



**FAKULTA
ŠTROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh zařízení pro otáčení kontejneru

Design of a Container Revolving System

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

Karel NÁPRAVNÍK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Jan Hoidekr



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Hoidekrovi za vedení mé bakalářské práce, za vstřícnost, trpělivost a za drahocenné rady při řešení. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu během celého studia.



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh zařízení pro otáčení kontejneru“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Hoidekra, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 29.6.2018 Karel Nápravník

Anotační list

Jméno autora:	Karel Nápravník
Název práce:	Návrh zařízení pro otáčení kontejneru
Název práce v angličtině:	Design of a Container Revolving System
Rok zpracování:	2018
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Ústav:	Ú 12113 Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí práce:	Ing. Jan Hoidekr
Rozsah:	-počet stran: 62 -počet obrázků: 39 -počet tabulek: 12 -počet příloh: 10

Klíčová slova: otáčecí zařízení, směsný komunální odpad, aretace, pohon

Key words: revolving system, mixed municipal waste, locking mechanism, drive

Anotace: Tato bakalářská práce obsahuje konstrukční návrh zařízení pro otáčení kontejneru. V úvodu práce je uvedena rešerše, která popisuje problematiku technologických postupů a nakládání s SKO ve městě Praha. Práce dále řeší návrh ocelové konstrukce, pohonu a aretace kontejneru. V práci je uveden návrh spojení všech součástí pohonu a je doplněn kontrolními výpočty vybraných míst. K práci je přiložen 3D model zařízení.

Abstract: This bachelor thesis contains the design of a container revolving system. The first section of this work describes technological procedures of mixed municipal waste processing. Furthermore, the main part of work is based on a design of a steel construction, engine and locking mechanism. In the thesis there is mentioned a proposal of connection of all parts of engine and it is checked up by strength calculations of certain spots. A 3D model of the mechanism is attached to my work.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Nápravník** Jméno: **Karel** Osobní číslo: **459590**
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
 Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
 Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
 Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh zařízení pro otáčení kontejnerů

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a Container Revolving System

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte otočné zařízení kontejnerů určených pro převoz nehomogenních sypkých hmot.
 Při řešení práce se zaměřte zejména na:
 - koncepční návrh zařízení
 - návrh svařované konstrukce pro otáčení kontejneru
 - aretaci kontejnerů v otočném zařízení
 - systém pohonu
 Proveďte analytickou kontrolu vybraných uzlů. Návrh proveďte ve formě podrobného 3D modelu.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
 [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
 [3] BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. Části strojů. 1. svazek. Vyd. 5. Praha: SNTL, 1989.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jan Hoidekr, ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **14.06.2018**

Platnost zadání bakalářské práce:

Ing. Jan Hoidekr
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

20.4.2018

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

OBSAH

1. Úvod	8
1.1. Současný způsob svozu komunálního odpadu pro Prahu	9
1.2. Infrastruktura procesu svážení	10
1.2.1. ZEVO Malešice	10
1.2.2. Sběrný dvůr Radlice	10
1.3. Směsný komunální odpad	11
1.3.1. Definice pojmu	11
1.4. Zadání	12
2. Rešerše vertikálního způsobu plnění	12
2.1. Cíl práce	13
3. Teoretická část	13
3.1. Volba konstrukce	14
3.1.1. Otáčení přes hranu	14
3.1.2. Princip „Sideloader“	14
3.1.3. Princip dvou obručí	15
4. Návrhová část	17
4.1. Konstrukce pro otáčení	17
4.1.1. Obruč	17
4.1.1.1. Návrh šroubu do příruby v obručích	22
4.1.2. Další konstrukční uzly otáčecího zařízení	30
4.1.2.1. Příhradová konstrukce	30
4.1.2.2. Dosedací prostor pro kontejner	31
4.2. Návrh rámu a pohonu	31
4.2.1. Vahadlo	31
4.2.1.1. Kontrola čepu ve vahadlu	32
4.2.1.2. Ložiska na vahadlech	35
4.2.2. Pohon	37
4.2.2.1. Dynamický moment	39
4.2.2.2. Statický moment	40
4.2.2.3. Řetězový pohon	43
4.2.3. Kontrola hřídele 1	47
4.2.3.1. Statická analýza hřídele 1	47
4.2.3.2. Dynamická kontrola - Místo 2 – vrub	48
4.2.3.3. Dynamická kontrola - Místo 1 – pero	49
4.2.3.4. Dynamická kontrola - Místo 3 - vrub	49
4.2.3.5. Dynamická kontrola - Místo 4 - vrub	50
4.2.3.6. Dynamická kontrola - Místo 5 - vrub	51
4.2.3.7. Dynamická kontrola - Místo 6 – pero	52
4.2.3.8. Výpočet ložisek na hřídeli 1	54
4.2.3.9. Kontrola pera	55
4.2.4. Hřídel 2	56
4.2.5. Hřídel 3	58



4.3.	Aretace	59
4.3.1.	Aretační mechanismus seshora.....	59
4.3.2.	Aretace v bočních směrech	59
5.	Závěr	61
	Seznam zkratk a symbolů	62
	Seznam použité literatury	65
	Seznam obrázků	67
	Seznam tabulek	68
	Seznam příloh.....	68
	Přílohy	1

1. Úvod

Za poslední desetiletí se svět změnil k nepoznání. Snažíme se zjednodušovat si svoje životy materiálními výdobytky společnosti, ale zapomínáme, že tím zároveň zatěžujeme životní prostředí. Se zvýšeným zájmem po různých produktech narůstá i množství vznikajících odpadů, a to nejen při jejich výrobě, ale hlavně při jejich spotřebě. Každý z nás představuje producenta odpadů a v rámci každodenních činností ho vyprodukuje nemalé množství.

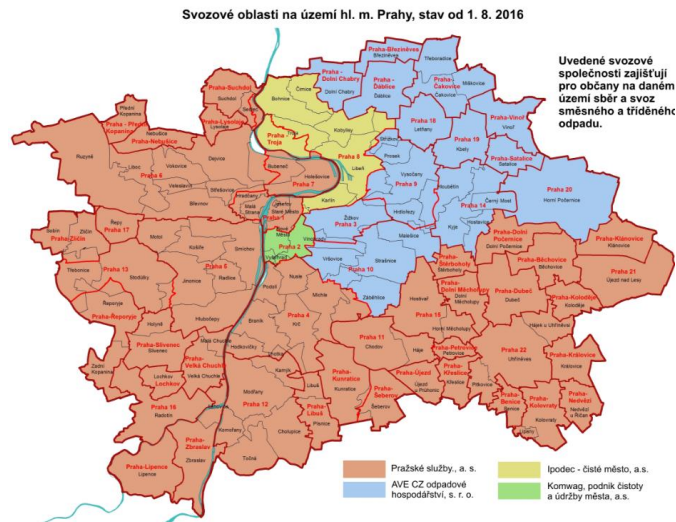
Tento problém tíží celou naši společnost, ale největší problémy s odpadem řeší městské aglomerace. Množství odpadu vyprodukovaného obyvateli měst se neustále zvyšuje, což vypovídá o tom, že tento trend je nejen úzce spojen se současným způsobem života a stále narůstající populací, ale také s urbanizací. Lidé ve městech mají větší tendenci k vyšší produkci odpadu. Nakládání s odpady a jeho likvidace patří k palčivým problémům životního prostředí, které je třeba řešit investicí do šetrných technologií na zpracování či opětovné použití odpadů.

Otázkou likvidace odpadu se zabývá i město Praha. Řeší, jak zužitkovat tisíce tun komunálního odpadu, aniž by se příliš zatížila příroda s ohledem na ekologii.

K této problematice jsem se dostal během studia a stal se součástí projektu, který vypracovává koncept svozu odpadu pro město Praha.

1.1. Současný způsob svozu komunálního odpadu pro Prahu

Na území hlavního města Prahy působí 4 firmy na svoz a nakládání s komunálním odpadem: Pražské služby a.s., AVE CZ, odpadové hospodářství s. r. o. IPODEC – ČISTÉ MĚSTO a. s. a firma KOMWAG, podnik čistoty a údržby města a. s. [12]



Obr 1.: Svozové oblasti komunálního odpadu Prahy

Většina odpadu z této lokality je svážena do spalovny ZEVO Malešice k jeho energetickému využití. Zbytek se odváží na skládky, např. do Benátek nad Jizerou, kterou provozuje AVE CZ, odpadové hospodářství s.r.o., nebo na skládku v Ďáblicích, provozovanou FCC Česká republika s. r. o. [12]

Dále Pražské služby a. s. provozují 7 sběrných dvorů, například sběrný dvůr v Radlicích, který slouží jako svozové místo, kde se směsný komunální odpad dává do kontejnerů a poté se odváží do ZEVO Malešice. [15]



Obr 2.: Sběrné dvory a sběrná místa nebezpečného odpadu na území Prahy

29.3. 2016 Zastupitelstvo Hlavního města Prahy schválilo Krajský plán odpadového hospodářství pro roky 2016-2025, kde se zavazuje, že zvýší podíl energetického využívání

směsného komunálního odpadu (dále jen SKO), začne s budováním příslušné infrastruktury a rapidně sníží množství skládkovaného SKO. ^[14]^[13]

Toto snížení plyne z nařízení Evropské komise, které nařizuje České republice po roce 2024 zákaz skládkování SKO, recyklovatelných a využitelných odpadů. ^[5]

1.2. Infrastruktura procesu svážení

1.2.1. ZEVO Malešice

Proces svážení do spalovny ZEVO Malešice probíhá tak, že v daných intervalech přijedou svozové vozy s nákladem SKO. Po vpuštění do areálu vyjedou na vyvýšené místo, kde několika otvory vysypávají SKO do zásobníku. Vzhledem k tomu, že na vyvýšené místo vede úzká příjezdová cesta, je zde málo otvorů pro vysypání odpadu a tvoří se dlouhé kolony, ve kterých vozy čekají klidně i 30 minut. Tento způsob se jeví jako nevyhovující. Kdybychom vzali v úvahu, že se zvýší spalovací kapacita, tak tento způsob je neudržitelný z hlediska efektivity práce.

1.2.2. Sběrný dvůr Radlice

Ve sběrném dvoře v Radlicích proces probíhá podobně. V různých svozových časech přijedou naplněné sběrné vozy, vysypají svůj obsah do násypky, pod kterou se nachází horizontální hydraulický lis, který odpad vodorovným pohybem lisuje do upevněného kontejneru. Proces je monitorován a v případě naplnění se plný kontejner vymění za prázdný. Plné kontejnery se skladují a po určité době se na nákladních vozech odvázejí do ZEVO Malešice, kde se jejich obsah vysypává do zásobníku. Používá se zde stacionární lis VSP 380 LH připevněný k betonovému podkladu kotevními šrouby. S kontejnerem je spojen nájezdovými drahami a pomocí automatických ramen přichycen k lisu. Po aretaci se dvířka v kontejneru zvednou a kontejner se naplní. ^[18]

Zde použitý speciální kontejner má označení ARK LH a vyrábí se ve 3 velikostech: 20, 25, 30 m³ vnitřního prostoru. Kontejner je vybaven dvoudílnými dveřmi, jedny jsou připevněny panty a druhé jsou kluzně lineárně vedeny. ^[17]



Obr. 3: Stacionární lis VSP 380 LH



Obr. 4: Kontejner ARK LH

1.3. Směsný komunální odpad

1.3.1. Definice pojmu

„Směsný komunální odpad (dále jen SKO) je složka odpadu vznikající po vytrídění papíru, plastů, skla, nápojového kartonu, kovů, nebezpečného odpadu, objemného odpadu aj. SKO se vyznačuje velmi proměnlivým složením, obsahuje v různém poměru obaly, papír, lepenku, textil, plasty, sklo, kovový odpad, bioodpad, ale také chemikálie, baterie, léky apod. Z hlediska zákona o odpadech a dle Katalogu odpadů je směsný komunální odpad, jako ostatní komunální odpad, zařazen pod katalogové číslo 20 03 01.“^[14]

Z této definice pro tuto konstrukční práci je nejpodstatnější pojem nehomogenita a různorodost složek v SKO. Je třeba vzít v úvahu, že v odpadu se může nacházet, jak měkký organický odpad, tak i pevné kovové prvky, které při lisování nebo při určení hustoty SKO představují problém, se kterým bude nutno počítat.

Experimentálně bylo podle Pražských služeb zjištěno, že hustota odpadu v neslisovaném stavu v popelářském vozu je $0,5t/m^3$. Se započtením lisování se tato

hodnota zvýší na $0,6 - 0,7 \text{ t/m}^3$. S touto hodnotou budu při následných výpočtech kalkulovat

1.4. Zadání

Zadáním bylo vypracování konceptu svozu komunálního odpadu v Praze, který by postupem času nahradil stávající, jelikož ten je nevyhovující. Koncepce zahrnovala mnoho uzlů a já se svými spolužáky se měl zabývat manipulací kontejneru při jeho plnění. Hlavní otázka, kterou jsme se zabývali, spočívala v tom, jaký způsob nasypávání zvolit. Museli jsme se rozhodnout, zdali se budeme ubírat cestou horizontálního násypu, ať už přes střechu kontejneru nebo dveřmi, či zvolit vertikální způsob a kontejner otáčet.

Tab 1: Porovnání horizontální a vertikální metody plnění

Horizontální plnění		Vertikální plnění	
Výhody	Nevýhody	Výhody	Nevýhody
snazší manipulace s kontejnerem	složitější lisování menší komprese	lisování gravitací po celém průřezu	manipulace otáčení
možnost úpravy dosavadních kontejnerů	náročnost na prostor	rovnoměrné plnění	složitější výsyp vzhledem k vyšší kompresi odpadu vespod
není potřeba speciálních vozů pro otočení	Neoriginální způsob	levnější kontejner	celková výška e + násypky

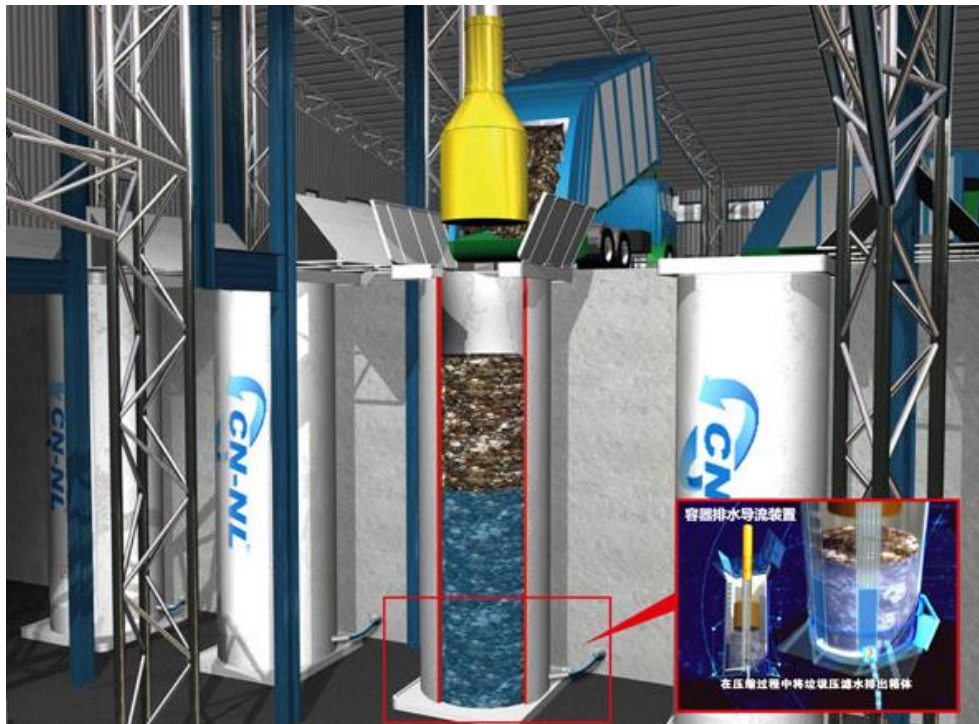
Nakonec jsme se rozhodli pro koncept, který používá způsob vertikálního plnění. Pro tuto volbu hrálo mnoho faktorů, jako například, že Pražské služby požadovaly úplně nový způsob s vysokou mírou automatizace, která by zajišťovala produktivitu. Výhodou tohoto způsobu je, že při lisování, které částečně probíhá při vysypávání odpadu z násypky, se odpad lisuje vlastní tíhou.

2. Rešerše vertikálního způsobu plnění

Vertikální způsob plnění je ve světě relativně ojedinělý. Na českém trhu jsem nenašel firmu, která řešila stejný problém, ale inspiroval jsem se v Šanghaji, kde již podobný způsob používají. Mým úkolem bylo vymyslet něco podobného, ale vylepšit ho vlastním nápadem.

Systém firmy CN-NL Waste Solution Co., Ltd. pracuje s vertikálním plněním. Princip spočívá v tom, že nákladní auta nesou konstrukci s přidělaným kontejnerem kruhového průřezu, který pomocí hydraulických pístů auto otočí o 90° . Dvoukřídlé dveře kontejneru se pod násypkou otevřou pomocí řetězů a přímo do kontejneru je nasypán SKO, který je následně mechanickým lisem slisován. Celé toto zařízení je v budově, ve které je podtlak

oproti venkovnímu prostředí, a tím pádem do okolí neuniká zápach. Výhodou tohoto řešení je levné a efektivní provedení konstrukčních uzlů a ekologičnost. [18]



Obr. 5: Způsob lisování CN-NL Waste Solution Co. Ltd.

2.1. Cíl práce

Cílem mé práce je návrh samostatného otáčecího zařízení, které bude splňovat tyto požadavky

- Tuhá ocelová konstrukce, do které bude umístěn kontejner
- Otočení konstrukce o 90° a systém pro otočení
- Aretace kontejneru ve 2 pracovních polohách
- Průběžné vážení kontejneru při plnění

Celá konstrukce by měla být samostatná, tzn. nebude součástí nákladního vozidla nebo jiného dopravního prostředku a bude schopna pracovat nezávisle. Požadavkem bylo, že ocelová konstrukce a její součásti musí být rozebíratelné. Dalším požadavkem bylo ochránit konstrukční uzly, jelikož zařízení bude pracovat ve znečištěném prostředí. Posledním požadavkem je synchronizace s kolegy, kteří řeší jiné konstrukční prvky, a budou je chtít implementovat na otáčecí konstrukci.

3. Teoretická část

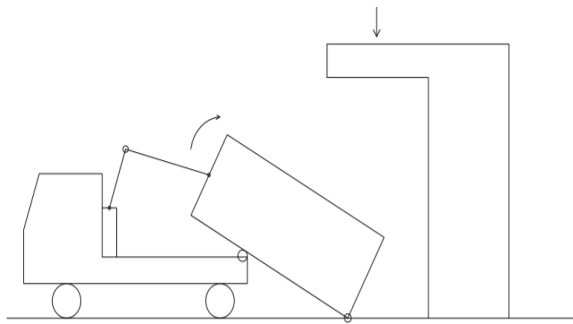
V této části práce se věnuji mému konkrétnímu návrhu zařízení pro otáčení kontejneru, jeho vývoji a následné finální volbě.

3.1. Volba konstrukce

Při tvorbě základní vize jsme se společnými silami dopracovali k mnoha způsobům, jak efektivně kontejner otočit. Po podrobnějších rozborech jednotlivých variant jsem došel k závěru, že ne všechny jsou vhodné k použití do naší koncepce.

3.1.1. Otáčení přes hranu

Jedním ze způsobů otáčení je otáčení kontejneru „přes hranu“. Tento princip spočívá v tom, že v kontejneru jsou implementovány na spodní straně místa, do kterých se zasekne kotvící prvek, například hák. Háček bude pevně v zemi a kontejner se do něj zasekne. Zvednutím ruky, která je umístěna na nákladním vozidle se kontejner otočí do vertikální polohy.



Obr 6: Princip otáčení přes hranu kontejneru



Obr 7: hydraulická ruka

Tento způsob je velice jednoduchý, ale nevhodný. Jeho hlavní nevýhoda spočívá ve vysokém namáhání kontejneru, který by se naplněný mohl snadno deformovat, zkroutit a tím by se zkrátila i jeho životnost. K odstranění těchto překážek by bylo nutné kontejner hodně předdimenzovat, což by ale vedlo ke ztrátě jeho efektivnosti. Další nevýhodou je přítomnost dlouhé hydraulické ruky na platformě jako součástí nákladního automobilu. Ruka by musela být schopná se zvednout do výšky přes 5 metrů, aby kontejner přetočila o 90 stupňů. Poslední z výčtu nevýhod je lidský faktor, tj. řidič a jeho řidičské schopnosti. Jeho úkolem by bylo se přesně trefit do háčků v zemi a zároveň ovládat hydraulickou ruku, což není jednoduchá operace. Proto z hlediska vyvarování se lidské chyby a požadavku automatizace se jeví tento způsob jako naprosto nevhodný.

