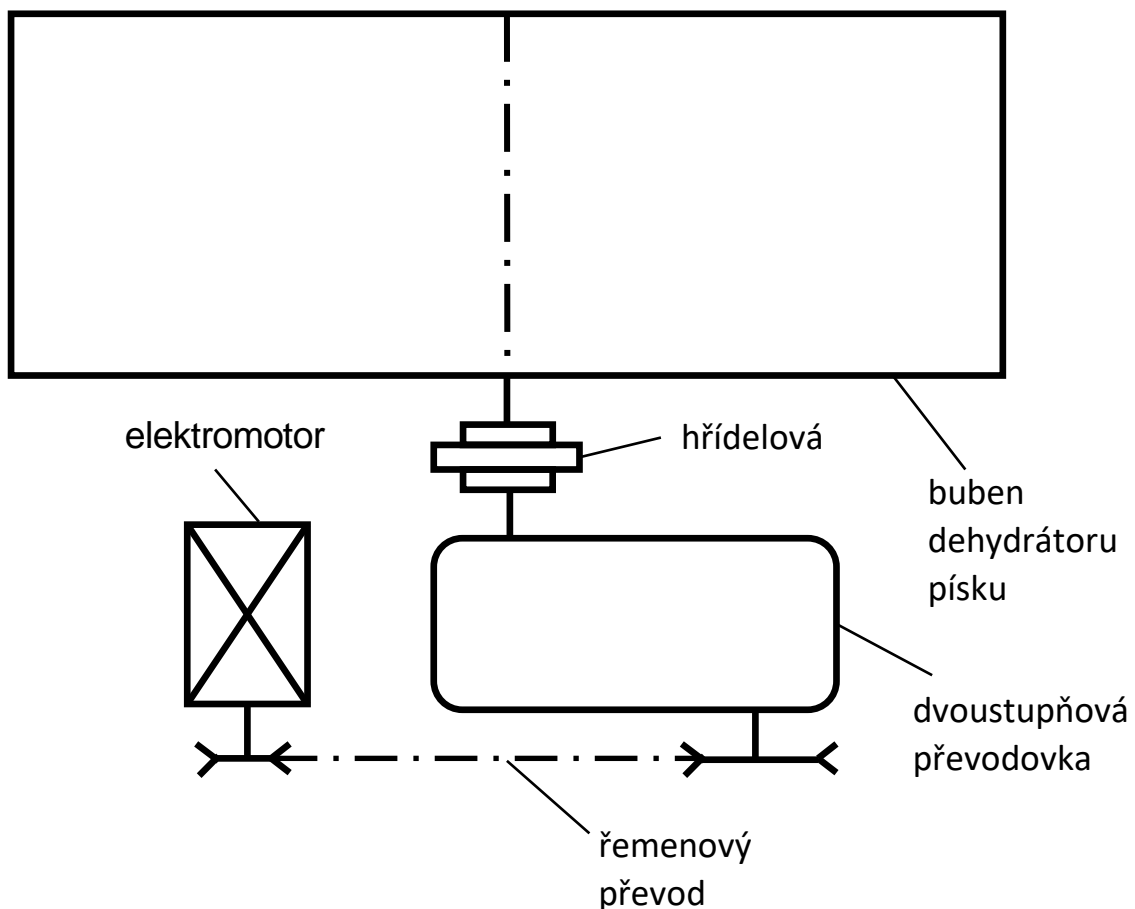
Obr. 35.: Schéma zvolené spojky [10]

3.20. Návrh řemene a řemenic

K návrhu řemene a řemenic bylo využito výpočetního programu, který je dostupný na stránkách ústavu konstruování a částí strojů. Tento program respektuje normu ČSN 02 3111. Výstupní hodnoty jsou zobrazeny v příloze č.1.

