



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Zařízení pro vyprazdňování kontejnerů

The device for emptying the containers

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Patrik Jung

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: prof. Ing. Vojtěch Dinybyl PhD.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Jung** Jméno: **Patrik** Osobní číslo: **438961**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Zařízení pro vyprazdňování kontejnerů

Název bakalářské práce anglicky:

The Device for Emptying the Containers

Pokyny pro vypracování:

Bude navrženo zařízení pro vyprazdňování kontejnerů se sypkými nehomogenními materiály. Pro zvedání kontejnerů bude navržen vhodný elektromechanický pohon. Bude vypracován 3D model a odvozena 2D sestava zařízení. Práce bude v textu obsahovat potřebné výpočty.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
KUGL, O. a kol.: Projekt III. Ročník. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

prof. Ing. Vojtěch Dinybyl Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **24.03.2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **11.08.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Podpis vedoucí(ho) práce

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Zařízení pro vyprazdňování kontejnerů vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Vojtěch Dynybyla PhD., s použitím odborné literatury a pramenů, které jsou uvedeny na konci mé bakalářské práce seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....
Patrik Jung

Poděkování

Děkuji prof. Ing. Vojtěchu Dinybylovi PhD. za odborné vedení, cenné rady a připomínky při přípravě a vypracování bakalářské práce.

Anotační list

Jméno autora:	Patrik Jung	
Název BP:	Zařízení pro vyprazdňování kontejnerů	
Anglický název:	The device for emptying the containers	
Rok:	2017	
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství	
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový	
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů (Ú12113)	
Vedoucí BP:	Prof. Ing. Vojtěch Dinybyl PhD.	
Konzultant:	Prof. Ing. Vojtěch Dinybyl PhD.	
Bibliografické údaje:	počet stran:	58
	počet obrázků počet tabulek:	11
	počet příloh:	10

Anotace

Cílem mé bakalářské práce bylo navrhnout zařízení, které bude sloužit k vyklápění kontejnerů s odpady. V práci jsem se tedy zabýval tím, jaké zařízení bude vhodné pro zvedání kontejnerů. Pro můj vybraný typ jsem vypočítal průměr pohybového šroubu a provedl kontrolní výpočty pro určité zatížení, které bude na tento mechanismus působit. Na základě těchto výpočtů a již známých rozměrů jsem vytvořil 3D model. V další části jsem se zabýval typem pohonu a převodovky pro tento způsob zvedání. V závěru práce je celkové zhodnocení tohoto typu zvedání s výsledky.

Klíčová slova

Pohybový šroub, předepjaté šrouby, koaxiální převodovka, návrh mechanismu, 3D model

Abstract

The aim of bachelor was device, which will be made for turning out of containers with rubbish. In my bachelor, I theoretical prepared a device, which will be good for pickup of containers. For my selected type I counted average of motion screw and I controlled calculation for certain load, that it will on this mechanism and based of this calculation and already known dimension, I created the 3D model. In the next part I dealt with gear and transmission for this lifting method. In the end of the bachelor there is evaluation of this type of lifting with results.

Main words

Motion screw, pretensioned bolt, coaxial transmission, 3D model

Obsah

1. Seznam zkratk a symbolů	- 1 -
2. Seznam obrázků	- 3 -
3. Úvod.....	- 5 -
4. Teoretická část.....	- 6 -
4.1. Úvod do problematiky.....	- 6 -
4.2. Návrh možného řešení	- 8 -
4.3. Rozbor jednotlivých dílů	- 9 -
4.3.1. Rám.....	- 9 -
4.3.2. Pohybový šroub	- 9 -
4.3.3. Pomocný hák	- 9 -
4.3.4. Matice pohybového šroubu	- 10 -
4.3.5. Rolna.....	- 10 -
4.3.6. Pohon.....	- 10 -
5. Praktická část.....	- 11 -
6. Pohybový šroub	- 11 -
6.1. Návrh pohybového šroubu	- 11 -
6.2. Stanovení základních rozměru	- 11 -
6.3. Počet závitů, výška matice a stanovení základních úhlů.....	- 12 -
6.4. Kontroly pohybového šroubu.....	- 12 -
6.4.1. Kontrola na tlak a krut a celková bezpečnost	- 12 -
6.4.2. Kontrola na vzpěr	- 13 -
6.4.3. Energetické poměry na šroubu	- 14 -
7. Šroub předepjatý	- 15 -
7.1. Určení síly a počtu šroubů.....	- 15 -

7.2. Montážní předpětí	- 16 -
7.3. Bezpečnost	- 17 -
8. Čep.....	- 18 -
8.1. Volba materiálu	- 18 -
8.2. Výpočet reakcí a maximální momentu	- 18 -
8.3. Návrh průměru čepu, kontrola na střih	- 19 -
9. Rám.....	- 20 -
9.1. Výpočet sil a tahového a smykového napětí	- 20 -
10. Návrh pohonu.....	- 21 -
10.1. Návrh a výběr elektromotoru	- 21 -
10.2. Návrh převodovky	- 21 -
10.2.1. Výpočet převodového poměru a počtu zubů	- 21 -
10.2.2. Krouticí momenty a otáčky na hřídelích	- 22 -
10.2.3. Volba materiálu	- 22 -
10.2.4. Návrhový výpočet modulů ozubení	- 23 -
10.2.5. Návrh úhlů sklonu zubů.....	- 23 -
10.2.6. Návrh průměrů hřídelí	- 23 -
10.2.7. Výpočet rozměrů ozubených kol	- 24 -
10.3. Výpočet osové vzdálenosti a následné korekce	- 24 -
10.3.1. Výpočet ostatních potřebných rozměrů ozubení	- 26 -
10.3.2. Spojení hřídele 1 a motoru pomocí spojky	- 26 -
10.3.3. Spojení hřídele 3 a výstupního zařízení	- 26 -
10.4. Kontroly	- 27 -
10.4.1. Šroubové spojení víka vany	- 27 -
10.4.2. Silové účinky v soukolích a podporách.....	- 27 -
10.4.3. Volba ložisek	- 29 -

10.4.4. Uložení	- 30 -
10.4.5. Kontrola ozubení	- 30 -
10.4.6. Statická kontrola hřídelí	- 30 -
10.4.7. Dynamická kontrola hřídelí	- 33 -
10.4.8. Spojení náboj – hřídel	- 34 -
10.4.9. Spojení Hřídel 2 – kolo 2	- 34 -
10.4.10. Spojení Hřídel 3 – kolo 4	- 35 -
10.5. Závěr - pohon	- 35 -
11. Závěr	- 36 -
12. Seznam použité literatury	- 37 -
12.1 Citace	- 37 -
13. Přílohy	- 38 -

1. Seznam zkratk a symbolů

P_{ξ}	pohybový šroub
Elm	elektromotor
$g [m \cdot s^{-1}]$	Gravitační zrychlení=9, 81 $m \cdot s^{-2}$ (hodnota dosazována do výpočtů)
$E[Nmm^{-2}]$	Youngův modul pružnosti v tahu
$R_i [N]$	silová reakce
$R_i, r_i [mm]$	poloměr
$d_i [mm]$	navrhovaný průměr
$D_i, d_i [mm]$	průměr
$L_i, l_i [mm]$	délka,
$b_i [mm]$	šířka
$h_i [mm]$	výška
$S_i [mm^2]$	plocha průřezu
$V_i [mm^3]$	objem
$v_i [m \cdot s^{-1}]$	rychlost posuvu
$\omega_i [s^{-1}]$	uhlová rychlost
$n_i [min^{-1}]$	otáčky za minutu
$m_i [kg]$	hmotnost
$F_i [N]$	síla
$F'_i [N]$	navrhovaná síla
$P_{out} [kW]$	výkon na výstupu
$P_{EIM} [kW]$	výkon elektromotoru
$\eta_i [-]$	účinnost
$p_i [MPa]$	tlak
$p_{dov} [MPa]$	dovolená tlak
$\sigma_i [N \cdot mm^{-2}]$	napětí v tahu/tlaku
$\sigma_{oi} [N \cdot mm^{-2}]$	napětí v ohybu
$\sigma_{red} [N \cdot mm^{-2}]$	redukovávané napětí
$\sigma_{dov} [N \cdot mm^{-2}]$	dovolené napětí tahu/tlaku
$\sigma_{kd} [N \cdot mm^{-2}]$	mez kluzu
$\sigma_{xc(-1)} [N \cdot mm^{-2}]$	snížená mez únavy
$T_i [N \cdot mm^{-2}]$	napětí v krutu, (smykové napětí)
$T_s [N \cdot mm^{-2}]$	napětí ve střihu
$M_{ki} [Nmm]$	kroutící moment
$M_{oi} [Nmm]$	ohybový moment
$W_{ki} [mm^3]$	průřezový modul v krutu
$W_{oi} [mm^3]$	průřezový modul v ohybu
$J_i [mm^4]$	moment setrvačnosti pro danou osu
$k_i [-]$	součinitel bezpečnosti
$\alpha [-]$	součinitel určující metodu posouzení napjatosti
$f [-]$	součinitel smykového tření
$P [mm]$	rozteč závitu
$i [-]$	počet chodů závitu, převodový poměr (dle kontextu)
$\psi_H [-]$	součinitel pracovní výšky závitu
$\psi_h [-]$	součinitel výšky matice

γ [°]	úhel stoupání závitu
β_n [°]	úhel boku v normálním řezu
β [°]	normovaný úhel boku v osovém řezu
φ [°]	třecí úhel
z [-]	počet závitů
λ [-]	štíhlostní poměr
μ [-]	charakteristický koeficient vlivu uložení
k^x [-]	součinitel vlivu krutu
q_z [-]	součinitel provozního předpětí
v [-]	míra využití meze kluzu
c [-]	konstanta tuhosti, dle kontextu
Q_0 [N]	montážní předpětí
Q_m [N]	střední hodnota montážního předpětí
Q_a [N]	amplituda síly u předepjatého šroubu
Φ [-]	součinitel citlivosti na vrub
ψ_{σ^x} [-]	součinitel vlivu σ_m na mez únavy
z_i [-]	počet zubů
m_{ni} [mm]	modul ozubení
α_n [°]	úhel záběru kol v normálové rovině
α_t [°]	úhel záběru kol v rovině tečné
α_{tw} [°]	valivý úhel záběru kol
β_{12}, β_{34} [°]	úhel sklonu zubů v soukolí
a_i [mm]	osová vzdálenost
a_{twi} [mm]	výrobní osová vzdálenost
$\text{inv } \alpha$ [-]	evolventní funkce involuta úhlu α
x_i [-]	korekce ozubeného kola
v_i [mm]	vůle mezi koly
α [-]	součinitel tvaru vrubu
$\eta_{c,q}$ [-]	citlivost na vrub
η_p [-]	součinitel vrubového účinku povrchu
ε_v [-]	součinitel velikosti
β [-]	součinitel vrubu
N [-]	počet

2. Seznam obrázků

OBR. 1.: LODNÍ KONTEJNER	- 6 -
OBR. 2.: KONTEJNER NA ODPAD	- 6 -
OBR. 3.: HYDRAULICKÝ SKLÁPĚCÍ MECHANISMUS.....	- 6 -
OBR. 4.: UKÁZKA SKLÁPĚNÍ UHLÍ	- 7 -
OBR. 5.: 3D SCHÉMA MECHANISMU	- 6 -
OBR. 6.:POMOCNÝ HÁK.....	- 6 -
OBR. 7.: ROLNA A POJIŠTĚNÍ KONTEJNERU.....	- 7 -
OBR. 8.: DIAGRAM PRO URČENÍ ŠTÍHLOSTNÍ	- 6 -
OBR. 9.: SCHÉMA PŮSOBENÍ SIL NA PŘEDEPJATÝ ŠROUB.....	- 6 -
OBR. 10.: PROVOZNÍ SILOVÝ CYKLUS	- 6 -
OBR. 11.: ODVOZENÍ REAKČNÍCH SIL OHYBOVÉHO MOMENTU	- 7 -
OBR. 12.: BOČNÍ ROLNA	- 6 -
OBR. 13.: SCHÉMA KOAXIÁLNÍ PŘEVODOVKY	- 6 -
OBR. 14.: SILOVÉ POPMĚRY	- 7 -
OBR. 15.: KRITICKÁ MÍSTA NA HŘÍDELI 2	- 7 -

3. Seznam tabulek

TAB1. - ROZMĚRY A PARAMETRY POHYBOVÉHO ŠROUBU	- 6 -
TAB.2. - ROZMĚRY ŠROUBU M36X1	- 6 -
TAB.3. – VLASTNOSTI MATERIÁLU	- 6 -
TAB.4. – ROZMĚRY JEDNOTLIVÝCH KRUŽNIC	- 7 -
TAB.5. - REAKČNÍ SÍLY	- 6 -
TAB.6. - REAKČNÍ SÍLY	- 6 -
TAB.7. - REAKČNÍ SÍLY	- 7 -
TAB. 8. - VOLBA LOŽISEK	- 6 -
TAB. 9. - BEZPEČNOSTI	- 6 -
TAB.10. - POROVNÁNÍ HODNOT	- 6 -
TAB.11. - VLASTNOSTI OCELI 14 140	- 6 -

4. Seznam příloh

PŘÍLOHA 1. KONTROLA SOUKOLÍ 1-2	- 6 -
PŘÍLOHA 2. KONTROLA SOUKOLÍ 3-4	- 6 -
PŘÍLOHA 3. PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU NA PŘEDLOHOVÉM HŘÍDELI	- 6 -
PŘÍLOHA 4. ÚHEL PRŮHYBU NA PŘEDLOHOVÉM HŘÍDELI	- 7 -
PŘÍLOHA 5. MAXIMÁLNÍ PRŮHYB NA PŘEDLOHOVÉM HŘÍDELI	- 6 -
PŘÍLOHA 6. NAPĚTÍ V OHYBU NA PŘEDLOHOVÉM HŘÍDELI	- 6 -
PŘÍLOHA 7. SMYKOVÉ NAPĚTÍ NA PŘEDLOHOVÉM HŘÍDELI	- 7 -
PŘÍLOHA 8. NAPĚTÍ V TAHU NA PŘEDLOHOVÉM HŘÍDELI	- 6 -
PŘÍLOHA 9. REDUKOVANÉ NAPĚTÍ NA PŘEDLOHOVÉM HŘÍDELI	- 6 -
PŘÍLOHA 10. VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE	- 6 -

5. Úvod

Důvodem návrhu sklápěcího mechanismu je zkusit najít optimální a efektivní způsob vyklápění odpadků. Tento mechanismu by mohl mít uplatnění v nově vznikajícím projektu pro spalovnu odpadků. Celý projekt je rozdělen na několik dalších částí, na kterých pracovali moji kolegové a účelem bylo zkusit realizaci našich nápadů a možných řešení a následné ověření pomocí výpočtu, popřípadě 3D model.

V teoretické části se věnuji problematice konstrukčního řešení používaného v dnešní době. Na základě znalostí jsem poté navrhl své řešení, které si myslím, že by mohlo být optimální na základě požadavků určených v zadání. V závěru této části jsem porovnal obě řešení a zhodnotil jejich výhody a nevýhody. V této části jsem také nastínil návrhové předpoklady a konstrukční řešení mého návrhu.

V praktické části se zaměřuji na samotné konstrukční řešení pro již známé parametry a sílu zatížení. Všechny důležité součástky jsou podloženy nezbytnými výpočty a kontrolami. Poslední část je věnována pohonu mechanismu. Návrh pohonu obsahuje převodovku a volbu výkonnostně vhodného elektromotoru.

Ze všech parametrů a výpočtů jsem vytvořil 3D CAD model celého mechanismu a pohonu a vytvořil potřebnou výkresovou dokumentaci(návrhový výkres).

6. Teoretická část

6.1. Úvod do problematiky

Lidé potřebují odvážet větší množství různých materiálů, věcí nebo odpadků z místa A na místo B. K tomu nejlépe slouží kontejnery. Kontejnery se vyrábí v několika rozměrech v délce od 2 do 12 metrů a šířka se pohybuje okolo 2,3 m (obr.1 a obr.2.)[1].