3.1.2. Princip „Sideload“

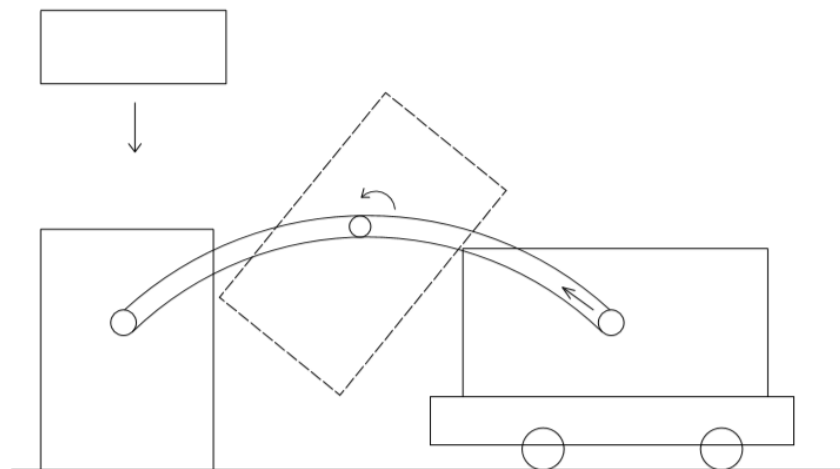
Tato varianta je inspirována způsobem, kterým se zabývá mnoho firem. Jako příklad uvádím firmu L. Arthur Transport Services PTY Ltd. Daná firma se obecně zabývá transportem po silnicích, kde přepravuje těžká i lehčí břemena a manipulací s nimi. ^[19]

Jejich zařízení funguje na principu platform nasazených na přívěs kamionu. Skládá se z hydraulických rukou, které kontejner uchopí na podélné straně a vyloží ho z přívěsu na zem.



Obr. 8: Sideloader firmy L.Arthur

Při použití tohoto způsobu by byla nutná modifikace na naše podmínky, a to přidáním rotačního pohybu, ideálně v těžišti kontejneru, který by zajistil rotaci o 90 stupňů. Po zralé úvaze jsem i tento způsob zavrhl jako dost komplikovaný, protože plně nevyužíval možnosti kolejiště, což je páteří plánovaného konceptu svozu odpadu. Další nevýhodou tohoto způsobu je zbytečné předdimenzování kontejneru a složitost jeho konstrukce.

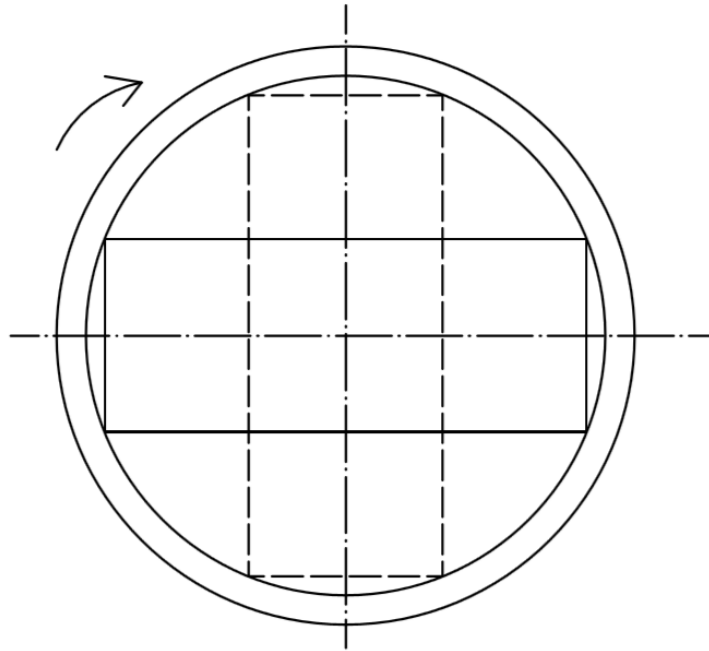


Obr. 9: Způsob přemístění v principu „Sideloader“

3.1.3. Princip dvou obručí

Z výše uvedeného principu jsem si uvědomil, že práce s těžištěm kontejneru je velice důležitá. Bohužel, kvůli nehomogenitě SKO dojde pokaždé k vychýlení těžiště kontejneru, ať se využije lisovací síla, anebo ne. Tuto komplikaci je nutné co nejvíce kompenzovat pomocí tuhosti konstrukce a jednoduchého pohybu při otáčení, kdy osa rotace zařízení projde ideálním těžištěm uvažovaného kontejneru.

Koncept by se skládal ze dvou obručí, do kterých se bočním pohybem vsune kontejner. V ideálním případě dojde ke shodě osy rotace zařízení a těžiště kontejneru.



Obr. 10: Princip kolotoče

Zpočátku se uvažovalo, že by obruč nemusela být plná, ale jen částečná, což se později s ohledem na tuhost rámu zavrhlo. Zařízení se tedy skládá ze 2 obručí od sebe vzdálených na šířku kontejneru, které jsou mezi sebou propojené, čímž vytváří jeden celek.

4. Návrhová část

4.1. Konstrukce pro otáčení

Konstrukce rámu se skládá ze dvou obručí, které jsou mezi sebou spojeny příhradovou konstrukcí, UPE-Profilý a jekly. Průměr obruče je 6000 mm a šířka zařízení je 2560 mm.

Na obrázku 11 můžeme vidět, jak tato konstrukce vypadá. Hlavním požadavkem na tuto konstrukci byl, aby konstrukce byla rozebíratelná. Proto celou tuto konstrukci jde sešroubovat ze segmentů, které je možno naložit na nákladní vůz a lehce přemístit.



Obr. 11: Návrh otáčecí konstrukce

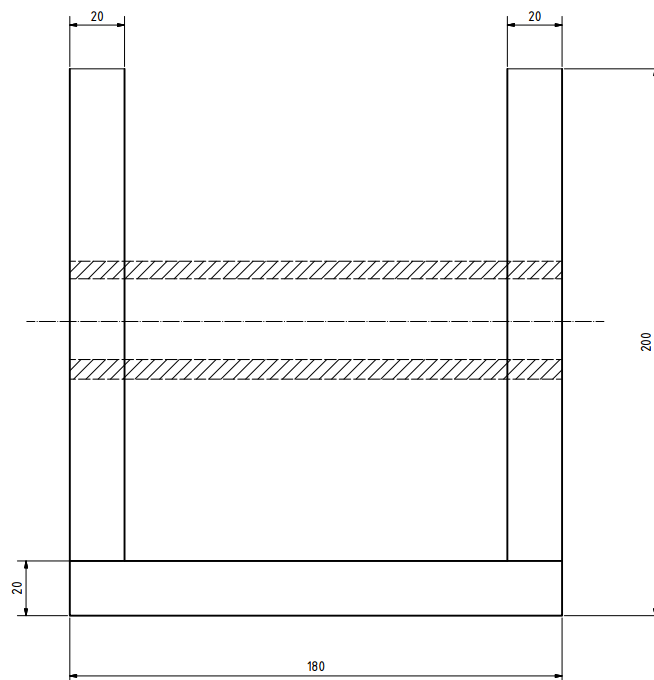
4.1.1. Obruč

Obruč skládá ze 4 segmentů. Tyto segmenty jsou svařence z 20 mm plechu oceli 11 523 s mezí kluzu 355 MPa. Tvoří je boční výpalky přivařené na vývalek o poloměru 3000 mm, který bude po svaření třískově obroben, aby dosedací plocha měla přesný rozměr, a trubky, které vyztužují konstrukci v axiálním směru rotace a příruby.



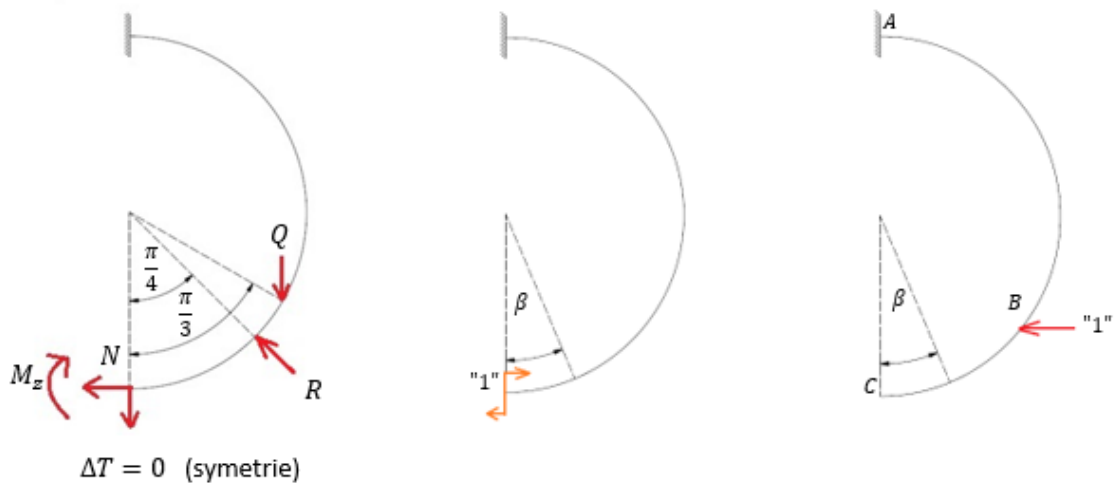
Obr. 12: Segmenty obruče

Jak můžeme vidět, segment má proměnný průřez, ale pro přibližný analytický pevnostní výpočet jsem si průřez určil jako U-Profil o rozměrech na obrázku 13.



Obr. 13: Průřez segmentu

Pevnostní výpočet konstrukce jsem provedl na zjednodušeném modelu rámu o 1 ose symetrie pro zjednodušení výpočtu. [7]



Obrázek 14 Výpočtové modely

$$m_{kolotoče} = 11\,000 \text{ kg}$$

$$m_{kontejneru} = 15\,000 \text{ kg}$$

$$F_{aretační} = 40\,000 \text{ kN}$$

$$M_z = ?$$

$$N = ?$$

$$Q = 37\,500 \text{ N}$$

$$R = 27\,500 \cdot \cos 45 + \frac{150\,000 \cdot \cos 45}{4} + \frac{40\,000 \cdot \cos 45}{4} = 53\,033 \text{ N} \quad (1)$$

Okrajové podmínky:

$$\varphi_c = 0$$

$$u_B = 0$$

Momentové rovnice:

$$M_{(\beta)}^I = M_z + N \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) \quad (2)$$

$$M_{(\beta)}^{II} = M_z + N \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) + 53\,033 \cdot r \cdot \sin \beta + 53\,033 \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) \quad (3)$$

$$M_{(\beta)}^{III} = M_z + N \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) + 53\,033 \cdot r \cdot \sin \beta + 53\,033 \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) + 37\,500 \cdot r \cdot \sin \beta \quad (4)$$

Jednotkové momenty:

$$m_{\varphi(\beta)}^I = 1$$

$$m_{\varphi(\beta)}^{II} = 1$$

$$m_{\varphi(\beta)}^{III} = 1$$

$$m_{F(\beta)}^I = 0$$

$$m_{F(\beta)}^{II} = r \cdot (1 - \cos \beta)$$

$$m_{F(\beta)}^{III} = r \cdot (1 - \cos \beta)$$

Natočení v bodě C

$$\varphi_C = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(\int_0^{\frac{\pi}{4}} M_{(\beta)}^I \cdot m_{\varphi(\beta)}^I \cdot r \cdot d\beta + \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{3}} M_{(\beta)}^{II} \cdot m_{\varphi(\beta)}^{II} \cdot r \cdot d\beta \right. \quad (5)$$

$$\left. + \int_{\frac{\pi}{3}}^{\frac{\pi}{2}} M_{(\beta)}^{III} \cdot m_{\varphi(\beta)}^{III} \cdot r \cdot d\beta \right)$$

$$0 = \int_0^{\frac{\pi}{4}} (M_z + N \cdot r \cdot (1 - \cos \beta)) \cdot r \cdot d\beta$$

$$+ \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{3}} (M_z + N \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) + 53\,033 \cdot r \cdot \sin \beta + 53\,033 \cdot r \cdot (1 - \cos \beta)) \cdot r \cdot d\beta$$

$$+ \int_{\frac{\pi}{3}}^{\frac{\pi}{2}} (M_z + N \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) + 53\,033 \cdot r \cdot \sin \beta + 53\,033 \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) + 37\,500 \cdot r \cdot \sin \beta) \cdot r \cdot d\beta$$

$$I: 0,078 N \cdot r^2 + \frac{\pi}{4} \cdot M_z \cdot r$$

$$II: 0,1 N \cdot r^2 + 16440 \cdot r^2 + \frac{\pi}{12} \cdot M_z \cdot r$$

$$III: 0,39 N \cdot r^2 + 65\,929 \cdot r^2 + \frac{\pi}{6} \cdot M_z \cdot r$$

$$0 = 0,49 N \cdot r^2 + 82\,369 \cdot r^2 + \frac{\pi}{2} \cdot M_z \cdot r$$

$$M_z = \frac{-0,96 N \cdot r - 164\,738 \cdot r}{\pi}$$

Posuv v místě B:

$$u_B = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(\int_0^{\frac{\pi}{4}} M_{(\beta)}^I \cdot m_{F(\beta)}^I \cdot r \cdot d\beta + \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{3}} M_{(\beta)}^{II} \cdot m_{F(\beta)}^{II} \cdot r \cdot d\beta \right) \quad (6)$$

$$\left. + \int_{\frac{\pi}{3}}^{\frac{\pi}{2}} M_{(\beta)}^{III} \cdot m_{F(\beta)}^{III} \cdot r \cdot d\beta \right)$$

$$0 = 0 + \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{3}} (M_z + N \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) + 53\,033 \cdot r \cdot \sin \beta + 53\,033 \cdot r \cdot (1 - \cos \beta)) \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) \cdot r \cdot d\beta$$

$$+ \int_{\frac{\pi}{3}}^{\frac{\pi}{2}} (M_z + N \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) + 53\,033 \cdot r \cdot \sin \beta + 53\,033 \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) + 37\,500 \cdot r \cdot \sin \beta) \cdot r \cdot (1 - \cos \beta) \cdot r \cdot d\beta$$

$$II: 0,04 N \cdot r^3 + 6548 \cdot r^3 - 1,63 \cdot M_z \cdot r^2$$

$$III: 0,4 N \cdot r^3 + 49\,909 \cdot r^3 + 0,38 \cdot M_z \cdot r^2$$

$$0 = 0,44 N \cdot r^3 + 56\,457 \cdot r^3 - 1,25 \cdot M_z \cdot r^2$$

$$0 = 0,44 N \cdot r^3 + 56\,457 \cdot r^3 - 1,25 \cdot \frac{-0,96 N \cdot r - 164\,738 \cdot r}{\pi} \cdot r^2$$

$$0 = 0,82 N \cdot r^3 + 122\,004 \cdot r^3$$

$$N = -148\,785 N$$

$$M_z = -20\,273\,609 N \cdot mm$$

Místo maximálního momentu

$$\frac{\partial M_{(\beta)}^{III}}{\partial \beta} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial(-N \cdot r \cdot \cos \beta + 53\,033 \cdot r \cdot \sin \beta - 53\,033 \cdot r \cdot \cos \beta + 37\,500 \cdot r \cdot \sin \beta)}{\partial \beta} = 0$$

$$-148\,785 \cdot r \cdot \sin \beta + 53\,033 \cdot r \cdot \cos \beta + 53\,033 \cdot r \cdot \sin \beta + 37\,500 \cdot r \cdot \cos \beta = 0$$

$$\tan \beta = 1,058$$

$$\beta = 46,60^\circ$$

Maximální ohybový moment

$$M_{oMAX} = M_z + N \cdot r \cdot (1 - \cos 46,6) + 53\,033 \cdot r \cdot \sin 46,6 + 53\,033 \cdot r \cdot (1 - \cos 46,6) + 37\,500 \cdot r \cdot \sin 46,6$$

$$M_{oMAX} = 83\,882\,192 N \cdot mm$$

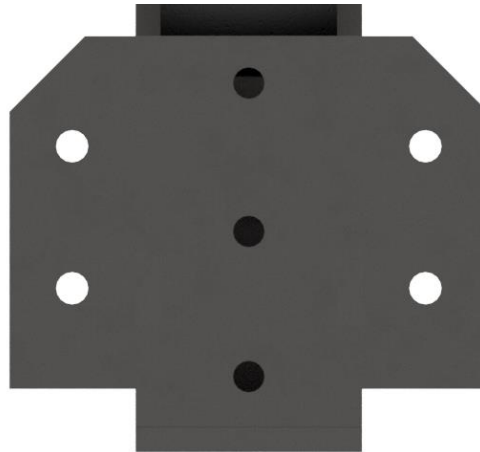
Pevnostní kontrola

$$\sigma_{RED} = \frac{M_{oMAX}}{W_o} = \frac{121\,417\,467}{622\,666} = 134,71 N \cdot mm^{-2} \quad (8)$$

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{RED}} = \frac{355}{134,71} = 2,64 \quad (9)$$

Výsledná bezpečnost celé obruče je tedy 2,64, což zaručuje dostatečnou bezpečnost.

4.1.1.1. Návrh šroubu do příruby v obručích



Obr. 15: Dosedací příruba

$F_C = 150\,000\text{ N}$ je provozní síla zvolena z předchozího výpočtu rámu

Síla na jeden šroub se vypočte ze vztahu:^[2]

$$F = \frac{F_C}{i} \quad (9)$$

$i = 7$ a je to počet šroubů v přírubě.

Tento vztah platí za předpokladu, že šrouby budou všechny rovnoměrně zatěžované, což v realitě určitě nebudou. Šrouby v přírubě nejsou poskládány rovnoměrně do stejných řad, tak není možné si analyticky určit náhradní sílu. Pro důkladný výpočet bude potřeba si udělat analýzu pomocí MKP. Za všech těchto předpokladů si při výpočtech je uvažována silovou rezervu, aby šroub vydržel i větší sílu.

$$F = \frac{F_C}{i} = \frac{150\,000}{7} = 21\,429\text{ N}$$

pro další výpočty jsem zaokrouhlil sílu na 21 500N.

- Šroub zvolen ISO 4014 – M24 x l–8.8
- Rozteč $P = 3$
- Počet chodů $i_{ch} = 1$
- Délka šroubu
- Svěrná délka: $l_s = 60\text{ mm}$
- Výška matice podle ČSN EN ISO 4033 $m = 23,9\text{ mm}$, viz obrázek 16.

Tab. A-31

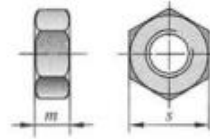
Šestihranné matice, typ 1 – Výrobní třída A a B.

(Výběr z ČSN EN ISO 4032 (02 1401))

Šestihranné matice, typ 2 – Výrobní třída A a B.

(Výběr z ČSN EN ISO 4033(02 1404))

Šestihranné matice nízké (se zkosením) – Výrobní třída A a B. (Výběr z ČSN EN ISO 4035 (02 1403))



závit matice Md = MD (mm)	rozměr pro klíč s max. (mm)	výška matice m max.		
		ČSN EN ISO 4032 (02 1401) (mm)	ČSN EN ISO 4033 (02 1404) (mm)	ČSN EN ISO 4035 (02 14031) (mm)
M5	8,0	4,7	5,1	2,7
M6	10,0	5,2	5,7	3,2
M8	13,0	6,8	7,5	4,0
M10	16,0	8,4	9,3	5,0
M12	18,0	10,8	12,0	6,0
(M14)	21,0	12,8	14,1	7,0
M16	24,0	14,8	16,4	8,0
M20	30,0	18,0	20,3	10,0
M24	36,0	21,5	23,9	12,0
M30	46,0	25,6	28,6	15,0
M36	55,0	31,0	34,7	18,0

Obr. 16: Rozměry matic ČSN EN ISO 4032, 4033, 4035 [2]

Jmenovitá délka šroubu se vypočte:

$$l = l_s + m + 2P \quad (10)$$

$$l = 60 + 23,9 + 2 \cdot 3 = 89,9 \text{ mm}$$

Délka šroubu zvolena nejbližší normalizovaná 90 mm.