4. Sestavení dehydrátoru písku s pohonem

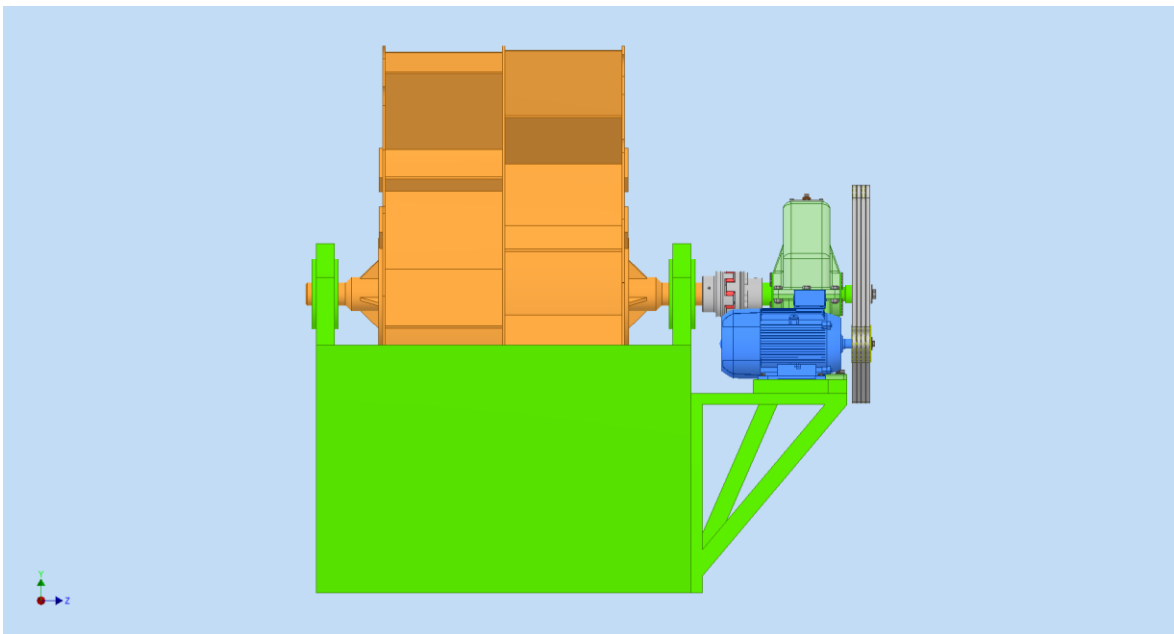
Na obr. 36 je vidět schéma sestavení dehydrátoru s pohonem, které jsem navrhl co nejnvýhodněji z hlediska prostorového využití. Na základě všech navržených parametrů v předchozích částech této práce v kombinaci s tímto schématem byl vytvořen 3D model, který je znázorněn v několika pohledech na obr. 37, 38, 39 a 40.



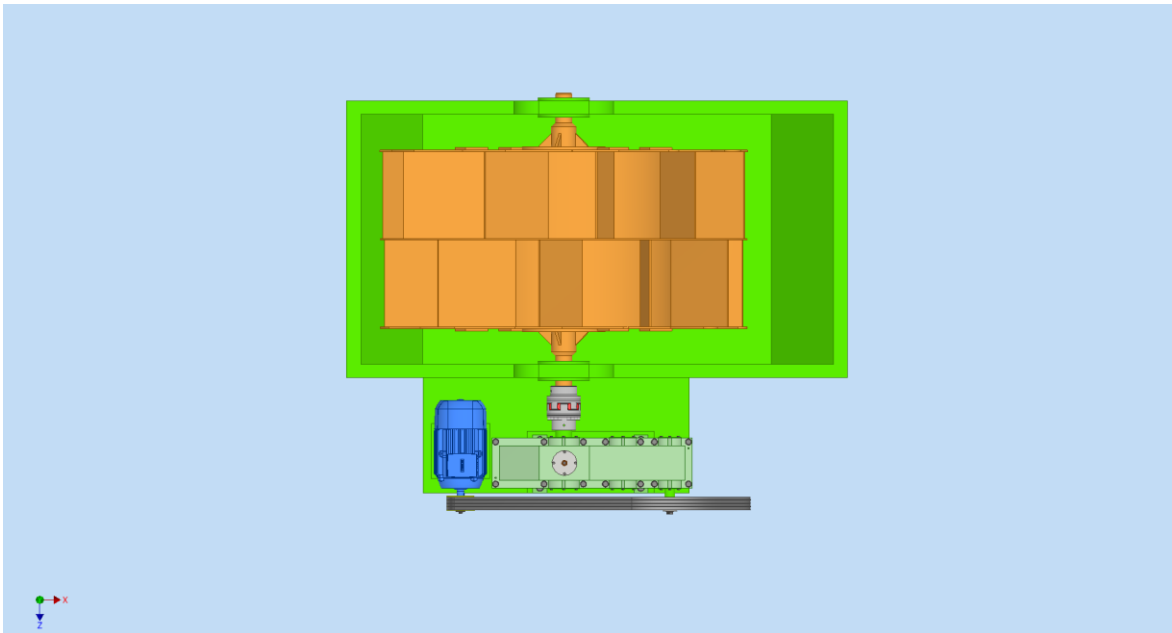
Obr. 36.: Schéma dehydrátoru písku s pohonem [zdroj: autor]