Obr. 1.: Lodní kontejner



Obr.2.: Kontejner na odpad

Kontejner, na kterém jsme se dohodli v rámci projektu, by měl mít rozměry 2x2x5 m a maximální nosnost 15 tun. Po naložení je však nutno kontejner nasunout na auto a později na určitém místě složit nebo vysypat. V současnosti se k tomu to účelu využívají hydraulické ruce a pro zvedání velké písky (válce poháněné hydraulickým olejem, které potřebují mnoho rozvodných hadic) (obr.3.).



Obr.3.: Hydraulický sklápěcí mechanismus

Další alternativa pro zvedání jsou pneumatické písty (válce), avšak i toto řešení se neobejde bez většího množství hadic, rovněž pokud nepracuje kompresor, píst se pomalu posouvá dolů, a to je pro sklápění nevhodné.

Hlavním požadavkem na mechanismus je plynulost a snadná regulovatelnost sklápění. Názorným příkladem je skládání uhlí do domácnosti. Uprostřed kontejneru je čtvercový otvor, kterým při následném nakládání kontejneru sype uhlí do násypky. Násypka je přidělána k pásovému dopravníku, jímž je uhlí dopravováno do kotelny (obr.4.).



Obr. 4.: Ukázka sklápění uhlí

Další alternativou pro tento mechanismus by mohla být soustava kladek s lany. V rámu by musel být umístěn buben, na který by se lano navíjelo či odvíjelo. Toto řešení by však bylo velmi náročné na výkon motoru a rozměry zařízení. Kládka pro zvedání nebo nakládání kontejneru by musela být celkem vysoko, aby se kontejner vyprázdnil. Při manipulaci se sypkými materiály bude docházet k častému znečištění bubnu a lana, což by vedlo ke špatné funkci mechanismu. Toto řešení není tím pádem vhodné.

Jako poslední možnost mě napadlo řešení pomocí převodové dvojice pohybový šroub a matice. Běžně se tento mechanismus používá při zvedání auta při výměně kola jako hever, ale k využití pro zvedání kontejnerů jsem však toto řešení nikdy neviděl ani nedohledal. Inspiraci jsem tedy čerpal z pohonu pomocí hydrauliky.

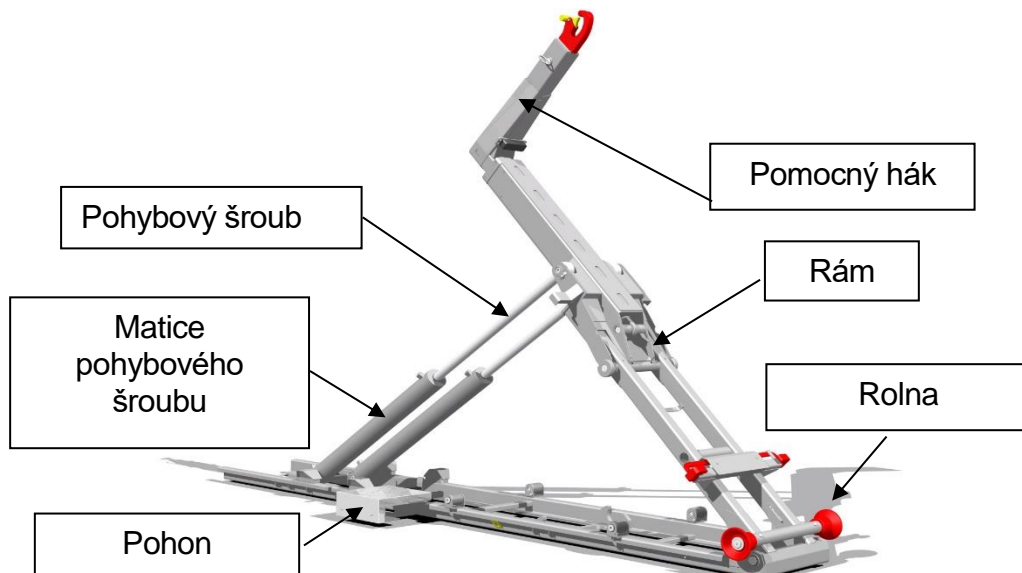
6.2. Návrh možného řešení

Základním prvkem mého návrhu je pohybový šroub. Ten nahradí píсты poháněné hydraulickým olejem. Šroub bude průměrem o mnoho milimetrů menší, a přitom bude schopen uzvednout stejně velkou zátěž. Odstráním tímto způsobem i mnoho hadic vedoucí hydraulický olej, které jsou velmi náhle k prodření a následnému úniku oleje a snížení tlaku. Oleje se však nezbavím zcela, protože při pohybu šroubu bude nutné jej mazat, aby nedošlo k zadření. Mezi šroubem a maticí bude vznikat velké tření a olej ho pomůže snížit na rozumnou hodnotu, proto je třeba přidat ke šroubu maznici.

Nyní následovalo rozhodnutí, jakou funkci bude mít pohybový šroub a jakou matice. Rozhodl jsem se, že pohybový šroub bude stát a matice se bude pohybovat. Důvodem bylo ochrana šroubu proti nadbytečnému namáhání na ohyb a vzpěr a také zabránění vniknutí nečistot do mechanismu. Matice má ochranou a podpůrnou funkci a bude přišroubována k rámu a tím by se mělo zamezit negativním vlivům na mechanismus. Pohybový šroub bude za pomoci pružné spojky přímo spojen s výstupním hřídelem. Rotací se pohybový šroub bude vysouvat, konat posuvný (translační) pohyb a tím zvedat kontejner s materiálem.

O rotační pohyby jednotlivých součástí jsem zajistil čepy, které budou zajištěny závlačkou anebo pojistným kroužkem. Čepové spoje je třeba kontrolovat na ohyb, stříh a otláčení.

Mezi hlavní nevýhody, řešení pohonu pohybovým šroubem jsou celkové rozměry pohonného ústrojí mechanismu. To by se však dalo řešit připojením pohybového šroubu na výstupní hřídel, která by vedla ze spalovacího motoru.



Obr.5.: 3D schéma mechanismus

6.3. Rozbor jednotlivých dílů

Velkou inspiraci v provedení mechanismu jsem čerpal od firmy Hyva. Na obrázku 5, je zobrazen sklápěcí mechanismus ve 3D modelu [17] a s popisem nejdůležitějších součástí, jak bych je použil a nahradil.

6.3.1. Rám

Celý rám je rozdělen na 2 části. Konstrukce rámu tvoří v mém případě základní nosný prvek kontejnerového nosiče. Jeho hlavním úkolem je zachytit veškeré silové účinky vznikající při provozu zařízení, tzn. nakládání, převoz, skládání nebo vysypávání kontejneru.

Rám je z celé této konstrukce nejnamáhavějším prvkem a je nutné zajistit dostatečnou tuhost a pevnost zařízení během jeho provozu. Svařenec rámu je převážně tvořen z polotovarů, jejichž využití je jednoduché a zejména ekonomické. Tvoří ho I, L, U a duté čtvercové profily. Zbytek konstrukce tvoří výpalky plechů různých tloušťek a rozměrů, které jsou posléze ohýbány do potřebných tvarů [2].

Pracovní rám plní na kontejnerovém nosiči více funkcí najednou. Hlavní funkcí je natahování a vyklápění kontejneru. Sekundární funkcí je pojištění kontejneru proti pohybu během přepravy, jeho součástí je též rám hákového manipulátoru.

6.3.2. Pohybový šroub

Pohybový šroub je základní součástí celého zvedacího mechanismu. Za pomoci matice pohybového šroubu se bude šroub posouvat a zvedat kontejner. Některé části budou uloženy v ložiskách od firmy SKF [15], která vyrábí všechny druhy ložisek a pro můj případ by měla stačit soudečková ložiska, která jsou vhodná pro vysoké otáčky a jsou odolná vůči velkému axiálnímu i radiálnímu zatížení. Pro přenos síly z motoru a nakládání matice jsem vybral homokinetický kloub s pružnými podložkami, které zamezí přenosu vibrací.

Pohybový šroub se bude nacházet přímo pod kontejnerem, a proto bude vystaven velkým množstvím nečistot. Celý šroub by měl být chráněn plastovým krytem před znečištěním.

Důležitou součástí bude maznice, která bude mazat šroub, aby nedošlo k zadření a rychlému opotřebením. Závit bude rovnoramenný z důvodu obousměrného chodu. Celý návrh a velikost je popsána v kapitole Pohybový šroub.

6.3.3. Pomocný hák

Natahovací hák slouží ke složení a naložení kontejneru ze země. Oko na kontejneru se dělá od 30 mm do 50 mm dle své třídy. Hákový rám se během odvalování kontejneru zasouvá (při vykládání) nebo vysouvá (při nakládání) z odvalovacího rámu. Hákový rám se skládá ze dvou částí: uchycovacího háku a posuvného ramene ve tvaru L. Kloub je v takovém případě umístěn v bodě, kde posuvné rameno svírá úhel, a umožňuje tím zmenšit úhel náklonu kontejneru při odvalování. Hákový rám je vyroben z materiálu, který

je velmi odolný v tahu i proti opotřebení. Celý tento systém je ovládán pomocí hydrauliky, jelikož je to nejlepší řešení vůči variabilitě, které pohybový šroub nedosáhne (obr.6)[1].

6.3.4. Matice pohybového šroubu

Tato matice zajišťuje silový převod z rotačního pohybu šroubu na posuvný, který potřebuji ke zvednutí kontejneru. Slouží jako podpora šroubu a zajištění k rámu.

6.3.5. Rolna

Rolna v zadní části slouží k usměrnění kontejneru a k jeho plynulému natahování nebo sundávání. Pro mechanické zajištění kontejneru proti pohybu do boků při odvalování slouží již výše zmíněné boční odvalovací rolly. Pro zajištění kontejneru proti pohybu do boku i ve směru při sklápění a transportu slouží hydraulicky ovládané zarážky (obr.7)[2].



Obr.6.: Pomocný hák



Obr.7.: Rolna a zajištění kontejneru

6.3.6. Pohon

Pro pohyb pohybového šroubu bylo nutné přizpůsobit pohon i převodový mechanismus, který sníží otáčky motoru a zvýší točivý moment, aby šroub zvedl těžké věci.

Na výběr jsou dvě možnosti pohonu a to buď síla přímo z motoru auta, nebo elektromotor. Nevýhoda automobilu je, že musí být motor neustále nastartovaný a při dnešních globálních problémech je toto řešení velmi neekologické. Elektromotor by tento problém vyřešil a to tím, že bychom do auta namontovali akumulátory. Během jízdy by se v akumulátorech hromadila energie, která by se během zvedání použila.

Vzhledem k velikosti pohonu a vyvážení mechanismu jsem jako první zvolil planetovou převodovku. Výhoda by byla zachování kompaktních rozměrů a těžiště, jelikož bych ji mohl namontovat co nejbližší ose pohybového šroubu. Bohužel toto řešení přesahovalo rámec bakalářského studia a tak jsem mohl volit pouze mezi šnekovou a předlohovou koaxiální převodovkou. Z důvodu nutnosti plynulého a kontinuálního přenosu s možností redukce jsem zvolil dvoustupňovou koaxiální převodovku.

Převodovka s elektromotorem bude umístěná přímo proti pohybovému šroubu a část bude pod kabinou vozu, jelikož je poměrně dlouhá. Mazání bude prováděno broděním. Celý mechanismus pohonu je podrobně popsán a navrhnut v kapitole Návrh pohonu.

7. Praktická část

V této části mé bakalářské práce se věnuji výpočtům, kontrolou bezpečnosti jednotlivých součástí a návrhem rozměrů.

8. Pohybový šroub

8.1. Návrh pohybového šroubu

Dle zadání je hlavní pohyb mechanismu zajišťován převodovou dvojicí pohybový šroub a matice.

8.2. Stanovení základních rozměrů

Principem pohybového šroubu je převést rotační pohyb na pohyb translační. Návrh pohybového šroubu jsem prováděl pomocí literatury [3],[7], kde jsem postupoval dle jednotlivých kroků. Zvolené a doporučené hodnoty jsem též našel ve stejné literatuře.

Jako první jsem provedl volbu materiálu, ze kterého bude šroub a matice vyrobeny. Zvolil jsem ocel ČSN 12 050, kterou v návrhu budu dále uvažovat pro výpočty rozměrů šroubu a matice. Profil závitu byl zvolen, vzhledem k symetricky střídavému namáhání, jako normovaný lichoběžníkový dle ČSN 01 4050, značený Tr d×P, kde d značí daný jmenovitý průměr a P zvolenou rozteč. [7].

Základní návrh pohybového šroubu je střední průměr závitu, určený z namáhání na tlak, který je zapříčiněn zatížením matice pohybového šroubu.

$$d'_2 = \sqrt{\frac{F_{zv}}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot p_{DOV}}} = \sqrt{\frac{1,5 \cdot 10^5}{\pi \cdot 0,5 \cdot 2,2 \cdot 10}} = 65,88mm \quad (1)$$

p_{DOV} = střední tlak (napětí) v závitech, dle doporučené tabulky volím pro kontakt oceli s ocelí $p_d=10$ N.mm⁻²; F_{zv} značí osovou sílu v pohybovém šroubu-zvolena pro zvednutí kontejneru o hmotnosti 15 t; ψ_H voleno dle literatury rovno 0,5 a parametr $\psi_h=2,2$ dle tabulky[].

Z návrhového výpočtu $d'_2=65,9$ mm, byl zvolen rozměr $d_2 = 70$ mm, s ohledem na dostupné velikosti normovaných profilů zvoleného závitu (dle normy ČSN 01 4050).[7] Další rozměry jsem uvedl do tabulky kvůli lepší přehlednosti. Uvedeny jsou v tabulce (1).

Tab. 1 – Rozměry a parametry pohybového šroubu

Rozměr	Výsledná velikost
Střední průměr závitu (d_2)	70 [mm]
Vnější průměr šroubu (d)	75 [mm]
Průměr jádra (d_3)	64 [mm]
Vnitřní průměr matice (D_1)	65 [mm]
Počet chodů (i)	1 [-]
Rozteč (p)	10 [mm]
Výška profilu (H_1)	5 [mm]
Průřez jádra (pro kontrolu) (S_3)	3217 [mm ³]
Součinitel tření (ocel-ocel) (f)	0,11 [-]
Dovolený tlak v závitech (p_{DOV})	10 [MPa]
Dovolené napětí v tlaku/tahu (σ_{DOV})	230 [N.mm ⁻²]

Počet chodů jsem zvolil, abych zachoval samosvornost závitu. Důvodem je zaručení stability mechanismu.

8.3. Počet závitů, výška matice a stanovení základních úhlů

Dle literatury jsem v dalším kroku vypočetl potřebné úhly jako úhel stoupání γ a úhel boku β_n profilu a úhlu třecího, značeného φ' . Úhly jsem určil ze vztahů uvedené v literatuře [7].

$$tg \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} \rightarrow \gamma = \arctg \left(\frac{1 \cdot 10}{\pi \cdot 70} \right) = 2,36^\circ \quad (2)$$

$$tg \beta_n = tg \beta \cdot \cos \gamma \rightarrow \beta_n = \arctg (tg(15^\circ) \cdot \cos(2,36^\circ)) = 14,58^\circ \quad (3)$$

$$tg \varphi' = f' = \frac{f}{\cos \beta_n} \rightarrow \varphi' = \arctg \left(\frac{0,11}{\cos(14,58^\circ)} \right) = 6,30^\circ \quad (4)$$

Přibližná hodnota β je určena dle doporučení pro závit s profilem Tr jako $\beta=15^\circ$.

Dále jsem určil výšku matice h a počet činných závitů z'_c .

$$h = \psi_h \cdot d_2 = 2,2 \cdot 70 = 154 \text{ mm} \quad (5)$$

$$z'_c = \frac{h}{p} = \frac{154}{10} = 16 \text{ [závitů]} \quad (6)$$

Doporučení uvádí, že pro $z > 8$ se počet činných závitů uvažuje v rozmezí $z_c = (8 \div 10)$. V mém případě je ($z=15,4$) tedy pro další kontroly uvažuji $z_c = 10$.