Délka závitu:

$$b = 2d + 6 \quad (11)$$

$$b = 48 + 6 = 54 \text{ mm}$$

Délka hladké části dříku:

$$l_g = l - b \quad (12)$$

$$l_g = 90 - 54 = 36 \text{ mm}$$

Délka závitu v sevření:

$$l_b = l_s - l_g \quad (13)$$

$$l_b = 60 - 36 = 24 \text{ mm}$$

Plocha průřezu:

$$S_d = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \quad (14)$$

$$S_d = \frac{24^2 \cdot \pi}{4} = 452,39 \text{ mm}^2$$

Z tabulky 8-1 je pak výpočtový průměr $A_s = 353 \text{ mm}^2$

Tab. 8-1

Vybrané průměry a plochy průřezů šroubů s metrickým závitem ISO s hrubou a jemnou roztečí.¹²

jmenovitý průměr závitu Md (mm)	řada s hrubou roztečí			řada s jemnou roztečí		
	P (mm)	výpočtový průměr šroubu A_s (mm ²)	průřez jádra šroubu S_s (mm ²)	P (mm)	výpočtový průměr šroubu A_s (mm ²)	průřez jádra šroubu S_s (mm ²)
M1,6	0,35	1,27	1,07			
M2	0,40	2,07	1,79			
M2,5	0,45	3,39	2,98			
M3	0,5	5,03	4,47			
M3,5	0,6	6,78	6,00			
M4	0,7	8,78	7,75			
M5	0,8	14,2	12,7			
M6	1	20,1	17,9			
M8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36,0
M10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
M12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
M14	2	115	104	1,5	125	116
M16	2	157	144	1,5	167	157
M20	2,5	245	225	1,5	272	259
M24	3	353	324	2	384	365
M30	3,5	561	519	2	621	596
M36	4	817	759	2	915	884
M42	4,5	1120	1050	2	1260	1230
M48	5	1470	1380	2	1670	1630
M56	5,5	2030	1910	2	2300	2250
M64	6	2680	2520	2	3030	2980
M72	6	3460	3280	2	3860	3800
M80	6	4340	4140	1,5	4850	4800
M90	6	5590	5360	2	6100	6020
M100	6	6990	6740	2	7560	7470
M110				2	9180	9080

Obr. 17: Průměry a plochy průřezů šroubů s metrickým závitem [2]

Tuhost šroubu:

$$\text{Youngův modul pružnosti v tahu } E = 210 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_s = \frac{S_d A_s E}{S_d l_b + A_s l_g} \quad (15)$$

$$k_s = \frac{452,39 \cdot 353 \cdot 210 \cdot 10^3}{452,39 \cdot 24 + 353 \cdot 36} = 1\,423\,092 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Tuhost spojovaných součástí:

$$\text{Modul pružnosti v tahu ocelových spojovaných součástí } E = 81 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_p = \frac{0,577 \cdot 4\pi \cdot E \cdot d}{2 \ln \left(5 \frac{0,577 \cdot 4l_s + 0,5d}{0,577 \cdot 4l_s + 2,5d} \right)} \quad (16)$$

$$k_p = \frac{0,577 \cdot 4\pi \cdot 81 \cdot 10^3 \cdot 24}{2 \ln \left(5 \frac{0,577 \cdot 4 \cdot 60 + 0,5 \cdot 24}{0,577 \cdot 4 \cdot 60 + 2,5 \cdot 24} \right)} = 5\,288\,819 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Tuhostní konstanta spoje:

$$C = \frac{k_s}{k_s + k_p} \quad (17)$$

$$C = \frac{1\,423\,092}{1\,423\,092 + 5\,288\,819} = 0,212$$

Zkušební napětí z tabulky pro šroub 8.8 $S_p = 600 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Tab. 8-8
Mechanické vlastnosti ocelových šroubů s metrickým závětem podle ISO.^a (Výběr z ČSN EN ISO 898-1)

pevnostní třída ISO	rozsah průměrů	zkušební napětí	minimální (a jmenovitá) pevnost v tahu ^a	minimální (a jmenovitá) dolní mez kluzu R_{eL} nebo smluvní mez kluzu ^a $R_{p0,2}$ (MPa)	materiál	značka
4.6		225	400	240	uhlíková ocel	4.6
4.8		310	420 (400)	340 (320)	uhlíková ocel	4.8
5.8		380	520 (500)	420 (400)	uhlíková ocel	5.8
8.8	$\leq M16$ $> M16$	580 600	800 830 (800)	640 660 (640)	uhlíková ocel s přísadami (např. B, Mn nebo Cr), kalená a popouštěná	8.8
9.8	$\leq M16$	650	900	720	uhlíková ocel s přísadami (např. B, Mn nebo Cr), kalená a popouštěná	9.8
10.9		830	1 040 (1 000)	940 (900)	uhlíková ocel s přísadami (např. B, Mn nebo Cr); legovaná ocel; kalená a popouštěná	10.9
12.9		970	1 220 (1 200)	1 100 (1 080)	legovaná ocel, kalená a popouštěná	12.9

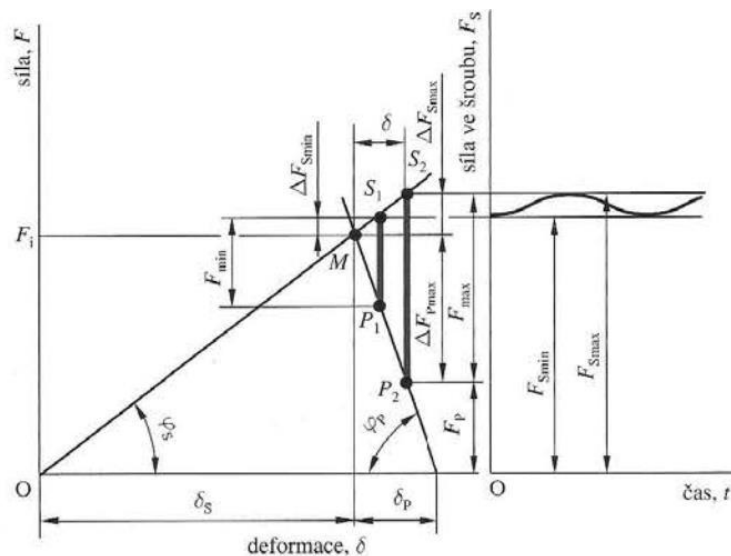
Obr. 18: Mechanické vlastnosti šroubů [2]

Síla předpětí se pak vypočte podle:

$$F_i = 0,75 \cdot A_s \cdot S_p \tag{18}$$

$$F_i = 0,75 \cdot 353 \cdot 600 = 158\,850 \text{ N}$$

Dynamickou analýzou pomocí softwaru Autodesk Inventor 2018 jsem zjistil, že šroub bude pracovat v pulzujícím cyklu.



Obr. 19: Diagram pulzujícího cyklu [2]

Přírůstek síly ve šroubu v provozním stavu ΔF_s :

$$\Delta F_s = C \cdot F \quad (19)$$

$$\Delta F_s = 0,212 \cdot 21500 = 4\,558 \text{ N}$$

Úbytek síly ve šroubu v provozním stavu ΔF_p :

$$\Delta F_p = (1 - C) \cdot F \quad (20)$$

$$\Delta F_p = (1 - 0,212) \cdot 21500 = 16\,942 \text{ N}$$

Výsledné silové zatížení šroubu v provozním stavu:

$$F_s = F_i + \Delta F_s \quad (21)$$

$$F_s = 158\,850 + 4\,558 = 163\,408 \text{ N}$$

Výsledné silové zatížení spojovaných součástí v provozním stavu:

$$F_p = F_i - \Delta F_p \quad (22)$$

$$F_p = 158\,850 - 16\,942 = 141\,908 \text{ N}$$

Deformace šroubu:

$$\delta_s = \frac{F_i}{k_s} \quad (23)$$

$$\delta_s = \frac{158\,850}{1\,423\,092} = 0,111 \text{ mm}$$

Deformace spojovaných součástí:

$$\delta_p = \frac{F_i}{k_s} \quad (24)$$

$$\delta_p = \frac{158\,850}{5\,288\,819} = 0,03 \text{ mm}$$

Statická bezpečnost v tahu:

$$k_{statická} = \frac{S_p A_s - F_i}{CF} \quad (25)$$

$$k_{statická} = \frac{600 \cdot 353 - 158\,850}{0,212 \cdot 21\,500} = 11,66$$

Šroub na staticky vyhovuje.

Bezpečnost při únavovém tahovém zatěžování:

Napětí od síly předpětí σ_i

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_s} = \frac{158\,850}{353} = 450 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (26)$$

Amplituda nominálního napětí σ_a

$$\sigma_a = \frac{CF}{2 \cdot A_s} \quad (27)$$

$$\sigma_a = \frac{21500 \cdot 0,212}{2 \cdot 353} = 6,45 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Střední nominální napětí σ_m

$$\sigma_m = \frac{CF}{2 \cdot A_s} + \frac{F_i}{A_s} \quad (28)$$

$$\sigma_m = \frac{0,212 \cdot 21\,500}{2 \cdot 353} + \frac{158\,850}{353} = 456,46 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Mez únavy pro šroub pevnostní třídy 8.8 $\sigma_c^x = 129 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a mez pevnosti v tahu

$$R_m = 800 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Mezní hodnota amplitudy napětí σ_A vypočítám podle Goodmanova kritéria porušení.

$$\sigma_A = \frac{\sigma_c^x \cdot (R_m - \sigma_i)}{R_m + \sigma_c^x} \quad (29)$$

$$\sigma_A = \frac{129 \cdot (800 - 450)}{800 + 129} = 48,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Mezní hodnota středního napětí se vypočte podle:

$$\sigma_M = \sigma_A + \sigma_i \quad (30)$$

$$\sigma_M = 48,6 + 450 = 498,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pro porovnání výsledků použiji další kritéria pro výpočet amplitudového napětí:

Gerberovo kritérium porušení:

$$\sigma_A = \frac{1}{2\sigma_c^x} \left[R_m \sqrt{R_m^2 + 4\sigma_c^x(\sigma_c^x + \sigma_i)} - R_m^2 - 2\sigma_i\sigma_c^x \right] \quad (31)$$

$$\sigma_A = \frac{1}{2 \cdot 129} \left[800 \sqrt{800^2 + 4 \cdot 129(129 + 450)} - 800^2 - 2 \cdot 450 \cdot 129 \right]$$

$$\sigma_A = 73,71 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Mezní hodnota středního napětí se vypočte podle:

$$\sigma_M = \sigma_A + \sigma_i \quad (32)$$

$$\sigma_M = 73,71 + 450 = 523,71 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Eliptické kritérium podle ASME:

$$\sigma_A = \frac{\sigma_c^x}{S_p^2 + (\sigma_c^x)^2} \left[S_p \sqrt{S_p^2 + (\sigma_c^x)^2} - \sigma_i^2 - \sigma_i\sigma_c^x \right] \quad (33)$$

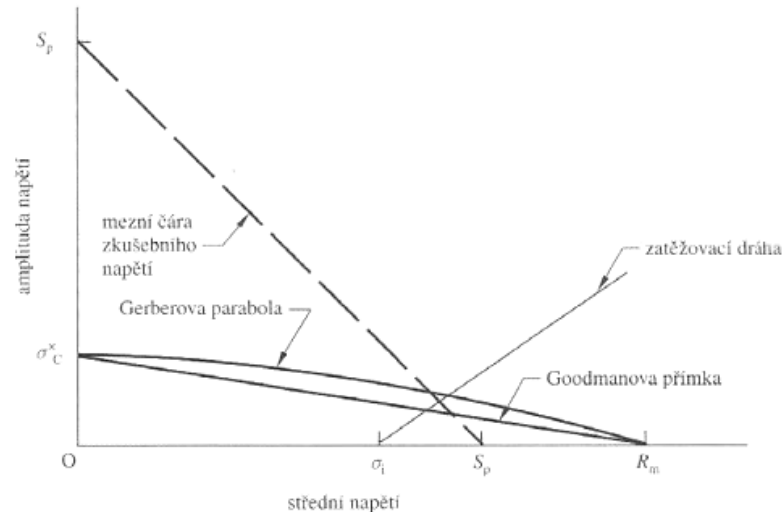
$$\sigma_A = \frac{129}{600^2 + (129)^2} \left[600 \sqrt{600^2 + 129^2} - 450^2 - 450 \cdot 129 \right] = 65,87 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Mezní hodnota středního napětí se vypočte podle:

$$\sigma_M = \sigma_A + \sigma_i \quad (34)$$

$$\sigma_M = 65,87 + 450 = 515,87 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Jak můžeme vidět, výsledky jednotlivých kritérií se velice liší. Goodmanovo kritérium se jeví jako nejkonzervativnější ze všech, a naopak Gerberovo nejméně. Rozdíl hodnot činí 51%.



Obr. 20: Graf závislosti amplitudy a středního napětí v různých kritériích [2]

Bezpečnost k meznímu stavu únavy:

$$k_u = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{48,6}{6,45} = 7,53 \quad (35)$$

Velikost k_u v provozních podmínkách nabývá minimálních hodnot 1,5-2,5. Šroub tedy na únavové tahové zatížení vyhovuje

Dynamická bezpečnost šroubového spoje:

Výpočet utahovacího momentu

- jmenovitý rozměr pro klíč $s = 36 \text{ mm}$
- průměr díry $d_h = 24 \text{ mm}$
- úhel stoupaní $\alpha = 60^\circ$
- součinitel tření v závitu $f = 0,15$
- součinitel tření na dosedací ploše $f_o = 0,15$
- stoupání závitu $P_h = 3 \text{ mm}$
- střední průměr závitu M24 $d_2 = 22,051 \text{ mm}$

$$M = M_Z + M_O = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left[\frac{P_h + \pi \cdot f \cdot d_2 \cdot \frac{1}{\cos \frac{\alpha}{2}}}{\pi \cdot d_2 - f \cdot P_h \cdot \frac{1}{\cos \frac{\alpha}{2}}} \right] + \frac{F_i \cdot f_o \cdot d_o}{2} \quad (36)$$

$$M = M_Z + M_O = \frac{158\,850 \cdot 22,051}{2} \cdot \left[\frac{3 + \pi \cdot 0,15 \cdot 22,051 \cdot \frac{1}{\cos 30}}{\pi \cdot 22,051 - 0,15 \cdot 3 \cdot \frac{1}{\cos 30}} \right] + \frac{158\,850 \cdot 0,15 \cdot 30}{2}$$

$$d_o = \frac{s + d_h}{2} \quad (37)$$

$$d_o = \frac{36 + 24}{2} = 30 \text{ mm}$$

$$M = 382\,063 + 357\,412 = 739\,475 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Smykové napětí τ

$$\tau = \frac{M_Z}{W_k} \quad (38)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} \quad (39)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 20,319^3}{16} = 1647,16 \text{ mm}^3$$

$$\tau = \frac{382\,063}{1647,16} = 232 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Kritické smykové napětí τ_k :

$$\tau_k = 0,57 \cdot R_{eL} \quad (40)$$

$$\tau_k = 0,57 \cdot 640 = 364,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Bezpečnost pro namáhání od krutu:

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau} \quad (41)$$

$$k_\tau = \frac{364,8}{232} = 1,57$$

Dynamická bezpečnost:

$$k_{\text{dynamická}} = k_u \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_\tau}\right)^2} \quad (42)$$

$$k_{\text{dynamická}} = 7,53 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{1,57}\right)^2} = 5,8$$

Šroub na dynamickou bezpečnost s rezervou vyhovuje.

Statická bezpečnost pro maximální redukované napětí:

Výpočet maximálního tahového napětí ve šroubu σ_{1max}

$$\sigma_{1max} = \frac{F_i + CF}{A_s} = \frac{163\,408}{353} = 462,77 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (43)$$

Výpočet maximálního redukovaného napětí podle hypotézy HMM $\alpha = \sqrt{3}$

$$\sigma_{red\ max} = \sqrt{\sigma_{1max}^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} \quad (44)$$

$$\sigma_{red\ max} = \sqrt{462,77^2 + 3 \cdot 232^2} = 612,88\ N \cdot mm^{-2}$$

Výsledná bezpečnost:

$$k_{redukovaná} = \frac{R_{eL}}{\sigma_{red\ max}} \quad (45)$$

$$k_{redukovaná} = \frac{640}{612,88} = 1,044$$

Šroub vyhovuje.

Bezpečnosti	ISO 4014 M24-90 8.8	ISO 4014 M24-90 10.9
$k_{statická}$	11,66	16,07
$k_{únavová}$	7,53	8,99
k_{τ}	1,57	1,66
$k_{dynamická}$	5,8	7,18
$k_{redukovaná}$	1,044	1,11

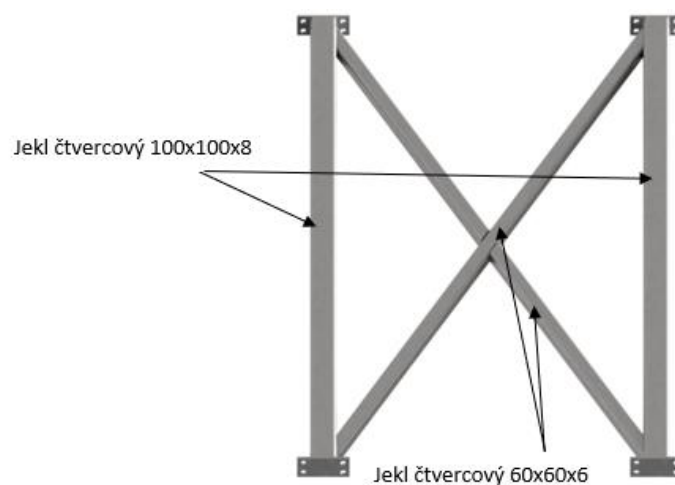
Tab. 2: Porovnání pevnostních tříd 8.8 a 10.9 šroubu M24

Z výpočtů tedy vyplývá, že nejmenší použitý šroub do konstrukce je M24 pevnostních tříd 8.8 a 10.9. S větším šroubem se bude zvyšovat i bezpečnost.

4.1.2. Další konstrukční uzly otáčecího zařízení

4.1.2.1. Příhradová konstrukce

Obruče mezi sebou budou spojené pomocí příhradové konstrukce, kterou je možno vidět na obrázku 21. Takto svařených jeklů v jedné rovině bude po obvodu obruče 6. budou přidělaný pomocí šroubů M20 8.8 do předem připravených otvoru s přivařovacími maticemi na obručích.



Obr. 21: Příhradová konstrukce

4.1.2.2. Dosedací prostor pro kontejner

Jako dosedací prostor budou sloužit 8 UPE profilů a dno kontejneru bude podepřeno jekly



Obr. 22: dosedací prostor pro kontejner

4.2. Návrh rámu a pohonu

Tuto část rozdělím na návrh rámu s vahadly a návrh pohonu se všemi náležitostmi.

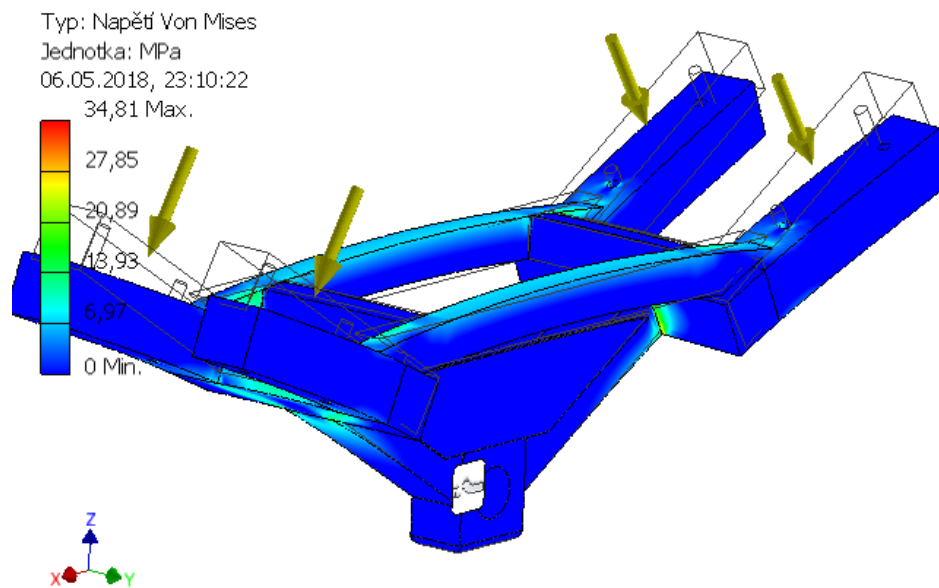
4.2.1. Vahadlo

Ocelová konstrukce bude postavena na 4 vahadlech, které budou zajišťovat pozici a na válcích tohoto vahadla se bude konstrukce otáčet. Vahadlo bude pomocí domku připevněno k ocelovému základnímu rámu. Na vahadle budou 4 ložiskové domky, ve kterých bude uložen buben pomocí čepu.