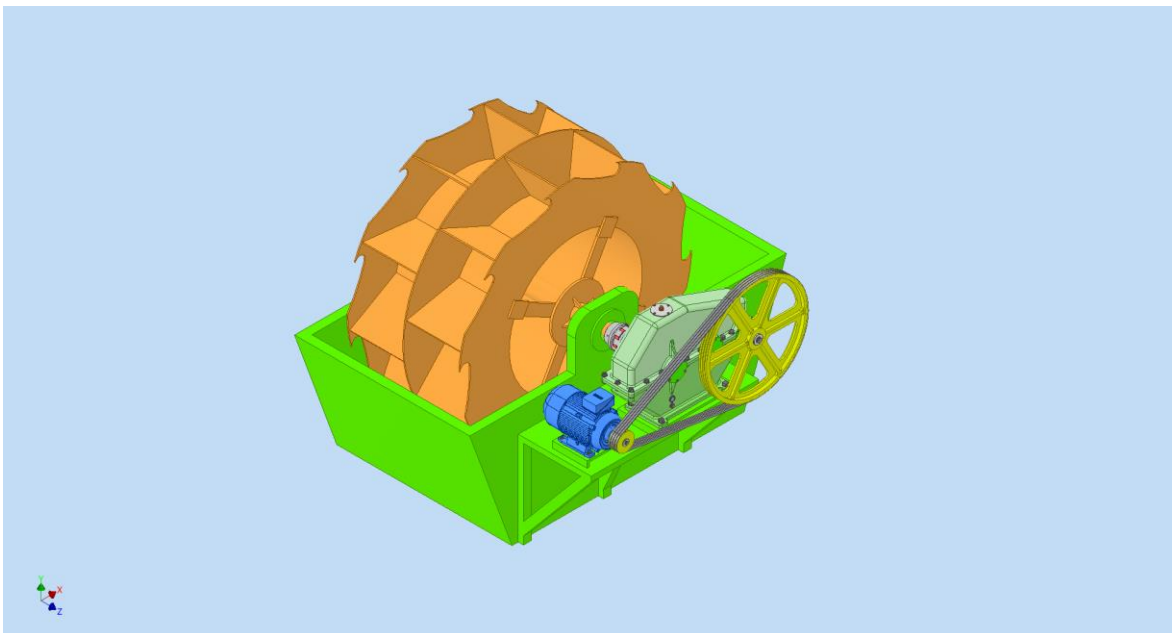
Obr. 37.: Dehydrátor písku – pohled 1 [zdroj: autor]



Obr. 38.: Dehydrátor písku – pohled 2 [zdroj: autor]



Obr. 39.: Dehydrátor písku – pohled 3 [zdroj: autor]



Obr. 40.: Dehydrátor písku – pohled 4 [zdroj: autor]

5. Závěr

V úvodní části této bakalářské práce jsem vytvořil rešerši, v níž jsem představil obecnou problematiku týkající se dehydrátorů písku a konstrukcí jejich pohonů. V následující části byl na základě navržených základních parametrů proveden detailní výpočet dvoustupňové převodovky, jakožto základního převodového mechanismu tohoto stroje. Tento výpočet zahrnuje například převodový poměr, výběr elektromotoru, osové vzdálenosti, rozměry a moduly čelních ozubených kol. Dále jsem podrobně vyšetřil silové poměry na jednotlivých hřídelích a vytvořil grafy průběhu momentu pomocí softwaru MitCalc. Ze zjištěných údajů jsem pak navrhl ložiska, která všechny splňují podmínku trvanlivosti.

K závěru práce byla provedena bezpečnostní analýza z hlediska statického a dynamického namáhání. V části věnující se statickému zatěžování, kontroluji hřídele na ohyb a na krut. Při analýze dynamického zatěžování pak kontroluji únavovou pevnost a torzní tuhost ve vybraných místech.