8.4. Kontroly pohybového šroubu

8.4.1. Kontrola na tlak a krut a celková bezpečnost

1. základní kontrola je na otláčení činných závitů. [7]

$$p = \frac{Q}{z_c \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_{DOV} \quad (7)$$

$$p = \frac{1,5 \cdot 10^5}{10 \cdot \pi \cdot 70 \cdot 5} = 9,64 \text{ MPa} < p_{DOV} = 10 \text{ MPa} \quad (8)$$

Kde $Q=F_{zv}=1,5 \cdot 10^5 \text{ N}$ a hodnoty d_2 , H_1 a z_ξ jsou uvedeny v tabulce (Tab.1.). Podmínka na otláčení závitů je splněna.

Zkontroloval jsem celý dřík šroubu. Obnáší to určení napětí v tlaku v jádře součásti, napětí v krutu, redukované napětí a následnou bezpečnost. Hodnota dovoleného napětí je dle literatury pro můj zvolený materiál, kterým je ocel třídy ČSN 12.050 rovna mezi kluzu $\sigma_{Kt} = 345 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ snížené o hodnotu bezpečnosti $k=1,5$, tedy $\sigma_{DOV} = 230 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. [9]

Tlakové napětí

$$\sigma = \frac{F_{zv}}{S_3} = \frac{F_{zv}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{1,5 \cdot 10^5}{\frac{\pi \cdot 64^2}{4}} = 46,63 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (9)$$

Napětí v krutu.

$$\tau = \frac{M_{kš}}{W_{kš}} \quad (10)$$

$$\tau = \frac{Q \frac{1}{2} d_2 \text{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi d_3^3}{16}} = \frac{1,5 \cdot 10^5 \cdot 70 \cdot \text{tg}(2,36^\circ + 6,30^\circ)}{\frac{\pi \cdot 64^3}{16}} \quad (11)$$

$$= 16,34 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Z napětí v krutu a tlaku jsem následně určil redukované napětí dle hypotézy Trescovy ($\alpha=2$).

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + (\alpha\tau)^2} = \sqrt{46,62^2 + (2 \cdot 16,34)^2} = 56,94 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (12)$$

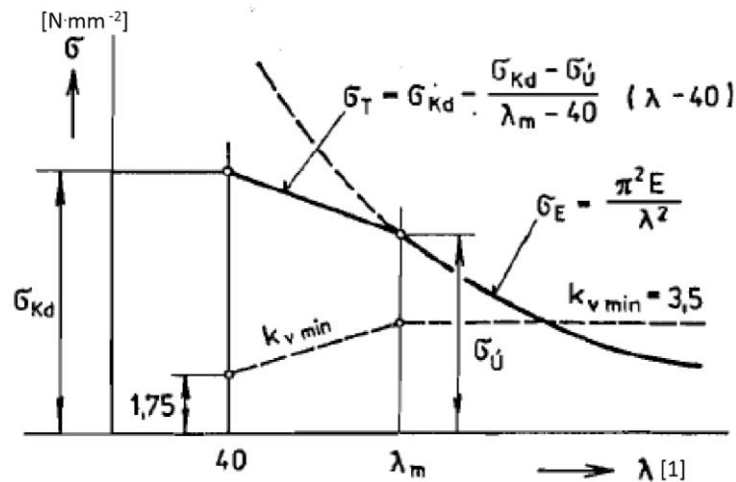
Porovnáním hodnoty redukovaného napětí a napětí dovoleného jsem určil výslednou bezpečnost, která nesmí být menší než 1,75. Tento mechanismus však nebude namáhán na tlak a krut, ale také na vzpěr, a proto jsem i toto namáhání zkontroloval.

$$k = \frac{\sigma_{Dov}}{\sigma_{red}} = \frac{230}{56,94} = 4,04 > k_{min} = 1,75 \quad (13)$$

8.4.2. Kontrola na vzpěr

Při rozhodování zda-li je tato kontrola nutná je vidět na diagramu (obr. 8), který rozděluje napětí v závislosti na štíhlostním poměru nosníku (můj šroub) na oblast řešení dle Eulera, Tetmajera a oblast čistého tlaku.

Štíhlostní poměr λ lze určit ze vztahu (14). Kontrola na vzpěr je nutná od $\lambda_{mez}=60$.



Obr. 8.: Diagram pro určení štíhlostní

$$\lambda = \frac{l_v}{i_x} = \frac{\mu \cdot L}{\frac{1}{4} \cdot d_3} = \frac{(1 \cdot 1500)}{0,25 \cdot 63} = 93,75 > \lambda_{mez} \quad (14)$$

Z uvedeného výpočtu vyplývá, že hodnota λ_{mez} byla nižší než hodnota vypočtená, a proto ke vzpěru dojde. Bezpečnost určíme dle vztahu (15) a (16). Podle literatury je minimální bezpečnost pro vzpěr 3,5. Hodnota je $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda} = \frac{\pi^2 \cdot E}{93,75} = 231,32 \text{ Mpa} \quad (15)$$

$$k_v = \frac{\sigma_E}{\sigma_d} = \frac{231,3}{46,63} = 4,96 > 3,5 \quad (16)$$

Podmínka bezpečnosti na vzpěr je také splněna.

8.4.3. Energetické poměry na šroubu

Účinnost závitové dvojice je dána vztahem:

$$\eta_z = \frac{\text{tg}(\gamma)}{\text{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\text{tg}(2,36^\circ)}{\text{tg}(2,36^\circ + 6,30^\circ)} = 0,27 \rightarrow 27\% \quad (17)$$

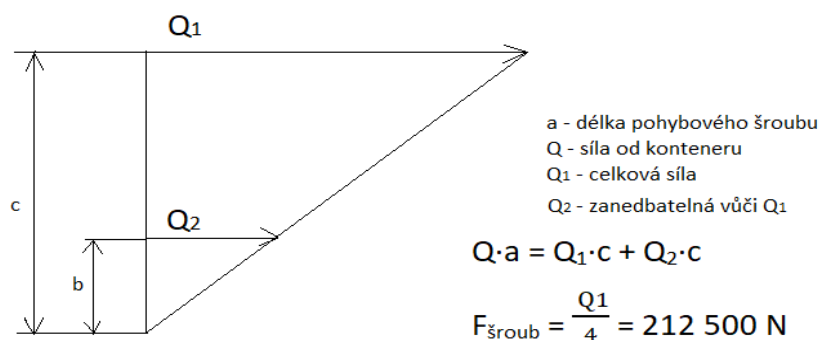
Pomocí tohoto parametru jsem dopočítal celkovou účinnost převodového mechanismu, která je 49 % a podle které je vybrán motor pro pohon. Další výpočty jsou již v technické zprávě pohonu, kde je i rychlost pohybového šroubu.

9. Šroub předejpatý

9.1. Určení síly a počtu šroubů

Dle použité literatury, [3], jsem postupoval ve výpočtu předejpatého šroubového spojení.

Nejdůležitější částí je určení síly, která na spoj bude působit. V mém případě jsem sílu odvodil ze zvedání kontejneru a zakreslil do pravoúhlého trojúhelníku, z kterého jsem následně určil celkovou působící sílu (dle mého schématu na obr. 9.).



Obr.9.: Schéma působení sil na předejpatém šroubu

$Q_1=8,5.10^5 \text{ N}$, vypočtenou z mechanického schématu. Tato síla bude snížena o hodnotu tíhy samotného pohybového šroubu. Ta je však vůči síle F zanedbatelná (přibližně $1,8.10^3 \text{ N}$), a tak jsem ji ve svých výpočtech zanedbal. Zvolil jsem si počet šroubů $N=4$ a na jednotlivé šrouby tím bude působit $\frac{1}{4}$ celkové síly Q . $F_{\text{šro}}=212\,500 \text{ N}$.

Určení základních parametrů šroubu

Návrh spojení jsem určoval dle postupu v literatuře [3]. Nejprve jsem si určil materiál a součinitel tření f , který jsem zvolil $0,14$ a materiálem z důvodu menšího počtu šroubů je ocel 13 240 ČSN. Parametry zvolených šroubů pevnostní třídy 12.9 jsou mez pevnosti $\sigma_{pt}=1180 \text{ N.mm}^{-2}$, mez kluzu $\sigma_{kt}=1060 \text{ N.mm}^{-2}$, a mez únavy $\sigma_{c(-1)}=390 \text{ N.mm}^{-2}$. Modul pružnosti E je uvažován $2,1.10^5 \text{ N.mm}^{-2}$. Dále jsem si zvolil potřebné součinitele jako součinitel předpětí $q_z=1,3$, koeficient $k_\kappa=1,2$ a míra využití meze kluzu $v=1/k=0,85$ (k je bezpečnost). Poté jsem vše dosadil do vztahu (18)

$$d_3^2 = \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot k_\kappa \cdot (1+q_z)}{\pi \cdot v \cdot \sigma_{kt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,125 \cdot 10^5 \cdot 1,2 \cdot (1+1,3)}{\pi \cdot 0,85 \cdot 1060}} = 28,79 \text{ mm} \quad (18)$$

V tabulkách jsem podle minimálního průměru dříku šroubu dohledal rozměr šroubu. [8] Jako první jsem zvolil rozměr M30×1, ale tento šroub nesplňoval dynamickou kontrolu, a tak jsem použil šroub M36×1. Ve strojnických tabulkách jsem dohledal zbylé rozměry tohoto závitu (Tab.2- Rozměry šroubu M36x1), a z nich dopočítal dle vzorců z literatury [7] parametry P , γ , δ_n , ϕ' . V desce jsem zvolil díry pro tyto šrouby 36H12.

Tab. 2. – Rozměry šroubu M36x1

Rozměr	Výsledná velikost
Střední průměr závitu (d_2)	35,35 [mm]
Vnější průměr šroubu (d)	36 [mm]
Průměr jádra (d_3)	34,773 [mm]
Rozteč (P)	1 [-]
Průřez jádra (pro kontrolu) (S_3)	949,67 [mm ³]

$$\gamma = \arctg\left(\frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1 \cdot 1}{\pi \cdot 35,35}\right) = 0,516 \text{ rad} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_n &= \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma \rightarrow \beta_n = \arctg(\operatorname{tg}(30^\circ) \cdot \cos(0,516 \text{ rad})) \\ &= 0,52 \text{ rad} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = f' = \frac{f}{\cos \beta_n} \rightarrow \varphi' = \arctg\left(\frac{0,14}{\cos(0,52)}\right) = 0,16 \text{ rad} \quad (21)$$

Další částí výpočtu je stanovení tuhostí přitěžovaných a odlehčovaných prvků. V tomto případě je přitěžovaným „1“ prvkem dřík šroubu, odlehčovaným „2“ deska. Plocha dříku šroubu S_3 je uvedena v tabulce (Tab. 1). Velikost náhradní namáhané trubky v desce je 2,25krát větší než průměr otvoru pro šroub D_{otv} .

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_s} = \frac{1}{E} \cdot \frac{l_1}{S_3} = \frac{16,2}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 949,7} \rightarrow C_1 = 1,23 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_2} &= \frac{1}{C_d} = \frac{1}{E} \cdot \frac{l_1 \cdot 4}{\pi \cdot D_{otv}^2 (2,25^2 - 1)} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \frac{30,8}{\pi \cdot 37^2 (2,25^2 - 1)} \rightarrow \\ &\rightarrow C_2 = 36,7 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \end{aligned} \quad (23)$$

Poměr tuhosti C_2/C_1 vyšel 29,76 a to splňuje podmínku, že je větší než 5, kterou uvádí literatura [7]. Podložky jsem volil vysokopevnostní z důvodu rychlého vymačkání a vzniku vůle.

9.2. Montážní předpětí

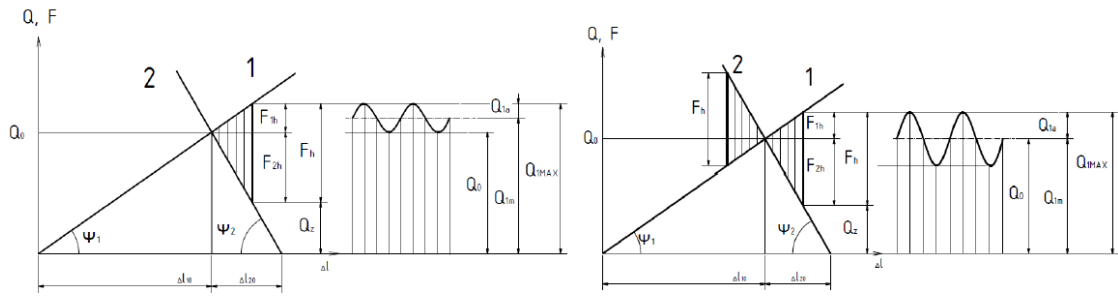
Výpočty jsem opět prováděl dle postupu v literatuře [3],[6],[7].

$$Q_0 = \left(q_z + \frac{C_2}{C_1 + C_2}\right) F_{šro} = \left(1,3 + \frac{36,7}{1,23 + 36,7}\right) 2,125 \cdot 10^5 = 481,84 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (24)$$

Montážní předpětí je rovno střední hodnotě Q_m . Hodnotu amplitudy zatěžování lze určit takto:

$$Q_a = \left(\frac{C_1}{C_1 + C_2}\right) F_{šro} = \left(\frac{1,23}{1,23 + 36,7}\right) 2,125 \cdot 10^5 = 3,4 \cdot 10^3 \text{ N}. \quad (25)$$

Vše je zobrazeno v tomto diagramu (Obr.10.).



Obr. 10.: Provozní silový cyklus

V dalším výpočtu jsem určil hodnotu nejvyššího dosahovaného napětí. Nejdříve jsem však vypočetl z σ_m a σ_a .

$$\sigma_m = \frac{Q_m}{S_3} = \frac{(485,3) \cdot 10^3}{949,7} = 511,01 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (26)$$

$$\sigma_a = \frac{Q_a}{S_3} = \frac{(3,45) \cdot 10^3}{949,7} = 3,64 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (27)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a = 514,65 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (28)$$

Šroub je však namáhán i na krut smykovým napětím τ . Výsledná hodnota maximálního napětí ve šroubu je potom určena jako σ_{red} . Koeficient α jsem zvolil dle hypotézy Trescovy (τ_{max}) roven 2.

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi)}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{481,84 \cdot 10^3 \cdot \frac{35,35}{2} \cdot \text{tg}(0,516 + 0,16)}{\frac{\pi \cdot 34,77^3}{16}} = 176,28 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (29)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{514,65^2 + 2^2 \cdot 176,28^2} = 623,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (30)$$

9.3. Bezpečnost

Nejprve jsem vypočetl dynamickou kontrolu, kterou jsem opět provedl pomocí vztahů nalezených v literatuře [3].

Hodnota snížené meze únavy pro zvolený materiál je $\sigma_{c(-1)} = 390 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Parametr Φ , součinitel citlivosti na vrub, jsem zvolil s doporučením z literatury 4,5.

$$\sigma_{c(-1)}^k = \frac{\sigma_{c(-1)}}{\Phi} = \frac{390}{4,5} = 78 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (31)$$

$$\psi_\sigma^k = \frac{0,02 + 2 \cdot \sigma_{pt} \cdot 10^{-4}}{\Phi} = \frac{0,02 + 2 \cdot 1180 \cdot 10^{-4}}{4,5} = 0,052 \quad (32)$$

Bezpečnost proti tahu k_σ a proti smyku k_τ jsou použity k výpočtu celkové dynamické bezpečnosti k .