Obr. 23: Vahadlo

Konstrukce vahadla bude svařovaná ze čtvercových tyčí 100x100 a vyztužena obdélníkovými tyčemi 50x70. Ze statické analýzy z obrázku 24 vahadlo pevnostně vyhovuje



Obr. 24: Statická analýza vahadla pomocí Autodesk Inventor 2018

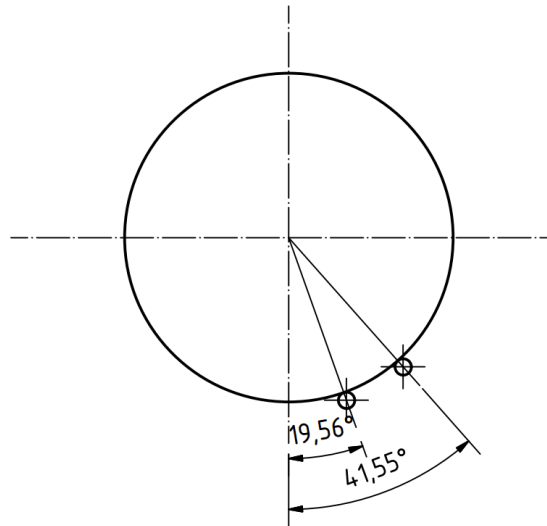
4.2.1.1. Kontrola čepu ve vahadlu

Rozměry čepu:

- Průměr čepu $d = 80 \text{ mm}$
- funkční délka $l = 435,2 \text{ mm}$
- šířka ložiskového domku $b = 77,8 \text{ mm}$

Síla, která působí na čep je analyticky spočítána z předpokladů podle schématického obrázku

- $m = 30\,000 \text{ kg}$
- $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- $\alpha_1 = 19,56^\circ$
- $\alpha_2 = 41,55^\circ$



Obr. 25: Schématický model pro výpočet reakcí na čep

$$\frac{m \cdot g}{4} = F \cdot \cos \alpha_1 + F \cdot \cos \alpha_2 \quad (46)$$

pro výslednou sílu F po úpravě rovnice vyjde vztah:

$$F = \frac{m \cdot g}{4 \cdot (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2)}$$

$$F = \frac{30\,000 \cdot 9,81}{4 \cdot (\cos 19,56 + \cos 41,55)}$$

$$F = 43\,518 \text{ N}$$

Čep tedy bude namáhán silou 43 518 N. Cyklus, ve kterém čep bude namáhán bude proměnlivý, a proto bude potřeba tabulková dovolená napětí snížit o 30%^[3]. Nyní provedu kontrolu na ohyb, smyk a na tlak v oblině. ^[3]

Ohybový moment si určím podle vztahu:

$$M_o = \frac{1}{8} \cdot F \cdot l \quad (47)$$

Po dosazení ohybový moment vyjde:

$$M_o = \frac{1}{8} \cdot 43\,518 \cdot 435,2$$

$$M_o = 2367379,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Z ohybového spočtu ohybové napětí podle vztahu:

$$\sigma_{ohyb} = \frac{10 \cdot M_o}{d^3} \quad (48)$$

Číselná hodnota ohybového napětí musí být menší než dovolené napětí σ_{Do} . Materiál, ze kterého bude čep vyroben, jsem zvolil konstrukční ocel ČSN 11 600, pro kterou je $\sigma_{Do} = 120 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Tuto hodnotu je nutno ještě snížit o 30%, kvůli proměnlivosti cyklu. σ_{Do} se tedy rovná $84 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Ohybové napětí a následně bezpečnost je rovna

$$\sigma_{ohyb} = \frac{10 \cdot 2367379,2}{80^3}$$

$$\sigma_{ohyb} = 46,23 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{ohyb} = \frac{\sigma_{Do}}{\sigma_{ohyb}} \quad (49)$$

$$k_{ohyb} = \frac{84}{46,23}$$

$$k_{ohyb} = 1,81$$

Bezpečnost na ohyb je 1,81, čep tedy vyhovuje. Dále provedu kontrolu na smyková napětí podle vztahu:

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{2}} \leq \tau_D \quad (50)$$

Podle tabulky τ_D pro ocel 11 600 snižená o 30 % je $56 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Hodnota napětí a bezpečnosti je rovna:

$$\tau = \frac{43\,518}{\frac{\pi \cdot 80^2}{2}}$$

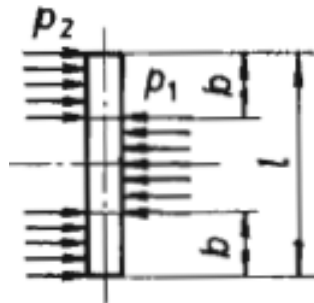
$$\tau = 4,32 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{smyk} = \frac{\tau_D}{\tau_{smyk}} \quad (51)$$

$$k_{smyk} = \frac{56}{4,32}$$

$$k_{smyk} = 12,93$$

Poslední kontrola bude kontrola čepu na otláčení ve dvou plochách, které jsou vidět na obrázku 26:



Obr. 26: Namáhání čepu na otláčení [3]

Stykové tlaky se spočítají podle vztahů:

$$p_1 = \frac{F}{(l - 2b) \cdot d} \quad p_2 = \frac{F}{2b \cdot d} \quad (52) \quad (53)$$

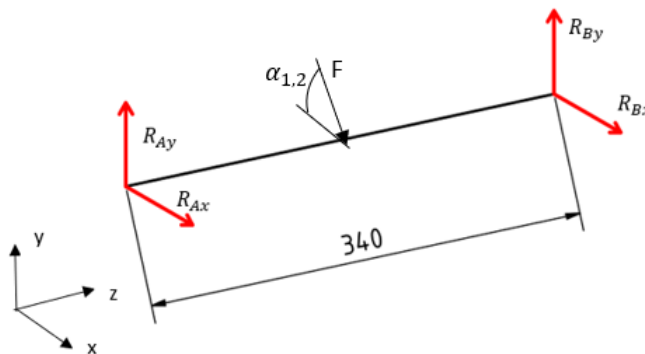
Dovolené napětí na otláčení je $120 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Tlaky číselně vyjdou

$$p_1 = \frac{43\,518}{(435,2 - 2 \cdot 77,8) \cdot 80} = 1,95 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad p_2 = \frac{43\,518}{2 \cdot 77,8 \cdot 80} = 3,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Čep tedy vyhovuje na všechny kontroly a je možno ho použít.

4.2.1.2. Ložiska na vahadlech

Výpočet reakcí v ložiskách z předchozího výpočtu čepu použijí sílu $F = 43\,518 \text{ N}$. Z úvahy a symetrie výpočtového prutu vychází, že výsledné reakce v bodu A i B budou rovny polovině síly F . V potaz přichází pouze radiální reakce v osách x a y , jak je vidět na obrázku, jelikož axiální síly na čep čepu působit nebudou.



Obr. 27: Reakce na čepu

Jednotlivé složky reakcí R_x a R_y se vypočtou pomocí úhlů, které svírají s osou otočného zařízení, viz obrázek 27.

Reakce vypočítány z rovnic statické rovnováhy a momentové rovnice k bodu A

$$\text{Síly působící ve směru osy Z:} \quad \sum F_i = 0 \quad (54)$$

$$\text{Síly působící ve směru osy Y:} \quad R_A + R_B - F = 0 \quad (55)$$

$$\text{Momentová rovnice k bodu A:} \quad F \cdot \frac{340}{2} - R_B \cdot 340 = 0 \quad (56)$$

Z momentové rovnice k bodu A vychází, že $R_B = \frac{F}{2}$, a z rovnice sil působících ve směru Y $R_A = R_B$. Oba dva čepy budou namáhány stejnými silami, akorát velikostně se budou lišit jednotlivé složky sil v osách Y a Z .

Pro čep 1 na vahadle vychází složky reakce

$$\alpha_1 = 19,56^\circ$$

$$R_{A1x} = \frac{F}{2} \cdot \sin \alpha_1 = \frac{43\,518}{2} \cdot \sin 19,56 = 7285 \text{ N}$$

$$R_{A1y} = \frac{F}{2} \cdot \cos \alpha_1 = \frac{43\,518}{2} \cdot \cos 19,56 = 20\,503 \text{ N}$$

$$R_{A1x} = R_{B1x}$$

$$R_{A1y} = R_{B1y}$$

Pro čep 2 na vahadle vychází složky reakce $\alpha_1 = 41,55^\circ$

$$R_{A2x} = \frac{F}{2} \cdot \sin \alpha_2 = \frac{43\,518}{2} \cdot \sin 41,55 = 14\,432\text{N}$$

$$R_{A2y} = \frac{F}{2} \cdot \cos \alpha_2 = \frac{43\,518}{2} \cdot \cos 41,55 = 16\,284\text{ N}$$

$$R_{A2x} = R_{B2x}$$

$$R_{A2y} = R_{B2y}$$

Z reakcí v předchozím kroku budu dimenzovat radiální ložiska, ve kterých je uchycen čep a na něm je napozicován pomocí distančních trubek buben, po kterém se odvaluje konstrukce ocelové obruče.

Z taktování procesu je určeno, že na otočení konstrukce o 90° bude vyhrazen časový úsek $t = 15$ sekund. Vzdálenost, kterou se musí konstrukce o $d_{kolot.} = 6000\text{ mm}$ odvalit a požadovanou dobu, se vypočte:

$$s = \frac{\pi \cdot d_{kolot.}}{4} \tag{57}$$

$$s = \frac{\pi \cdot 6000}{2} = 4712,38\text{ mm}$$

Obvod bubnu o $d_{buben} = 300\text{ mm}$ spočítáme pomocí stejného vztahu:

$$o_{buben} = \pi \cdot d_{buben} \tag{58}$$

$$o_{buben} = \pi \cdot 300 = 942,47\text{ mm}$$

Otáčky bubnu se určí:

$$n_{buben} = \frac{s}{o_{buben}} \tag{59}$$

$$n_{buben} = \frac{4712,38}{942,47}$$

$$n_{buben} = 5 \frac{\text{otáček}}{15\text{ sekund}}$$

$$n_{buben} = 20\text{ ot/min}$$

Z následujícího vztahu si určím $F_{ekv}^{[4]}$

$$F_{ekv} = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0} \tag{60}$$

kde X_0 je součinitel statického radiálního zatížení, Y_0 je součinitel statického axiálního zatížení, F_{r0} je skutečné statické radiální zatížení a F_{a0} je skutečné axiální zatížení. Z úvahy vyplývá, že F_{ekv} se bude rovnat skutečné radiální síle $F_{r0} = 21\,759\text{N}$, jelikož axiální síly zde nepůsobí.

Z katalogu firmy SKF jsem vytipoval stojatou ložiskovou jednotku SYJ 80 TF, která se skládá z litinového ložiskového domku SYJ 516, a jednořadého kuličkového ložiska YAR 216-2F. Výhoda této jednotky je, v celistvosti řešení, jednoduchém mazání a snadné montáži (viz příloha 2).

Pro výpočet životnosti ložiska jsou potřeba tyto údaje,

- Základní dynamická únosnost $C = 72,8 \text{ kN}$
- Základní statická únosnost $C_0 = 53 \text{ kN}$

Statickou únosnost zkontroluji podle vztahu,

$$s_0 = \frac{C_0}{F_{ekv}} \quad (61)$$

$$s_0 = \frac{53\,000}{21\,759} = 2,43$$

tato hodnota statické únosnosti zaručí bezproblémový chod při normálním provozu. [4]

Dynamickou únosnost určím přes základní trvanlivost ložiska vyjádřenou v provozních hodinách pomocí vztahu pro kuličková ložiska:

$$L_h = \frac{16\,667}{n_{buben}} \cdot \left(\frac{C}{F_{ekv}} \right)^3 \quad (62)$$

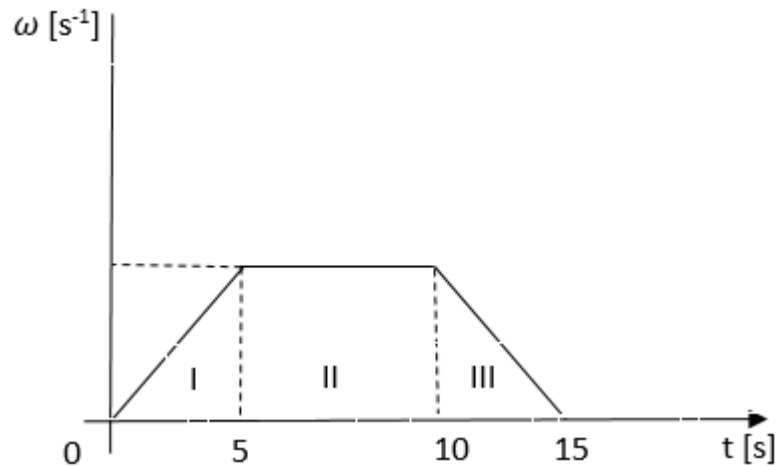
$$L_h = \frac{16\,667}{20} \cdot \left(\frac{72\,800}{21\,759} \right)^3 = 31\,210 \text{ hodin}$$

Při správném používání ložiska je základní trvanlivost 31 210 hodin.

4.2.2. Pohon

Pohon bude zajišťovat elektromotor napojený na převodovku. Pro vytipování elektromotoru a určení jeho parametrů je nutné si spočítat rozběhový moment. Motor bude startován pomocí softstartéru. Jelikož nebude třeba regulovat otáčky a jde jen pouze o měkký start s konstantním zrychlením a vyhnout se proudovým špičkám, volba padla právě na softstartér a ne na frekvenční měnič.

„Softstartéry jsou stále častěji využívány jako alternativa k rozběhům hvězda-trojúhelník. Moderní způsob spouštění motorů je vhodný zejména pro aplikace, jako jsou čerpadla, ventilátory nebo dopravníkové pásy. Softstartéry udržují vysoký točivý moment a odstraňují proudové špičky vznikající při spouštění motorů standardním způsobem. Mají ovšem i další výhodu-na rozdíl od klasických spínacích řešení uživatelé používají pouze jeden přístroj, kde jsou rozměry zařízení mnohem kompaktnější.“ [20]



Obr.28: Rozběhová charakteristika softstartéru

Pohyb bude rozdělen na tři části v obrázku označené římskými číslicemi jedna až tři. V první oblasti budou společně působit statický moment, který se skládá z odporu v ložiskách a valivého odporu mezi bubnem a ocelovou konstrukcí kolotoče. Dynamický moment se skládá z působení setrvačných sil při roztočení kolotoče. Tyto momenty se sečtou a vytvoří rozběhový moment, podle kterého se vybere elektromotor. V druhé oblasti působí pouze statické momenty a ve třetí stejně jako v první.

Předpokladem pro tento výpočet je otočení kontejneru za 15 sekund o 90°. pomocí charakteristiky softstartéru tento pohyb rozdělím na 2 části: rovnoměrně zrychlený pohyb po kružnici a pohyb a rovnoměrný pohyb po kružnici. Na zrychlování si stanovím čas 5 sekund, aby start byl co nejplynulejší. Rovnoměrný pohyb tedy bude trvat také 5 sekund.

Za 10 sekund by kolotoč tedy měl urazit úhlovou vzdálenost $\frac{\pi}{2}$ radiánu. Zbýlých 5 sekund motor bude dobíhat a bude rozeplá spojka, takže rotace motoru už nebude mít vliv na otáčení konstrukce. Konstrukce poté bude brzděna mechanickou brzdou. Ve skutečnosti bude muset kolotoč urazit méně než 90° stupňů, jelikož při brždění se konstrukce o malý úhel pootočí. Zjednodušený výpočet tedy vypadá takto:

$$\varphi = \frac{\pi}{2}$$

$$dt = 10 \text{ s}$$

rovnice pro úhlovou vzdálenost rovnoměrně zrychleného pohybu: ^[6]

$$d\varphi = d\omega \cdot dt + \frac{1}{2}\alpha \cdot dt^2 \quad (63)$$

kde okamžité úhlové zrychlení α si můžu vyjádřit ze vztahu:

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} \quad (64)$$

po dosazení do rovnice dostanu:

$$d\varphi = d\omega \cdot dt + \frac{1}{2} \frac{d\omega}{dt} \cdot dt^2$$

$$d\varphi = \frac{3}{2} d\omega \cdot dt$$

po z integrování rovnice úhlová rychlost vyjde:

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} d\varphi = \frac{3}{2} \int_0^{\omega} d\omega \cdot \int_0^{10} dt$$

$$\frac{\pi}{2} = \frac{30}{2} \omega$$

$$\omega = \frac{\pi}{30} \text{ s}^{-1}$$

po dosazení úhlové rychlosti do rovnice úhlového zrychlení dostaneme hodnotu úhlového zrychlení

$$\alpha = \frac{\pi}{30}$$

$$\alpha = \frac{\pi}{300} \text{ s}^{-2}$$

4.2.2.1. Dynamický moment

Nyní když známe hodnotu úhlového zrychlení jsme schopni spočítat dynamický moment. Dynamický moment je moment setrvačných sil, které po roztočení konstrukce budou chtít udržovat těleso v pohybu. Vypočte se ze vztahu: ^[6]

$$M_{\text{dynamický}} = I_{RED} \cdot \alpha \quad (65)$$

Redukovaný moment setrvačnosti setrvačných hmot bude součet dílčích momentů prvků otáčející soustavy. Pro můj výpočet bude hlavní moment setrvačnosti ocelové konstrukce k ose rotace a moment setrvačnosti plného kontejneru k ose rotace. Ohledně kontejneru provedu zde výpočet s více hodnotami momentu setrvačnosti, kdy těžiště kontejneru je přesně v ose rotace a pak když těžiště je posunuto ze středu rotace, což bude blíže reálnému stavu. Setrvačné účinky bubnů, na kterých bude kolotoč usazen pro výpočet zanedbám, jelikož řádově tato hodnota bude o dost menší než výše dvou zmíněných. Stejně tak to provedu s řetězem a setrvačnými vlastnostmi řetězových kol, které jsou osazeny na hřídelích

Redukovaný moment se tedy rovná

$$I_{RED} = I_{Kolotoče} + I_{kontejneru}$$

Pomocí programu Autodesk Inventor 2018 si po přiřazení materiálových vlastností všech komponent jsem schopen s malou relativní chybou odečíst hodnotu momentů setrvačnosti

$$I_{Kolotoče} = 6,95588 \cdot 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{kontejneru} = 3,0450 \cdot 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Hodnota momentu setrvačnosti pro kontejner je brána pro těžiště v ose rotace.

Redukovaný moment setrvačnosti tedy vychází:

$$I_{RED} = 6,95588 \cdot 10^4 + 3,0450 \cdot 10^4$$

$$I_{RED} = 1,000088 \cdot 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Po dosažení hodnoty redukovaného momentu a úhlového zrychlení spočtu dynamický moment.

$$M_{dynamický} = I_{RED} \cdot \alpha$$

$$M_{dynamický} = 1,000088 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi}{300}$$

$$M_{dynamický} = 1047,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.2.2.2. Statický moment

Statický moment se skládá z pasivních odporů. Statické odpory, které budu uvažovat jsou statické odpory v ložiskách vahadel ve kterých je uložen buben, a další uvažovaným statickým odporem bude valivý odpor mezi bubnem a obručí kolotoče.

Valivý odpor je odpor, který působí na těleso při valivém pohybu po podložce, kde podložka se pružně deformuje a výslednice normálových sil tělesa je tedy o rameno valivého odporu posunuta směrem dopředu. [9]

Podle vztahu se vypočte moment valivého odporu: [8]

$$M_{valivý} = F \cdot \xi \tag{66}$$

hodnotu ξ udává tabulka 0,005. Dosadím tedy hodnotu 0,055. Síla bude uvažována z předchozích výpočtů 43 518 N

$$M_{valivý} = 43\,518 \cdot 0,005$$

$$M_{valivý} = 217,59 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Hodnota celkového valivého odporu je osminásobek vypočteného valivého odporu jednoho bubnu:

$$M_{valivý} = 217,59 \cdot 8$$

$$M_{valivý} = 1740,72 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Třecí odpor v ložiskách jsem vypočetl pomocí výpočetního postupu, který uvádí firma SKF. Třecí moment není konstantní a závisí na mnoho proměnných, jako například na otáčkách, viskozitě maziva a rozměrech ložiska.

Celkový třecí moment se spočítá: ^[10]

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (67)$$

kde první složka je valivý třecí moment, druhá složka kluzný moment, třetí moment od těsnění a poslední brzdný moment od olejové lázně, který v našem případě bude roven 0.