Nejnáročnější na této bakalářské práci bylo vytvořit svůj vlastní výpočetní program v softwaru Excel, obzvláště pak jeho kompletního vyladění, aby byl jeho výstup srovnatelný s jinými komerčními programy jako např. MitCalc, ve kterém jsem prováděl zpětnou kontrolu pro své výsledky. Funkce mého programu je zaměřena zejména na návrh převodovky typu, který je použit v této práci. Při změně několika parametrů, by však jeho použitelnost mohla být rozšířena do většího spektra aplikací.

Z finálních navržených parametrů byl vytvořen 3D model převodovky a sestavy kompletního dehydrátoru s pohonem. Rám dehydrátoru a kolo s korečkou, však nebyly cílem této práce, a proto nejsou k dispozici detailnější výpočty k této problematice. Bylo by však zajímavé na toto téma vypracovat další studii a získat tím celistvý návrh stroje jako takového. Všechny kontroly navržených komponent byly vyhovující, čímž lze považovat tuto práci, která se týkala návrhu pohonu pro dehydrátor, za splněnou.

Veškerá dokumentace, náležící tomuto návrhu, byla vložena do příloh této práce.

Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-736-1033-7.
- [2] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-010-3205-1.
- [3] Dehydrátory. *DSP Přerov* [online]. 2011 [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: <http://www.dspprerov.cz/nase-vyroby/dehydratory.html>
- [4] Korečkový dehydrátor. *AP Export* [online]. [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: <http://apexport.eu/CZ/katalog-zarizeni/dehydratory/details/24/8/klassifikatori/kovshevoy-klassifikator.html>
- [5] Industry Sand Washing Machine. *Karimunjawaadventure* [online]. [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: <http://www.karimunjawaadventure.com/item-detail/industry-sand-washing-machine-sand-washing-machine-price-screw-sand-washing-machine.html>
- [6] XS Wheel sand washer. *Youjia Machinery* [online]. c1997-2013 [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: http://www.youjia-sh.com/en//zhisha/pro_show-37.html
- [7] DKP 50. *Baltserviss* [online]. 2015 [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: <http://baltserviss.lv/en/Catalogue/Used-equipment-sale/1283/i/DKP-50/429/>
- [8] LZ sand washing and recycling machine. *LONGZHONG MACHINERY: Sand Processing And Dewatering* [online]. 2016 [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: <http://www.lzzgchina.com/sand-washing/>
- [9] Čelní ozubení s přímými a šikmými zuby. *MitCalc* [online]. c2003-2017 [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/gear1/help/cz/gear1txt.htm>
- [10] ROTEX. Flexible jaw couplings. *KTR* [online]. 2017 [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/01_flexible_jaw_bin_bush_ROTEX.pdf

- [11] Rolling bearings. *SKF* [online]. [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/151-121486/10000_3-EN-webb.pdf
- [12] Sand washer with dewatering screen. *PROPEL: Engeneering Excellence* [online]. 2014 [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: <http://www.propelind.com/sand-washer/>
- [13] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 8001019349.
- [14] Korečkové dehydrátory. *AMG Karel Pícha, s.r.o.* [online]. [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: <http://www.amgpicha.cz/koreckove-dehydratory/>
- [15] Elektromotor SIEMENS. *Elektromotory Moravec, s.r.o.* [online]. 2011 [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-750-otacek/1le1001-1-1-2-2-1-1-1.html>
- [16] Tvarové spoje hřídele s nábojem. *MitCalc* [online]. [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/shaftcon/help/cz/shaftcontxt.htm>
- [17] Norma. ČSN 01 4990:1995 „Válcové konce hřídelů“
- [18] Norma. ČSN 01 4686:1988 „Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Základní pojmy a výpočtové vztahy“
- [19] Norma. ČSN 01 4610:1966 „Ozubená kola. Úhly sklonu zubů ozubených kol“
- [20] Norma. ČSN 03 1014:1977 „Čelní ozubené převody pro převodovky. Základní parametry“
- [21] Norma. ČSN ISO 6336:2014 „Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s příkými a šikmými zuby“
- [22] Norma. ČSN 02 2562:2003 „Pera těsná s mezními úchytkami šířky e7 nebo h9“

Seznam zkratek a symbolů

Značka	Jednotka	Název
D_b	mm	rozměr bubnu
F_a	N	axiální síla
F_r	N	radiální síla
F_t	N	tečná síla
F_v	N	výsledná síla vyvolaná řemenovým převodem
I_p	mm^4	polární moment
K_A	-	součinitel vnějších dynamických sil
K_F	-	součinitel přídatného zatížení
$K_{H\beta}$	-	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu
K_d	-	dynamická bezpečnost
K_{min}	-	minimální bezpečnost
K_s	-	statická bezpečnost
L_H	h	trvanlivost ložisek
L_{H-min}	h	minimální trvanlivost ložiska
M_{KM}	Nm	krouticí moment motoru
M_{KI}	$N \cdot mm$	krouticí moment na vstupní hřídeli
M_{KII}	$N \cdot mm$	krouticí moment na předloňové hřídeli
M_{KIII}	$N \cdot mm$	krouticí moment na výstupní hřídeli
M_o	$N \cdot mm$	ohybový moment
M_{omax}	$N \cdot mm$	maximální ohybový moment
P_M	W	výkon motoru
P_b	W	výkon bubnu
P_m	W	výkon hnacího elektromotoru
P'_m	W	předběžný výkon hnacího elektromotoru
R_a	N	reakce v ložisku A
R_b	N	reakce v ložisku B
R_c	N	reakce v ložisku C
R_d	N	reakce v ložisku D
R_e	N	reakce v ložisku E
R_f	N	reakce v ložisku F

S_F	-	bezpečnost ozubení v ohybu
S_H	-	bezpečnost ozubení v dotyku
W_k	mm^3	modul průřezu v krutu
W_o	mm^3	modul průřezu v ohybu
a_t	mm	osová vzdálenost
a_{tw}	mm	valivá osová vzdálenost
b_1	mm	šířka kola 1
b_2	mm	šířka kola 2
b_3	mm	šířka kola 3
b_4	mm	šířka kola 4
d_1	mm	průměr roztečné kružnice
d_I	mm	průměr vstupní hřídele
d_{II}	mm	průměr předlohové hřídele
d_{III}	mm	průměr výstupní hřídele
d_w	mm	valivý průměr
i_{12}	-	převodový poměr prvního soukolí
i_{34}	-	převodový poměr druhého soukolí
$i_{\check{r}}$	-	převodový poměr řemenu
i_c	-	celkový převodový poměr
$i_{p\check{r}}$	-	převodový poměr převodovky
l_a	mm	činná délka pera
m_n	mm	normálový modul
m_{nBach}	mm	modul dle Bacha
m_{nHertz}	mm	modul dle Hertzových tlaků
n_I	$ot \cdot min^{-1}$	otáčky na vstupní hřídeli
n_{II}	$ot \cdot min^{-1}$	otáčky na předlohové hřídeli
n_{III}	$ot \cdot min^{-1}$	otáčky na výstupní hřídeli
n_b	$ot \cdot min^{-1}$	otáčky bubnu
p_D	MPa	dovolený tlak
x_1	mm	velikost korekce ozubení
y_k	mm	průhyb v místě ozubených kol
y_{max}	mm	maximální průhyb
z_1	-	počet zubů kola 1

Z_2	-	počet zubů kola 2
Z_3	-	počet zubů kola 3
Z_4	-	počet zubů kola 4
a, b, c, d, e, f, g,	mm	délkové rozměry
h		
h	mm	výška pera
C	N	dynamická únosnost ložiska
K	-	bezpečnost
P	N	ekvivalentní dynamické zatížení
X	-	součinitel radiálního zatížení ložiska
Y	-	součinitel axiálního zatížení ložiska
b	-	koeficient upřesnění výpočtu pro sílu
b	mm	šířka pera
d	mm	roztečný průměr
e	-	porovnávací součinitel zatížení ložiska
l	mm	délka pera
u	-	převodové číslo
y	mm	průhyb
α_n	$^\circ$	úhel záběru nástroje
α_t	$^\circ$	úhel záběru v čelní rovině
α_{tw}	$^\circ$	úhel záběru v čelní rovině valivý
β_o	-	součinitel vrubu
ε_{vo}	-	součinitel velikosti součásti
η_{12}	-	účinnost prvního soukolí
η_{34}	-	účinnost druhého soukolí
$\eta_{řem}$	-	účinnost řemenového převodu
η_c	-	celková účinnost pohonného mechanismu
η_{po}	-	součinitel povrchu součásti
σ_D	$N \cdot mm^{-2}$	dovolené napětí
σ_{FP}	$N \cdot mm^{-2}$	snížená mez únavy ohybu ozubení
σ_{Flimb}	$N \cdot mm^{-2}$	mez únavy v ohybu
σ_{Hlimb}	$N \cdot mm^{-2}$	mez únavy v dotyku
σ_o	$N \cdot mm^{-2}$	napětí v ohybu

$\sigma_{oc(-1)}$	$N \cdot mm^{-2}$	mez únavy v ohybu
$\sigma_{oc(-1)}^*$	$N \cdot mm^{-2}$	snížená mez únavy v ohybu
σ_{red}	$N \cdot mm^{-2}$	redukované napětí
τ_D	$N \cdot mm^{-2} s$	dovolené tečné napětí
τ_k	$N \cdot mm^{-2}$	smykové napětí
φ_K	°	úhel natočení pod koly
φ_L	°	úhel natočení mezi ložisky
ψ_m	-	poměr šířky ozubeni k normálovému modulu
ω_M	s^{-1}	otáčky motoru
ω_b	s^{-1}	úhlová rychlost bubnu
β	°	úhel sklonu ozubení
φ	°	úhel zkroucení
ϑ	°/m	poměrný úhel zkroucení

Seznam obrázků

Obr. 1.: Pohon s čelní převodovkou a řemenicí [5].....	4
Obr. 2.: Pohon s planetovou převodovkou [4]	4
Obr. 3.: Jednoduchý korečkový dehydrátor s čelní převodovkou [6]	4
Obr. 4.: Korečkový dehydrátor se šnekovým podavačem [7].....	5
Obr. 5.: Linka na zpracování písku	6
Obr. 6.: Vibrační motory se síty.....	6
Obr. 7.: Uložení vibračního soustrojí na pružinách.....	6
Obr. 8.: Schéma pohonu [zdroj: autor].....	8
Obr. 9.: Elektromotor [15]	9
Obr. 10.: Silové poměry v ozubení [9].....	20
Obr. 11.: Síly působící na vstupní hřídel – rovina xz [zdroj: autor].....	21
Obr. 12.: Průběh ohybového momentu na vstupní hřídeli – rovina xz	22
Obr. 13.: Síly působící na vstupní hřídel – rovina yz [zdroj: autor].....	23
Obr. 14.: Průběh ohybového momentu na vstupní hřídeli – rovina yz	23
Obr. 15.: Síly působící na předlohové hřídel – rovina xz [zdroj: autor].....	24
Obr. 16.: Průběh momentu na vstupní hřídeli – rovina xz	24
Obr. 17.: Síly působící na předlohovou hřídel – rovina yz [zdroj: autor].....	25
Obr. 18.: Průběhy ohybového momentu na předlohové hřídeli– rovina yz.....	25
Obr. 19.: Síly působící na výstupní hřídel – rovina xz [zdroj: autor]	26
Obr. 20.: Průběh ohybového momentu na výstupní hřídeli – rovina xz	27
Obr. 21.: Síly působící na výstupní hřídel – rovina yz [zdroj: autor]	28
Obr. 22.: Průběh ohybového momentu na výstupní hřídeli – rovina yz	28
Obr. 23.: Síly působící v ložiskách vstupní hřídele [zdroj: autor].....	30
Obr. 24.: Síly působící v ložiskách předlohové hřídele [zdroj: autor]	31
Obr. 25.: Síly působící v ložiskách výstupní hřídele [zdroj: autor]	33
Obr. 26.: Rozměry kuželíkového ložiska.....	34
Obr. 27.: Schéma kontrolované hřídele v místě A [zdroj: autor].....	39
Obr. 28.: Schéma kontrolované hřídele v místě B [zdroj: autor].....	40
Obr. 29.: Průběh průhybu na vstupní hřídeli	43
Obr. 30.: Průběh průhybu na předlohové hřídeli.....	43
Obr. 31.: Průběh průhybu na výstupní hřídeli	44
Obr. 32.: Průběh úhlu naklopení na předlohové hřídeli	45
Obr. 33.: Průběh úhlu natočení na vstupní hřídeli	45
Obr. 34.: Průběh úhlu naklopení na výstupní hřídeli.....	45
Obr. 35.: Schéma zvolené spojky [10]	46
Obr. 36.: Schéma dehydrátoru písku s pohonem [zdroj: autor]	47
Obr. 37.: Dehydrátor písku – pohled 1 [zdroj: autor].....	48
Obr. 38.: Dehydrátor písku – pohled 2 [zdroj: autor].....	48
Obr. 39.: Dehydrátor písku – pohled 3 [zdroj: autor].....	49
Obr. 40.: Dehydrátor písku – detail pohonu [zdroj: autor].....	49

Seznam tabulek

Tab. 1.: Přehled základních parametrů běžných dehydrátorů [3]	2
Tab. 2.: Výběr normalizovaných konců hřídelů z ČSN 01 4990[1]	12
Tab. 3.: Volba materiálu	13
Tab. 4.: Vlastnosti vybraného materiálu.....	13
Tab. 5.: Normalizované moduly dle ČSN 01 4608 [2]	15

Tab. 6.: Osově vzdálenosti dle ČSN 03 1014 [2].....	17
Tab. 7.: Kontrola ozubení „12“	18
Tab. 8.: Kontrola ozubení „34“	19
Tab. 9.: Přehled výsledných bezpečností	20
Tab. 10.: Přehled zvolených kuželíkových ložisek.....	34
Tab. 11.: Výsledky kontroly torzní tuhosti hřídelů	42
Tab. 12.: Výsledky kontroly maximálního průhybu mezi ložisky	44
Tab. 13.: Výsledky kontroly průhybu pod koly	44
Tab. 14.: Výsledné hodnoty úhlu natočení mezi ložisky.....	46
Tab. 15.: Výsledné hodnoty úhlu natočení pod koly.....	46

Seznam příloh

- Příloha č. 1 – Návrh a kontrola klínového převodu
- Příloha č. 2 – Převod „12“ kontrola ozubení dle ISO 6336 - výstup
- Příloha č. 3 – Převod „34“ kontrola ozubení dle ISO 6336 – výstup
- Příloha č. 4 – Vlastní výpočetní program – Excel
- Příloha č. 5 – Výkres sestavy pohonu BP-01-00-00
- Příloha č. 6 – Kusovník sestavy pohonu BP-01-00-K
- Příloha č. 7 – Výkres sestavy převodovky BP-01-03-00
- Příloha č. 8 – Kusovník sestavy převodovky BP-01-03-K
- Příloha č. 9 – CD obsahující bakalářskou práci v elektronické podobě, 3D model pohonu a výše uvedené přílohy v elektronické podobě

Příloha 1
Návrh a kontrola klínového převodu (ČSN 02 3111)

Přev.pom.	6	
Přenášený výkon P	7,5	kW
otáčky malé řemenice n_I	715	min^{-1}
otáčky velké řemenice n_{II}	119,1667	min^{-1}
předběžně osová vzdálenost a	1000	mm
průměr malé řemenice d_1	160	mm
průměr velké řemenice d_2	960	mm
obvod. rychlost řemene v	5,98997	m.s^{-1}
zvolený profil řemene	C	
min. průměr řemenice	125	mm
úhel opásání malé řemenice α	2,318559	132,8436 rad, deg
součinitel úhlu opásání C_α	0,95	odečteno stejně jako další z ČSN 02 3111
souč. dyn. zat. a pr. rež. C_p	1,2	
součinitel délky řemene C_L	1,02	
součinitel počtu řemenů C_k	0,9	
výkon přenášený 1 řem. P_1	3	kW
potřebný počet řemenů z	3,439972	zaokrouhleno 4
výpočtová délka řemene L_p	3921,536	mm
zvolená délka řemene L_p	4000	mm
skutečná osová vzdálenost a	1043,704	mm
převod	6	
krout.mom. M_{kt} [Nmm]	100167,4	
obvod. síla F [N]	1252,093	
souč. tření f	0,38	
tah v řemenu S_1 [N]	2137,942	
tah v řemenu S_2 [N]	885,8491	
předpětí [N]	2314,201	