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{c(-1)}^k - \psi_\sigma^k \cdot \sigma_{Q_0}}{\sigma_a} = \frac{78 - 0,052 \cdot 507,38}{3,64} = 13,61 \quad (33)$$

$$k_\tau = \frac{\sigma_{kt} \cdot 0,57}{\tau} = \frac{1060 \cdot 0,57}{176,28} = 3,43 \quad (34)$$

$$k = k_\sigma \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{k_\tau^2}} = 2,25 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{13,61^2}} = 2,3 \quad (35)$$

Výsledná dynamická bezpečnost je 2,3. Tato hodnota je lehce vyšší než doporučovaná. K posouzení bezpečnosti jsem použil Smithův diagram uvedený v literatuře [3].

Spojení jsem zkontroloval i posouzením vlivu krutu při dosažení předpětí a maximálního zatížení. Opět jsem použil Trescovu hypotézu.

Pro předpětí platí:

$$k_{x0} = \sqrt[2]{1 + \alpha^2 \cdot \left(2 \cdot \frac{d_2}{d_3} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)\right)^2} = \sqrt[2]{1 + 2^2 \cdot \left(2 \cdot \frac{35,35}{34,77} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)\right)^2} = 1,11 \quad (36)$$

Pro maximální napětí platí:

$$x = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{Q0}} = \frac{514,65}{507,38} = 1,01 \quad (37)$$

$$k_{xm} = \sqrt[2]{1 + \frac{\alpha^2}{x^2} \cdot \left(2 \cdot \frac{d_2}{d_3} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)\right)^2} \Rightarrow \text{Bezpečnost je stejná jako při předpětí.} \quad (38)$$

Obě bezpečnosti splňují podmínku > 1 .

10. Čep

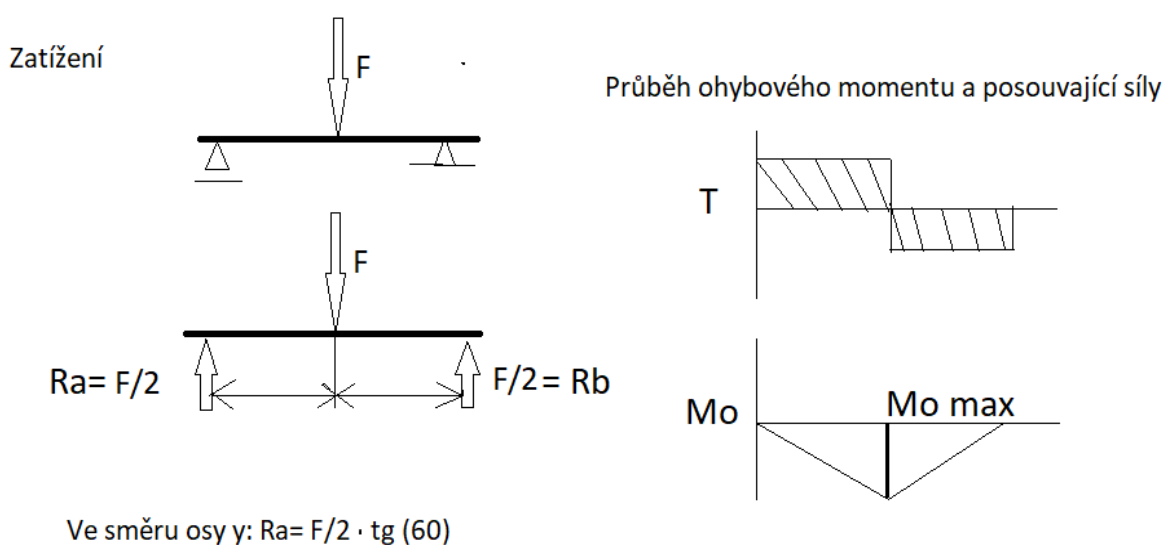
Nedílnou součástí celého mého mechanismu jsou čepy. Slouží k naklopení celého pomocného rámu s hákem a zajištění některých součástí.

10.1. Volba materiálu

Materiál, který jsem zvolil pro všechny čepy je ocel ČSN 12 050. Vlastnosti této oceli jsou mez kluzu, $\sigma_{Kt} = 345 \text{ N.mm}^{-2}$, dovolené napětí v ohybu $\sigma_{Dov} = 170 \text{ N.mm}^{-2}$ [9],[18]. Hodnoty použijeme k výpočtu kontroly čepu na ohyb, otláčení, stříh a vypočteme navrhovaný průměr čepu.

10.2. Výpočet reakcí a maximální momentu

Výpočet reakcí v podporách je jednoduchý, jelikož si můžeme čep představit jako nosník na dvou pevných podporách. Síla, která na čep bude působit leží v ose symetrie a tím pádem jsou obě reakce v podporách stejně velké a z nich si poté odvodíme maximální ohybový moment (obr.11.).



Obr.11.: Odvození reakčních sil a ohyb

10.3. Návrh průměru čepu, kontrola na stříh

V tomto výpočtu jsem zabýval jen čepem, který je umístěn ve spodní části, kde končí pohybový šroub. V tomto místě jsem věděl, jaká síla mi na tento čep bude působit. Ostatní čepy by chtěli spočítat na základě těchto vzorců [7],[8], ale nebyl jsem jist silou, která na ně může působit.

Ohyb

$$M_{o\max} = \frac{F}{2} \cdot \frac{L_{\text{čep}}}{2} = \frac{150000}{2} \cdot \frac{1800}{2} = 6\,750\,000 \text{ Nmm} \quad (39)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} < \sigma_{dov} \quad (40)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (41)$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{M_{o\max} \cdot 32}{\sigma_{dov} \pi}} = \sqrt[3]{\frac{75000 \cdot 32}{170\pi}} = 159,3 \text{ mm} \quad (42)$$

Hodnota průměru čepu je navrhovaná hodnota a síla, která na něj bude působit bych volil větší. Zvolil jsem 160 mm

Stříh

$$\tau_s = \frac{F}{2S_{\text{čep}}} < \tau_{dov} \quad (43)$$

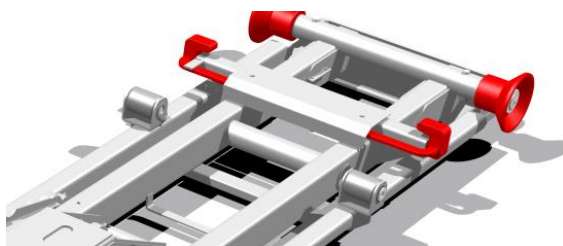
$$\tau_s = \frac{150000}{2 \left(\frac{\pi d^2}{4} \right)} = 9,8 \text{ Mpa} < 40 \text{ Mpa} \quad (44)$$

Podmínka na stříh je splněna.

11. Rám

Rám bude po pohybovém šroubu nejnamáhavější součástí celého mechanismu, a proto je důležité, aby svary, kterými budou jednotlivé profily a plechy spojeny správně naddimenzovány.

Vybral jsem si svaření boční rolny k rámu. Bude zde kombinace smyku a tahu (obr. 12).



Obr. 12.: Boční rolna

Jako první si musíme určit sílu, která na svar bude působit. Nejhorší případ, který nastane je dle mého uvažování síla působící pod úhlem 30 stupňů. Dovolené napětí je pro ocel ČSN 12 050 $\sigma_{Dov} = 170 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$. Rozměry jsou výška svaru $a=15 \text{ mm}$ a délka rolny $l = 200 \text{ mm}$. Síla $F= 150\,000 \text{ N}$, odvozeno od hmotnosti kontejneru a nákladu uvnitř.

11.1. Výpočet sil a tahového a smykového napětí

$$F_t = F \cdot \sin\alpha = 150000 \cdot \sin 30 = 75\,000 \text{ N} \quad (45)$$

$$F_s = F \cdot \cos\alpha = 150000 \cdot \cos 30 = 129\,903,8 \text{ N} \quad (46)$$

$$\tau_s = \frac{F_s}{\sqrt{2} \cdot a \cdot l} = \frac{129\,903,8}{\sqrt{2} \cdot 2 \cdot 15 \cdot 200} = 15,3 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \quad (47)$$

$$\tau_t = \frac{F_t}{\sqrt{2} \cdot a \cdot l} = \frac{75\,000}{\sqrt{2} \cdot 2 \cdot 15 \cdot 200} = 8,83 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \quad (48)$$

Pro obě smyková napětí musí platit podmínka, že jsou menší než $0,5 \cdot \sigma_{Dov}$. Tato podmínka je splněna v obou případech, jelikož obě hodnoty jsou menší než $85 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$. Následovalo určení koeficientů $\alpha_t = 0,75$ a $\alpha_s = 0,65$ dle literatury [7]

$$\tau_{sv} = \sqrt{\left(\frac{\tau_t}{\alpha_t}\right)^2 + \left(\frac{\tau_s}{\alpha_s}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{8,83}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{15,3}{0,65}\right)^2} = 26,31 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \quad (49)$$

$$k = \frac{\sigma_{Dov}}{\tau_{sv}} = \frac{170}{26,31} = 6,46 \quad (50)$$

Výsledná bezpečnost je dostatečná. Tímto způsobem by se počítali i ostatní svary celého rámu, ale to by daleko přesahovalo rozsah mé bakalářské práce, a proto jsem je dále nepočítal.

12. Návrh pohonu

Navrhnete pohonné ústrojí (převodovku) pro předem známé parametry.

12.1. Návrh a výběr elektromotoru

Zadány jsou tyto hodnoty z výpočtů pohybového šroubu kde $P_{\text{výstup}} = 4,73 \text{ kW}$, $\eta = 0,49$ a z nich jsem schopen vyjádřit minimální výkon elektromotoru P' (1) a otáčky na výstupu (2).

$$P' = \frac{P_{\text{výst}}}{\eta} = \frac{4,73}{0,49} = 9,265 \text{ kW} \quad (51)$$

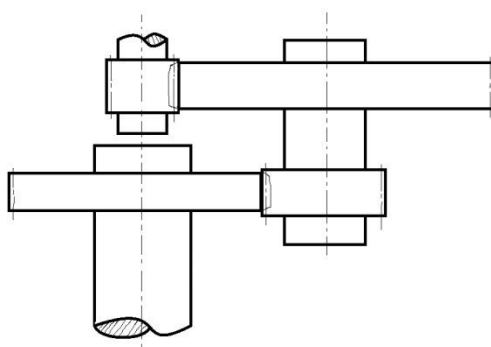
$$n_{\text{výst}} = \frac{60 \cdot v_b}{\pi D b} = \frac{60 \cdot 3,2}{0,3 \cdot \pi} = 67,677 \text{ ot/min} \quad (52)$$

Zvolil jsme asynchronní elektromotor 1LE1003-1DB4 s rozběhem do zátěže od firmy Siemens [10] s jmenovitým výkonem $P = 12 \text{ kW}$ otáčkami $n = 1475 \text{ min}^{-1}$ a s kroutícím momentem $M_{k_{\text{elm}}} = 97 \text{ Nm}$. Elektromotor je nastaven na větší výkon z důvodu plného naložení kontejneru s odpadky a případného přeložení maximální přípustnou hmotností.

12.2. Návrh převodovky

12.2.1. Výpočet převodového poměru a počtu zubů

Převodový poměr je rozdělen mezi ozubená kola 1,2 a 3,4. Pro koaxiální převodovku platí, že vstupní a výstupní hřídel jsou v jedné ose a v dané vzdálenosti je předloková hřídel viz. obr. 13. [11].



Obr.13.: Schéma koaxiální převodovky

Určení celkového převodového poměru převodovky pro pohon

$$i_p = \frac{n_{\text{elm}}}{n_{\text{výst}}} = \frac{1475}{67,677} = 22,01 \quad (53)$$

Převodové poměry se dle skript [11] se musí pohybovat pro jednotlivá soukolí v rozmezí hodnot 1 až 5. Výpočtem jednotlivých převodových poměrů je řešení této soustavy rovnic.

$$i_a = p + i_b \quad (54)$$

$$i_a \cdot i_b = i_{celk} \quad (55)$$

$$i_b^2 + p \cdot i_b - i_{celk} = 0 \quad (56)$$

Kde parametr $p=2,7$ označuje zvolenou hodnotu rozdílu mezi jednotlivými převodovými poměry.

Výsledek soustavy rovnic je:

$$i_{12} = 6,23$$

$$i_{34} = 3,53$$

Zvolené hodnoty splňují podmínku, že nejsou soudělnými celými čísly a $i_{12} > i_{34}$. Kontrolou je, že pokud se následné vynásobení převodových poměrů od původního liší do $\pm 4\%$ [11].

$$\text{Zvoleno: Pastorek 1 } z_1 = 24 \text{ zubů} \quad (57)$$

$$\text{Pastorek 3 } z_3 = 21 \text{ zubů} \quad (58)$$

$$\text{Výpočet: Kolo 2 } z_2 = z_1 \cdot i_{12} = 24 \cdot 6,23 = 150 \text{ zubů} \quad (59)$$

$$\text{Kolo 4 } z_4 = z_3 \cdot i_{34} = 21 \cdot 3,53 = 74 \text{ zubů} \quad (60)$$

Podmínka $z_1 \geq z_3$ je splněna.

12.2.2. Krouticí momenty a otáčky na hřídelích

Krouticí moment (M_k) na jednotlivých hřídelích (zaokrouhleno):

$$M_{k1} = \frac{P_{elm}}{2 \cdot \pi \cdot n_{elm} / 60} \cdot 1000 = \frac{12}{2 \cdot \pi \cdot 1475 / 60} \cdot 1000 = 97 \text{ Nm} \quad (61)$$

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_{12} \cdot n_{12} = 97 \cdot 6,23 \cdot 0,98 = 592,2 \text{ Nm} \quad (62)$$

$$M_{k3} = M_{k2} \cdot i_{34} \cdot n_{34} = 592,2 \cdot 3,53 \cdot 0,98 = 2051,9 \text{ Nm} \quad (63)$$

Otáčky na jednotlivých hřídelích (zaokrouhleno):

$$n_I = n_{elm} = 1475 \text{ min}^{-1} \quad (64)$$

$$n_{II} = n_I \cdot \frac{1}{i_{12}} = \frac{1475}{6,23} = 236,7 \text{ min}^{-1} \quad (65)$$

$$n_{III} = n_{II} \cdot \frac{1}{i_{34}} = 67,1 \text{ min}^{-1} \quad (66)$$

12.2.3. Volba materiálu

Materiál jsem volil takový, aby odolal vysokému a častému zatěžování. Převodové ústrojí je sice kompaktní, ale působí na něj větší síly. Vybral jsem ocel ČSN 14 140, která je nitrocementována a kalena. Vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 3 dle skript [11].

Pro kola i pastorky je zvolen stejný materiál.

Tab.3.-Vlastnosti materiálu

Materiál		14 140	
mez únavy v ohybu	σ_{Flimb}	740	Nmm ⁻²
mez únavy v dotyku	σ_{Hlimb}	1288	Nmm ⁻²

12.2.4. Návrhový výpočet modulů ozubení

Návrhový výpočet modulů ozubení je založen na metodě podle Bacha – ČSN 01 4686 [11]. Koeficienty použité ve vzorci (17) jsou:
 $f_p=18$; $K_f=k_a \cdot k_{H\beta}$; $k_a=1$; $b_{wF}/m_n=20$; $\sigma_{fp}=444 \text{ N.mm}^{-2}$
 koeficient $k_{H\beta}$ jsem určil dle grafu ve skriptu [11].

Modul pro soukolí 1-2.

$$m_{n12}' = f_p^3 \sqrt[3]{\frac{k_f M_{K1}}{b_{wF} z_1 \sigma_{fp}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,31 \cdot 97}{20 \cdot 24 \cdot 444}} = 1,52 \rightarrow \text{volím } m_{n12} = 1,5 \quad (67)$$

Modul pro soukolí 3-4, kde působí M_{k2} .

$$m_{n34}' = f_p^3 \sqrt[3]{\frac{k_f M_{K2}}{b_{wF} z_3 \sigma_{fp}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,22 \cdot 592,2}{20 \cdot 21 \cdot 444}} = 2,81 \rightarrow \text{volím } m_{n34} = 2,75 \quad (68)$$

12.2.5. Návrh úhlů sklonu zubů

Pro výpočty jsem zvolil následující hodnoty – úhel záběru – $\alpha = 20^\circ$, úhly sklonu zubu ozubených kol – $\beta_{12} = 12^\circ$; $\beta_{34} = 10^\circ$, srovnávací ohybové napětí $c = 8 \text{ Nmm}^{-2}$, poměrná šířka ozubení $\psi = 20$, $K_H = 2$. Všechny tyto parametry jsem zvolil dle normy ČSN 01 4686 [11].