Valivý třecí moment:

$$M_{rr} = \Phi_{ish} \cdot \Phi_{rs} \cdot G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6} \quad (68)$$

Z parametrů ložiska a tabulek uvedených u výpočtů můžeme odečíst

- $\nu = 190 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$ - kinematická viskozita použitého maziva VT307 při 40 °C
- $D = 140 \text{ mm}$ – velký průměr ložiska
- $d = 80 \text{ mm}$ – malý průměr ložiska
- $n = 20 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$ - otáčky ložiska
- $F_r = 21\,759 \text{ N}$ – radiální síla působící na ložisko
- $d_m = \frac{D+d}{2} = 110 \text{ mm}$ – střední výpočtový průměr ložiska
- $K_{rs} = 6 \cdot 10^{-8}$ – koeficient mazání, pro normální mazání
- $K_z = 3,1$ – koeficient pro kuličkové ložisko
- $R_1 = 4,4 \cdot 10^{-7}$
- $S_1 = 2 \cdot 10^{-3}$
- $\mu_{EHL} = 0,04$ – pro syntetické oleje
- $\mu_{bl} = 0,15$ – pro startování
- $K_{s1} = 0,018$
- $\beta = 2,25$
- $d_s = d_1 = 97,4 \text{ mm}$
- $K_{s2} = 0$

pro teplotní faktor platí:

$$\Phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (n \cdot \nu)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}} \quad (69)$$

$$\Phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (20 \cdot 190)^{1,28} \cdot 190^{0,64}}$$

$$\Phi_{ish} = 0,9989$$

Kinematické doplnění:

$$\Phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} \cdot v \cdot n \cdot (d+D)} \cdot \sqrt{\frac{K_z}{2 \cdot (D-d)}}} \quad (70)$$

$$\Phi_{rs} = \frac{1}{e^{6 \cdot 10^{-8} \cdot 190 \cdot 20 \cdot (80+140)} \cdot \sqrt{\frac{3,1}{2 \cdot (140-80)}}}$$

$$\Phi_{rs} = 0,992$$

Proměnná valivého tření:

$$G_{rr} = R_1 \cdot dm^{1,96} \cdot F_r^{0,54} \quad (71)$$

$$G_{rr} = 4,4 \cdot 10^{-7} \cdot 110^{1,96} \cdot 21759^{0,59}$$

$$G_{rr} = 0,97$$

Po dosažení hodnot valivý třecí moment:

$$M_{rr} = 0,9989 \cdot 0,992 \cdot 0,97 \cdot (190 \cdot 20)^{0,6}$$

$$M_{rr} = 135,14 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kluzný moment:

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (72)$$

Když axiální síla je rovna nule, pro G_{sl} platí:

$$G_{sl} = S_1 \cdot dm^{-0,26} \cdot F_r^{\frac{5}{3}} \quad (73)$$

$$G_{sl} = 2 \cdot 10^{-3} \cdot 110^{-0,26} \cdot 21759^{\frac{5}{3}}$$

$$G_{sl} = 9992,315$$

kluzný koeficient tření:

$$\mu_{sl} = \Phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \Phi_{bl}) \cdot \mu_{EHL} \quad (74)$$

pro Φ_{bl} platí vztah:

$$\Phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} \cdot (v \cdot n)^{1,4} \cdot d_m}} \quad (75)$$

$$\Phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} \cdot (190 \cdot 20)^{1,4} \cdot 110}}$$

$$\Phi_{bl} = 0,74$$

$$\mu_{sl} = 0,74 \cdot 0,15 + (1 - 0,74) \cdot 0,04$$

$$\mu_{sl} = 0,12$$

Kluzný moment po dosažení vyjde:

$$M_{sl} = 9992,315 \cdot 0,12$$

$$M_{sl} = 1213,06 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Třecí moment těsnění:

$$M_{seal} = K_{s1} \cdot d_s^{\beta} + K_{s2} \quad (76)$$

$$M_{seal} = 0,018 \cdot 97,4^{2,25}$$

$$M_{seal} = 536 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Celkový moment jednoho ložiska se rovná:

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal}$$

$$M = 536 + 135,14 + 1213,06$$

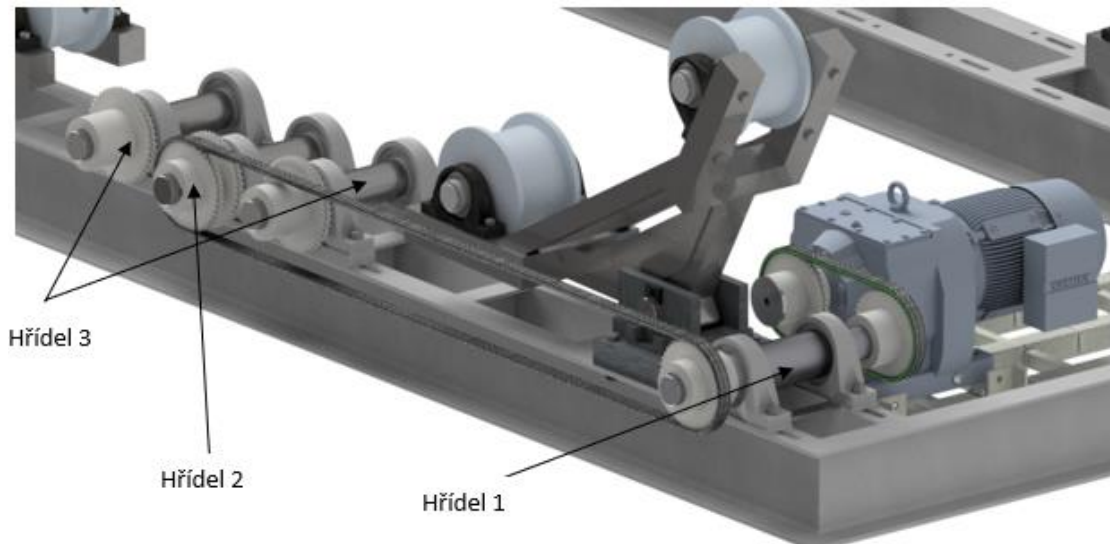
$$M = 1884,2 \text{ Nmm} = 1,884 \text{ Nm}$$

Ložisek na vahadlech je 16 a 8 na spodním rámu, tedy výsledný třecí odpor je 45,22 Nm

Rozběhový moment je součtem dynamického momentu a statického momentu a je roven 2835,94 N·m. Pomocí generátoru firmy SIEMENS jsem vytypoval pohonnou jednotku SIMOGEAR D149-LES180MQ4P (viz příloha 1) skládající se z čelní převodovky a elektromotoru. Výstupní kroutící moment je 7190 N·m, což je 2x více než je potřeba, ale dává nám to možnost přidávat zátěž na kolotoč, dělat jakékoliv konstrukční změny, nebo to pokrývá změny v setrvačnosti naloženého kontejneru, které jsou způsobeny nehomogenitou odpadu.

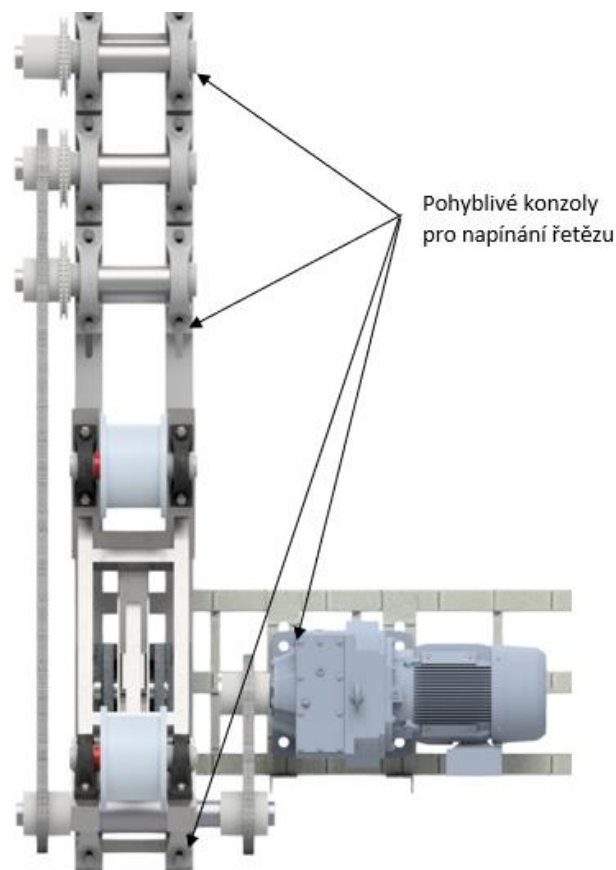
4.2.2.3. Řetězový pohon

Kroutící moment bude hnán z motoru na konstrukci pomocí řetězových kol a řetězů. Výstupní hřídel převodovky bude spojen s rozvodným hřídelem a ten bude spojen s hřídelem, který bude spojen s konstrukcí.



Obr. 29: Detail pohonu

K napínání řetězů bude sloužit pohyblivá konzola pod elektromotorem a pod ložisky hřídele 1. Napínání řetězu na obruči bude zajištěno také pomocí konzolí pod hřídeli 3, které svým pohybem budou moci zmenšovat nebo zvětšovat tečný úhel s konstrukcí. Řetěz bude ke konstrukci přichycen protikusem článku řetězu a jen opřen v připraveném vedení, které je součástí konstrukce.



Obrázek 30 Napínání řetězů

Vybraná pohonná jednotka od firmy SIEMENS má výstupní otáčky 24,6 otáček za minutu. Konstrukčně je zde omezení na místo, které mi nedovoluje použít řetězová kola větších rozměrů při převodu 1:1. proto největší možné řetězové kolo, které je možné použít je s roztečným průměrem 587,42 mm.

Pracovní podmínky

Kroučící moment, otáčky --> výkon

Výkon P 18,522 kW

Kroučící moment T 7190

Otáčky n 24,6

Účinnost η 0,980 ul

Požadovaná životnost L_h 10000,000 hr

Maximální prodloužení řetězu ΔL_{max} 0,030 ul

Druh provozu Bez rážů

Prostředí Čistě

Mazání Doporučeně

Vlastnosti řetězu

Pevnost při přetřetí F_u 170000,000 N

Měrná hmotnost m 7,200 kg/m

Jmenovitý výkon řetězu P_R 14,269 kW

Součinitel provedení řetězu 1,000 ul

Součinitele pro korigování výkonu

Součinitel rázu Y 1,000 ul

Součinitel provozu f_1 1,000 ul

Součinitel velikosti kola f_2 1,000 ul

Součinitel počtu řad f_3 1,700 ul

Součinitel mazání f_4 1,000 ul

Součinitel osové vzdálenosti f_5 0,957 ul

Součinitel převodu f_6 1,200 ul

Součinitel životnosti f_7 0,850 ul

Omezit tlak v kloubu řetězu

Dovolený tlak p_0 28,541 MPa

Specifický součinitel tření λ 1,024 ul

Analýza vibrací

Tuhost řetězu c 1600,000 N/mm

Mez kritické rychlosti Δn 0,100 ul

Výsledky

P_D 18,083 kW

F_P 23703,655 N

F_C 4,396 N

F_{Tmax} 23708,051 N

S_S 7,171 ul

S_D 7,171 ul

Očekávaná životnost

t_h 247957 hr

t_{hL} 7003 hr

t_{hr} 277778 hr

Řetěz

p 31,750 mm

X 134,000 ul

k 2,000 ul

A 591,000 mm²

v 0,781 mps

P_B 40,115 MPa

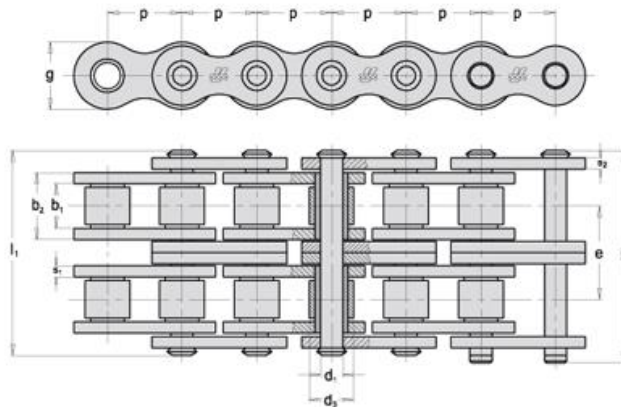
Kolo 1

z 60,000 ul

z_c 30,000 ul

Obr. 31: Výpočet řetězu pomocí Autodesk Inventor 2018

Pro stávající řešení pohonu jsem použil řetěz 20B-2 od firmy KOVOS. Životnost řetězu se pohybuje okolo 7000 hodin kvůli tlaku v kloubu řetězu, který je $40 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Vhodnější bude přejít na řetěz 24B-2, s čímž ale se změní rozměry pohonu.



ISO Nr.	Obj. čís.	p mm	b ₁ mm min.	b ₂ mm max.	d ₁ mm h9	d ₃ mm h10	l ₁ mm	l ₂ mm	g mm	s ₁ mm	s ₂ mm	e mm	r mm ²	F _B kN min.	Q kg/m
20B-2	318 112 159 000	31,750	19,56	29,00	10,19	19,05	77,7	82,5	26,0	4,50	3,50	36,45	591	170,0	7,50
24B-2	318 112 179 000	38,100	25,40	37,90	14,63	25,40	101,0	106,9	33,4	6,00	5,00	48,36	1109	280,0	13,90

Obr. 32: Rozměry řetězu 20B-2 a 24B-2

Roztečný průměr řetězových kol $d_r = 587,42 \text{ mm}$. Kola jsou generována Inventorem, ale v porovnání s katalogy výrobců zabývající se výrobou řetězových kol se rozměrově shodují.

Nejprve si spočítám radiální rychlost podle vztahu: ^[4]

$$v_r = \frac{\pi \cdot d_r \cdot n}{60} \quad (77)$$

$$v_r = \frac{\pi \cdot 587,417 \cdot 24,6}{60} = 0,76 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tažná síla řetězu bude působit na hřídel jako ve směru tečny. Spočítá se podle vztahu:

$$F_{Tr} = \frac{2 \cdot M_k}{d_r} \quad (78)$$

$$F_{Tr} = \frac{2 \cdot 7190}{0,5874} = 24\,480 \text{ N}$$

Odstředivá síla řetězu se může zanedbat, jelikož rychlost otáčení je velmi malá.

$$F_{ODST} = Q \cdot v_r^2 \quad (79)$$

$$F_{ODST} = 7,5 \cdot 0,75^2 = 1,44 \text{ N}$$

Do tažné složky je ale nutno započítat tíhovou sílu řetězu. Pro osy kol, které jsou v jedné rovině platí, že $K_h = 6,25$. ^[5]

Výsledná reakce uvažovaná v radiálním směru hřídele se spočte jako součet tažné síly a tíhové síly v řetězu. Pro osovou vzdálenost $a_m = 700 \text{ mm}$ platí:

$$F_{gr} = K_h \cdot Q \cdot g \cdot a_m \quad (80)$$

$$F_{gr} = 6,25 \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = 322 \text{ N}$$

$$F_r = F_{Tr} + F_{ODST} + F_{gr}$$

$$F_r = 24\,480 + 1,44 + 322 = 24\,803 \text{ N}$$

Pro osovou vzdálenost řetězových kol $a_m = 2285 \text{ mm}$ platí:

$$F_{gr} = K_h \cdot Q \cdot g \cdot a_m$$

$$F_{gr} = 6,25 \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot 2,285 = 1051 \text{ N}$$

$$F_r = F_{Tr} + F_{ODST} + F_{gr}$$

$$F_r = 24\,480 + 1,44 + 1051 = 25\,532 \text{ N}$$

Síla F_r je výsledná radiální síla, která bude namáhat hřídel a ložiska. Dále ji tedy využiju při určení reakcí v ložiskách.

4.2.3. Kontrola hřídele 1

Hřídele budu kontrolovat staticky a dynamicky. Statickou analýzu provedu v místě nejvyššího redukovaného napětí a dynamické analýzy v drážkách pro pera a v místě osazení. Hřídele budu uvažovat, že jsou vyrobeny z oceli 11 600. V tabulce jsou uvedeny potřebné hodnoty pro výpočet.

R_m	R_e	$\sigma_{Co(-1)}$	τ_k
$720 N \cdot mm^{-2}$	$340 N \cdot mm^{-2}$	$210 N \cdot mm^{-2}$	$150 N \cdot mm^{-2}$

Tab. 3: Vlastnosti materiálu 11 600 [1]

4.2.3.1. Statická analýza hřídele 1 [5]

Ohyb:

$$M_o = 1800 N \cdot m$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32} = 71\,569 \text{ mm}^3 \quad (81)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{1\,800\,000}{71\,569} = 25,15 N \cdot mm^{-2} \quad (82)$$

Krut:

$$M_{kl} = 7190 Nm$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 90^3}{16} = 143\,138 \text{ mm}^3$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{7\,190\,000}{143\,138} = 50,23 N \cdot mm^{-2}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha \tau_k^2} = \sqrt{51,52^2 + 3 \cdot 40,22^2} = 90,56 N \cdot mm^{-2}$$

Hodnota redukovaného napětí se porovná s hodnotou dovoleného napětí v ohybu.

V tomto případě vyberu hodnotu pro střídavý cyklus

$$\sigma_D = 115 N \cdot mm^{-2}$$

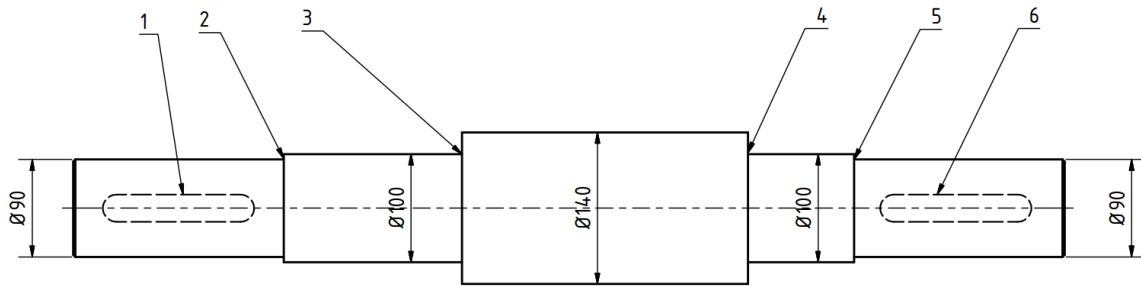
$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{115}{90,56} = 1,26$$

Redukované napětí vyhovuje.

Výpočet	MITCalc	Autodesk Inventor 2018
$90,56 N \cdot mm^{-2}$	$130,15 N \cdot mm^{-2}$	$93,51 N \cdot mm^{-2}$

Tab. 4: Porovnání redukovaných napětí na hřídeli 1

Hřídel jsem si rozdělil na 6 míst, které jednotlivě zkontroluji dynamickou kontrolou.



Obr. 33: Rozdělení hřídele 1

4.2.3.2. Dynamická kontrola - Místo 2 – vrub ^[5]

- $M_k = 7190 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_o = 3000 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $d = 90 \text{ mm}$
- $D = 100$
- $r = 1 \text{ mm}$

Součinitele odečteny z tabulek:

- $\alpha_o = 1,5$... Součinitel tvaru
- $\eta_c = 0,85$... vrubová citlivost
- $\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1)\eta_c = 1 + (1,5 - 1) \cdot 0,85 = 1,425$... Součinitel vrubu
- $\eta_p = 0,95$... Součinitel povrchu
- $\varepsilon_{vo} = 0,7$... Součinitel velikosti

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \frac{\eta_p}{\beta_o} = 210 \cdot 0,7 \cdot \frac{0,95}{1,425} = 98 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (83)$$

Napětí ve vrubu

$$\sigma_{ao} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{3\,000\,000}{\frac{\pi \cdot 90^3}{32}} = 41,92 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (84)$$

$$\tau_m = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{7\,190\,000}{\frac{\pi \cdot 90^3}{16}} = 50,23 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (85)$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_{ao}} = \frac{98}{41,92} = 2,34 \quad (86)$$

Dynamická bezpečnost v krutu

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau_m} = \frac{249,6}{9,8} = 2,99 \quad (87)$$

Dynamická bezpečnost

$$k_D = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2,33^2} + \frac{1}{2,99^2}}} = 1,74 \quad (88)$$

Výpočet	MITCalc	odchylka
1,74	1,58	9,2 %

Tab. 5: Porovnání dynamické bezpečnosti v místě 2

4.2.3.3. Dynamická kontrola - Místo 1 – pero ^[5]

- $M_k = 7190 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_o = 1800 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $d = 90 \text{ mm}$
- $t = 8,7 \text{ mm}$

Součinitele odečteny z tabulek:

- $\beta = 1,71$... Součinitel vrubu
- $\eta_p = 0,95$... Součinitel povrchu
- $\varepsilon_{vo} = 0,7$... Součinitel velikosti

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \frac{\eta_p}{\beta_o} = 210 \cdot 0,7 \cdot \frac{0,95}{1,71} = 81,66 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

napětí ve vrubu:

$$\sigma_{ao} = \frac{M_o}{\pi \cdot \frac{(d-t)^3}{32}} = \frac{1\,800\,000}{\pi \cdot \frac{(90-8,7)^3}{32}} = 34,12 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{\pi \cdot \frac{(d-t)^3}{16}} = \frac{7\,190\,000}{\pi \cdot \frac{(90-8,7)^3}{16}} = 68,14 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_{ao}} = \frac{55,56}{34,11} = 2,39$$

Dynamická bezpečnost v krutu

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau_m} = \frac{204}{68,14} = 2,20$$

$$k_D = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2,39^2} + \frac{1}{2,20^2}}} = 1,62$$

Výpočet	MITCalc	odchylka
1,62	1,57	3,1 %

Tab. 6: Porovnání dynamické bezpečnosti v místě 1

4.2.3.4. Dynamická kontrola - Místo 3 - vrub

- $M_k = 7190 \text{ N} \cdot \text{m}$

- $M_o = 5460 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $d = 100 \text{ mm}$
- $D = 140 \text{ mm}$
- $r = 1 \text{ mm}$

Součinitele odečteny z tabulek:

- $\alpha_o = 1,7$... Součinitel tvaru
- $\eta_c = 0,5$... vrubová citlivost
- $\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1) \cdot \eta_c = 1 + (1,5 - 1) \cdot 0,5 = 1,35$... Součinitel vrubu
- $\eta_p = 0,95$... Součinitel povrchu
- $\varepsilon_{vo} = 0,7$... Součinitel velikosti

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \frac{\eta_p}{\beta_o} = 210 \cdot 0,7 \cdot \frac{0,95}{1,35} = 103,44 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Napětí ve vrubu

$$\sigma_{ao} = \frac{M_o}{\pi \cdot \frac{d^3}{32}} = \frac{5\,460\,000}{\pi \cdot \frac{100^3}{32}} = 55,62 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_m = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{7\,190\,000}{\frac{\pi \cdot 100^3}{16}} = 36,62 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_{ao}} = \frac{103,44}{55,62} = 1,86$$

Dynamická bezpečnost v krutu

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau_m} = \frac{249,6}{9,8} = 4,1$$

Dynamická bezpečnost

$$k_D = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{1,86^2} + \frac{1}{4,1^2}}} = 1,71$$

Výpočet	MITCalc	odchylka
1,71	2,03	15,8 %

Tab. 7: Porovnání dynamické bezpečnosti v místě 3

4.2.3.5. Dynamická kontrola - Místo 4 - vrub

- $M_k = 7190 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_o = 4250 \text{ N} \cdot \text{m}$

- $d = 100 \text{ mm}$
- $D = 140 \text{ mm}$
- $r = 1 \text{ mm}$

Součinitele odečteny z tabulek:

- $\alpha_o = 1,7$... Součinitel tvaru
- $\eta_c = 0,5$... vrubová citlivost
- $\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1) \cdot \eta_c = 1 + (1,5 - 1) \cdot 0,5 = 1,35$... Součinitel vrubu
- $\eta_p = 0,95$... Součinitel povrchu
- $\varepsilon_{vo} = 0,7$... Součinitel velikosti

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \frac{\eta_p}{\beta_o} = 210 \cdot 0,7 \cdot \frac{0,95}{1,35} = 103,44 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Napětí ve vrubu

$$\sigma_{ao} = \frac{M_o}{\pi \cdot \frac{d^3}{32}} = \frac{4\,250\,000}{\pi \cdot \frac{100^3}{32}} = 43,29 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_m = \frac{M_k}{\pi \cdot \frac{d^3}{16}} = \frac{7\,190\,000}{\pi \cdot \frac{100^3}{16}} = 36,62 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_{ao}} = \frac{103,44}{43,29} = 2,38$$

Dynamická bezpečnost v krutu

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau_m} = \frac{249,6}{9,8} = 4,1$$

Dynamická bezpečnost

$$k_D = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2,38^2} + \frac{1}{4,1^2}}} = 2,1$$

Výpočet	MITCalc	odchylka
2,1	3,1	33 %

Tab. 8: Porovnání dynamické bezpečnosti v místě 4

4.2.3.6. Dynamická kontrola - Místo 5 - vrub

- $M_k = 7190 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_o = 2900 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $d = 90 \text{ mm}$

- $D = 100$
- $r = 1 \text{ mm}$

Součinitele odečteny z tabulek:

- $\alpha_o = 1,5$... Součinitel tvaru
- $\eta_c = 0,85$... vrubová citlivost
- $\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1)\eta_c = 1 + (1,5 - 1) \cdot 0,85 = 1,425$... Součinitel vrubu
- $\eta_p = 0,95$... Součinitel povrchu
- $\varepsilon_{vo} = 0,7$... Součinitel velikosti

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \frac{\eta_p}{\beta_o} = 210 \cdot 0,7 \cdot \frac{0,95}{1,425} = 98 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Napětí ve vrubu

$$\sigma_{ao} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{2\,900\,000}{\frac{\pi \cdot 90^3}{32}} = 40,52 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_m = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{7\,190\,000}{\frac{\pi \cdot 90^3}{16}} = 50,23 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_{ao}} = \frac{98}{40,52} = 2,42$$

Dynamická bezpečnost v krutu

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau_m} = \frac{249,6}{9,8} = 2,99$$

Dynamická bezpečnost

$$k_D = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2,42^2} + \frac{1}{2,99^2}}} = 1,8$$

Výpočet	MITCalc	odchylka
1,8	1,58	14 %

Tab. 9: Porovnání dynamické bezpečnosti v místě 5

4.2.3.7. Dynamická kontrola - Místo 6 – pero

- $M_k = 7190 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $M_o = 1900 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $d = 90 \text{ mm}$
- $t = 8,7 \text{ mm}$

Součinitele odečteny z tabulek:

- $\beta = 1,71$... Součinitel vrubu
- $\eta_p = 0,95$... Součinitel povrchu
- $\varepsilon_{vo} = 0,7$... Součinitel velikosti

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \frac{\eta_p}{\beta_o} = 210 \cdot 0,7 \cdot \frac{0,95}{1,71} = 81,66 \text{ MPa}$$

napětí ve vrubu

$$\sigma_{ao} = \frac{M_o}{\pi \cdot \frac{(d-t)^3}{32}} = \frac{1\,900\,000}{\pi \cdot \frac{(90-8,7)^3}{32}} = 36,12 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{\pi \cdot \frac{(d-t)^3}{16}} = \frac{7\,190\,000}{\pi \cdot \frac{(90-8,7)^3}{16}} = 68,14 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Bezpečnosti

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_{ao}} = \frac{55,56}{34,11} = 2,26$$

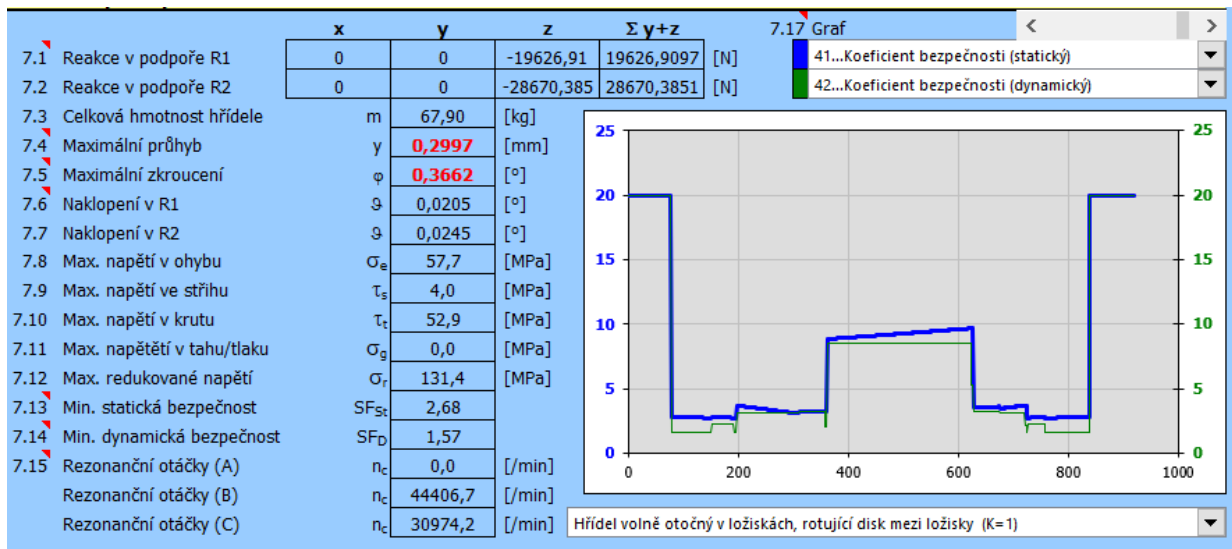
Dynamická bezpečnost v krutu

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau_m} = \frac{204}{68,14} = 2,20$$

$$k_D = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2,39^2} + \frac{1}{2,20^2}}} = 1,58$$

Výpočet	MITCalc	odchylka
1,58	1,57	0,5 %

Tab. 10: Porovnání dynamické bezpečnosti v místě 2



Obr. 34: Výsledek analýzy pro hřídel 1 pomocí softwaru MITCalc

Z tabulky můžeme vidět, že hřídel se maximální průhyb a maximální zkroucení hřídele je v nedovolené oblasti podle MITCalc. Inventor se shoduje v průhybu, ale maximální úhel natočení je 0,33°, což je na hraně únosnosti hřídele. Tento problém se může vyřešit zvýšením průměrů hřídele, nebo zvýšení vzdálenosti mezi ložisky.

Grafy pro porovnání výpočtu mezi MITCalcem a Inventorem jsou uvedeny v příloze 5-10.

Další rozdíl je v redukovaném napětí. Inventor uvádí nejvyšší hodnotu $93,591 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, ale MITCalc 131,4. Hodnoty se liší o 29 %. Analytický výpočet se však přiklání na hodnotu Inventoru, jelikož se liší o 3,2 %. Důvodem odlišnosti může být výpočet podle jiné hypotézy než HMM.

Po všech ostatních stránkách hřídel staticky i dynamicky vyhovuje.

4.2.3.8. Výpočet ložisek na hřídeli 1 [4]

Z následujícího vztahu si určíme F_{ekv} :

$$F_{ekv} = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0}$$

Z úvahy vyplývá, že F_{ekv} se bude rovnat skutečné radiální síle $F_{r0} = 28\,670$, která je rovna větší z reakcí v ložiskách.

Z katalogu firmy SKF jsem vytipoval stojatou ložiskovou jednotku SYJ 100 TF, která se skládá z litinového ložiskového domku SYJ 520, a jednořadého kuličkového ložiska YAR 220-2F. Výhoda této jednotky je, v celistvosti řešení, jednoduchém mazání a snadné montáži (viz příloha 3).

Pro výpočet životnosti ložiska jsou potřeba tyto údaje,

- Základní dynamická únosnost $C = 124 \text{ kN}$
- Základní statická únosnost $C_0 = 93 \text{ kN}$

Statická únosnost:

$$s_0 = \frac{C_0}{F_{ekv}}$$

$$s_0 = \frac{93\,000}{28\,670} = 3,24$$

Základní trvanlivost ložiska:

$$L_h = \frac{16\,667}{n_{motoru}} \cdot \left(\frac{C}{F_{ekv}} \right)^3$$

$$L_h = \frac{16\,667}{24,6} \cdot \left(\frac{124\,000}{28\,670} \right)^3 = 54\,816 \text{ hodin}$$

Tento typ ložisek je použit i na následujících hřídelích. Protože na tomto s přehledem vyhovují výpočet na hřídeli 2 a 3 nebudu uvádět, jelikož velikosti reakcí jsou menší, nebo o málo větší.

4.2.3.9. Kontrola pera^[4]

Dále kontrolovat pero mezi řetězovým kolem a hřídelí. Podle tabulek bylo zvolen rozměr pera 25e7x14x110 ČSN 02 2562.

Prvně zkontroluji pero na střih. Dovolené napětí τ_D pro materiály pera 11 500 a 11 600 je v rozmezí $60\text{--}90 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Pro výpočet vezmu hodnotu 90 MPa . Funkční délka pera $l_a = 85 \text{ mm}$.

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d_H \cdot b \cdot l_a} \leq \tau_D \quad (89)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 7190 \cdot 10^3}{90 \cdot 25 \cdot 85} \leq \tau_D = 90 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau = 75,19 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \tau_D = 90 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

pero tedy na střih vyhovuje. Dále ho zkontroluji na otláčení. Dovolené napětí pro ocel 110 - $120 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ (projekt3 79).

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \quad (90)$$

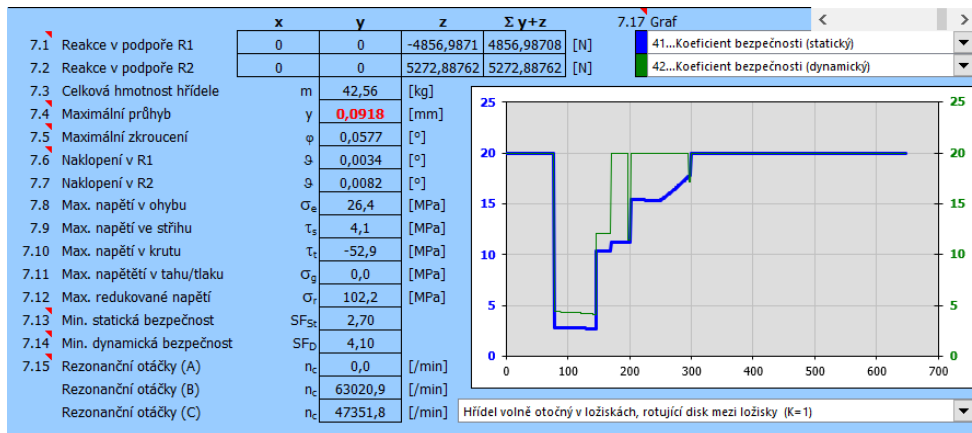
$$p = \frac{4 \cdot 7190 \cdot 10^3}{90 \cdot 14 \cdot 85} \leq p_D = 269 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$p = 269 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \geq p_D = 120 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pero tedy na otláčení nevyhovuje. Pro takovýto kroutící moment bylo potřeba jedno pero délky 200 mm a nebo 2 pera pootočená proti sobě o 120° o délce 130 mm

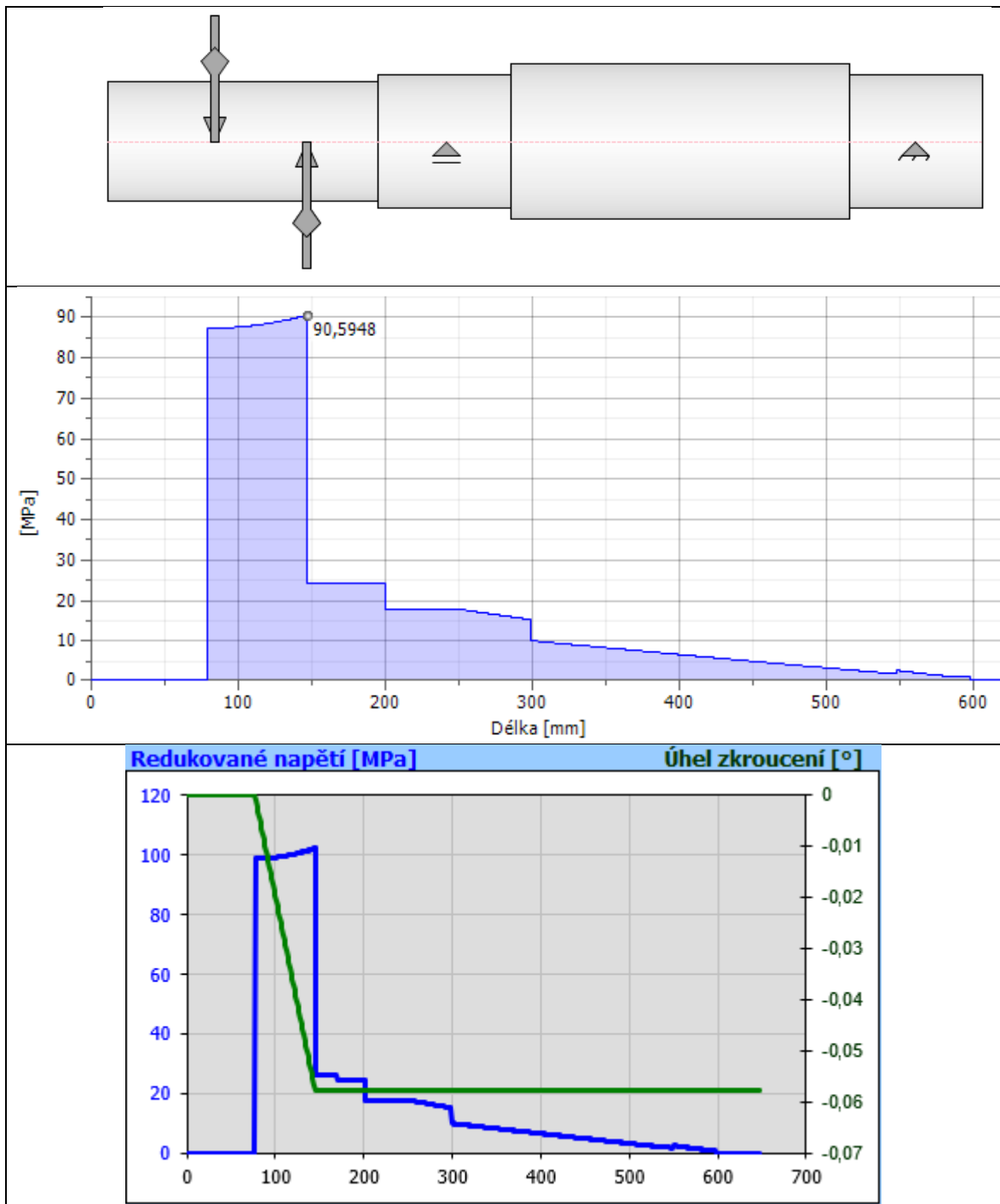
4.2.4. Hřídel 2

U hřídele 2 a 3 nebudu provádět analytický výpočet, ale uvedu pouze tabulku vygenerovanou MITCalcem a porovnání redukovaných napětí s Inventorem.



Obr. 35: Výsledek analýzy pro hřídel 2 pomocí softwaru MITCalc

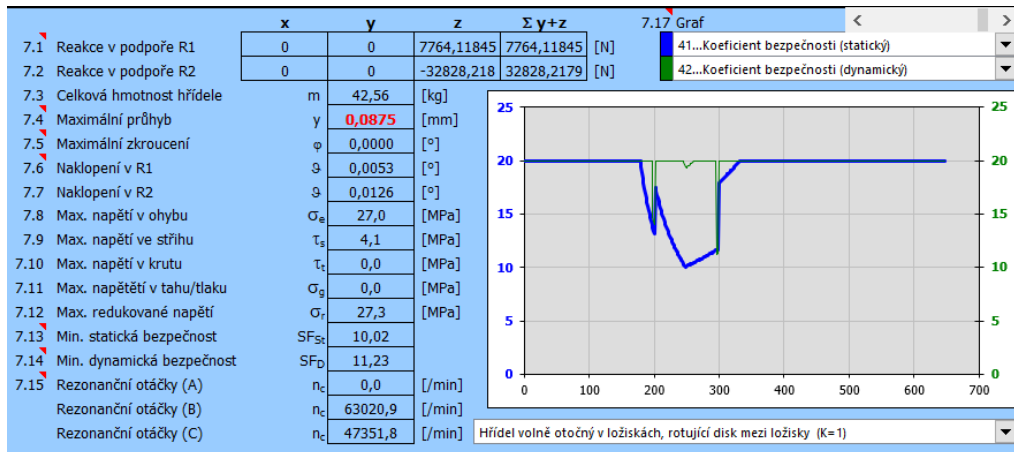
Jak můžeme vidět, hřídel má opět problém s průhybem, ale v této hodnotě by to neměl být problém. Řešením zmenšení průhybu by bylo zvýšení vzdálenosti mezi ložisky. Hřídel jinak po všech stránkách vyhovuje. Inventor a MITCalc se opět nejvíce liší v redukovaném napětí, kde Inventor dává hodnotu $90,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a MITCalc $103 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.



Tab. 11: Grafy redukovaného napětí na hřídeli 2 (nahore Inventor, dole MITCalc)

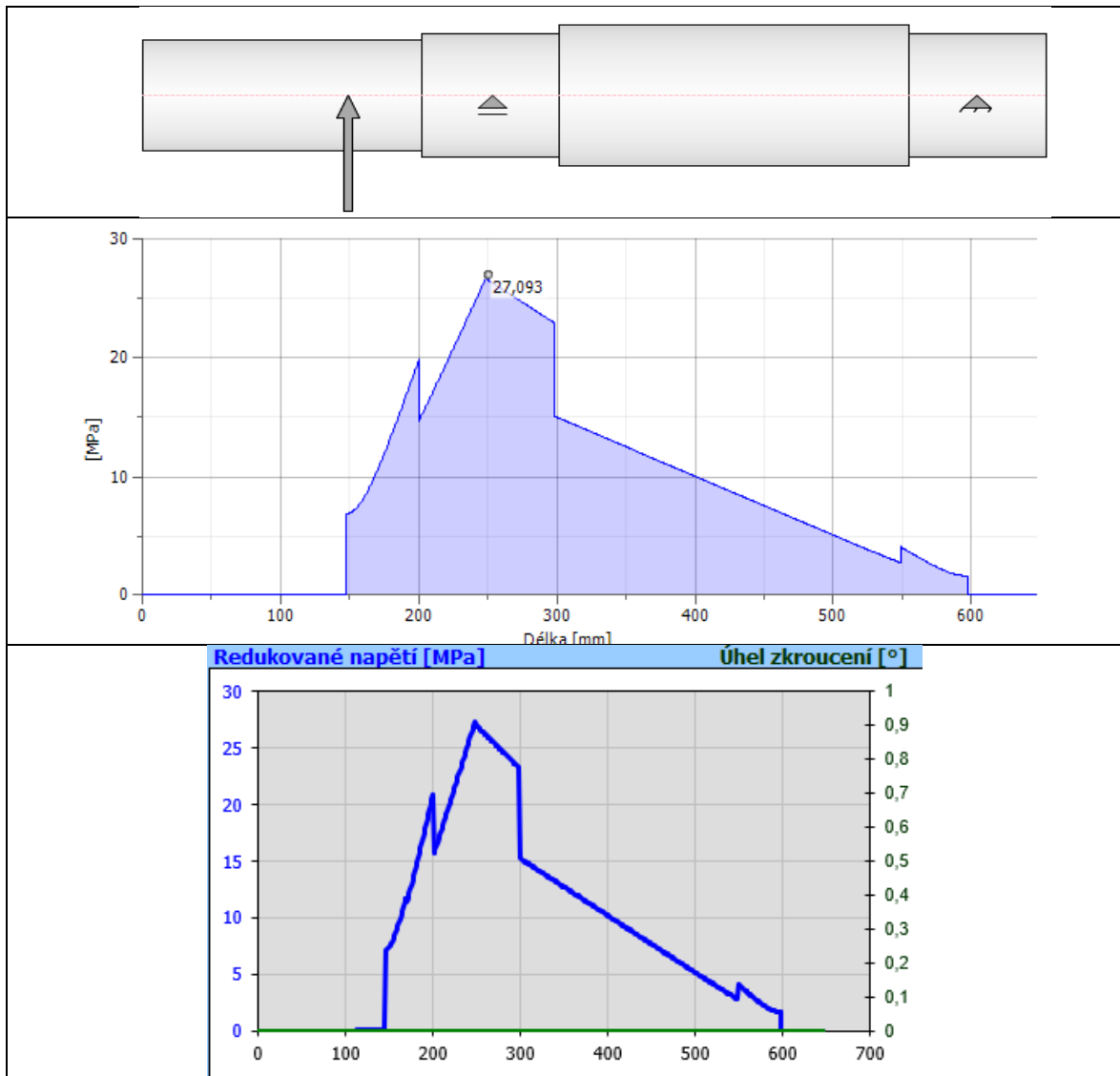
Kontrolu na pero provádět nebudu, jelikož se nebude lišit od kontroly na hřídeli 1.