12.2.6. Návrh průměrů hřídelí

Vzorec pro výpočet průměru byl odvozen z namáhání kruhového profilu v krutu s $\tau_{D1} = 25 \text{ MPa}$, $\tau_{D2} = 35 \text{ MPa}$, $\tau_{D3} = 50 \text{ MPa}$.

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{D1}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 97}{\pi \cdot 25}} = 27,08 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } d_1 = 30 \text{ mm} \quad (69)$$

$$d'_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{D2}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 592,2}{\pi \cdot 35}} = 45,84 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } d_2 = 50 \text{ mm} \quad (70)$$

$$d'_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M k_3}{\pi \cdot \tau_{D3}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2051,9}{\pi \cdot 50}} = 60,71 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } d_3 = 60 \text{ mm} \quad (71)$$

12.2.7. Výpočet rozměrů ozubených kol

Průměry roztečných kružnic jednotlivých ozubených kol:

$$\text{Pastorek1: } d_1 = \frac{m_{12} \cdot z_1}{\cos B_{12}} = \frac{1,5 \cdot 24}{\cos 12^\circ} = 36,8 \text{ mm} \quad (72)$$

$$\text{Pro kolo2: } d_2 = \frac{m_{12} \cdot z_2}{\cos B_{12}} = \frac{1,5 \cdot 150}{\cos 12^\circ} = 230,03 \text{ mm} \quad (73)$$

$$\text{Pastorek3: } d_3 = \frac{m_{34} \cdot z_3}{\cos B_{34}} = \frac{2,75 \cdot 21}{\cos 10^\circ} = 58,64 \text{ mm} \quad (74)$$

$$\text{Pro kolo4: } d_4 = \frac{m_{34} \cdot z_4}{\cos B_{34}} = \frac{2,75 \cdot 74}{\cos 10^\circ} = 206,64 \text{ mm} \quad (75)$$

Šířky ozubených kol:

$$\psi = 20$$

$$b_{w1} = b_{w2} + m_{12} = 30 + 1,5 = 30 \rightarrow 23 \text{ mm} \quad (76)$$

$$b_{w2} = \psi \cdot m_{12} = 20 \cdot 1,5 = 30 \rightarrow 24,5 \text{ mm} \quad (77)$$

$$b_{w3} = b_{w4} + m_{34} = 70 + 3,5 = 55 \text{ mm} \quad (78)$$

$$b_{w4} = \psi \cdot m_{34} = 20 \cdot 2,75 = 57,5 \text{ mm} \quad (79)$$

Je splněna podmínka, že musí být šířka pastorku vždy o mm větší než u kola. Šířka kola 2 a pastorku 1 byla příliš naddimenzovaná, a tak jsem ji snížil, ale bezpečnost je stále dostatečná (Tabulka Soukolí 1-2 - příloha).

12.3. Výpočet osové vzdálenosti a následné korekce

Předběžný návrh osové vzdálenosti mezi hřídelí 1-2 a 3-4 je součet roztečných kružnic a následně podělený dvěma. Moje hodnoty jsou $a'_{12} = 133,41 \text{ mm}$ a $a'_{34} = 132,64 \text{ mm}$. Z hodnot je patrné, že se sobě nerovnají, což je pro koaxiální převodovku nepřijatelné, jelikož ta musí mít obě osové vzdálenosti stejné. Tedy je nutná korekce ozubení.

Dle normy ČSN 03 1014 bych měl vybrat normalizovanou hodnotu dle tabulky ve skriptu [11], ale pro speciální konstrukce se tato norma nevztahuje. Převod na normalizovanou hodnotu by převodovku značně prodražil. Zvolil jsem $a_{tw12} = a_{tw34} = 133 \text{ mm}$, ale odchylka od původní osové vzdálenosti musí být menší než 30 % a to mé hodnoty splňují.

Při výpočtu korekcí jsem dosazoval do těchto vztahů uvedených v literatuře 0,

$$\alpha_n = 20^\circ \text{ pro obě korekce.}$$

$$x_1 + x_2 = z_1 + \frac{z_2}{2 \operatorname{tg} \alpha_n} (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) \quad (80)$$

$$\begin{aligned}
 \operatorname{tg} \alpha_t &= \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}, & a_{tw} &= a_t \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}, & (81) \\
 \cos \alpha_{tw} &= \frac{z_1 + z_2}{2a_{tw}} \frac{m_n}{\cos \beta} \cos \alpha_t
 \end{aligned}$$

Korekce pro soukolí 1-2

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{12}} \Rightarrow \alpha_t = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 12^\circ} = 20,41^\circ = 0,356 \operatorname{rad} \quad (82)$$

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a_t}{a_w} \cdot \cos \alpha_t = \frac{133,415}{133} \cdot \cos 20,41^\circ \Rightarrow \alpha_{tw12} = 19,92^\circ = 0,348 \operatorname{rad} \quad (83)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \tan \alpha_t - \alpha_t = \tan 20,41^\circ - 0,356 = 0,0159 \quad (84)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \tan \alpha_{tw} - \alpha_{tw} = \tan 19,92^\circ - 0,348 = 0,0147 \quad (85)$$

Rozdělení korekce mezi kolo a pastorek

$$x'_1 = 0,4 \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right) = 0,4 \left(1 - \frac{24}{150}\right) = -0,274; \quad x'_2 = -x'_1 \quad (86)$$

$$x_1 = x'_1 + \frac{x_1 + x_2}{2} = -0,274 + \frac{0,946}{2} = 0,199 \quad (87)$$

$$x_2 = -x'_1 + \frac{x_1 + x_2}{2} = -0,473 \quad (88)$$

Korekce pro soukolí 3-4

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{34}} \Rightarrow \alpha_t = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 20,28^\circ = 0,354 \operatorname{rad} \quad (89)$$

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a_t}{a_w} \cdot \cos \alpha_t = \frac{132,64}{133} \cdot \cos 20,28^\circ \Rightarrow \alpha_{tw12} = 20,7^\circ = 0,361 \operatorname{rad} \quad (90)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \tan \alpha_t - \alpha_t = \tan 20,28^\circ - 0,354 = 0,0156 \quad (91)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \tan \alpha_{tw} - \alpha_{tw} = \tan 20,7^\circ - 0,361 = 0,0166 \quad (92)$$

Rozdělení korekce mezi kolo a pastorek

$$x'_3 = 0,4 \left(1 - \frac{z_3}{z_4}\right) = 0,4 \left(1 - \frac{21}{74}\right) = 0,132; \quad x'_4 = -x'_3 \quad (93)$$

$$x_3 = x'_3 + \frac{x_3 + x_4}{2} = 0,132 + \frac{0,442}{2} = 0,353 \quad (94)$$

$$x_4 = -x'_3 + \frac{x_3 + x_4}{2} = -0,22 \quad (95)$$

Po vynásobení jednotkového posunutí příslušným modulem vyjde výsledná hodnota vysunutí obráběcího nástroje:

$$x_1 \cdot m_n 12 = 0,3 \text{ [mm]}$$

$$x_2 \cdot m_n 12 = -0,71 \text{ [mm]}$$

$$x_3 \cdot m_n 34 = 0,97 \text{ [mm]}$$

$$x_4 \cdot m_n 34 = -0,61 \text{ [mm]}$$

12.3.1. Výpočet ostatních potřebných rozměrů ozubení

Všechny rozměry v tabulce 4 v milimetrech.

Tab.4.: - Rozměry jednotlivých kružnic

Název rozměru	Výpočtový vzorec	Pastorek 1	Kolo 2	Pastorek 3	Kolo 4
Základní kružnice	$d_b = d \cos \alpha_n$	34,58	216,15	55,1	194,18
Valivý průměr	$d_w = \frac{d \cos \alpha_n}{\cos \alpha_w}$	36,68	229,28	58,8	207,21
Výrobní výška zubu (s korekcí)	$h_{at} = 1 \cdot m_n + x \cdot m_n - \frac{a_t - a_w}{m_n} \cdot m_n$	1,8	1,51	2,04	2,75
Výška paty zubu	$h_f = 1,25 \cdot m_n - x_i \cdot m_{ni}$	1,58	1,88	4,15	3,44
Výška zubu	$h = h_a + h_f$	3,35	3,37	6,19	6,19
Hlavová kružnice	$d_a = d + 2 \cdot h_a$	40,36	233,03	62,72	212,15
Patní kružnice	$d_f = d - 2 \cdot h_f$	33,65	226,28	50,35	199,76

12.3.2. Spojení hřídele 1 a motoru pomocí spojky

Pro spojení motor-hřídel 1 jsem použil spojku pružnou, a to především z důvodu omezení rázů při rozběhu zařízení. Spojka je od firmy Technische Antriebselemente GmbH – Germany a nese označení M 4-30-42, její střed je z perbunanu[3].

12.3.3. Spojení hřídele 3 a výstupního zařízení

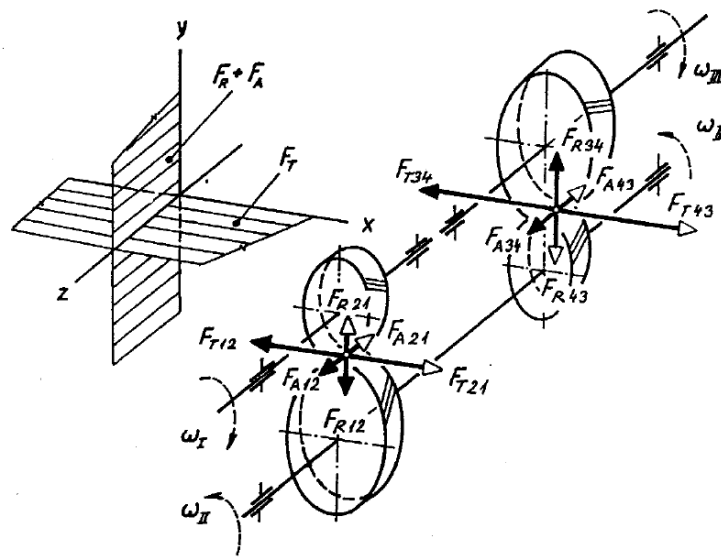
Spojení bude provedeno pomocí příruby, která bude spojena přímo s maticí pohybového šroubu.

12.4. Kontroly

12.4.1. Šroubové spojení víka vany

Spojení bude namáháno tahem, ale síly, které na něj působí jsou malé. Velikost a počet šroubů jsem zvolil podle své zkušenosti. Použil jsem deset závrtných šroubů s vnitřním šestihranem ISO 4762 M12 s délkou 50 mm a dva závrtné šrouby s vnitřním šestihranem ISO 4762 M8 s délkou 50 mm, které jsou použity ve spoji mezi hřídelemi.

12.4.2. Silové účinky v soukolích a podporách



Obr. 14.: Silové poměry

V ozubení působí tři složky sil – tečná, axiální a radiální, jak je podobně vypracováno ve skriptu [11]. Zde je mé rozložení sil (Obr.14)

Úhel β_w pro obě soukolí vypočteme ze vztahu:

$$tg \beta_w = tg \beta \cdot \frac{d_w}{d} \quad (96)$$

Úhel α_{wt} již známe a úhel α_w pro obě soukolí vypočteme ze vztahu:

$$tg \alpha_w = \cos \beta_w \cdot tg \alpha_{wt} \quad (97)$$

Hodnoty úhlů:

$$\beta_{w12} = 11,96^\circ$$

$$\beta_{w34} = 10,03^\circ$$

$$\alpha_{w12} = 19,52^\circ$$

$$\alpha_{w34} = 20,41^\circ$$

Síly působící na soukolí 1-2

$$\text{Tečná síla: } F_{t12} = F_{t21} = 2 \frac{M_{kl}}{d_{w1}} = 5287,6 \text{ N} \quad (98)$$

$$\text{Axiální síla: } F_{a12} = F_{a21} = F_{t12} \operatorname{tg} \beta_{12w} = 1120,4 \text{ N} \quad (99)$$

$$\text{Radiální síla: } F_{r12} = F_{r21} = F_{t12} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nw}}{\cos \beta_{12w}} = 1916,6 \text{ N} \quad (100)$$

Síly působící na soukolí 3-4

$$\text{Tečná síla: } F_{t34} = F_{t43} = 2 \frac{M_{kl}}{d_{w3}} = 20146,4 \text{ N} \quad (101)$$

$$\text{Axiální síla: } F_{a34} = F_{a43} = F_{t34} \operatorname{tg} \beta_{12w} = 3562 \text{ N} \quad (102)$$

$$\text{Radiální síla: } F_{r34} = F_{r43} = F_{t34} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nw}}{\cos \beta_{34w}} = 7612,3 \text{ N} \quad (103)$$

Síly v podporách

Síly v podporách pro hřídel 2 jsem vypočetl pomocí programu Inventor [13]. V něm jsem si vytvořil hřídel a definoval působíště všech sil a momentů. Následně program vypočetl reakce. Pro hřídele 1 a 3 jsem je vypočetl dle vzorců.

$$x: -R_{Ax} - R_{Bx} - F_{R21} = 0 \quad (104)$$

$$y: R_{Ay} + R_{By} + F_{T21} = 0 \quad (105)$$

$$z: F_{A21} = R_{Az} \quad (106)$$

$$M_{Axz}: -\frac{d_{w1}}{2} \cdot F_{A21} + a \cdot F_{R21} + (a + b) \cdot R_{Bx} = 0 \quad (107)$$

$$M_{Ayz}: R_{By} \cdot (a + b) + F_{T12} \cdot a = 0 \quad (108)$$

Výsledné reakce v podporách pro jednotlivé hřídele v tabulce 5, 6 a 7:

Tab. 5.: -Reakční síly

Reakce – hřídel 1	Síla [N]
R _{Ax}	-1186,657551
R _{Ay}	2643,796992
R _{Az}	-1120,413001
R _{Bx}	-729,9068109
R _{By}	2643,796992

Tab. 6.: -Reakční síly

Reakce – hřídel 2	Síla [N]
R _{Cx}	6360,769185
R _{Cy}	-1077,917239
R _{Cz}	-2441,570789
R _{Dx}	3168,061735
R _{Dy}	-13780,83862

Tab. 7.: -Reakční síly

Reakce – hřídel 3	Síla [N]
RE _x	-6037,649828
RE _y	10073,17492
RF _z	3561,98379
RF _x	-1574,616729
RF _y	2698,171854

12.4.3. Volba ložisek

Po výpočtu velikosti reakčních sil jsem mohl přejít k volbě ložisek. Výběr ložisek mi ulehčila online kalkulačka od firmy SKF [14], kde lze najít i ostatní parametry [16] kromě uvedených v tabulce 8. Minimální životnost ložisek jsem si stanovil na 25 000 hodin.

Kuličková ani válečková ložiska tuto podmínku nespĺňovaly, a tak jsem vybral kuželíková ložiska orientovaná do „X“. Tento typ již splňoval podmínky životnosti i namáhání od reakčních sil.

Dle doporučení vedoucího práce je z technologických důvodů vždy zvolen jeden typ ložiska pro jednu hřídel.

Tab. 8.: – Výběr ložisek

pozice	TYP	L10 [h]	L10h [h]	d [mm]	D [mm]	T [mm]	C [kN]	C0 [kN]
A	32 206	103	65 300	30	62	17,25	42	44
B	J2/Q	103	65 300					
C	30 210	52300	25 700	50	90	21,75	82,5	100
D	J2/Q	72900	25 700					
E	30 212	18500	18500	60	110	23,75	108	114
F	J2/Q	53400	185000					

Ložiska byla uložena na dané pozice a poté jsem kontroval, jestli je vzdálenost mezi nimi dostatečná pro šroub spojující převodovou skříň. Vycházel jsem z doporučení ve skriptu [11], kde byla předepsána minimální vzdálenost 20 mm, a nebyla by narušena pevnost. Výpočet jsem provedl pro obě strany.

$$a - (D_1 + D_2) \cdot \frac{1}{2} \geq 20 \text{ mm} \quad (109)$$

$$133 - (62 + 90) \cdot \frac{1}{2} = 57 \text{ mm} \quad (110)$$

$$133 - (90 + 110) \cdot \frac{1}{2} = 33 \text{ mm} \quad (111)$$

Podmínka je splněna na obou stranách.

12.4.4. Uložení

Ložiska mají být dle výrobce SKF [15] na hřídelích s tolerancí js6 a uložení ložisek ve skříni má být H7 dle IT ISO 2768 [8].

Uložení hřídelových těsnících kroužků (gufer) na hřídeli bylo pro hřídel zvoleno g6 a pro skříň H7, opět dle It ISO 2768.

Jistící a vymezovací kroužky s obecnou tolerancí dle ISO 2768.

12.4.5. Kontrola ozubení

Kontrolu jsem provedl zadáním všech doposud vypočtených hodnot do výpočetní tabulky v programu MS Excel, který mi byl poskytnut ze SEPSU (Systému Elektronické Podpory Studia) [7]. Nejdůležitější hodnoty jsem uvedl pro lepší přehlednost v tabulce 9 a zbylé hodnoty jsou uvedeny v příloze [1, 2]. Bezpečnost SF je ideální od 1,4 do 1,9 a SH od 1,1 do 1,2.

Tab.9.: - Bezpečnosti

	Bezpečnost. SF	Bezpečnost SH
Pastorek 1	1,91	1,24
Kolo 2	1,86	1,24
Pastorek 3	1,89	1,13
Kolo 4	1,82	1,13

12.4.6. Statická kontrola hřídelí

Statická kontrola hřídele ve vybraných průřezech spočívá v porovnání dovoleného napětí s vypočteným, mém případě je to mez kluzu. Porovnával jsem ji s hodnotou, kterou jsem získal z grafického znázornění uvedeného v příloze[3-9].

Kontrolu jsem provedl jen u předlohového hřídele (hřídel 2), který bude ze všech nejvíce namáhaný. Průběhy sil, ohybových a krouticích momentů, napětí a deformace jsou uvedeny příloze technické zprávy, zde uvádím maximální hodnoty a porovnání s dovolenými (Tab.8). Výpočty jsem provedl pomocí programu Autodesk Inventor [6]. Dovolené hodnoty pro deformace jsou převzaty ze skript [3] a hodnota dovoleného napětí je pak odvozena z katalogu Bolzano [18], kde pro průměr 50 mm a ocel ČSN 14 140 je $Re=560 \text{ N.mm}^{-2}$. Při kontrole jsem používal tyto vzorce:

Pro hřídel 2

$$M_o = \sqrt{M^2_{ox} + M^2_{oy}} = \sqrt{829,7^2 + 248,4^2} = 900,04 Nm \quad (112)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12271,8 mm^3 \quad (113)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{900000}{12271,8} = 73,4 N / mm^2 \quad (114)$$

Krut:

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 24543,7 mm^3 \quad (115)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{592200}{24543,7} = 24,69 N / mm^2 \quad (116)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha \tau_K^2} = \sqrt{73,4^2 + 24,69^2} = 77,4 N / mm^2 \quad (117)$$

Statická bezpečnost:

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{390}{77,44} = 5,03 \quad (118)$$

Tab. 10.: -Porovnání hodnot

		Maximální hodnota	Dovolená hodnota statická kontrola
Napětí v ohybu	σ_B	73,4 N.mm ⁻²	390 N.mm ⁻²
Smykové napětí	τ_S	7,24 N.mm ⁻²	110 N.mm ⁻²
Napětí v krutu	τ	24,69 N.mm ⁻²	110 N.mm ⁻²
Napětí v tahu	σ_T	1,81 N.mm ⁻²	390 N.mm ⁻²
Redukované napětí	σ_{red}	77,44 N.mm ⁻²	390 N.mm ⁻²
Průhyb	f_{max}	39,85 μm	50 μm
Úhel průhybu	ψ_{max}	0,014 deg	0,015deg (pod oz. koly)
Úhel zkroucení	φ	0,07 deg	0,25 deg

Pro hřídel 1 i 3 jsem použil stejné vzorce a dovolené hodnoty napětí v ohybu, smykového napětí, napětí v krutu a v tahu, redukovaného napětí jsou stejná jako pro hřídel 2 uvedené v tabulce 10. Průběhy momentů jsou uvedeny v příloze.

Hřídel 1:

$$M_o = \sqrt{M^2_{ox} + M^2_{oy}} = \sqrt{105,3^2 + 33,6^2} = 111,4 Nm \quad (119)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2650,7 mm^3 \quad (120)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{111400}{2650,7} = 42,1 \text{ N / mm}^2 \quad (121)$$

Krut:

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 5301,4 \text{ mm}^3 \quad (122)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{97000}{5301,4} = 18,3 \text{ N / mm}^2 \quad (123)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha \tau_K^2} = \sqrt{42,1^2 + \alpha 18,3^2} = 46,8 \text{ N / mm}^2 \quad (124)$$

Statická bezpečnost:

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{390}{46,8} = 8,3 \quad (125)$$

Hřídel 3—d=60 mm a $M_k = 2051,9 \text{ Nm}$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{756^2 + 205,6^2} = 783,5 \text{ Nm} \quad (126)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21205,8 \text{ mm}^3 \quad (127)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{783500}{21205,8} = 36,9 \text{ N / mm}^2 \quad (128)$$

Krut:

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 42411,5 \text{ mm}^3 \quad (129)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{2051900}{42411,5} = 48,3 \text{ N / mm}^2 \quad (130)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha \tau_K^2} = \sqrt{36,9^2 + \alpha 48,3^2} = 85,73 \text{ N / mm}^2 \quad (131)$$

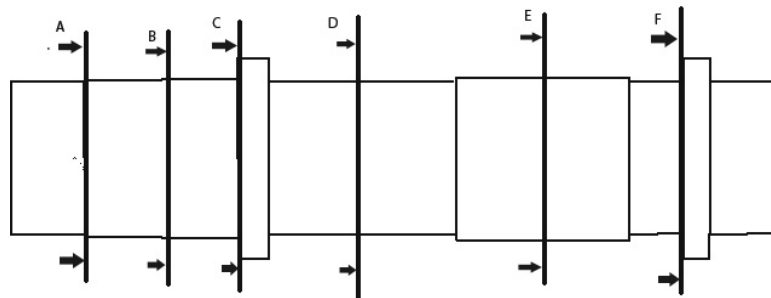
Statická bezpečnost:

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{390}{85,73} = 4,54 \quad (132)$$

Všechny hřídele splňují požadované hodnoty i bezpečnost.

12.4.7. Dynamická kontrola hřídelí

Dynamická kontrola hřídelí se provádí tam, kde je osazení, zápich, drážka pro pero, závit nebo další vrubový účinek a kde bude maximální namáhání. Všechna kritická místa jsem označil A-F (Obr.15) a provedl u nich kontrolu pomocí MS Excel a vytvořené výpočtové tabulky Dynamická kontrola hřídele.xlsx, kterou jsem stáhl ze školního portálu SEPS[7].



Obr.15.: Kritická místa na hřídeli 2

V kritických průřezích jsem za pomoci výpočtové tabulky Dynamická kontrola hřídele.xlsx, staženého ze SEPS [7], ze které jsem dopočítal hodnoty sníženého vrubového dovoleného napětí v krutu a ohybu. Pro všechny průřezy jsem uvažoval maximální dosahovaný ohybový moment $M_o=900$ N.m a krouticí moment $M_k=1150$ N.m. Pro výpočet byl použit tento vztah:

$$\sigma_c^x = \sigma_c \cdot \frac{1}{\beta} \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p \quad (133)$$

Výsledná bezpečnost k je určena vztahem:

$$k = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}\right)}} \quad (134)$$

Kde jednotlivé hodnoty bezpečností vůči ohybu, respektive krutu, jsou určeny vztahy:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{cox}}{\sigma_{a0}} ; k_\tau = \frac{\sigma_{cox}}{\tau_m} \quad (135)$$

Minimální hodnota bezpečnosti dynamické se volí, dle literatury rovna $1,3 \div 1,5$. [11]. Tyto vlastnosti uvedené v tabulce 11 jsou pro ocel ČSN 14 140, z které je hřídel vyrobena [9], [10].

Tab.11.: – Vlastnosti oceli 14 140

Mez pevnosti tah [MPa]	Mez kluzu tah [MPa]	Mez kluzu smyk [MPa]	Mez únavy s střídavý ohyb min	[MPa] max	mez únavy Zvolená [MPa]
883	637	410	181	289	240

Všechny hodnoty jsem poté shrnul do tabulky 12

Tab. 12.: - Shrnutí hodnot

součinitel	A	Pero=B	C	D	E	F
α (tvaru)	3,4	-	3,2	1,9	2,8	3
$\eta_c=q$ (citlivost)	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
η_p (povrchu)	0,95	0,9	0,96	0,9	0,92	0,95
ε_v (velikosti)	1	1	1	1	1	1
β (vrubu)	2,2	1,55	2,1	1,45	1,9	2,6
$\sigma_{C0(-1)}$ [MPa]	103,6	142,4	109,7	150	116,2	126,7
σ_{a0} (napětí ve vrubu) [MPa]	73,3	82,9	65,4	73,4	73,3	65,2
T_m [MPa]	46,9	52,9	41,6	46,8	46,9	41,6
k_σ	1,4	1,71	1,68	2	1,6	1,94
k_T	8,8	7,74	9,84	8,8	8,8	9,8
k	1,5	1,6	1,7	2	1,6	1,9

12.4.8. Spojení náboj – hřídel

Pro přenos točivého momentu z kola na hřídel jsem uvažoval mezi rovnobokým drážkováním, perem a nalisování pro kolo 2 a 4. Pro možnost rozebíratelnosti jsem pro obě spojení zvolil pero, které zaručuje přenos momentu a možnost výměny ozubených kol.

12.4.9. Spojení hřídel 2 – kolo 2

Na předlohovém hřídeli působí točivý moment velikosti $M_{k2}=1152,2$ N.m, minimální průměr daného hřídele je dle předchozích návrhových výpočtů $d_{h2}=50$ mm. Z konstrukčních a technologických důvodů jsem pod kolem zvolil 52 mm.

Na základě tabulky z normy ČSN 02 2562 [11] jsem z již známých hodnot navrhl pero pro danou hřídel 2 dle vzorce (136).

Z výpočtu my však vyšlo, že jedno pero je pro takto velký moment nedostačující a docházelo by k deformaci otláčením. Z tohoto důvodu jsem byl nucen přidat ještě jedno pero posunutě o 120° , čím jsem 2x zvýšil p_{DOV} , které jsem si určil 90 Mpa.

$$l'_a \geq \frac{4 \cdot Mk_2}{d_{h2} \cdot h \cdot p_{DOV}} = \frac{4 \cdot 592,2 \cdot 10^3}{52 \cdot 10 \cdot 180} = 25,3 \text{ mm} \quad (136)$$

Tímto vztahem jsem určil minimální činnou délku pera l_a . Toto je však navrhovaná hodnota a dle normy uvedené v tabulkách [8] je minimální délka $l = 45$ mm. Zvolil jsem délku 55 mm. Výsledná činná délka pera l_a používaná v kontrolních výpočtech je tedy rovna rozdílu délky l a šířky b , která je rovna 16 mm.

$$l_a = l - b = 55 - 16 = 49 \text{ mm} \quad (137)$$

Kontrolní výpočty na otláčení a na stříh.

$$p_{DOV} = 200 \geq \frac{4 \cdot Mk_2}{d_{h2} \cdot h \cdot l_a} = 102,3 \text{ MPa} \quad (138)$$

$$\tau_{DOV} = 80 \geq \frac{2 \cdot Mk_2}{d_{h2} \cdot h \cdot l_a} = 49,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (139)$$

Kontroly potvrdily realizovatelnost tohoto spojení a zvolil jsem pera: Pero 16e7x10x55 dle ČSN 02 2562.

12.4.10. Spojení hřídel 3 – kolo 4

Analogicky jsem provedl výpočet i pro toto spojení. Na této hřídeli působí moment $Mk_3=2051,9$ Nm. Opět jsem použil dvě pera a průměr hřídele pod kolem je $d_{h3}=68$ mm.

Výsledné zvolená pera jsou: Pero 20e7x12x55 dle ČSN 02 2562.

12.5. Závěr – pohon

Byla navržena dvoustupňová koaxiální převodovka s čelními koly se šikmými zuby, která splňuje všechny požadované provozní a pevnostní parametry včetně statické kontroly hřídelů, kontroly ozubení, únavové pevnosti a životnosti ložisek. Tato převodovka byla navržena pro zvedací mechanismus na sklápění kontejnerů.

13. Závěr

V závěru bych uvedl zhodnocení celého mého projektu realizace mechanismu na sklápění kontejnerů. Na základě zadání a svých vědomostí jsem se pokusil vytvořit sklápěcí mechanismus. Z dostupných dat jsem vypočetl maximální dovolené hodnoty napětí, síly a určil bezpečnost. Dále jsem se věnoval rozměru rámu a šroubů. Nakonec jsem vytvořil pohon pro celý mechanismus.

Mnoho základních parametrů bylo při návrhu voleno bez ohledu na jejich vliv na výsledný návrh řešení, a mnohé z nich byly také tak ponechány. To bylo mimo jiné způsobeno i neznalostí prostoru, kde se zařízení bude pohybovat, a také nezkušeností v dané problematice. Určitě by před realizací projektu mechanismu bylo důležité provést celkovou kontrolu výpočtů a popřípadě najít nějaké vhodnější řešení. Řešení mechanismu nebude tak konstrukčně náročné, ale rychlost a plynulost zvedání bude pomalejší a méně plynulá oproti dnešní nejvyžívanější technice a to hydraulice.

Jedinou její nevýhodou je velké množství hadic, a tedy možnost jejího poškození a následné úniky oleje. Mé řešení by mohlo být vhodné pro méně náročné aplikace. Ačkoli se toto řešení běžně nevyužívá, zejména z důvodu zbytečně nadměrné velikosti a existence mnoha vhodnějších a již osvědčených konstrukčních řešení, možnost řešit zadaný problém mým řešením možné je.