4.2.5. Hřídel 3



Obr. 36: Výsledek analýzy pro hřídel 3 pomocí softwaru MITCalc

Hřídel kromě průhybu vyhovuje. V tomto případě se MITCalc a Inventor v maximálních hodnotách shodují.



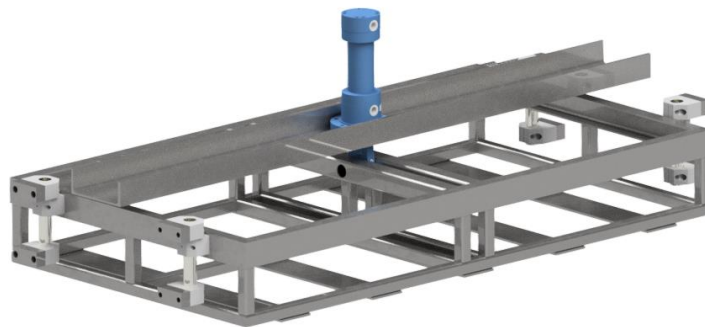
Tab. 12: Grafy redukovaného napětí na hřídeli 2 (nahore Inventor, dole MITCalc)

4.3. Aretace

Jedním z cílů bakalářské práce bylo vymyslet aretační mechanismus pro zajištění kontejneru. Kontejner musí být zajištěn shora, aby kontejner při otáčení se nemohl pohnout a musí být zajištěn i z boku

4.3.1. Aretační mechanismus seshora

Navrhl jsem svařovanou konstrukci z jelek a normalizovaných U profilů, která bude vedena na 4 trubkách, které budou sevřeny uchycovačem tyčí WBA 50, viz příloha 5, od firmy MATIS a budou připevněny na otáčecí konstrukci. Na těchto trubkách se bude konstrukce lineárně pohybovat v ose Z, díky kluzným kuličkovým pouzdrům AGC-50-C, viz příloha 4, uložená v domcích přichycených ke konstrukci pomocí šroubů. Tento pohyb bude zajišťovat hydraulický válec od firmy Bosch-Rexroth CDH3MF3-80-56-180A3X se zdvihem 180 mm ^[19], který bude uchycen čepem uprostřed konstrukce. Tyto konstrukce budou dvě a budou každá jistit kontejner na opačné straně.



Obr. 37: Aretační konstrukce pro zajištění shora

4.3.2. Aretace v bočních směrech

Toto zajištění bude provedeno pomocí vyměnitelné konstrukce přidělatelné k dosedacím U profilům. Ta se bude skládat ze svařených U profilů pod naváděcím úhlem, aby kontejner mohl pokaždé být ve správné pozici. To samé bude ze přední strany kontejneru, kde bude také naváděcí prvek se zkosením.



Obr. 38: Aretace v bočních směrech



Obr. 39: Celkový model

5. Závěr

Podle daných požadavků jsem navrhl zařízení pro otáčení kontejneru. Musel postupovat úplně od základu, protože nic takového se ve světě ještě nedělá, a když jo tak diametrálně odlišným způsobem. Během navrhování a výpočtů se objevila spousta úskalí, která vyplula na povrch až při detailnějším vniknutí do problematiky.

Práci také ztěžoval fakt, že toto zařízení je uzlem mnohem většího a komplexnějšího projektu, který se velmi dynamicky vyvíjel a stále i vyvíjí a byla potřeba spolupráce s mými kolegy a pedagogy při návaznosti na další prvky, které byly nutné implementovat anebo pro ně připravit pozici.

V úvodní části práce jsem se zabýval problematikou odpadu. Zaměřil jsem se hlavně na Hlavní město Prahu, pro které tento koncept je určen. Dále jsem pokračoval v rešerši způsobů plnění kontejnerů a zařízeních k tomu využitých aktuálně Pražskými službami a. s.

V teoretické části následoval výčet kladů a záporů vertikálního plnění do kontejneru, odůvodnění výběru plnění a rozbor vertikálního způsobu. Byly zde uvedeny koncepční návrhy, které během vývoje určovaly směr, kterým jsem se vydal a následně výběr finálního řešení a odůvodnění tohoto výběru.

V návrhové části jsem se zabíral jednotlivými uzly podle zadání bakalářské práce, které byly podloženy obrázky z 3D modelu a výpočty. Byly splněny všechny body zadání, návrh otáčecího zařízení, návrh pohonu a aretace kontejneru v zařízení. V práci byly uvedeny jen ty nejdůležitější výpočty a ty méně důležité byly kvůli rozsahu vynechány.

Závěrem bych uvedl, že na projektu se stále pracuje a na zařízení byla podána patentová přihláška. Tento koncept určitě není finálním, protože už během psaní práce vyšly nové požadavky na úpravu stávajícího konceptu. Nicméně, dle mého názoru, je zařízení v této fázi s menšími úpravami připraveno na finální analýzu MKP a začátek tvorby výrobní dokumentace.

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Značka	Jednotka	Význam
$m_{kolotoče}$	kg	Hmotnost „kolotoče“
$m_{kontejneru}$	kg	Hmotnost kontejneru
$F_{aretační}$	N	Aretační síla
M_z	$N \cdot mm$	Ohybový moment
N	N	Normálová složka síly
Q	N	Zatěžovací síla
R	N	Reakční síla
φ_c	rad	Natočení v místě C
u_B	mm	Vodorovný posuv v místě B
$M_{(\beta)}^i$	$N \cdot mm$	Moment v závislosti na β
$m_{\varphi(\beta)}^i$	-	Jednotkový moment pro φ
$m_{F(\beta)}^i$	-	Jednotkový moment pro F
r	mm	Poloměr obruče
M_{oMAX}	$N \cdot mm$	Maximální ohybový moment
σ_{RED}	$N \cdot mm^{-2}$	Redukované napětí
W_O	mm^3	Modul průřezu v ohybu
σ_k	MPa	Mez kluzu
K	-	Bezpečnost
F_C	N	Celková síla na přírubě
i	-	Počet šroubů v přírubě
P	mm	Rozteč
i_{ch}	-	Počet chodů závitu
l_s	mm	Svěrná délka
m_m	mm	Výška matice
l	mm	Délka
b	mm	Délka závitu
l_g	mm	Délka hladké části dřívku
d	mm	Průměr
l_b	mm	Délka závitu v sevření
S_d	mm^2	Plocha průřezu
E	GPa	Youngův modul pružnosti v tahu
A_s	mm^2	Výpočtový průřez šroubu
k_s	$N \cdot mm^{-2}$	Tuhost šroubu
k_p	$N \cdot mm^{-2}$	Tuhost spojovaných součástí
C	-	Tuhostní konstanta spoje
F_i	N	Síla předpětí
ΔF_s	N	Přírůstek síly
ΔF_p	N	Úbytek síly
F_s	N	Výsledné silové zatížení šroubu
F_p	N	Výsledné silové zatížení součástí.
δ_s	mm	Deformace šroubu
δ_p	mm	Deformace spojovaných součástí
$k_{statická}$	-	Statická bezpečnost v tahu
σ_i	$N \cdot mm^{-2}$	Napětí od síly předpětí
σ_a	$N \cdot mm^{-2}$	Amplituda nominálního napětí

σ_m	$N \cdot mm^{-2}$	Střední nominální napětí
R_m	$N \cdot mm^{-2}$	Mez pevnosti v tahu
σ_c^x	$N \cdot mm^{-2}$	Únavové napětí
σ_A	$N \cdot mm^{-2}$	Mezní hodnota amplitudy nap.
σ_M	$N \cdot mm^{-2}$	Mezní hodnota středního nap.
k_u	-	Bezpečnost k meznímu stavu únavy
f	-	Součinitel tření
f_0	-	Součinitel tření na dosedací ploše
d_2	mm	Střední průměr závitu
d_h	mm	Průměr díry
M	$N \cdot mm$	Moment utahovací
τ	$N \cdot mm^{-2}$	Smykové napětí
W_k	mm^3	Modul průřezu v krutu
k_τ	-	Bezpečnost od smykového napětí
$k_{\text{dynamická}}$	-	Bezpečnost dynamická
σ_{1max}	$N \cdot mm^{-2}$	Maximální tahové napětí
$\sigma_{red\ max}$	$N \cdot mm^{-2}$	Maximální redukované napětí
$k_{\text{redukovaná}}$	-	Bezpečnost redukovaného napětí
g	$m \cdot s^{-2}$	Gravitační činitel
M_o	$N \cdot mm$	Ohybový moment
k_{ohyb}	-	Bezpečnost v ohybu
τ_D	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolené smykové napětí
p_1, p_2	$N \cdot mm^{-2}$	Stykové tlaky
o_{buben}	mm	Obvod bubnu
n_{buben}	1/min	Otáčky bubnu
F_{ekv}	N	Ekvivalentní síla
X_0	-	Součinitel statického rad. zatížení
Y_0	-	Součinitel statického ax. zatížení
C_0	kN	Základní Statická únosnost
C	kN	Základní dynamická únosnost
S_0	-	Statická únosnost
L_h	hod	Základní trvanlivost ložiska
ω	s^{-1}	Úhlová rychlost
α	s^{-2}	Úhlové zrychlení
I_{RED}	$kg \cdot m^2$	Redukovaný moment setrvačnosti
$I_{\text{Kolotoče}}$	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti kolotoče
$I_{\text{kontejneru}}$	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti kontejneru
$M_{\text{dynamický}}$	$N \cdot m$	Dynamický moment setrvačnosti
$M_{\text{valivý}}$	$N \cdot m$	Valivý moment
ξ	mm	Rameno valivého odporu
M_{rr}	$N \cdot mm$	Valivý třecí moment
M_{sl}	$N \cdot mm$	Kluzný moment
M_{seal}	$N \cdot mm$	Třecí moment těsnění
M_{drag}	$N \cdot mm$	Brzdny moment olejové lázně
ν	mm^2/s	Kinematická viskozita
n	1/min	otáčky
F_r	N	Radiální síla

d_m	mm	Střední výpočtový průměr ložiska
K_{rs}	-	Koeficient mazání
K_Z	-	Koeficient pro kuličkové ložisko
R_1	-	Konstanta
S_1	-	Konstanta
K_{s1}	-	konstanta
β	-	exponent
Φ_{ish}	-	Teplotní faktor
Φ_{rs}	-	Kinematické doplnění
G_{rr}	-	Proměnná valivého tření
μ_{sl}	-	Kluzný koeficient tření
G_{sl}	-	Proměnná
Φ_{bl}	-	Součinitel kluzného tření
μ_{bl}	-	Koeficient pro start
μ_{EHL}	-	Kluzný koeficient tření v plném filmu
d_r	mm	Roztečný průměr řetězového kola
v_r	$m \cdot s^{-1}$	Radiální rychlost
F_{Tr}	N	Tažná síla v řetězu
M_k	$N \cdot m$	Kroutící moment
F_{ODST}	N	Odstředivá síla
Q	kg/m	Hmotnost na jednotku délky
F_{gr}	N	Tíha řetězu
a_m	m	Osová vzdálenost
K_h	-	Koeficient
σ_o	$N \cdot mm^{-2}$	Ohybové napětí
σ_D	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolené napětí
α_o	-	Součinitel tvaru
η_c	-	Vrubová citlivost
β_o	-	Součinitel vrubu
η_p	-	Součinitel povrchu
ε_{vo}	-	Součinitel velikosti
$\sigma_{Co(-1)}$ *	$N \cdot mm^{-2}$	Korigovaná mez únavy
σ_{ao}	$N \cdot mm^{-2}$	Normálové napětí ve vrubu
τ_m	$N \cdot mm^{-2}$	Smykové napětí ve vrubu
k_D	-	Dynamická bezpečnost
l_a	mm	Funkční délka pera
d_H	mm	Průměr hřídele
b	mm	Šířka pera
h	mm	Výška pera
p	$N \cdot mm^{-2}$	Tlak otlačení

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] *Části strojů 1. svazek.*, 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989. ISBN 8003000467.
- [4] *Části strojů 2. svazek*, 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1990. ISBN 8003004268.
- [5] KUGL, Otmar. *Projekt: III. ročník*. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
- [6] V. Stejskal, J. Brousil, S. Stejskal: *Mechanika III*, Vydavatelství ČVUT, Praha 2001 - skripta
- [7] ŘEZNÍČEK, Jan a Jitka ŘEZNÍČKOVÁ. *Pružnost a pevnost v technické praxi: příklady II*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-01-03584-0.
- [8] Valášek M., Stejskal V., Březina J.: *Mechanika A (skripta)*, Praha, ČVUT, 2002
- [9] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 1.. vyd. Brno: NAKLADATELSTVÍ A VYDAVATELSTVÍ VLK, 2000. 434 s
- [10] The SKF model for calculating the frictional moment. *SKF* [online]. SKF: SKF, 2018 [cit. 2018-06-17]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/12-299767/The%20SKF%20model%20for%20calculating%20the%20frictional%20movement_tcm_12-299767.pdf
- [11] Hydraulic cylinder, mill type CDH3. *Bosch Rexroth* [online]. Bosch Rexroth: Bosch Rexroth, 2018 [cit. 2018-06-17]. Dostupné z: https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/industrial-hydraulics/cylinder/mill-type-cylinder/cd-single-rod-cylinder/cdh3ucts/product-groups/industrial-hydraulics/cylinder/mill-type-cylinder/cd-single-rod-cylinder/cdh3KF%20model%20for%20calculating%20the%20frictional%20movement_tcm_12-299767.pdf
- [12] Systém sběru komunálního odpadu v Praze. *Portál životního prostředí Hlavního města prahy* [online]. Praha: Portál životního prostředí, 2018 [cit. 2018-06-06]. Dostupné z: http://portalzp.praha.eu/jnp/cz/odpady/pro_obcany/system_sberu_komunalniho_odpadu_v_praze/index.xhtml
- [13] Praha má schválený plán odpadového hospodářství do roku 2025. *Portál hlavního města Prahy* [online]. Praha: Praha.eu, 2015 [cit. 2018-06-06]. Dostupné z: http://www.praha.eu/jnp/cz/o_meste/magistrat/tiskovy_servis/tiskove_zpravy/praha_ma_schvaleny_plan_odpadoveho.html
- [14] Krajský plán odpadového hospodářství hlavního města prahy 2016-2025. *Krajský plán odpadového hospodářství hlavního města prahy 2016-2025* [online]. Prosinec 2015. Praha: ISES, 2015, s. 157 [cit. 2018-06-06]. Dostupné z: http://portalzp.praha.eu/public/a6/a6/cb/2163511_651253_POH_krajPraha_2016_final.pdf



- [15] Sběrné dvory. *Pražské služby* [online]. Praha: Pražské služby, 2018 [cit. 2018-06-06]. Dostupné z: <http://www.psas.cz/index.cfm/sluzby-obcanum/sberne-dvory/>
- [16] 229/2014 Sb. Zákon, kterým se mění zákon č. 185/2001 Sb., o odpadech a o změně některých dalších zákonů, ve znění.... *Zákony pro lidi – Sbírka zákonů ČR v aktuálním konsolidovaném znění* [online]. Copyright © [cit. 10.05.2018]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2014-229/zneni-20150101/>
- [17] Objednání svozu Bioodpadu. *Pražské služby* [online]. Praha: Pražské služby, 2018 [cit. 2018-06-17]. Dostupné z: <http://www.psas.cz/index.cfm/sluzby-firmam/odpady/svoz-bioodpadu/uzavreni-smlouvy-online/>
- [18] Craft show. *CN-NL Waste Solution* [online]. Shanghai: CN-NL Waste Solution Co., 2015 [cit. 2018-06-17]. Dostupné z: <http://www.cn-nl.com.cn/products/>
- [19] About Us. *L.Arthur Transport Services* [online]. West Melbourne: L.Arthur, 2007 [cit. 2018-06-17]. Dostupné z: http://www.larthur.com.au/html/s02_article/article_view.asp?keyword=About-Us
- [20] Softstartéry DS7. *EATON elektrotechnika s. r. o.* [online]. Praha: Nausus, 2015 [cit. 2018-06-17]. Dostupné z: <http://www.eatonelektrotechnika.cz/cz/softstartery-ds7.html>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr 1.: Svozové oblasti komunálního odpadu Prahy dostupné na http://portalzp.praha.eu/public/f4/4f/3c/2368123_733259_svozove_oblasti_system2016_big2.jpg ...	9
Obr 2.: Sběrné dvory a sběrná místa nebezpečného odpadu na území Prahy dostupné na http://portalzp.praha.eu/public/aa/3a/f4/1721352_422100_SDHMP_SSNO_102009_snazvyaVlt_CZ.gif	9
Obr. 3: Stacionární lis VSP 380 LH dostupné na http://www.psas.cz/index.cfm/sluzby-firmam/odpady/katalog-vok/	11
Obr. 4: Kontejner ARK LH dostupné na http://www.psas.cz/index.cfm/sluzby-firmam/odpady/katalog-vok/	11
Obr. 5: Způsob lisování CN-NL Waste Solution Co. Ltd. dostupné na http://www.cn-nl.com.cn/images/gongyi_03.jpg	13
Obr 6: Princip otáčení přes hranu kontejneru	14
Obr 7: hydraulická ruka dostupné na https://www.hydraulickaruka.cz/wp-content/uploads/2015/05/Hydraulick%C3%A9-ruky-Maxilift-typ-510.jpg	14
Obr. 8: Sideloader firmy L.Arthur dostupné na http://www.larthur.com.au/files/nrteUploadFiles/182F082F201433A493A59PM.jpg	15
Obr. 9: Způsob přemístění v principu „Sideloader“	15
Obr. 10: Princip kolotoče	16
Obr. 11: Návrh otáčecí konstrukce	17
Obr. 12: Segmenty obruče	18
Obr. 13: Průřez segmentu	18
Obrázek 14 Výpočtové modely	19
Obr. 15: Dosedací příruba	22
Obr. 16: Rozměry matic ČSN EN ISO 4032, 4033, 4035 [10]	23
Obr. 17: Průměry a plochy průřezů šroubů s metrickým závitem	24
Obr. 18: Mechanické vlastnosti šroubů	25
Obr. 19: Diagram pulzujícího cyklu	25
Obr. 20: Graf závislosti amplitudy a středního napětí v různých kritériích	28
Obr. 21: Příhradová konstrukce	30
Obr. 22: dosedací prostor pro kontejner	31
Obr. 23: Vahadlo	31
Obr. 24: Statická analýza vahadla pomocí Autodesk Inventor 2018	32
Obr. 25: Schématický model pro výpočet reakcí na čep	33
Obr. 26: Namáhání čepu na otláčení	34
Obr. 27: Reakce na čepu	35
Obr.28: Rozběhová charakteristika softstartéru	38
Obr. 29: Detail pohonu	44
Obrázek 30 Napínání řetězů	44
Obr. 31: Výpočet řetězu pomocí Autodesk Inventor 2018	45
Obr. 32: Rozměry řetězu 20B-2 a 24B-2	45
Obr. 33: Rozdělení hřídele 1	48
Obr. 34: Výsledek analýzy pro hřídel 1 pomocí softwaru MITCalc	54
Obr. 35: Výsledek analýzy pro hřídel 2 pomocí softwaru MITCalc	56
Obr. 36: Výsledek analýzy pro hřídel 3 pomocí softwaru MITCalc	58
Obr. 37: Aretační konstrukce pro zajištění shora	59
Obr. 38: Aretace v bočních směrech	59
Obr. 39: Celkový model	60