14. Seznam použité literatury

- [1] Meiller, www.meiller.com (Výrobce hydraulických sklápěčů)
- [2] HYVA, www.hyva.com (Výrobce hydraulických sklápěčů)
- [3] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 2008
- [4] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003.
- [5] JANČÍK, L. ; ZÝMA, J.: Části a mechanismy strojů. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004
- [6] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Příklady. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003
- [7] SEPS - elektronická podpora studia, 2017. Seps.fs.cvut.cz [online]
- [8] Leinveber, Jan and Vávra, Pavel, 2011, Strojnické tabulky. 1. Úvaly : Albra,
- [9] Materiálové vlastnosti ozubení/ozubeni.cz/ [online],
- [10] Elektromotor SIEMENS 1LE1003-1DB43 12kW,1475ot
www.elektromotory.net/[online]
- [11] Kugl, Otmar, 2005, Projekt - III. ročník. 2. Praha : Vydavatelství ČVUT.
- [12] Pružná spojka M 4-30-42 /www.tea-hamburg.de/ [online],
- [13] Inventor Professional, 2017./ www.autodesk.cz/products/inventor/overview/ [online]
- [14] Jonasson, Mikael, 2017, SKF Bearing Calculator. Webtools3.skf.com [online]. 2017 / webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action, / [online]
- [15] SKF CZ, a.s., 2017. Skf.com [online],
- [16] SKF, 2017, Bearing Dimensions /www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html?designation=30212%20J2/Q&unit=metricUnit
- [17] Solidworks 2016, Dassault Systems
- [18] Bolzano | Přehled vlastností oceli 41Cr4, 2017. Bolzano.cz [online]

14.1. Citace

- Obr.1. - Lodní kontejner, <http://www.queenford.net/namorni-kontejnery/>
- Obr.2. - Kontejner na odpadky, <http://www.bocek-odpady.cz/druhy-kontejneru.php>
- Obr.3. - Hydraulický sklápěcí mechanismus, www.hyva.com
- Obr.4. - Ukázka sklápění uhlí, <http://www.gemix.cz/wp-content/uploads/2014/11/GEMIX.jpg>
- Obr.5. - 3D schéma mechanismu, https://grabcad.com/library/hyva-lift-hookloader-1/details?folder_id=673430 (HYVA lift Hookloader)
- Obr.6. - Pomocný hák, <http://www.navara.cz/nosice-kontejneru/teleskopicke-nosice-kontejneru.php>
- Obr.7. - Rolna a zajištění kontejneru, <http://www.stronga.de/images/Hakenlift-Lock-Out-Valves.jpg>
- Obr.8. – Diagram pro určení štíhlostního poměru – ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3. (obr. 16)
- Obr.10. – Provozní silový cyklus, ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 2008

15. Přílohy

Příloha 1. Kontrola – Soukolí 1-2

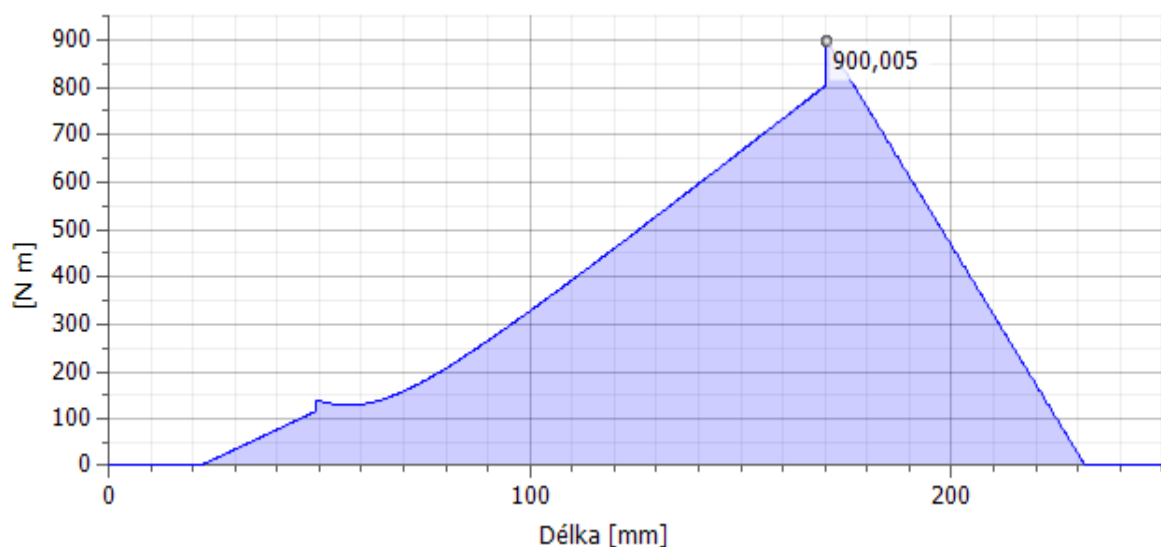
Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
		Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2	
z_1	24	d	36,80426	230,0266	σ_{Flim}	740	740	
z_2	150	d_a	40,3918	231,5982	σ_{Hlim}	1278	1278	
m_n	1,5	d_f	33,65126	224,8576	Y_{Fa}	2,387057	2,250141	
x_1	0,199	d_b	34,49366	215,5854	Y_{Sa}	1,690089	1,730539	
x_2	-0,473	d_W	36,68958	229,3099	Y_ϵ	0,684464	0,684464	
α_n	20	h_a	1,793772	0,785772	Y_β	0,9	0,9	
β	12	h_f	1,5765	2,5845	F_β	6	6	
a_W	132,9997	h	3,370272	3,370272	$Y_{N,x}$	1	1	
b_1	31,5	s_n	2,573485	1,839721	Z_H	2,482102	2,482102	
b_2	30	s_t	2,630978	1,880821	Z_E	189,8	189,8	
P	15	v_n	2,138904	2,872668	Z_ϵ	0,776063	0,776063	
n_1	1478	v_t	2,186689	2,936845	Z_β	0,989013	0,989013	
M_{k1}	96914,38	α_W	19,92378		Z_B	1	1	
v	2,848204				$Z_{R,T}$	1	1	
u	6,25				K_A	1,1	1,1	
					K_V	1,052362	1,052362	
Kontrolní rozměry					$K_{F\alpha}$	1	1	
	1	2			$K_{F\beta}$	1,240568	1,239019	
h_k	1,380221	0,490134			$K_{H\alpha}$	1	1	
s_k	2,272444	2,272444	konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,272651	1,272651	
z'	3	18						
M/z	11,81169	80,36446	přes zuby					
d	2,214099	2,214099			S_F	1,860243	1,837828	
M/d	39,3915	230,6566	přes kuličky		S_H	1,23795	1,23795	

Příloha 2. Kontrola – Soukolí 3-4

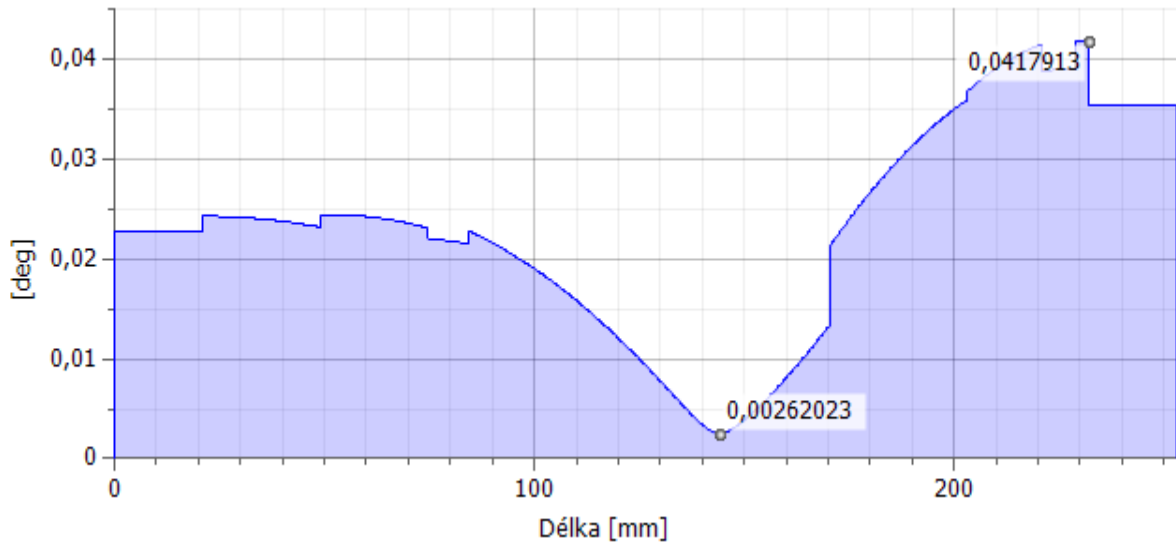
Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹			
		Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
Z ₁	21	d	58,64089	206,6393	σ _{Flim}	740	740
Z ₂	74	d _a	66,07521	210,9221	σ _{Hlim}	1288	1288
m _n	2,75	d _f	53,70739	198,5543	Y _{Fa}	2,285844	2,33052
x ₁	0,353	d _b	55,00447	193,8253	Y _{sa}	1,740586	1,689487
x ₂	-0,22	d _w	58,801	207,2035	Y _ε	0,716299	0,716299
α _n	20	h _a	3,717163	2,141413	Y _β	0,916667	0,916667
β	10	h _f	2,46675	4,0425	F _β	6	6
a _w	133,0023	h	6,183913	6,183913	Y _{N,x}	1	1
b ₁	57,5	s _n	5,026338	3,879286	Z _H	2,436122	2,436122
b ₂	55	s _t	5,103877	3,93913	Z _E	189,8	189,8
P	12	v _n	3,613042	4,760094	Z _ε	0,799212	0,799212
n ₁	236,73	v _t	3,668779	4,833526	Z _β	0,992375	0,992375
M _{k1}	484060,1	α _w	20,69899		Z _B	1	1
v	0,726863				Z _{R,T}	1	1
u	3,52381				K _A	1,1	1,1
					K _V	1,007192	1,007192
Kontrolní rozměry					K _{Fα}	1	1
	1	2			K _{Fβ}	1,296188	1,294406
h _k	2,909446	1,518024			K _{Hα}	1	1
s _k	4,438368	4,438368	konst. tloušťka		K _{Hβ}	1,336867	1,336867
z'	3	9					
M/z	21,80489	71,56967	přes zuby				
d	4,059181	4,059181			S _F	1,889219	1,828559
M/d	64,16182	209,2474	přes kuličky		S _H	1,125791	1,125791

Dynamická kontrola pro hřídel 2 – grafické znázornění

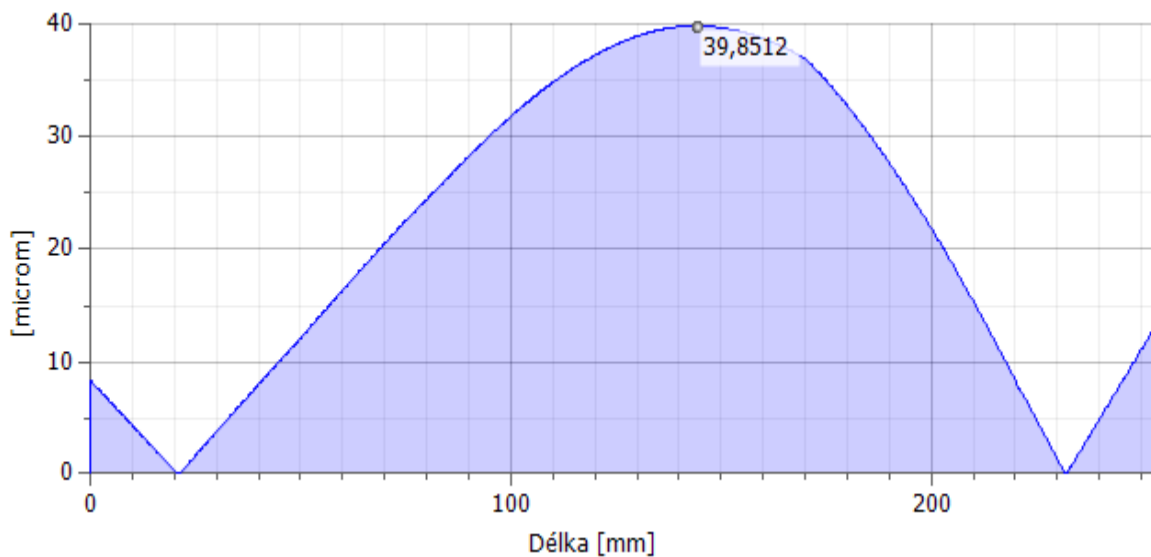
Příloha 3. Průběh ohybového momentu na předlohovém hřídeli



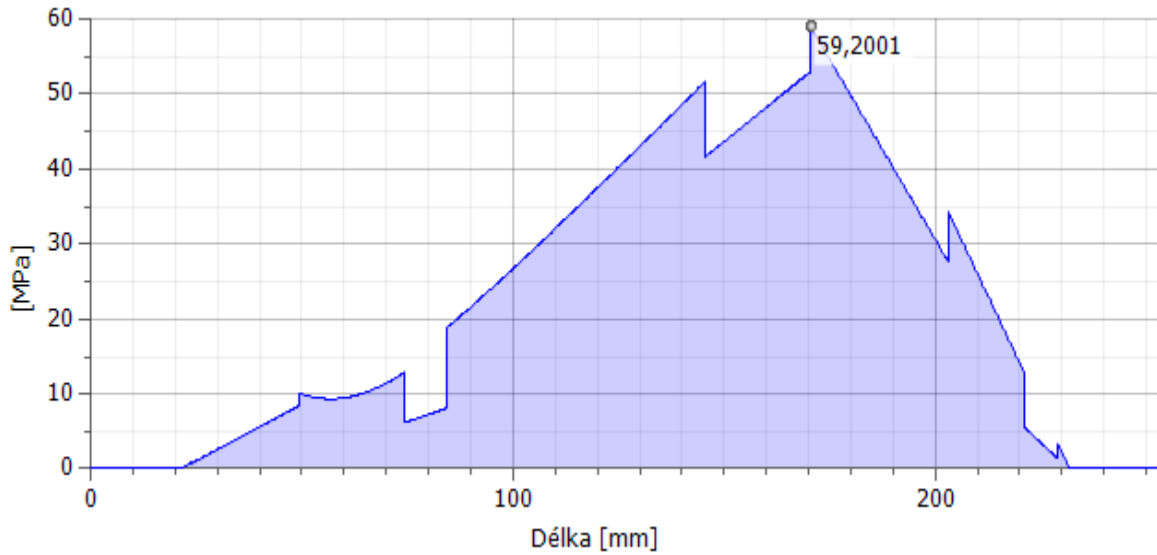
Příloha 4. Úhel průhybu na předlohovém hřídeli



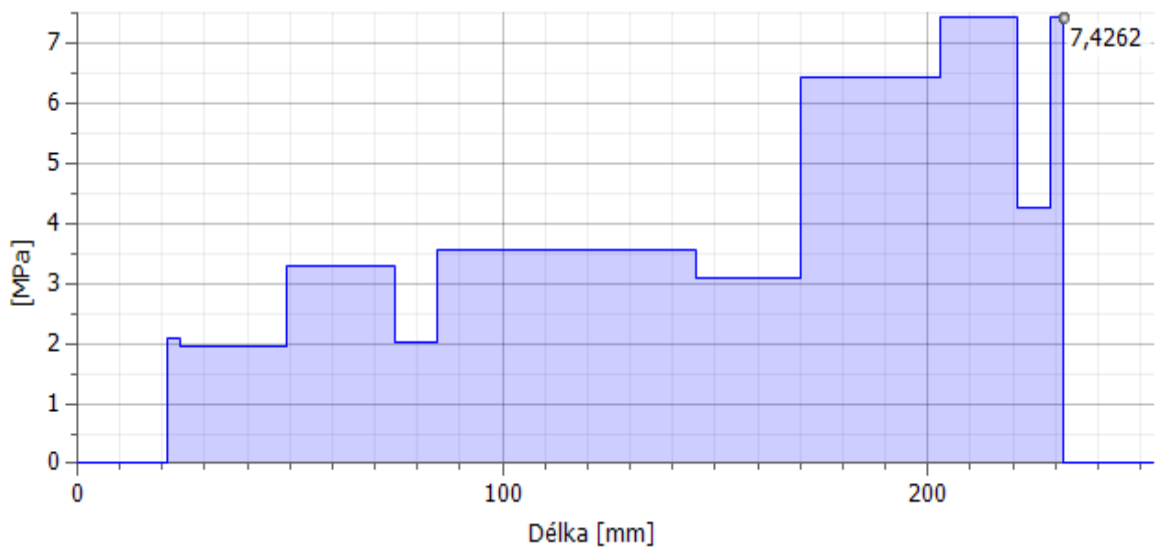
Příloha 5. Maximální průhyb na předlohovém hřídeli