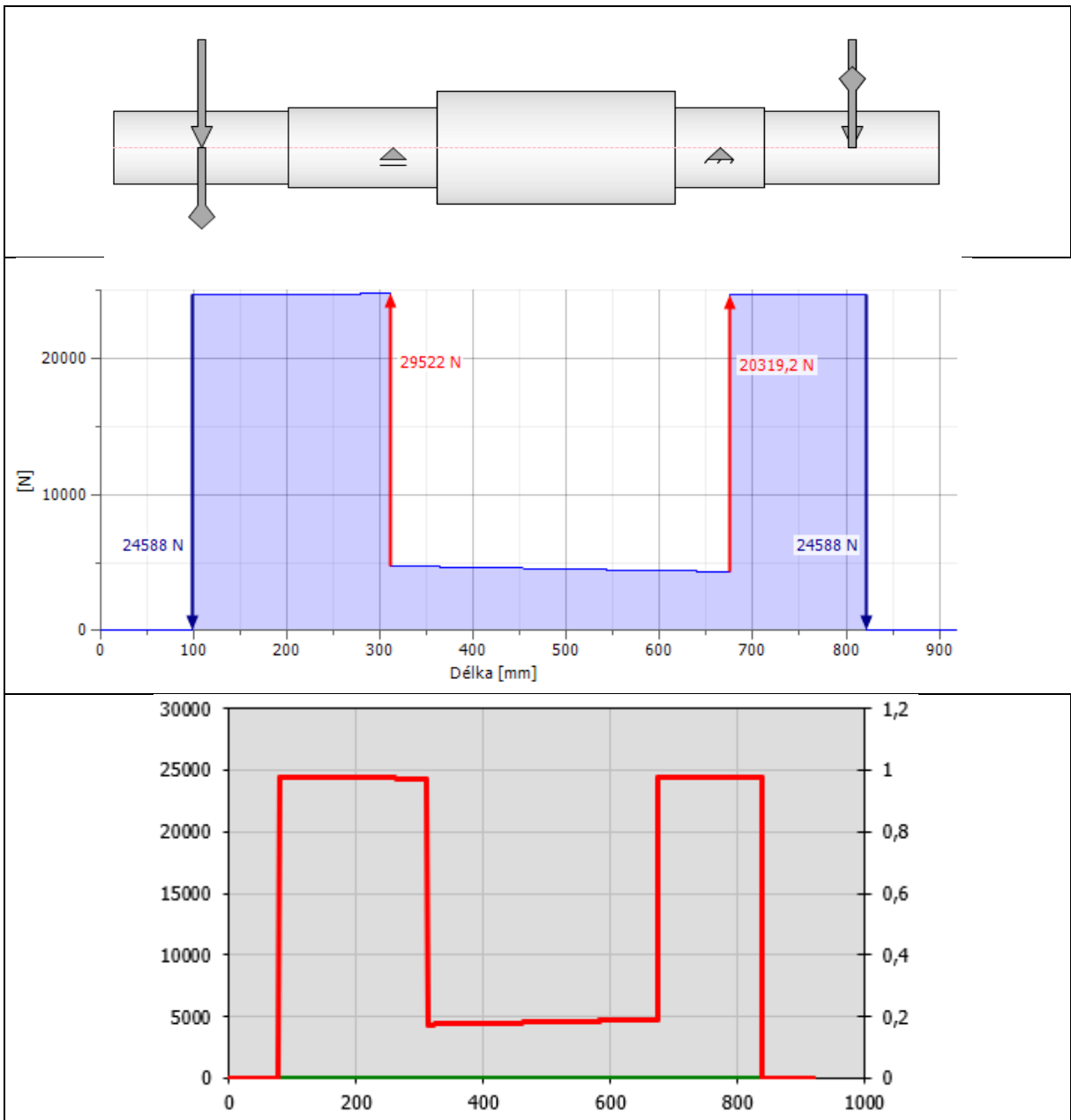
SEZNAM TABULEK

Tab 1: Porovnání horizontální a vertikální metody plnění	12
Tab. 2: Porovnání pevnostních tříd 8.8 a 10.9 šroubu M24	30
Tab. 3: Vlastnosti materiálu 11 600	47
Tab. 4: Porovnání redukovaných napětí na hřídeli 1	47
Tab. 5: Porovnání dynamické bezpečnosti v místě 2	49
Tab. 6: Porovnání dynamické bezpečnosti v místě 1	49
Tab. 7: Porovnání dynamické bezpečnosti v místě 3	50
Tab. 8: Porovnání dynamické bezpečnosti v místě 4	51
Tab. 9: Porovnání dynamické bezpečnosti v místě 5	52
Tab. 10: Porovnání dynamické bezpečnosti v místě 2	53
Tab. 11: Grafy redukovaného napětí na hřídeli 2 (nahore Inventor, dole MITCalc)	57
Tab. 12: Grafy redukovaného napětí na hřídeli 2 (nahore Inventor, dole MITCalc)	58

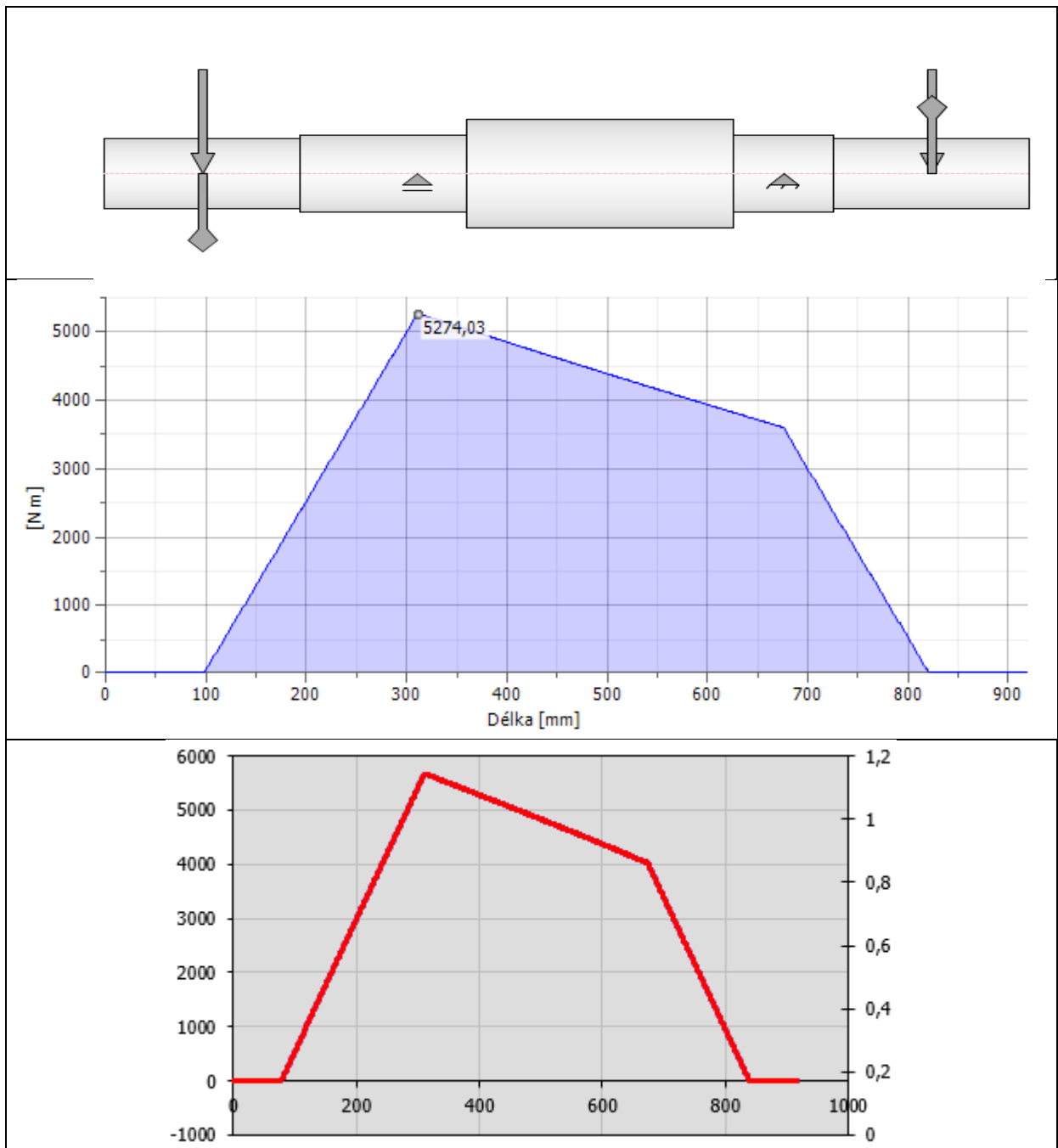
SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Pohonná jednotka Siemens (dostupná elektronicky)	Chyba! Záložka není definována.
Příloha 2: Ložisková jednotka SYJ 80 TF (dostupná elektronicky)	Chyba! Záložka není definována.
Příloha 3: Ložisková jednotka SYJ 100 TF (dostupná elektronicky)	Chyba! Záložka není definována.
Příloha 4: Kuličkové pouzdro AGC-50-C (dostupná elektronicky)	Chyba! Záložka není definována.
Příloha 5: Uchycovač WBA 50 (dostupná elektronicky)	Chyba! Záložka není definována.
Příloha 6: Grafy Smykové síly na hřídeli 1 (nahore Inventor, dole MITCalc)	1
Příloha 7: Grafy ohybového momentu na hřídeli 1 (nahore Inventor, dole MITCalc)	2
Příloha 8: Grafy průhybu na hřídeli 1 (nahore Inventor, dole MITCalc)	3
Příloha 9: Grafy redukovaného napětí na hřídeli 1 (nahore Inventor, dole MITCalc)	4
Příloha 10: Grafy ohybového úhlu na hřídeli 1 (nahore Inventor, dole MITCalc)	5

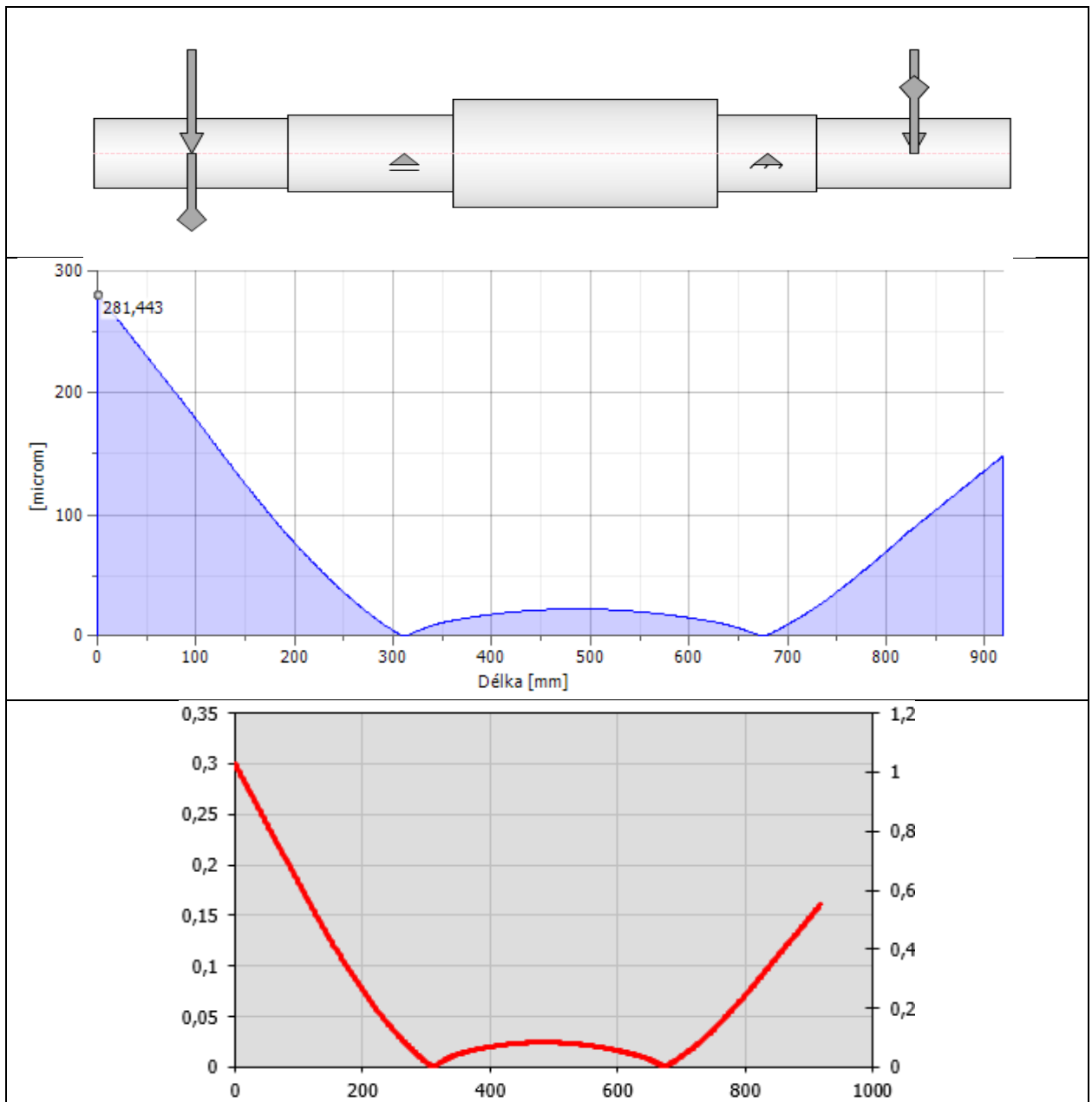
PŘÍLOHY



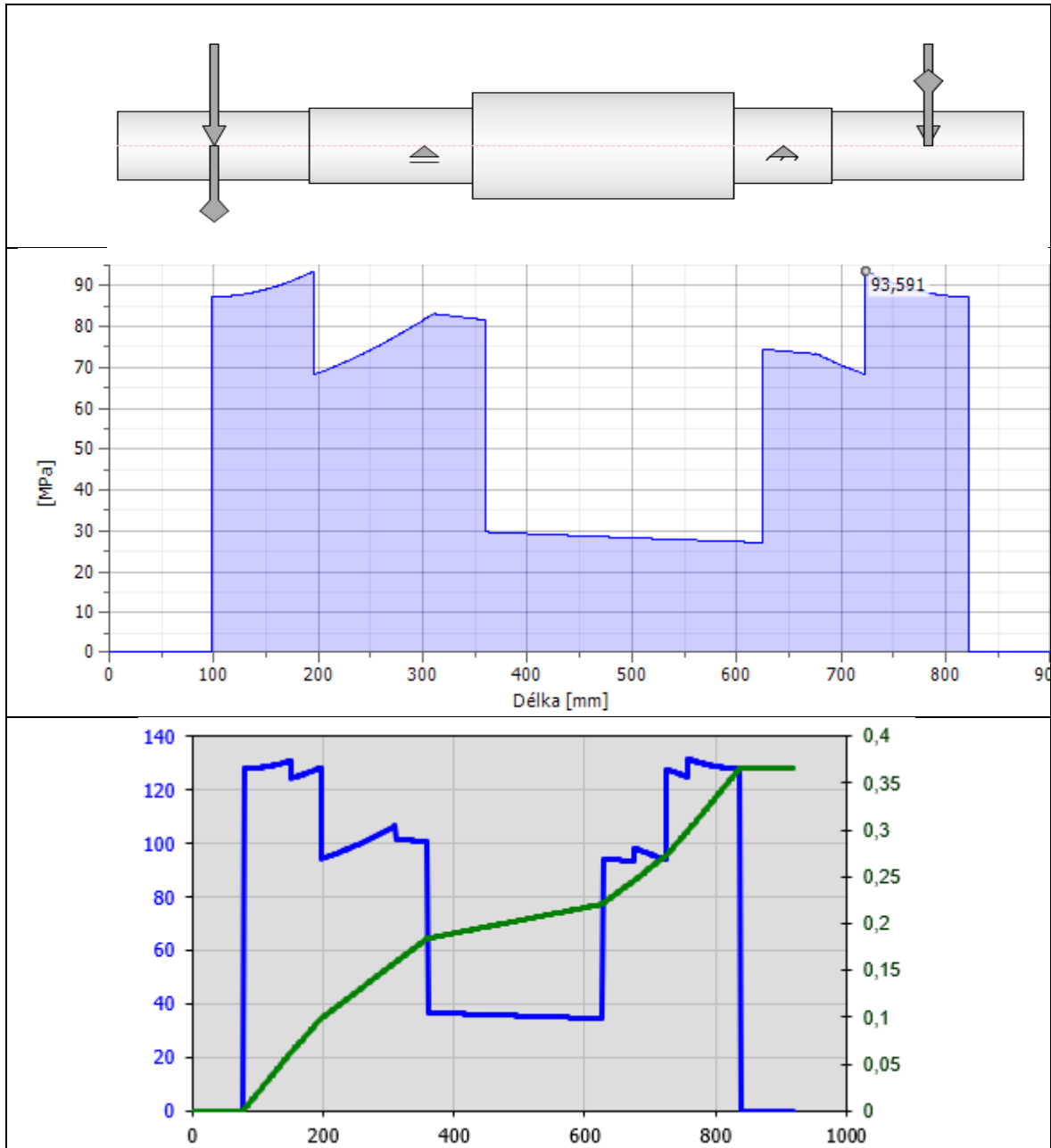
Příloha 1: Grafy Smykové síly na hřídeli 1 (nahore Inventor, dole MITCalc)



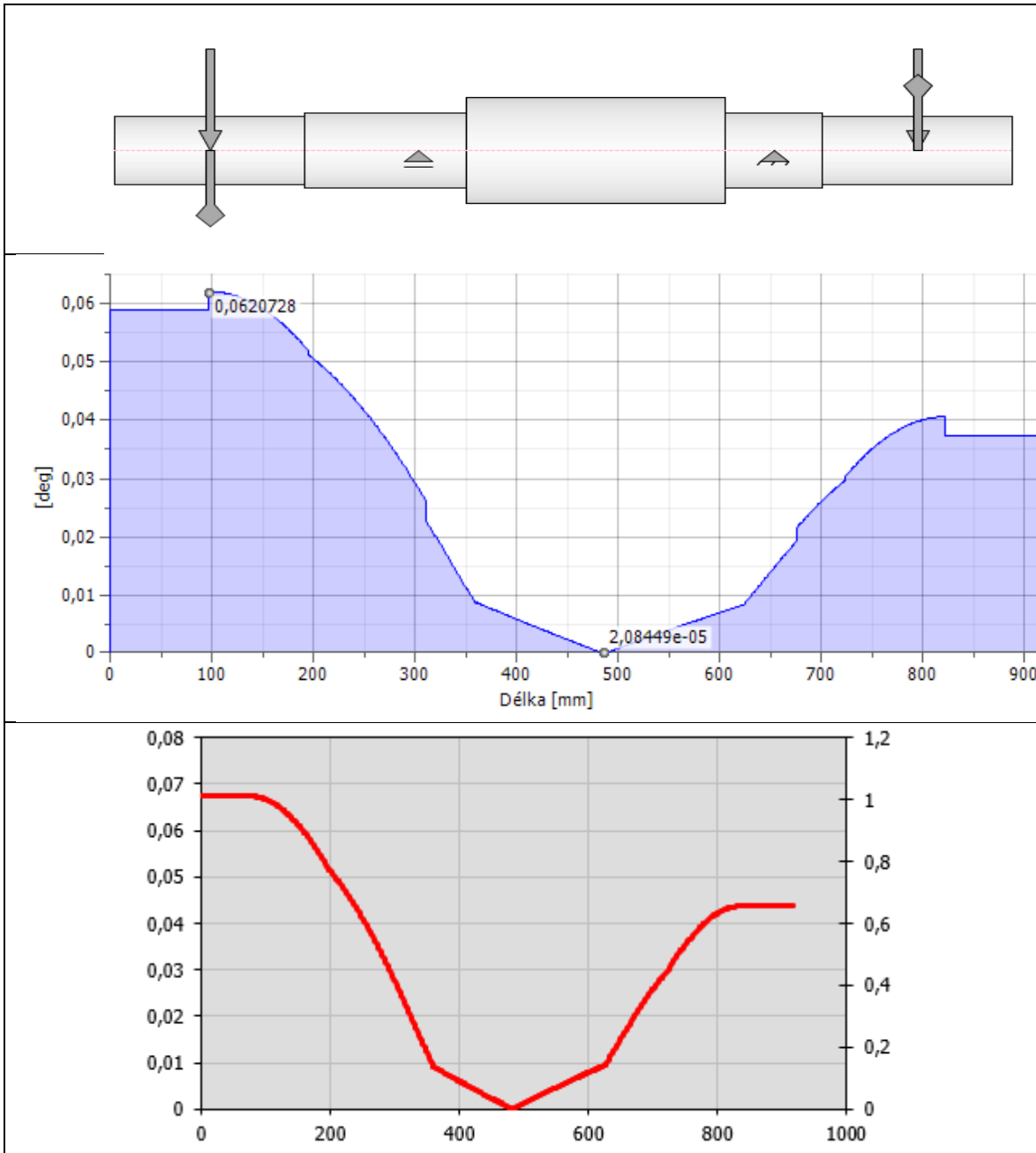
Příloha 2: Grafy ohybového momentu na hřídeli 1 (nahore Inventor, dole MITCalc)



Příloha 3: Grafy průhybu na hřídeli 1 (nahore Inventor, dole MITCalc)



Příloha 4: Grafy redukovaného napětí na hřídeli 1 (nahore Inventor, dole MITCalc)



Příloha 5: Grafy ohybového úhlu na hřídeli 1 (nahore Inventor, dole MITCalc)