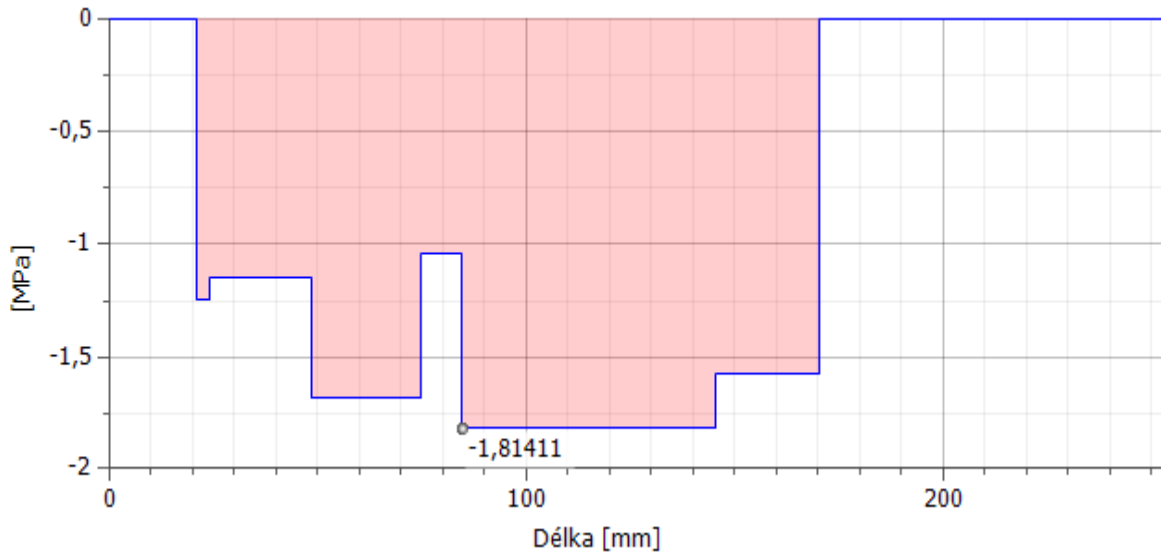
Příloha 6. Napětí v ohybu na předlohovém hřídeli



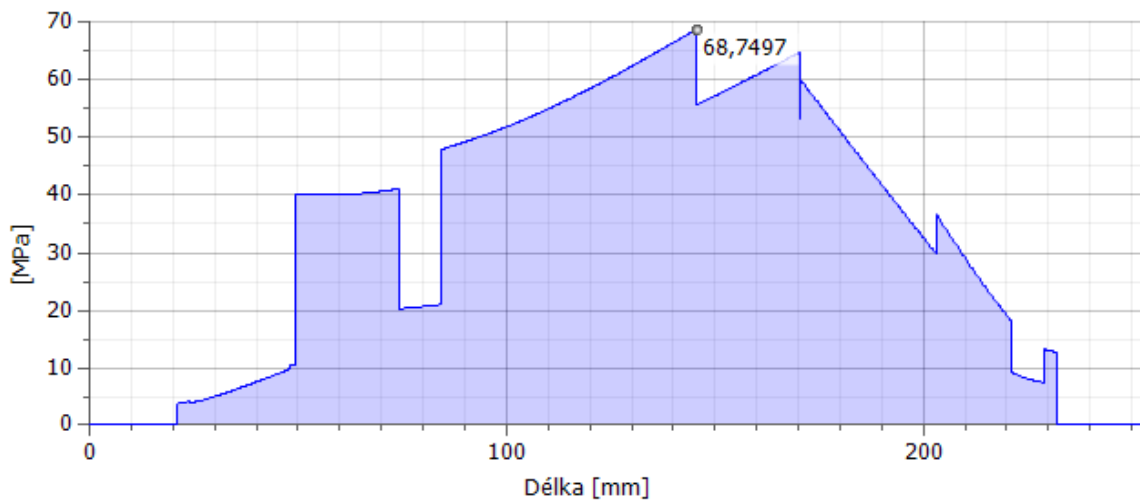
Příloha 7. Smykové napětí na předlohovém hřídeli



Příloha 8. Napětí v tahu na předlohovém hřídeli



Příloha 9. Redukované napětí na předlohovém hřídeli

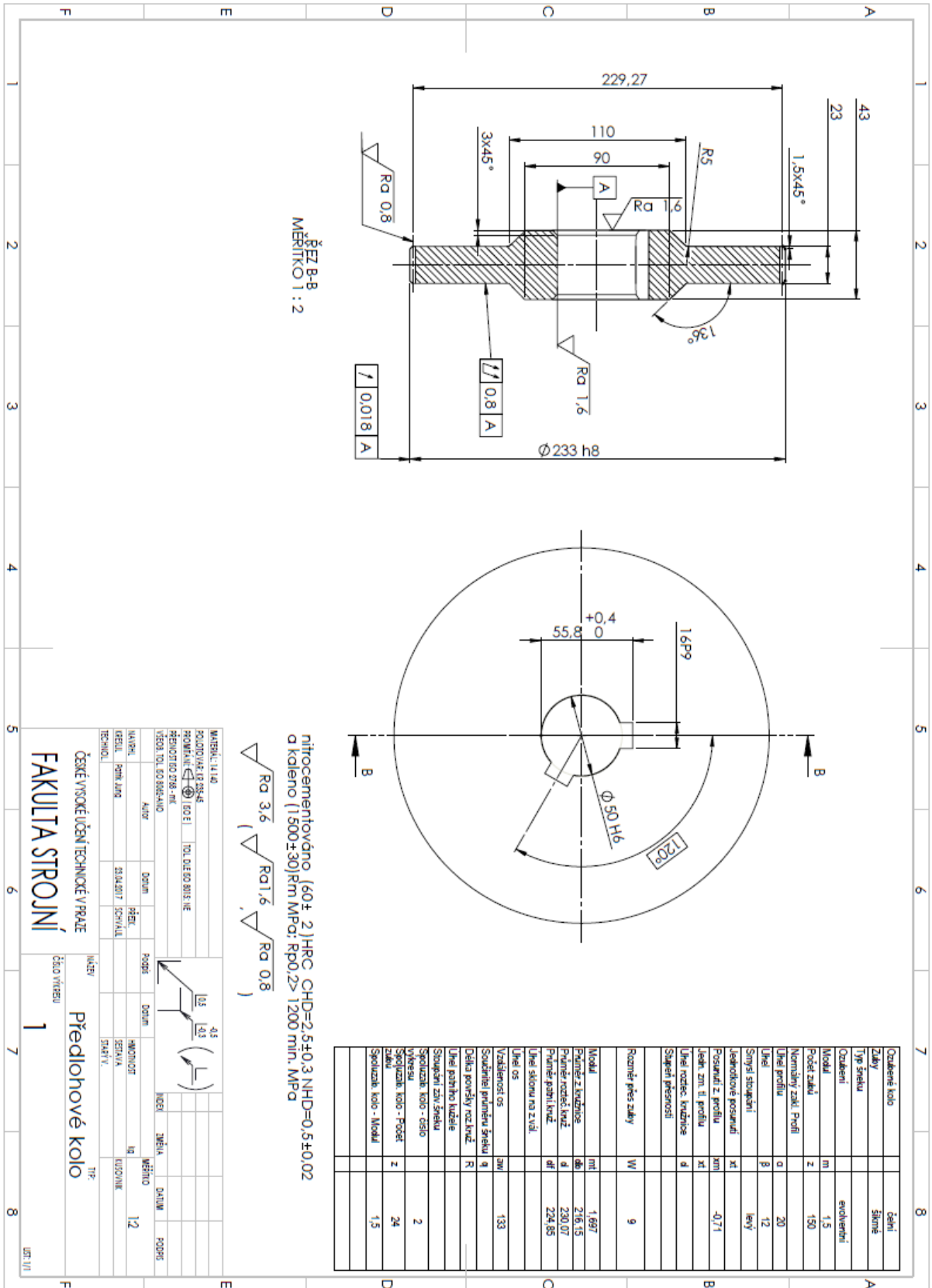


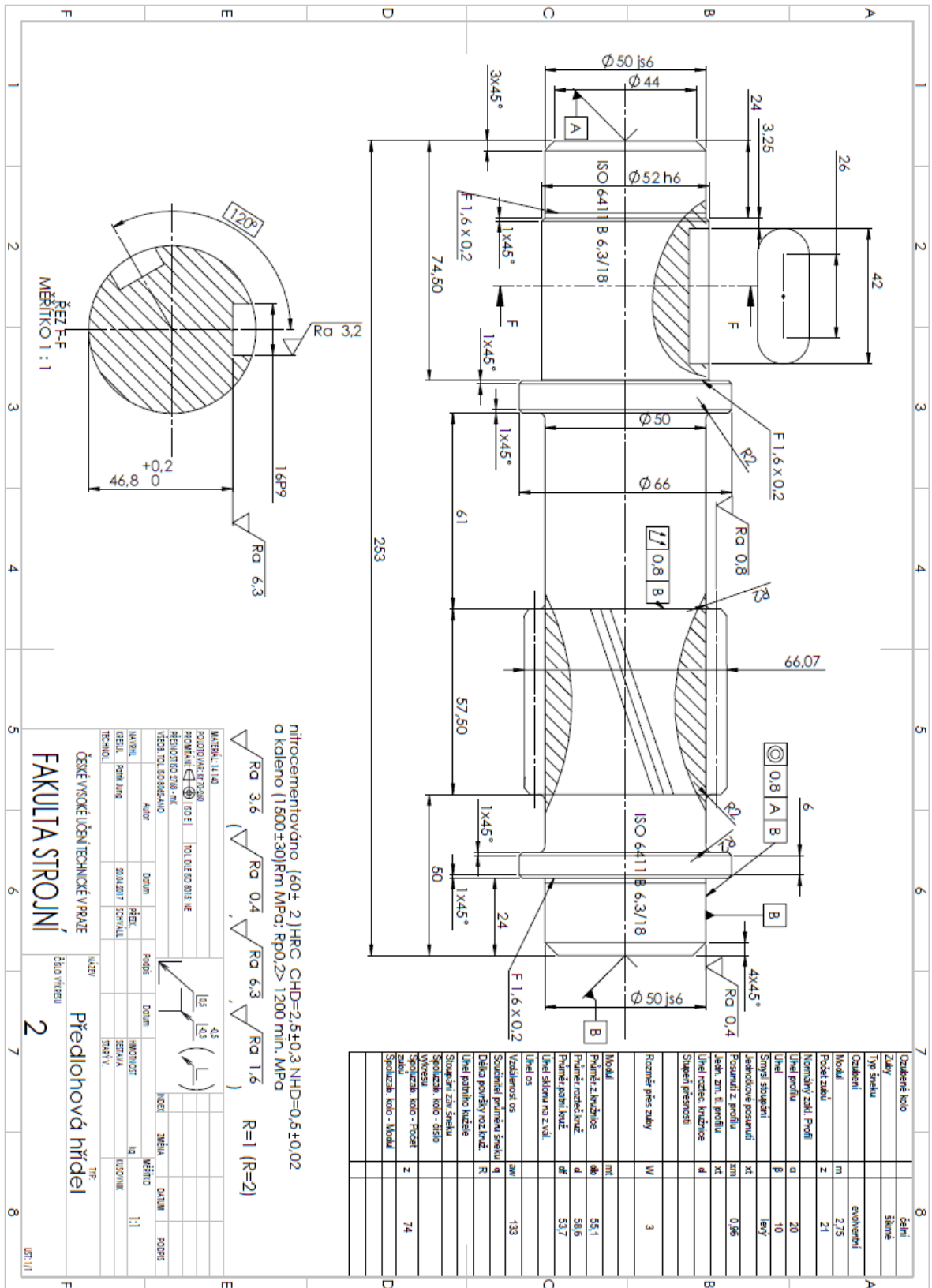
Všechny grafy vygeneroval program Autodesk Inventor 2017 [13]

Polo- žka	Název		Č. výkresu - č. normy Materiál výchozí	Hmotnost [kg] Jednotka	Množ- ství
	Polotovary				
1	Rám	U a I profily	ČSN 11 373		1
2	Pružná spojka s pery - M8-30-42				1
3	Elektromotor Siemens - 1LE1003-1D23 12kW				1
4	Šroub M16 x 65 ISO 4014				4
5	Matice šestihranná M16 ČSN 02 1401				4
6	Podložka plochá M16 ČSN 02 1702				4
7	Šroub M12 x50 ISO 4162				4
8	Matice šestihranná M12 ČSN 02 1401				4
9	Podložka plochá M12 ČSN 02 1702				4
10	Olejoznak Norelem -28010				1
11	Odvzdušňovací ventil RS Pro 7974961				1
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					

Index	Změna			Datum		Podpisy	
	Podpis	Datum		Podpis	Datum	C. svitku:	
Vypracov.	Jung.P		Norm. ref.			Mikrofilm	
Skupinář			Přezk.			Sestava	
Technol.			Schválil			Hmotn. [kg]	

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ	NÁZEV:	Kusovník -pohon
	ČÍSLO KUSOVNIKU:	0000-0000-0001
	LIST:	





Pob- žka	Název	Č. výkresu - č. normy	Hmotnost [kg]	Množ- ství
	Polotovar	Materiál výchozí	Jednotka	
1	Hřídel s pastorkem 1 Kr 55-200	ČSN 14 140		1
2	Hřídel s pastorkem 2 Kr 70-260	ČSN 14 140		1
3	Hřídel 3 Kr 60 -280	ČSN 14 140		1
4	Ozubené kolo na hřídeli 2 Kr 235-45	ČSN 14 140		1
5	Ozubené kolo na hřídeli 3 Kr 225-60	ČSN 14 140		1
6	Spodní díl škríně převodovky Odlitek	ČSN 42 2420		1
7	Horní díl škríně převodovky Odlitek	ČSN 42 2420		1
8	Nahlížecí víko Odlitek	ČSN 42 2420		1
9	Vymezovací kroužek 1 KR 70 - 10	ČSN 14 140		1
10	Brousící kroužek 1 KR 90 - 5	ČSN 14 140		3
11	Vymezovací kroužek 2 KR 100 - 25	ČSN 14 140		1
12	Brousící kroužek 2 KR 110 -5	ČSN 14 140		1
13	Vymezovací kroužek 3 KR 85-12	ČSN 14 140		1
14	Brousící kroužek 3 KR 65 - 5	ČSN 14 140		1
15	Axiální zajištění gufera 1 KR 135 - 25	ČSN 12 050		1
16	Axiální zajištění gufera 2 KR 85 - 25	ČSN 12 050		1
17	Víčko Kr 115 - 35	ČSN 12 050		2
18	Kuželíková ložiska SKF 32 208 J2/Q			2
19	Kuželíkové ložisko SKF 30 210 J2/Q			2
20	Kuželíkové ložisko SKF 30 212 J2/			2

Index	Změna		Datum		Podpisy	
	Podpis	Datum	Podpis	Datum	C. svitku:	
Vypracov.	Jung P.		Norm. ref.		Mikrofilm	
Skupinář			Prezsk.		Sestava	
Technol.			Schválil		Hmotn. [kg]	

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ	NÁZEV: Kusovník
	ČÍSLO KUSOVNIKU: 0000-0000-0001

LIST:

Polo- žka	Název	Č. výkresu - č. normy Materiál výchozí	Hmotnost [kg]	Množ- ství
	Polotovár		Jednotka	
21	Těsnící kroužek gufero - TRC400400-N7M			1
22	Těsnící kroužek gufero - TRC100700-N7M			1
23	Pero 16e7x10x55	R 773		2
24	Pero 18e7x11x45	R 773		2
25	Kolík 10x50 B ISO 2338 -St			2
26	Výmezovací trubka Kr 30- 16,5	14 140		1
27	Výmezovací trubka Kr 30-9,5	14 140		1
28	Šroub s vnitřním šestihranem M12x50 ISO 4762			10
29	Šroub s vnitřním šestihranem M8 x 50 ISO 4762			2
30	Šroub s vnitřním šestihranem M8 x16 ISO 4762			8
31	Demontovací šroub M24 x 35 ISO 4014			1
32				
33				
34				
35				
36				
37				
38				
39				
40				

Index	Změna		Datum		Podpisy	
	Podpis	Datum	Podpis	Datum	C. svítku:	
Vypracov.	Jung P.		Norm. ref.		Mikrofilm	
Skupinář			Přezk.		Sestava	
Technol.			Schválil		Hmotn. (kg)	

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ	NAZEV:	Kusovník
	ČÍSLO KUSOVNIKU:	0000-0000-0002

LIST:

