



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh zakladače zboží do regálů v automatickém skladu

Design of Goods Stacker for Shelves Filling in Automatic Warehouse

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Daniel Huraj

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Josef Kamenický



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Huraj** Jméno: **Daniel** Osobní číslo: **474268**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh zakladače zboží do regálů v automatickém skladu

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Goods Stacker for Shelves Filling in Automatic Warehouse

Pokyny pro vypracování:

V rámci závěrečné práce vypracujte formou rešerše přehled způsobů skladování v paletových regálech automatických skladů a zařízení používaných k jejich zakládání. Proveďte návrh zařízení dle zvolené koncepce, potřebné návrhové a kontrolní výpočty. Vypracujte 3D model navrženého mechanismu, výkresy sestavení a vybraných dílů.

Seznam doporučené literatury:

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

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Josef Kamenický, ústav přístrojové a řídicí techniky FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2021** Termín odevzdání bakalářské práce: **30.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Josef Kamenický
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, 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.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh zakladače zboží do regálů v automatickém skladu“ vypracoval(a) samostatně pod vedením Ing. Josefa Kamenického, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze

Daniel Huraj

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Josefu Kamenickému za odborné rady, připomínky a za ochotu při konzultacích. Dále bych chtěl poděkovat všem blízkým a rodině za podporu po celou dobu mého bakalářského studia.

Abstrakt

Cílem této práce je navrhnout zařízení určené k zakládání zboží v paletových regálech automatických skladů. Formou rešerše vypracovat způsoby skladování a přehled zařízení určených k jejich zakládání. Vypracovat 3D model na základě návrhových a kontrolních výpočtů

V první řadě je sepsáno rozdělení a možnosti skladování. Dále jsou sepsány druhy skladovacích zařízení a jejich použití. Pro lepší představivost je na začátku vytvořen schématický a následně detailní 3D model, kde jeho části se postupně upravují do finální podoby na základě návrhových a kontrolních výpočtů. Mezi posledními kroky je vytvořena analýza metodou konečných prvků.

Abstract

The target of this work is to design a device designed for loading goods in pallet racks of automatic warehouses. Develop research methods and an overview of the equipment intended for their establishment in the form of a search. Develop a 3D model based on design and control calculations.

First of all, the division and storage options are described. Furthermore, the types of storage facilities and their use are described. For better imagination, a diagram is created at the beginning and then a 3D model, where part of it is gradually adjusted to the final form based on design and control calculations. Between the last steps, an analysis of the finite element methodology is created.

Klíčová slova

Automatický zakladač, pojezd, nosný sloup, zdvihací pás, paleta, konzola, skladování,

Keywords

Automatic stacker, travel, supporting pillar, lifting belt, palette, console, storage

Bibliografická citace

Daniel Huraj, *Návrh zakladače zboží do regálů v automatických skladech*.2021, České vysoké učení technické v Praze, Ing. Josef Kamenický, Ústav konstruování a částí strojů

1	Úvod	- 1 -
2	Rešerše	- 1 -
2.1	Způsoby skladování	- 1 -
2.2	Možnosti ukládání a manipulování s paletami.....	- 3 -
2.3	Zakládací jeřáb na palety.....	- 6 -
2.4	Třístranný zakladač.....	- 6 -
3	Koncepční návrh	- 7 -
3.1	Pogumování kol	- 8 -
3.2	Ozubené kolo	- 8 -
4	Návrhové výpočty	- 9 -
4.1	Působení sil	- 11 -
4.2	Návrh uchycení pojezdu	- 13 -
4.3	Návrh příčného vedení	- 15 -
4.4	Návrh průměru čepu otočných nosných vidlí	- 17 -
4.5	Minimální průměr hřídele:.....	- 19 -
4.6	Návrh ložisek otočných nosných vidlic.....	- 19 -
4.7	Návrh ozubeného hřebenu a pastorku.....	- 20 -
4.8	Návrh svislého hnacího ústrojí	- 21 -
4.9	Konstrukce nosného sloupu.....	- 31 -
4.10	Návrh podvozku.....	- 37 -
5	Finální návrh	- 41 -
6	Závěr	- 42 -
7	Seznam použitých symbolů	- 43 -
8	Seznam internetových zdrojů	- 46 -
8.1	Zdroje použitých obrázků	- 47 -
9	Seznam příloh	- 48 -

1 Úvod

V dnešní době, kdy se „celý“ svět snaží přeorientovat z mechanizace na automatizaci, nabývá i množství zboží a požadavků na jeho rychlé dodání k zákazníkovi. Tomu musí být přizpůsobena kapacita a vybavení skladů. V minulosti ve většině případů stačila běžná zařízení pro manipulaci s paletami se zbožím ovládaná obsluhou. Práce tak byla pomalejší a méně efektivní.

Tato práce je zaměřena na návrh automatického zakladače. Na začátku je sepsáno rozdělení způsobu skladování palet a zařízení určených k jejich zakládání. Dále, mezi prvními kroky byl vytvořen koncepční návrh a následně 3D model, sloužící pro lepší představu, jak by měl zakladač vypadat. V průběhu celé práce je 3D model postupně upravován dle návrhových a kontrolních výpočtů. Proto jsou v některých obrázcích zobrazeny části, které byly postupným vývojem vyloučeny a ve finálním provedení zakladače nejsou použité.

2 Rešerše

2.1 Způsoby skladování

2.1.1 Pevné paletové regály



Obr. 1 - Pevné paletové regály [23]

Toto je jeden z nejrozšířenějších způsobů, jak uskladnit materiál. Konstrukce je sestavena ze šroubovaných rámců, je lehká a jednotlivá patra se dají přizpůsobit skladovanému zboží. V případě, že budeme skladovat volně ložený materiál, můžeme umístit do daného patra, místo palety, dřevotřískovou desku nebo ocelový rošt. Tento způsob uložení je vidět na Obr. 1.

2.1.2 Spádové paletové regály



Obr. 2 - Spádové paletové regály [24]

Tento způsob skladování zboží se nejčastěji využívá v potravinářství a v průmyslu, kde dochází k expiraci zboží. Zde se využívá princip vykládání FIFO („First In / First Out“ – První dovnitř / První ven) a LIFO („Last in / First Out“ – Poslední dovnitř / První ven). Konstrukce je podobná jako u pevných paletových regálů, ale každé patro je mírně nakloněné a opatřeno válečky, kdy na konci jsou zarážky, aby skladovaný materiál nevyjel ven (viz Obr. 2).

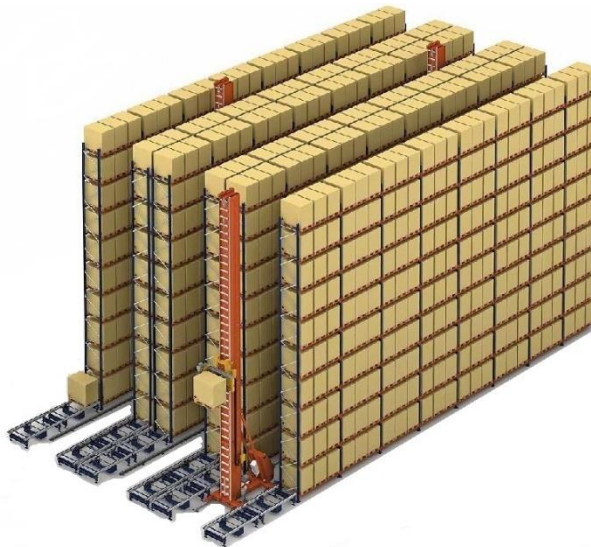
2.1.3 Vjezdové paletové regály



Obr. 3 - Vjezdové paletové regály [25]

Tento typ regálů se využívá v odvětví, kdy je skladováno velké množství stejného materiálu na jednom místě. Výhodou je eliminace postranních uliček a tím pádem větší úspora prostoru (viz Obr. 3).

2.1.4 Automatické skladování



Obr. 4 - Automatické skladování [26]

V dnešní době se většina průmyslu snaží přecházet na plně automatické řízení. Toto je jeden z moderních způsobů provozování skladů. Díky úzkým uličkám a plně automatickým zakladačům dochází k maximálnímu využití kapacity skladů, eliminaci lidského faktoru (chybovost a spolehlivost) a rychlému přemístování zboží. Tento způsob skladování je vidět na Obr. 4.

2.2 Možnosti ukládání a manipulování s paletami

2.2.1 Ruční paletový vozík

Mezi nejjednodušší a nejčastěji používaný manipulační prostředek patří ruční paletový vozík. Lidově „paleták“ (viz Obr. 5). Jedná se o jednoduchou konstrukci s pumpovacím pístem, díky kterému se nadzdvihnou vidlice s paletou. Slouží pouze pro přesun palet a zakládání do přízemních prostor. Ve většině případů je ovládán manuálně. Jsou i verze paletových vozíků, které jsou opatřeny elektrickým pohonem, díky kterému je obsluze ulehčeno. Maximální nosnost může být až 5 tun.



Obr. 5 - Ruční paletový vozík [27]

2.2.2 Vysokozdvížené vozíky (VZV)

Vysokozdvížených vozíků je velká řada. Mezi základní typy patří ruční vysokozdvížený vozík (Obr. 6). Vypadá podobně jako paletový vozík, ale může manipulovat s paletami i do vyšších prostor. Má však nižší nosnost, cca 1,5 tuny. Dále tu jsou poloelektrické a elektrické vysokozdvížené vozíky (Obr. 7). Jsou ručně vedeny, ale manipulaci s paletou zajišťuje elektromotor. Ve většině případů jsou tyto VZV určeny pouze pro pohyb ve skladu, tedy na rovné a hladké podlaze.



Obr. 6 - Mechanický VZV [28]



Obr. 7 - Ruční elektrický VZV [29]

2.2.3 Čelní vysokozdvížené vozíky

Mají stejnou funkci jako předchozí řada vysokozdvížených vozíků, jsou ale poháněny buď elektricky, nebo spalovacím motorem. Také mohou mít mnohem vyšší nosnost, a to až 10 tun. Ve většině případů je podvozek vybaven pogumovanými koly, tím pádem se mohou pohybovat jak ve skladu, kde je rovná a hladká podlaha, tak i mimo sklad, kde není zvlášť upravená podlaha. Tento typ VZV je zobrazen na Obr. 8.



Obr. 8 - čelní VZV [30]

2.2.4 Regálové zakladače

Regálový zakladač je podobný jako klasický VZV. Je určen především pro pohyb ve skladu na rovných a hladkých podlahách. Nosnost se pohybuje v rozmezí od 1,2 do 2 tun a zdvih palety může přesahovat 10 metrů. Tyto zakladače se dělí do třech základních skupin: Zakladače se sedící obsluhou, zakladače se stojící obsluhou a speciální zakladače. U speciálních zakladačů je zajímavé, že paleta se zvedá i s obsluhou, která má tím pádem větší přehled o umístění palety. Tento typ zakladače je vidět na Obr. 9.



Obr. 9 - Regálový zakladač [31]

2.2.5 Automatické skladování

V konvenčních skladech, kde se používají obsluhou ovládané vysokozdvizné vozíky je zapotřebí, aby sklad disponoval širokými uličkami zajišťujícími dostatečný prostor pro manipulaci se zbožím. Dále tu hraje velkou roli lidský faktor, kdy může dojít k chybnému uložení zboží, nebo poškození regálů a tím i ohrožení zdraví zaměstnanců. Automatické zakladače zboží všechny tyto faktory eliminují. Jsou ovládány řídicím systémem, který nahrazuje obsluhu stroje a také dokážou mnohem rychleji manipulovat s naloženým materiálem. Automatické zakladače jsou navrhovány pro manipulaci s lehkým materiálem, kde váha nákladu je v rozmezí jednotek kilo až po např. 50 kg. Na druhé straně tu máme zakladače, které jsou schopné manipulovat s materiálem o váze jdoucí až k jedné tuně. V principu funguje většina automatických zakladačů stejně. Máme tu ale spoustu variant. My se budeme zabývat typem zakladačů s vyšší nosností, např. zakládací jeřáb na palety a třístranný zakladač od firmy Mecalux viz Obr. 10 a 11 níže.

2.3 Zakládací jeřáb na palety

2.3.1 Výhody

- Vyšší nosnost
- Uličky mezi regály mohou být užší

2.3.2 Nevýhody

- Omezená přeprava nákladu
- Náročnější přizpůsobení skladu na provoz
- Nutnost uchycení na konci nosného sloupu



Obr. 10 - Zakládací jeřáb na palety [26]

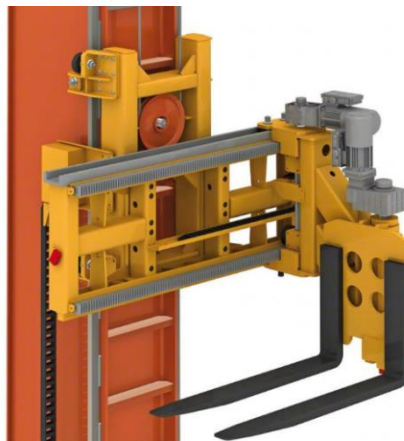
2.4 Třístranný zakladač

2.4.1 Výhody

- Možnost přepravovat náklad ve třech směrech
- Lehčí konstrukce
- Jednoduchá montáž
- Větší stabilita

2.4.2 Nevýhody

- Nižší nosnost než u jeřábu na palety

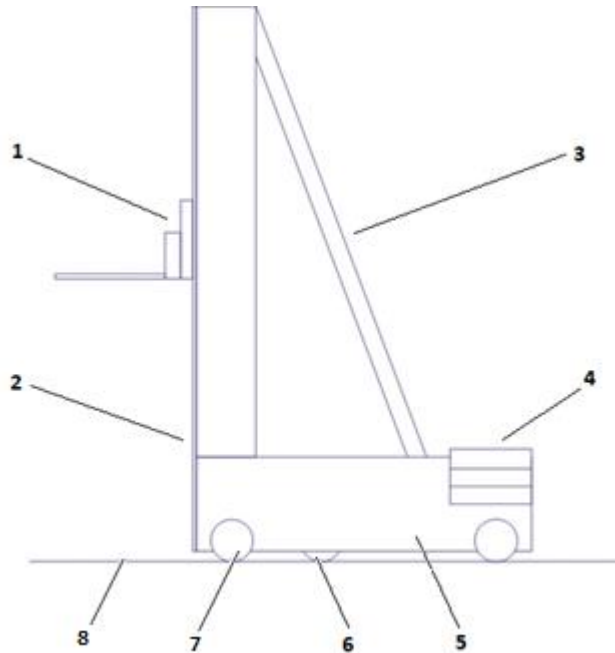


Obr. 11 - Třístranný zakladač [26]

V našem případě si vystačíme s menší nosností, a to pod 1 tunu a zdvihem do výšky 12 metrů. Kapacita skladu není zvláště specifikována. Proto volíme širší uličky pro trojstranný zakladač, který se pohybuje po dvou kolejnicích a má tak i větší základnu a lepší rozložení těžiště.

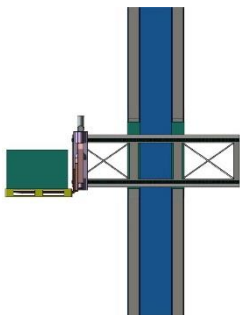
3 Koncepční návrh

Schéma:

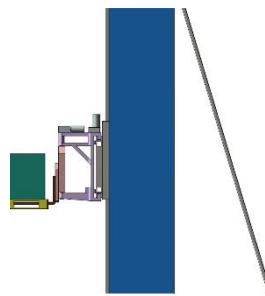


Obr. 12 - Schéma navrhovaného zakladače

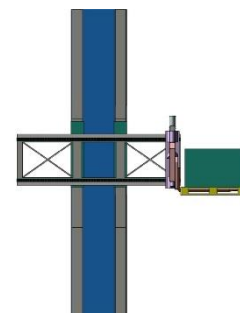
Schéma koncepčního návrhu lze vidět na Obr. 12. Základem je podvozek (5), který je osazen čtyřmi ocelovými koly (7). Pohon zajišťuje ozubené kolo (6), které zapadá do ozubeného hřebene umístěného mezi kolejnicemi (8). Na podvozku je umístěn nosný sloup (2) a závaží (4), které zabraňuje překlopení podvozku. Tuhosti nosného sloupu přispívá dvojice podpěrných tyčí (3). Ve svislém směru se po nosném sloupu pohybuje pojezd, který je vybaven příčným pojezdem s otočnými vidlicemi (1), které umožňují zakládání na obě strany regálů. Toto je vidět na Obr. 13, 14 a 15 níže.



Obr. 13 - Levá boční poloha



Obr. 14 - Přední poloha



Obr. 15 - Pravá boční poloha

Jak již bylo zmíněno, jedná se o počítačem řízený zakladač zboží. Aby toto fungovalo, je zapotřebí osadit toto zařízení pohybovými senzory a čidly, které snímají jeho aktuální polohu. O to se nám starají servomotory s převodovkou, které mají tyto pohybové senzory zabudovány v sobě a posílají informace o poloze do řídicího systému, díky čemuž je uzavřen zpětnovazební okruh. Dále jsou zapotřebí koncová a referenční čidla. Aby byla informace o poloze spolehlivá, je nutné zařídit, aby nedocházelo k prokluzu hnacích kol. Kdyby jedno z kol proklouzlo, servomotor by mohl posílat špatné hodnoty aktuální polohy do řídicího systému, kvůli čemuž by mohlo dojít ke kolizi. Jsou tu dvě možnosti, jak tento problém eliminovat. Pogumování kol anebo osadit podvozek zakladače ozubeným kolem.

3.1 Pogumování kol

3.1.1 Výhody:

- Nízká hlučnost
- Nízké náklady

3.1.2 Nevýhody:

- Opotřebení
- Menší životnost
- Nižší nosnost

3.2 Ozubené kolo

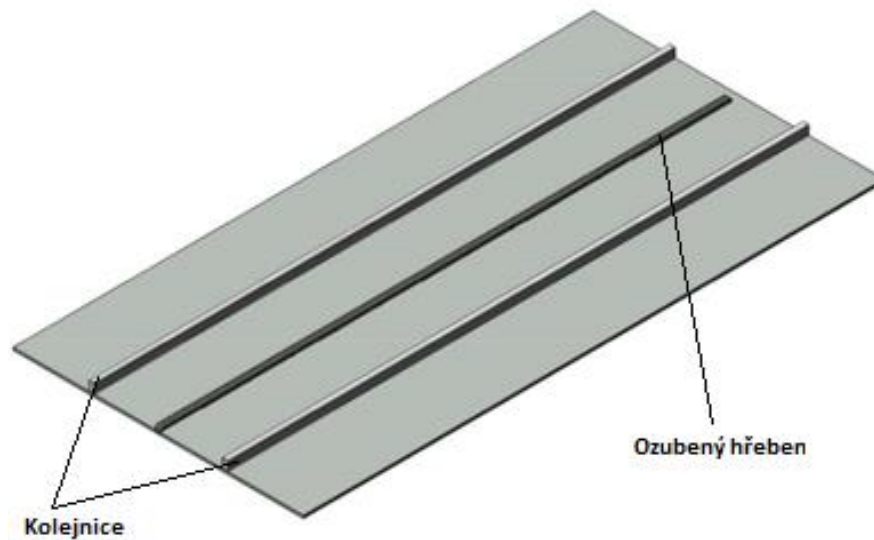
3.2.1 Výhody:

- Spolehlivé vedení
- Životnost
- Možnost většího zatížení

3.2.2 Nevýhody:

- Vyšší hlučnost

V našem případě volíme jako hnací element ozubené kolo. Umístění ozubeného hřebenu můžeme volit vedle kolejnic, což by bylo prostorově náročné a toto řešení by zabíralo více místa v uličkách, které by tak musely být širší. Druhá, přívětivější, možnost je umístění hřebenu uprostřed kolejnic, kdy můžeme zanechat šířku uliček stejnou (viz Obr.16).

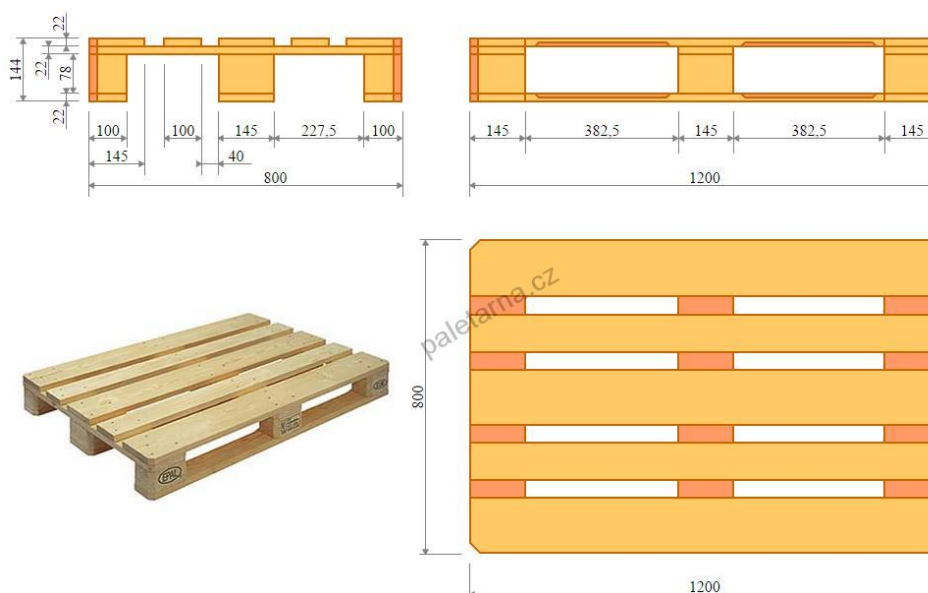


Obr. 16 - Kolejnice s ozubeným hřebenem uprostřed

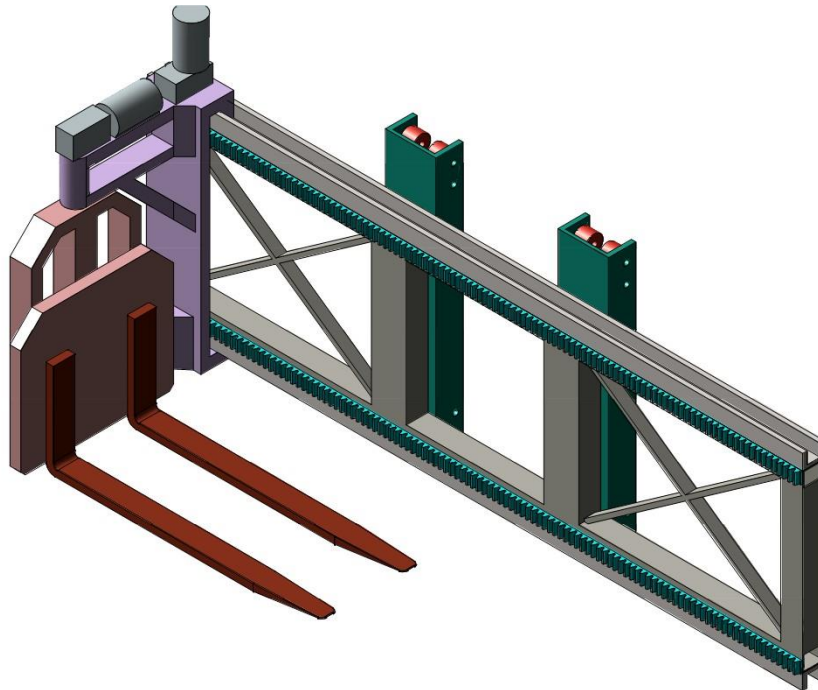
4 Návrhové výpočty

Jako vstupní parametry volíme maximální hmotnost břemene, což je 800 kg a zdvih do výšky 12 metrů. Nejlepší postup navrhování a dimenzování jednotlivých komponent bude od samotných nosných vidlic směrem k základně. Tento způsob navrhování volíme z důvodu, že na konci budeme znát hmotnosti jednotlivých částí stroje a potom teprve můžeme navrhovat motor, který bude pohánět celé zařízení.

Většina přepravovaného nákladu je umístěna na EURO paletách (Obr. 17). Z toho důvodu musí být přizpůsobena i rozteč nosných vidlic.



Obr. 17 - EURO paleta [32]

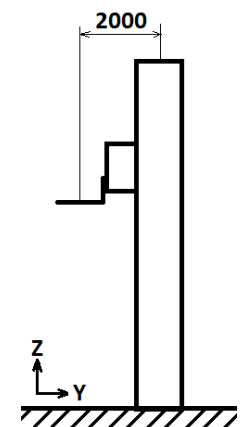


Obr. 18 - Detail pojezdové části

U tvarově složitých modelů je obtížné určit jejich hmotnost. Proto je na základě zadané hustoty materiálu vypočtena v CAD systému KeyCreator. Dále je třeba zjistit, jak se bude konstrukce chovat při manipulaci s nákladem o maximální hmotnosti 800 kg. Na Obr. 18 je vidět předběžný 3D model otočných vidlic umístěných na příčném pojezdu.

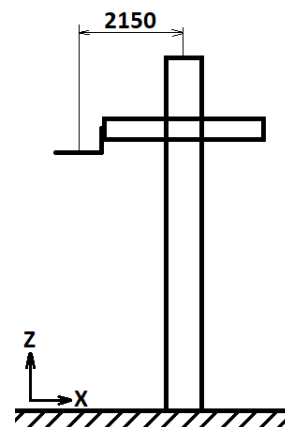
Z Obr. 13, 14 a 15 je zřejmé, že nejvíce bude konstrukce namáhána při bočním zakládání zboží do regálu, kdy náklad je nejvíce vzdálen od těžiště zakladače. Při dimenzování se tedy musíme nejvíce zaměřit na boční výchylky. Nejjednodušším způsobem, jak dosáhnout stability bude navrhnout dostatečný rozchod kol pro boční výchylky a rozvor pro případ, kdy se s nákladem manipuluje při jízdě dopředu, resp. změně rychlosti pojezdu vozíku. Nejprve ale musíme zjistit jaké síly působí v celém pojezdovém systému. Obr. 19 a 20 znázorňují max. vyložení ve dvou případech.

První případ:



Obr. 19 - Přední vyložení

Druhý případ:



Obr. 20 - Boční vyložení

Pro oba případy budeme počítat s hustotou materiálu $\rho = 6000 \text{ kg/m}^3$. Tato hodnota vychází z hustoty oceli a respektuje odlehčení konstrukce v podobě otvorů a výřezů. V tomto případě hmotnost celého pojezdového systému je 710 kg.

Celková hmotnost pojezdu i s nákladem $m_1 = 1550 \text{ kg}$. Pro výpočty bude použita tato hodnota.

4.1 Působení sil

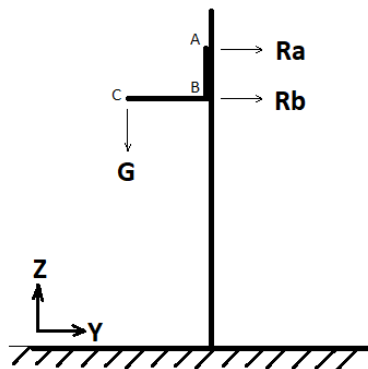
Z obr. 21 vyplývá, že bod „A“ (umístění horní kladky) je namáhán na tah a bod „B“ (umístění spodní kladky) na tlak. Podle vypočtených sil z klopného momentu, které působí v těchto bodech, musíme rolny navrhnout tak, aby snesly vypočtené zatížení. Musíme brát ohled i na akceleraci a deceleraci, kdy namáhané části jsou vystaveny maximálnímu zatížení. Svislé zrychlení bylo stanoveno na hodnotu $a = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

4.1.1 První případ

Stav, kdy zakladač stojí na místě. Níže jsou uvedeny rovnovážné rovnice pro výpočet reakcí v bodech A a B.

Vzdálenost $|AB| = 1 \text{ m}$

Vzdálenost $|CB| = 2 \text{ m}$



Obr. 21 – Rozložení působení sil (1)

$$Y: Ra + Rb = 0 \Rightarrow Ra = -Rb \quad (1)$$

$$M_B: G \cdot 2 - Ra \cdot 1 = 0 \Rightarrow Ra = m_1 \cdot g \cdot 2 = 1550 \cdot 9,81 \cdot 2 = 30411 \text{ N} \quad (2)$$

$$Rb = -30411 \text{ N} \quad (3)$$

Stav, kdy pojezd jede nahoru se zrychlením $a = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$Ra = m_1 \cdot (g + a) \cdot 2 = 1550 \cdot (9,81 + 1,5) \cdot 2 = 35061 \text{ N} \quad (4)$$

$$Rb = -35061 \text{ N} \quad (5)$$

Stav, kdy pojezd jede dolů se zrychlením $a = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$R_a = m_1 \cdot (g - a) \cdot 2 = 1\,550 \cdot (9,81 - 1,5) \cdot 2 = 25\,761 \text{ N} \quad (6)$$

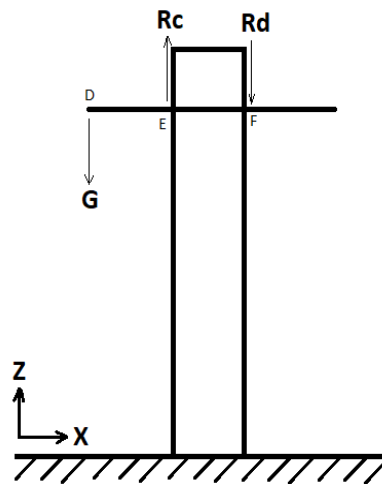
$$R_b = -25\,761 \text{ N} \quad (7)$$

4.1.2 Druhý případ

Stav, kdy zakladač stojí na místě. Níže jsou uvedeny rovnovážné rovnice pro výpočet reakcí v bodech C a D.

Vzdálenost $|DE| = 1,7 \text{ m}$

Vzdálenost $|DF| = 2,5 \text{ m}$



Obr. 22 – Rozložení působení sil (2)

$$Z: R_c - R_d - G = 0 \Rightarrow R_c = R_d + G \quad (8)$$

$$M_E: G \cdot 1,7 - R_d \cdot 0,8 = 0 \Rightarrow R_d = \frac{1,7 \cdot m_1 \cdot g}{0,8} = \frac{1,7 \cdot 1\,550 \cdot 9,81}{0,8} = 32\,312 \text{ N} \quad (9)$$

$$R_c = 32\,312 + 1\,550 \cdot 9,81 = 47\,518 \text{ N} \quad (10)$$

Stav, kdy pojezd jede nahoru se zrychlením $a = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$R_d = \frac{1,7 \cdot 1\,550 \cdot (9,81 + 1,5)}{0,8} = 37\,252 \text{ N} \quad (11)$$

$$R_c = 37\,252 + 1\,550 \cdot (9,81 + 1,5) = 54\,783 \text{ N} \quad (12)$$

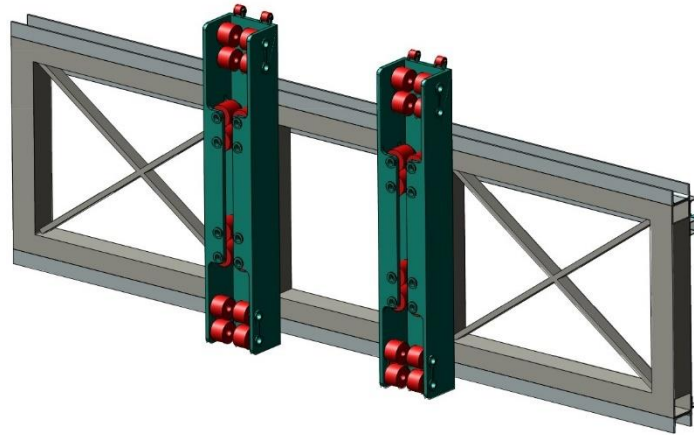
Stav, kdy pojezd jede dolů se zrychlením $a = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$R_d = \frac{1,7 \cdot 1\,550 \cdot (9,81 - 1,5)}{0,8} = 27\,371 \text{ N} \quad (13)$$

$$R_c = 27\,371 + 1\,550 \cdot (9,81 - 1,5) = 40\,252 \text{ N} \quad (14)$$

Z výpočtů rozložení sil při prvním případě si můžeme všimnout, že největší zatížení působí při zrychlení směrem nahoru, které činí 37 252 N. U výpočtů z druhého případu působí největší zatížení vždy u bližší části k vyloženému nákladu, které činí 54 783 N.

4.2 Návrh uchycení pojezdu



Obr. 23 - Detail uchycení pojezdu

Nejlepší způsob, jak navrhnout vedení celého pojezdového systému je pomocí soustavy roln, které musí zachytit jak axiální, tak radiální zatížení. Soustava roln je zvolena z důvodu nízké nosnosti jedné rolny vzhledem k požadovanému zatížení. Na Obr. 23 je vidět 3D model soustavy roln a svislého pojezdu.

4.2.1 Rolny



Obr. 24 – Rolna [33]

Navrátil s.r.o, R80x54-25

Průměr: 80 mm

Šířka běhounu: 54 mm

Délka náboje: 54 mm

Průměr díry: 25 mm

Maximální zatížení: 500 kg

Navrátil s.r.o, R82x70-25

Průměr: 82 mm

Šířka běhounu: 70 mm

Délka náboje: 70 mm

Průměr díry: 25 mm

Maximální zatížení: 700 kg

Pro první případ jsme navrhli 8 rolen od firmy Navrátil s.r.o s označením R80x54-25, které v součtu zachytí 40 000 N. U druhého případu je navrženo 8 rolen od firmy Navrátil s.r.o s označením R82x70-25 které v součtu zachytí 56 000 N.

Navrátil s.r.o, R35x28-8

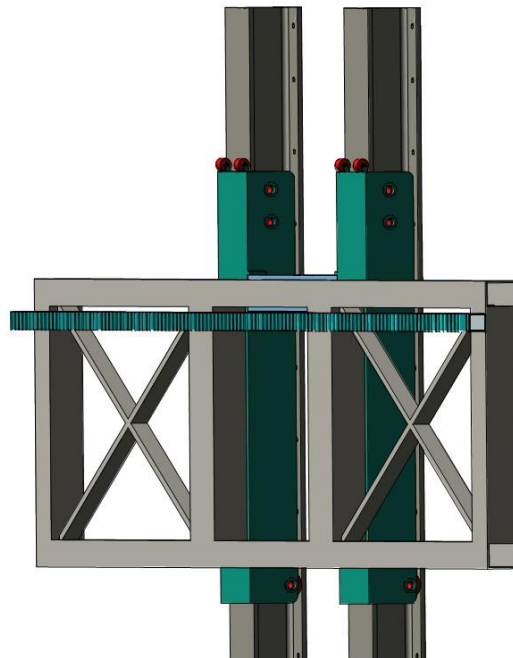
Průměr: 35 mm

Šířka běhounu: 28 mm

Délka náboje: 28 mm

Průměr díry: 8 mm

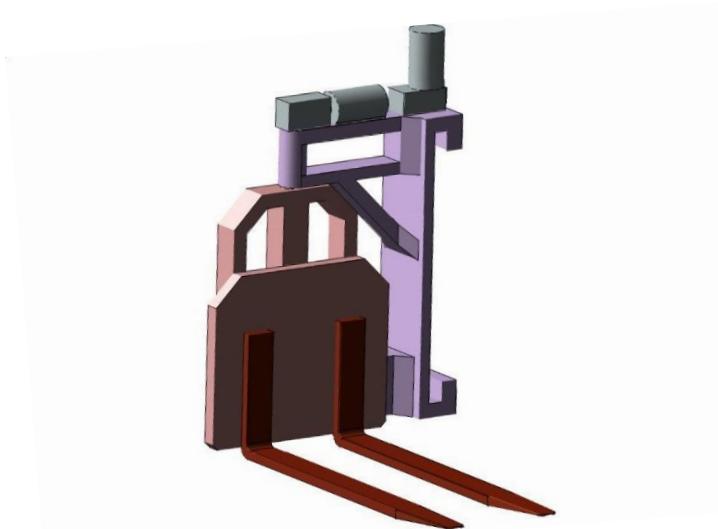
Maximální zatížení: 150 kg



Obr. 25 - Pojistné rolny

Tyto pojistné rolny (Obr. 25) jsou zde umístěny z důvodu, aby nedošlo ke kontaktu konzoly s kolejnici. Stejná dvojice těchto rolen je umístěna i v dolní části konzoly. Kolejnice jsou zevnitř přišroubovány k nosnému sloupu. Díry v kolejnici, po které se odvalují rolny jsou opatřeny silonovými „zátkami“, které jsou následně přebroušeny do roviny s plochou kolejnice.

4.3 Návrh příčného vedení



Obr. 26 - Příčné vedení

V tomto případě bude postup výpočtu reakcí obdobný jako u Obr. 21. Nejdůležitější výpočet je pro případ, kdy břemeno je natočeno ve směru jízdy, tzn. že těžiště břemene se nachází nejdále od uchycení k příčným kolejnicím. Poloha, kdy břemeno je zrovna zakládáno do levé, tak pravé strany regálů není tak důležitá, protože v tu chvíli se těžiště vychyluje od uchycení ke kolejnicím méně než u první zmíněné polohy.

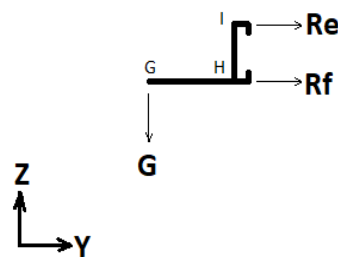
Stav, kdy zakladač stojí na místě. Níže jsou uvedeny rovnovážné rovnice pro výpočet reakcí v bodech E a F.

Vzdálenost $|GH| = 1,36 \text{ m}$

Vzdálenost $|HI| = 0,81 \text{ m}$

Celková hmotnost

s nákladem $m_2 = 1200 \text{ kg}$



Obr. 27 – Působící síly v příčném pojezdu

$$Y: Re + Rf = 0 \Rightarrow Re = -Rf \quad (15)$$

$$M_H: G \cdot 1,36 - Re \cdot 0,81 = 0 \Rightarrow Re = \frac{1,36 \cdot m_2 \cdot g}{0,81} = \frac{1,36 \cdot 1200 \cdot 9,81}{0,81} = 19\,765 \text{ N} \quad (16)$$

$$Rf = -19\,765 \text{ N} \quad (17)$$

Stav, kdy pojezd jede nahoru se zrychlením $a = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$R_e = \frac{(g+1,5) \cdot m_2 \cdot 1,36}{0,81} = \frac{(9,81+1,5) \cdot 1\,200 \cdot 1,36}{0,81} = 22\,787 \text{ N} \quad (18)$$

$$R_f = -22\,787 \text{ N} \quad (19)$$

Stav, kdy pojezd jede dolů se zrychlením $a = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

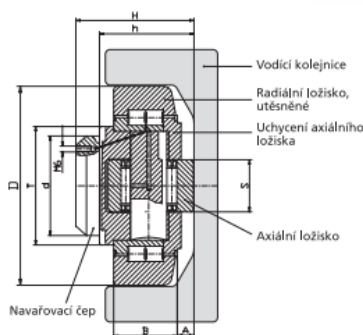
$$R_e = \frac{(g-1,5) \cdot m_2 \cdot 1,36}{0,81} = \frac{(9,81-1,5) \cdot 1\,200 \cdot 1,36}{0,81} = 16\,743 \text{ N} \quad (20)$$

$$R_f = -16\,743 \text{ N} \quad (21)$$

Z výsledků je zřejmé, že největší zatížení působí při zrychlení směrem nahoru, které činí 22 787 N. Co se týče uložení pojezdu, je zde systém roln, obdobně jako u svislého pojezdového systému.

4.3.1 Rolny

Zde jsou použity 4 rolny kombinované od firmy T.E.A Technik s.r.o

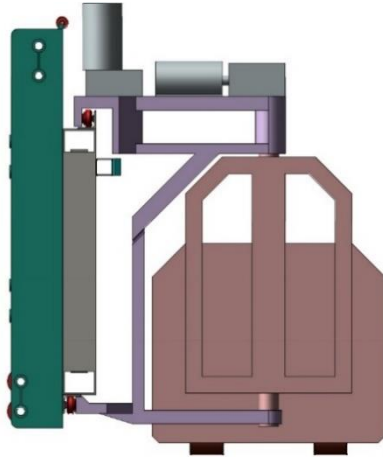


Objednací číslo	D mm	T mm	d -0,05 mm	H mm	h mm	B mm	A mm	S mm	r mm	C kN	C ₀ kN	C _a kN	C _{0a} kN	Hmotnost kg
HEC 4.053*	52,5	40	30	33,0	27,0	17	5,0	15	2	24	33	10	14	0,36

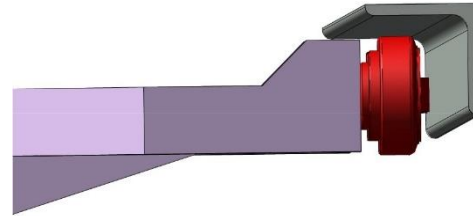
Obr. 28 - Parametry kombinované rolny [34]

Jelikož nám vyšlo maximální zatížení 22 787 N a použili jsme 4 rolny, máme dostatečnou rezervu a úsporu prostoru při použití těchto kombinovaných ocelových roln namísto ocelových roln s polyuretanem, které snesou menší zatížení při tomto průměru a muselo by jich být použito více.

Ocelové rolny s polyuretanem jsou sice méně hlučné, ale při pohybu příčného pojezdu nám to nebude tolik vadit. Výhodou kombinovaných roln je zase větší tuhost vedení.



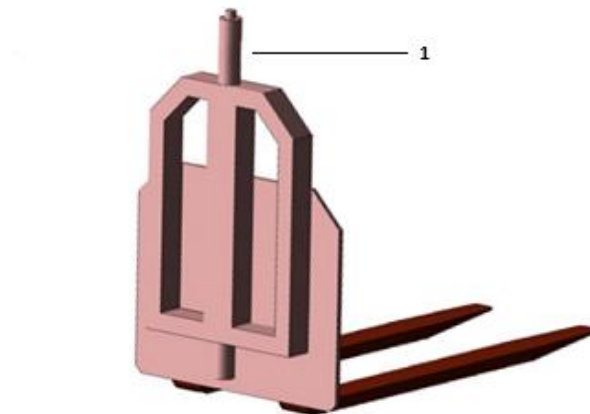
Obr. 30 - Uložení rolen



Obr. 29 - Způsob vedení

Na Obr. 29 a 30 je vidět uložení kombinovaných rolen. Jako vodící prvek byl zvolen L profil, kdy kombinované rolny se opírají o obě plochy profilu.

4.4 Návrh průměru čepu otočných nosných vidlí



Obr. 31 - Otočné nosné vidlice

Abychom mohli navrhnout průměr otočného čepu (1) a následně vyhovující pohon, aby s dostatečnou rezervou mohl otáčet nosnými vidlicemi i s nákladem, musíme nejprve zjistit moment setrvačnosti, na jehož základě stanovíme krouticí moment a poté minimální průměr hřídele.

Předpokládejme, že břemeno o maximální hmotnosti 800 kg má rozměry kvádrů. Neboli rozměr ekvivalentní k ploše Euro palety, který činí 1 200x800 mm. Veškeré zboží je uloženo na Euro paletě, která váží cca 25 kg. Dále je třeba započítat i hmotnost nosných vidlic, to je cca 80 kg. Celková hmotnost $m_3 = 905 \text{ kg}$.

Vzorec momentu setrvačnosti pro kvádr, kde osa prochází středem:

$$J_0 = \frac{1}{12} \cdot m_3 \cdot (a^2 + b^2) = \frac{1}{12} \cdot 905 \cdot (1,2^2 + 0,8^2) = 157 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (22)$$

Jelikož se čep, na kterém se otáčejí nosné vidlice s břemenem, nachází mimo osu břemene, musíme použít Steinerovu větu pro výpočet momentu setrvačnosti

$$J = J_0 + m_3 \cdot r^2 = 157 + 905 \cdot 0,8^2 = 736 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (23)$$

Doba, za kterou se otočí nosné vidlice o 180° je stanovena na $t = 5 \text{ s}$.

Úhlové zrychlení: $\omega = 1 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$

Budeme předpokládat, že průběh otáčení bude vypadat tak, že z počáteční polohy bude docházet ke zrychlení po dobu 2,5 sekund a následně začnou vidle zpomalovat do koncové polohy.

Velikost potřebného momentu vypočítáme ze vztahu:

$$M_k = J \cdot \omega = 736 \cdot 1 = 736 \text{ Nm} \quad (24)$$

Pomocí webového konfigurátoru výrobce volím motor s plochou převodovkou od firmy SEW-eurodrive s označením FA67CM3C71L-30A-P/PK/RH1M/SM1



Obr. 32 - Servomotor s převodovkou (1) [35]

Parametry:

- Dynamický výstupní moment $M_{a_{Dyn}} = 745 \text{ Nm}$
- Průměr výstupního hřídele $d = 40 \text{ mm}$
- Hmotnost $m = 50 \text{ kg}$
- Moment setrvačnosti motoru $J_m = 17 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Převodový poměr $i = 18,29$
- Klidový moment $M_0 = 14 \text{ Nm}$
- Max. výstupní moment $M_{max} = 820 \text{ Nm}$

- Výstupní otáčky $n_{out} = 164 \text{ ot/min}$

4.5 Minimální průměr hřídele:

Pro výpočet minimálního průměru hřídele použijeme vztah, uvažující krut

M_k :

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (25)$$

Musíme ještě zjistit dovolené napětí v hřídeli τ_D a budeme předpokládat, že materiál hřídele je ocel 11 500. Při otáčivém pohybu vidlic s nákladem dochází ke střídavému namáhání v krutu. Hodnota τ_D je tedy 40-60 Mpa.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 736\,000}{\pi \cdot 40}} = 45,42 \text{ mm} \quad (26)$$

Protože konec hřídele má drážku pro pero a je osazen, průměr hřídele byl stanoven na 55 mm.

4.6 Návrh ložisek otočných nosných vidlic

Působící síla na ložiska: $F_{ra} = 9 \text{ kN}$

Otáčky ložiska: $n_1 = 6 \text{ ot/min}$

Vnitřní průměr: $d_1 = 55 \text{ mm}$

Vnější průměr: $D_1 = 100 \text{ mm}$

Šířka: $B = 21 \text{ mm}$

Dynamická únosnost: $C_1 = 57 \text{ kN}$

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \left(\frac{C_1}{F_{ra}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 6} \cdot \left(\frac{57}{9} \right)^3 = 705\,660 \text{ hod} \quad (27)$$

Ložiska vyhovují.

4.7 Návrh ozubeného hřebenu a pastorku

Stejně jako u otočných vidlic, musíme navrhnout dostatečně silný motor pro pohyb břemene v ose x. Musíme nejprve navrhnout základní rozměry pastorku a ozubeného hřebenu.

Navrhované zrychlení příčného pojezdu bylo stanoveno na $a_x = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a rychlost $v_x = 2 \text{ m} \cdot \text{s}$

Celková hmotnost konzoly i s břemenem, pohybující se v ose x po příčném rámu $m_k = 1\,200 \text{ kg}$

4.7.1 Obvodová síla pastorku:

$$F_{o1} = m_k \cdot a_x = 1\,200 \cdot 1,5 = 1\,800 \text{ N} \quad (28)$$

Nyní musíme stanovit krouticí moment, podle kterého následně vybereme motor s převodovkou. Proto si vybereme z katalogu pastorek s ozubeným hřebenem a podle rozměrů pastorku stanovíme krouticí moment.

4.7.2 Parametry pastorku:

Pastorek a ozubený hřeben byl vybrán z katalogu od firmy REM-technik.cz, viz [9].

- Průměr roztečné kružnice $d_0 = 54 \text{ mm}$
- Převodový poměr $i = 4$
- Modul $m = 3 \text{ mm}$
- Max. moment při zrychlení $M_{2B} = 390 \text{ Nm}$
- Počet zubů $z = 18$

4.7.3 Parametry ozubeného hřebenu:

- Modul $m = 3 \text{ mm}$
- Délka $l = 1\,526,81 \text{ mm}$

4.7.4 Zátěžný moment pastorku

$$M_{p1} = F_{o1} \cdot \frac{d_0}{2} = 1\,800 \cdot \frac{0,054}{2} = 48,6 \text{ Nm} \quad (29)$$

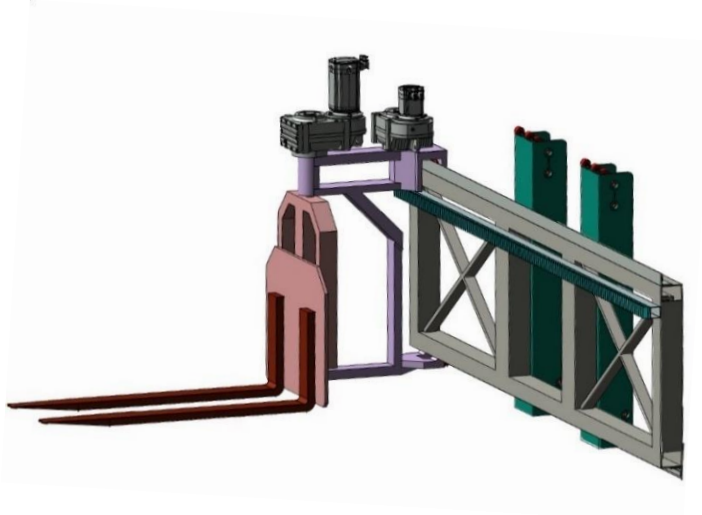
Motor byl zvolen od stejné firmy jako u otočných vidlic pomocí webového konfiguratůru. SEV-eurodrive s označením FA57CM3C63S-30A-P/PK/RH1M/SM1



Obr. 33 - Servomotor s převodovkou (2) [35]

Parametry:

- Max. výstupní moment $M_{max} = 420 \text{ Nm}$
- Dynamický výstupní moment $Ma_{dyn} = 51 \text{ Nm}$
- Průměr výstupního hřídele $d = 40 \text{ mm}$
- Hmotnost $m = 37 \text{ kg}$
- Moment setrvačnosti motoru $J_m = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Převodový poměr $i = 6,58$
- Klidový moment $M_0 = 2,7 \text{ Nm}$
- Výstupní otáčky $n_{out} = 456 \text{ ot/min}$



Obr. 34 - Detail umístění servomotorů s převodovkou

Na obrázku č. 34 je vidět uspořádání motorů. U obou jsou zvoleny ploché převodovky z důvodu nízké zástavby.

4.8 Návrh svislého hnacího ústrojí

Protože hnací element tvoří plochý řemen, celé hnací ústrojí musí obsahovat motor s převodovkou, navíjecí buben, kladky a výtahové závěsy. Všechny tyto prvky se musí postupně navrhnout. Jak již bylo uvedeno v kapitole 7.1, zrychlení svislého pojezdu bylo stanoveno na $a = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Rychlost pojezdu $v_s = 2 \text{ m} \cdot \text{s}$

Konečná celková hmotnost celého pojezdu (Obr. 34) i s břemenem činí 1 550 kg.

Tažná síla působící na plochý řemen v klidovém stavu:

$$F_t = m \cdot g = 1\,550 \cdot 9,81 = 15\,206 \text{ N} \quad (30)$$

Tažná síla působící na plochý řemen ve stavu, kdy se pojezd rozjíždí nahoru:

$$F_{t1} = m \cdot (g + a) = 1\,550 \cdot (9,81 + 1,5) = 17\,531 \text{ N} \quad (31)$$

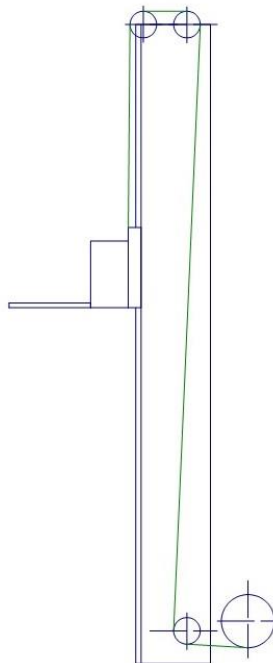
Může také nastat případ, kdy z důvodu bezpečnosti je třeba okamžitě zastavit pohybující se pojezd. Tím pádem je zapotřebí stanovit rychlost bezpečnostní brzdy, kdy dochází ke kritickému zatížení plochého řemenu. Můžeme to vyjádřit jako zrychlení, které bylo stanoveno na $a_{krit1} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

Tažná maximální síla pro tento případ vychází:

$$F_{max} = m \cdot (g + a_{krit1}) = 1\,550 \cdot (9,81 + 5) = 23\,000 \text{ N} \quad (32)$$

Jak již bylo stanoveno na začátku práce (kapitola 2.4), maximální výška zdvihu břemene je 12 metrů. Musíme však uvažovat rezervy, které jsou potřeba ke kompletaci pojezdového systému. Motor s navíjecím bubnem bude umístěn v dolní části a nahoře budou kladky, přes které bude převeden plochý řemen směrem dolů k pojezdu.

4.8.1 Schéma vedení plochého řemenu



Obr. 35 - Schéma vedení zdvihacího pásu

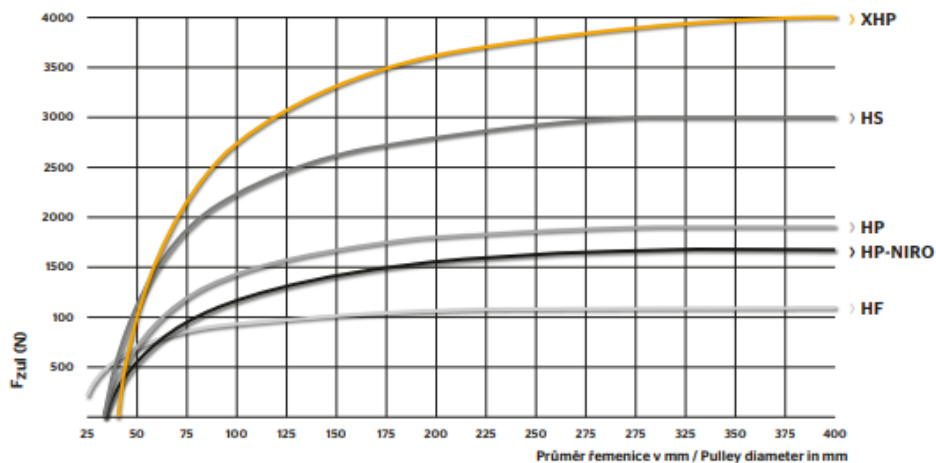
Z Obr. 35 je patrné, že musíme k délce zdvihu připočítat délku navinutého řemenu na buben, poloměr horních kladek, a nakonec takovou délku řemenu, aby se mohl pojezd pohybovat od země až na konec nosného sloupu, tedy dalších 12 metrů.

4.8.2 Detail plochého řemenu

CONTI POLYFLAT F60 XHP od firmy TYMA

Parametry:

- Šířka $b = 60 \text{ mm}$
- Tloušťka $h = 3 \text{ mm}$
- Materiál: Polyuretan s ocelovým tažným vláknem
- Hmotnost $m = 0,418 \text{ kg/m}$



Obr. 36 - Tabulka zatížení (katalog CONTI POLYFLAT) [36]

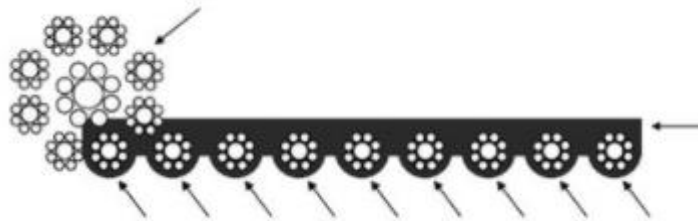
Po odečtení z grafu (Obr. 36) nám vychází, že na 10 mm šířky plochého řemenu a při použití průměru kladek 175 mm, je tažná síla 3 500 N. V našem případě je tedy tažná síla 21 kN. Musíme tedy použít 2 řemeny. Na Obr. 37 je vidět detail plochého řemenu.



Obr. 37 – CONTI POLYFLAT F60 XHP [37]

4.8.3 Výhody zdvihacího (výtahového) řemenu oproti běžným ocelovým lanům:

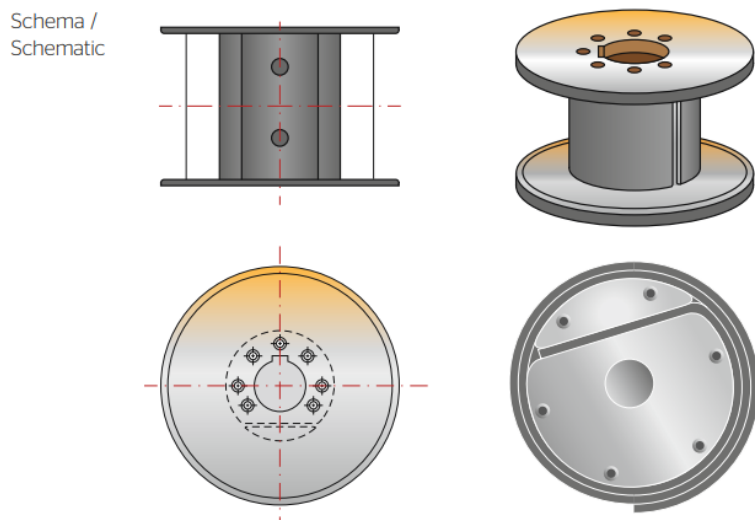
- Větší ohebnost
- Vyšší životnost
- Menší průměr řemenic a navíjecích bubnů



Obr. 38 - Konstrukce plochého zdvihacího pásu [38]

Zde na obr. 38 můžeme vidět srovnání běžného ocelového lana s plochým řemenem.

4.8.4 Navíjecí buben



Minimální průměr civky / Minimum diameter for reels

Typ řemenu / Belt type	HF	HP / HP-NIRO	P12	HS	XHP / XHP II	XHS	XHS II
Ø [mm]	50	60	70	80	100	150	200

Obr. 39 - Schéma navíjecího bubnu (katalog CONTI POLYFLAT) [36]

Pro plochý řemen XHP je min. průměr navíjecího bubnu 100 mm. Volíme průměr bubnu 200 mm z důvodu menšího namáhání řemenu.

L_R – bezpečnostní navinutí, kdy je třeba mít na navíjecím bubnu alespoň 2 otáčky navinutého plochého řemenu ve chvíli, kdy je břemeno v nejnižší poloze.

$$L_R = 2\pi \cdot d = 2\pi \cdot 0,175 = 1,1 \text{ m} \quad (33)$$

Odhadovaná celková délka řemenu:

$$L_{cp} = 2 \cdot L_z + 2 \cdot r_K + r_b + L_p + L_k + L_R = 2 \cdot 12 + 2 \cdot 0,0875 + 0,06 + 0,2 + 0,9 + 1,1 = 26,43 \text{ m} \quad (34)$$

Kde, L_z – délka zdvihu, r_K – poloměr kladky, r_b – poloměr navíjecího bubnu, L_p – přesah u nejvyššího patra, L_k – vzdálenost mezi kladkami, L_R – bezpečnostní navinutí

4.8.5 Návrh závěsu pro uchycení konce zdvihacího pásu k pojezdu

Pro použitý typ plochého řemenu byl zvolen závěs se šroubem a maticí viz Obr. 40, 41 a 42.



Obr. 41 - Závěs POLYFLAT ZV 060 AM 320 [39]

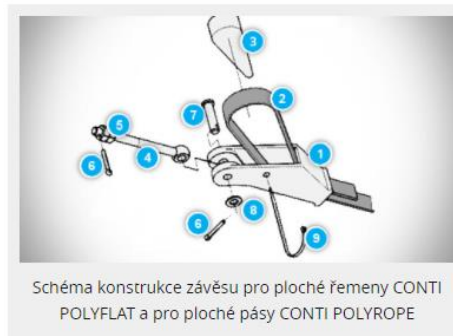


Schéma konstrukce závěsu pro ploché řemeny CONTI POLYFLAT a pro ploché pásy CONTI POLYROPE

- 1 Pouzdro
- 2 Řemen
- 3 Klín
- 4 Šroub s okem
- 5 Matice
- 6 Závlačka
- 7 Šroub
- 8 Podložka
- 9 Kabelová spona

Obr. 40 - Schéma konstrukce závěsu [39]

Schema / Schematic

Šířka řemenu / Width of belt	Kat.číslo tělesa závěsu / Housing article no.	Může být použit se šroubem s okem velikosti / Can be used with eyebolt	b1	b2	Ød	L1	L2	Typ použitého čepu / Bolt available
20 - 25	ZV F25 KO 000	M12	38	16	12	230	87	12 x 58
30 - 40	ZV F40 KO 000	M16	59	18	16,5	228	86	16 x 78
50	ZV F50 KO 000	M16	75	18	16,5	230	87	16 x 94
60	ZV F60 KO 000	M16	87	18	16,5	230	87	16 x 106
75	ZV F75 KO 000	M20	106	23	18	250	100	18 x 128

Typ KO těleso, A0 s čepem, AM se šroubem s okem, D2 s pružinou
Typ KO - s čepem, AM se šroubem s okem, S2 - s pružinou

Obr. 42 - Tabulka závěsů (katalog CONTI POLYFLAT) [36]

4.8.6 Návrh kladek

Abychom zajistili, že plochý řemen snese max. tažnou sílu odečtenou z tabulky (Obr. 36), musíme dodržet minimální průměr kladek 175 mm. Níže je popsán návrh kladek a ložisek.

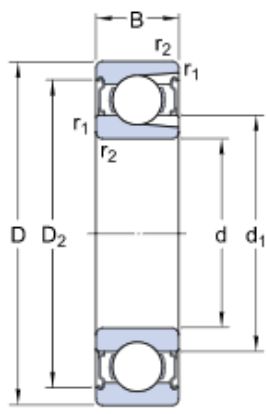
4.8.7 Geometrie kladek

Dle katalogu CONTI POLYFLAT [36], pro dosažení přímého běhu řemenu lze kladky provést následujícími způsoby:

- Válcové s bočnicemi
- Oblé s bočnicemi (s bombírováním)

V našem případě byl zvolen typ bombírované kladky. To zajišťuje stabilizaci řemene na kladce, díky čemuž nebude vyjíždět k bočnicím a bude mít tendenci se zarovnávat na střed. Kladky jsou osazeny dvěma ložisky od firmy SKF s označením 210 -2Z.

4.8.8 Parametry ložiska



d	50 mm	Basic dynamic load rating	C	39.1 kN
D	90 mm	Basic static load rating	C ₀	34.5 kN
B	20 mm	Fatigue load limit	P _u	1.46 kN
d ₁	≈ 62.51 mm	Reference speed		13 000 r/min
D ₂	≈ 81.61 mm	Limiting speed		6 400 r/min
r _{1,2}	min. 1.1 mm	Calculation factor	k _r	0.04

Obr. 43 - Parametry ložiska (1) [40]

4.8.9 Otáčky ložiska:

Při tomto výpočtu musíme brát v potaz to, že plochý řemen je veden po obvodu kladky, pro výpočet otáček rychlosti svislého pojezdu musíme tedy počítat s průměrem kladky.

Maximální rychlost svislého pojezdu $v_s = 2 \text{ m} \cdot \text{s}$

$$2 \text{ m} = 3,63 \text{ otáček} \Rightarrow n_{l1} = 3,63 \cdot 60 = 217,8 \text{ ot/min} \quad (35)$$

4.8.10 Trvanlivost ložiska:

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (36)$$

Kde, n – otáčky, C – dynamické zatížení, P – ekvivalentní zatížení ložiska, F_r – radiální zatížení

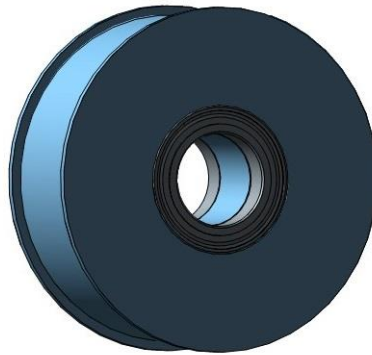
Pokud $\alpha = 0^\circ > P = F_r \Rightarrow$ na jednom hřídeli jsou celkem 4 ložiska. Působící síla na jedno ložisko vychází takto:

$$F_r = \frac{F_{max}}{4} = \frac{23}{4} = 5,75 \text{ kN} \quad (37)$$

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{l1}} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 217,8} \cdot \left(\frac{39,1}{5,75}\right)^3 = 24\,061 \text{ hod} \quad (38)$$

Tento typ ložiska vyhovuje.

4.8.11 Detail kladky



Obr. 44 – Kladka s ložisky

4.8.12 Návrh motoru a převodovky

Nejprve musíme zjistit maximální krouticí moment, který vznikne na navíjecím bubnu v případě, kdy dojde k nouzovému zastavení pojezdu.

4.8.13 Maximální krouticí moment pro případ, kdy je břemeno v nejnižší poloze

$$M_{bmax1} = F_{max} \cdot r_{b1} = 23\,000 \cdot 0,0875 = 2\,012,5 \text{ Nm} \quad (39)$$

Ve chvíli, kdy se břemeno bude pohybovat směrem nahoru, bude se na navíjecím bubnu zvětšovat krouticí moment s postupně navíjecím se zdvihacím pásem.

Při jedné otočce břemeno popojede o 0,55 metru. Aby břemeno dosáhlo maximální výšky, což je 12,2 metru, musí buben vykonat 22,2 otáček. Poloměr bubnu r_{b2} , kdy je plně navinutý zdvihací pás se vypočítá ze vztahu:

$$r_{b2} = r_{b1} + \frac{\text{počet otáček bubnu} \cdot \text{tloušťka zdvihacího pásu}}{2} = 0,0875 + \frac{22,2 \cdot 0,003}{2} = 0,12 \text{ m} \quad (40)$$

4.8.14 Maximální krouticí moment pro případ, kdy je břemeno v nejvyšší poloze

$$M_{b_{max2}} = F_{max} \cdot r_{b2} = 23\,000 \cdot 0,12 = 2\,760 \text{ Nm} \quad (41)$$

Kde, r_{b1} – poloměr navíjecího bubnu s min. navinutím, r_{b2} - poloměr navíjecího bubnu s max. navinutím

Z porovnání výše uvedených krouticích momentů vyplývá, že rozhodující pro návrh pohonu bude případ, kdy je břemeno v nejvyšší poloze, tj. 2 760 Nm.

Motor a převodovku volíme opět od firmy SEW-eurodrive pomocí webového konfigurátoru s označením R97CM3C80L-30A-P/PK/RH1M/SM1

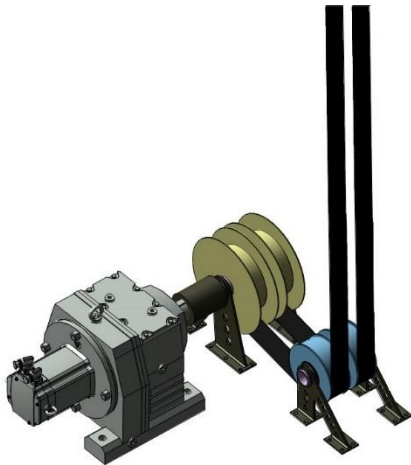


Obr. 45 - Servomotor s převodovkou (3) [35]

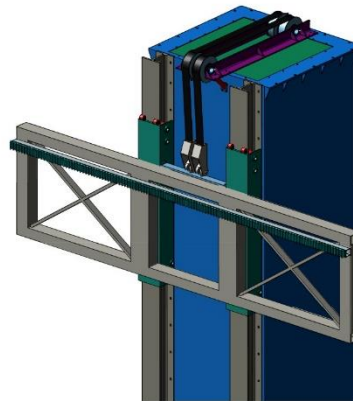
Parametry:

- Max. výstupní moment $M_{max} = 3\,000 \text{ Nm}$
- Dynamický výstupní moment $M_{a_{dyn}} = 2800 \text{ Nm}$
- Průměr výstupního hřídele $d = 60 \text{ mm}$
- Hmotnost $m = 120 \text{ kg}$
- Moment setrvačnosti motoru $J_m = 41 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Převodový poměr $i = 42,78$
- Klidový moment $M_0 = 22,8 \text{ Nm}$
- Výstupní otáčky $n_{out} = 70 \text{ ot/min}$

4.8.15 Vedení zdvihacího pásu

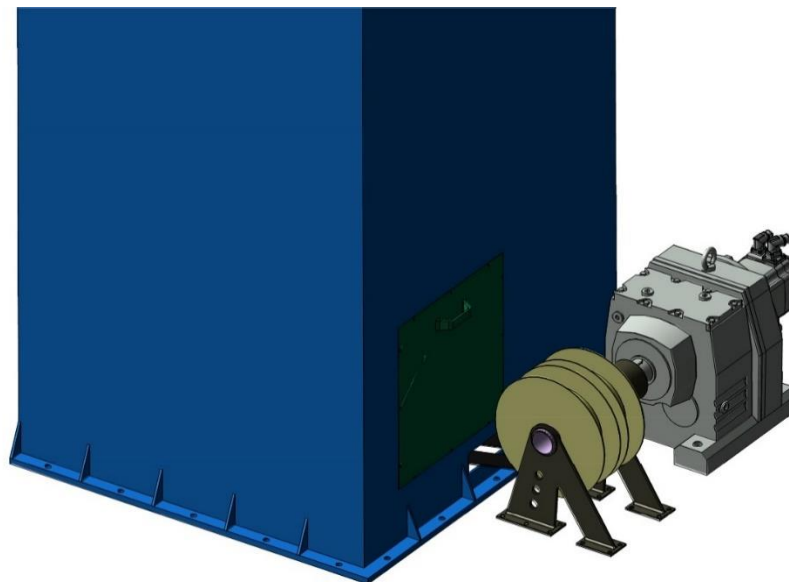


Obr. 46 – Navíjecí buben s motorem



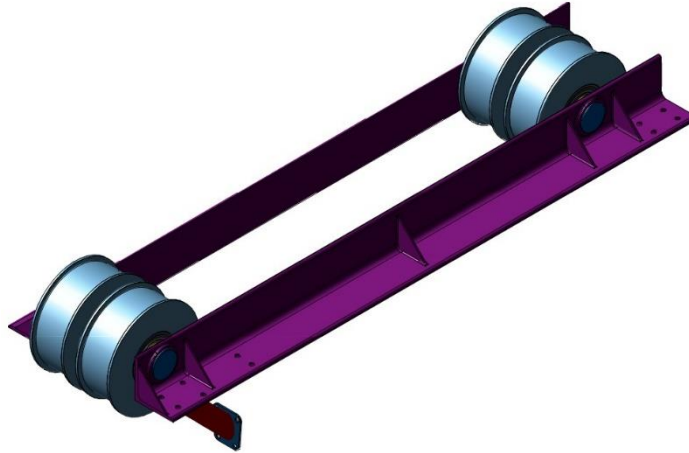
Obr. 47 – Vedení zdvihacího pásu přes horní kladky

Navíjecí buben je spojen s motorem a převodovkou pomocí hřídelové spojky (Obr. 46). Ta musí být dimenzována podle krouticího momentu M_{bmax2} . Plochý řemen je veden z navíjecího bubnu zespoda přes kladku, která je umístěna uvnitř nosného sloupu. Toto konstrukční řešení je voleno spíše z estetického hlediska. Řemen je tak schovaný uvnitř sloupu a vidět ho můžeme až v horní části, kde je veden přes kladkovou konzoli (Obr. 47). Aby byla možnost během provozu vyměnit jeden z plochých řemenů, je spodní část nosného sloupu opatřena otvorem zakrytým plechovými dvířky (Obr. 48)



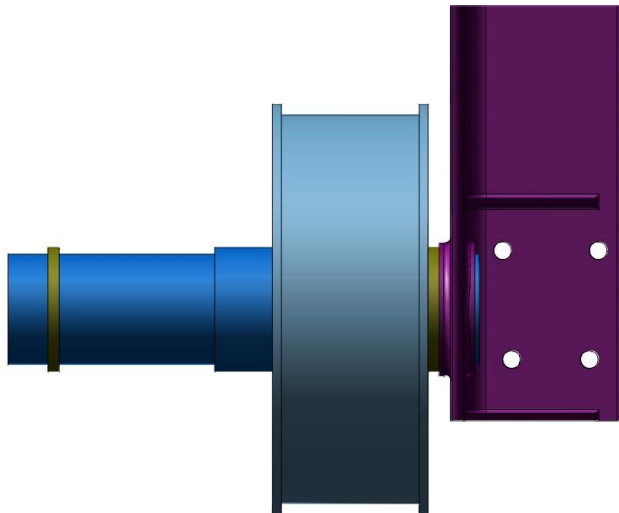
Obr. 48 - Nosný sloup opatřený dvířky

4.8.16 Kontrola hřídele na ohyb



Obr. 49 - Sestava kladek

Na Obr. 49 si můžeme všimnout, že kladky s ložisky (obr. 44) jsou nalisovány na hřídel, který je uložen ve dvou „L“ profilech, vyztužených žebry. Vymezení vůle je zajištěno dvěma distančními kroužky. Dále je hřídel opatřen osazením mezi kladkami (Obr. 50)



Obr. 50 - Detail uložení hřídele a řemenic

4.8.17 Parametry hřídele (bez osazení):

Vnější průměr $D_h = 50 \text{ mm}$

Celková délka hřídele $L_h = 212 \text{ mm}$

Zatěžující síla $F_{max} = 23 \text{ kN}$

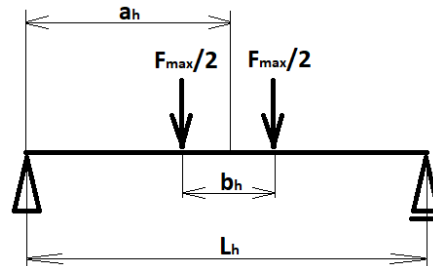
Působíště zatěžující síly $a_h = 104 \text{ mm}$

Modul pružnosti (ocel) $G = 210 \text{ Gpa}$

4.8.18 Kvadratický moment průřezu pro kruh:

$$J_z = J_y = \frac{\pi \cdot D_h^4}{64} = \frac{\pi \cdot 50^4}{64} = 306796 \text{ mm}^4 \quad (42)$$

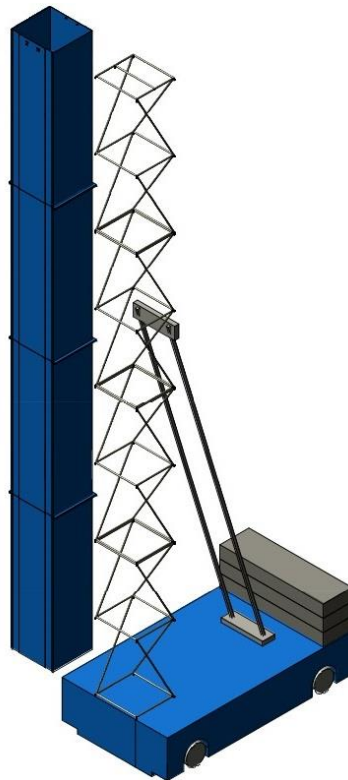
Zatížení hřídele je schematicky znázorněno na obrázku (Obr. 51) níže.



Obr. 51 – Zatížení hřídele

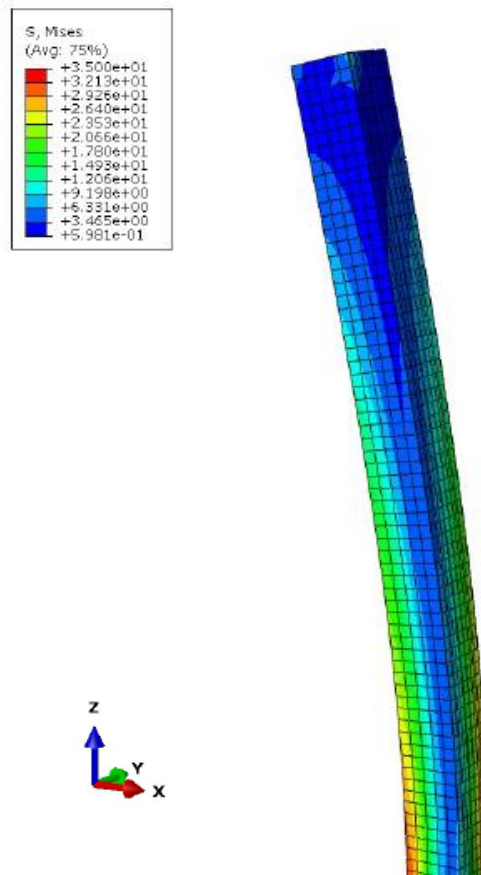
Po zpracování zadaných parametrů nám vychází maximální průhyb 0,07 mm. V poměru s rozměry celé sestavy a velikostmi působících sil, je tato hodnota téměř zanedbatelná. Rozměry hřídele tedy vyhovují.

4.9 Konstrukce nosného sloupu



Obr. 52 - Konstrukce nosného sloupu

Nosný sloup se skládá ze čtyř svařenců o tloušťce stěny 5 mm, na obou koncích opatřených přírubou pro smontování. Na čelní části svařence jsou drážky pro kolejnice, ve kterých je veden pojezd. Díky tomu, že jsou kolejnice zapuštěny do čelní plochy, zvyšují nám tuhost celé svařované konstrukce. Budeme-li brát v potaz hustotu materiálu $\rho = 6\,000\text{ kg/m}^3$ a výšku nosného sloupu 13 m, vyjde nám hmotnost 1 620 kg. Na Obr. 52 jsou vidět samotný nosný sloup a možné vyztužení konstrukce.



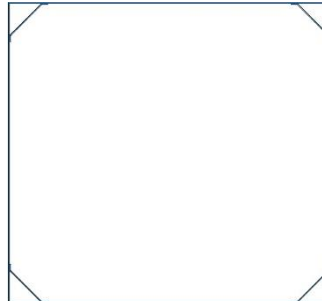
Obr. 53 - Namáhání nosného sloupu

Na Obr. 53 je znázornění deformace nosného sloupu bez příhradové konstrukce. Pro lepší představu je deformace přibližně 100x zvětšena. Můžeme si všimnout, že největší namáhání na tlak a tah vzniká v dolní části nosného sloupu. Maximální hodnota činí 35 MPa. Musíme tedy podle tohoto údaje volit vhodné šrouby pro zkompletování svařenců.

Příhradová konstrukce (Obr. 52) je tvořena z trubek o průměru 35 mm a tloušťce stěny 2,5 mm. Díky tomu je hmotnost celé trubkové sestavy necelých 200 kg. Zároveň má příhradová konstrukce dostatečnou tuhost. Dle Obr. 53 je patrné, že veškeré namáhání by vydržela samotná svařovaná konstrukce.

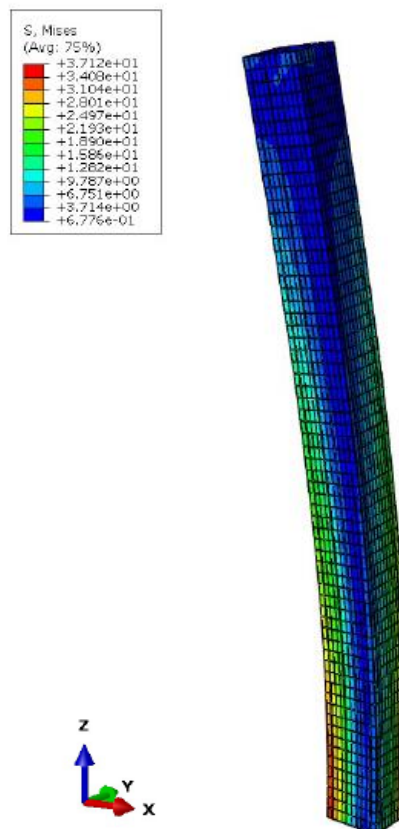
Nastávají tedy dvě možnosti, jak sestavit nosný sloup:

1. Svařenec s příhradovou konstrukcí z trubek
2. Svařenec s výztuhami (Obr. 54)



Obr. 54 - Svařenec s výztuhami

U této varianty byla zmenšena tloušťka stěny na 4 mm a přidány výztuhy o síle 4 mm. Při zachování stejných parametrů jako u původního návrhu vychází hmotnost 1 400 kg.



Obr. 55 - Namáhání nosného sloupu s výztuhami

Zde si můžeme všimnout, že největší namáhání je v tomto případě o trochu větší než u první varianty (37 MPa). Pro lepší představu je na Obr. 55 deformace přibližně 100x zvětšena.

Z hlediska zachování hmotnosti by byla tato varianta přívětivější, musíme ale brát ohled na vzniklé reakce, působící na šrouby. Největší namáhání vzniká ve spodní části nosného sloupu, který je přišroubován k podvozku zakladače. Musíme si však uvědomit, že analýza byla provedena bez podpěrných tyčí a kolejnic, které jako celek zpevňují nosný sloup. Vzniklé namáhání tedy bude menší. Proto budeme uvažovat druhou a jednodušší variantu svařence s výztuhami (Obr. 54).

4.9.1 Návrh šroubu

Šrouby jsou namáhány na tah. V systému Abaqus byla tlaková a tahová síla převedena na reakční sílu $F = 38\,280\text{ N}$. Nyní musíme tuto sílu převést na vzniklé napětí ve šroubech. Budeme uvažovat šroub M12 - 8.8, kde jmenovitá smluvní mez kluzu $R_{p0,2} = 640\text{ MPa}$. Na bočních stranách nosného sloupu je 5 šroubů.

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_D \quad \sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{R_{p0,2}}{k} = \frac{640}{2} = 320\text{ MPa} \quad (43)$$

Jelikož jde o střídavé zatížení, kdy síla F jde od minima do maxima, je třeba dovolené napětí σ_D vynásobit součinitelem střídavého zatížení C_{III} pro třídu ocelí 11 340 – 11 500, kdy $C_{III} = 0,65$. Dále je třeba zjistit utahovací moment šroubů.

$$\sigma_{Ds} = \sigma_D \cdot C_{III} = 320 \cdot 0,65 = 208\text{ MPa} \quad (44)$$

Kde, σ_t – napětí v tahu, σ_D – dovolené napětí, R_e – mez kluzu, k – bezpečnost, σ_{Ds} – dovolené napětí při střídavém zatížení, C_{III} – součinitel střídavého zatížení

U šroubů s třídou pevnosti 8.8 a vyšší je dolní mez kluzu nezměřitelná. Používá se proto smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$

$$F_1 = \frac{F}{i_s} = \frac{38\,280}{5} = 7\,656\text{ N} \quad (45)$$

$$\sigma_t = \frac{F_1}{S} = \frac{7\,656}{84,3} = 91\text{ MPa} \quad 91\text{ MPa} < 208\text{ MPa} \quad (46)$$

Kde, F – zatěžující síla, S – průřez jádra šroubu, σ_{t1} – napětí na jeden šroub

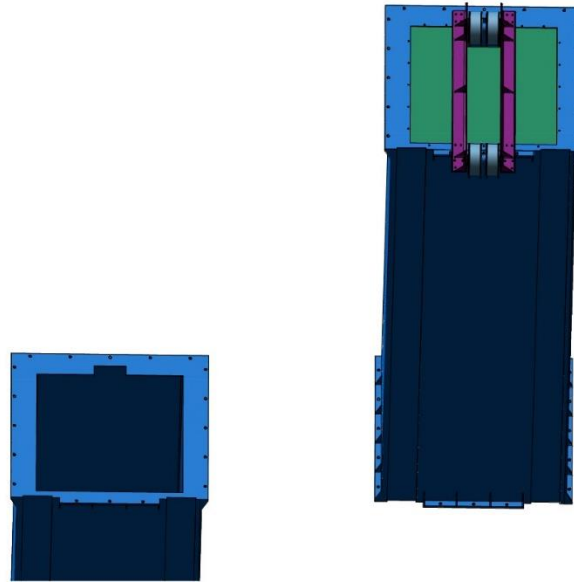
Zvolený typ šroubu vyhovuje.

Utahovací moment pro šroub M12 - 8.8 najdeme na Obr. 56.

Thread	Bolt grade						
	3.6	4.6	4.8	5.8	8.8	10.9	12.9
M12		30.0	36.0	51.0	81.0	114.0	136.0

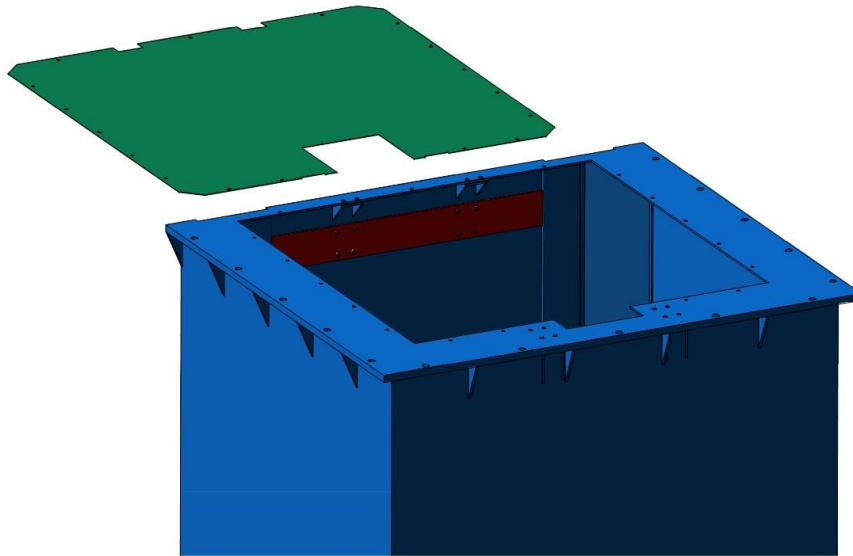
Obr. 56 - Utahovací moment [41]

4.9.2 Detail napojení svařovaných segmentů



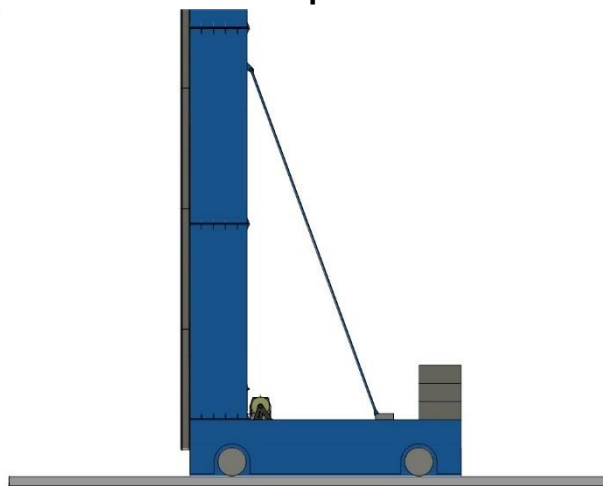
Obr. 57 - Svařované segmenty

Na tomto obrázku si můžeme všimnout dosedacích ploch a přírub, kterými se spojí svařované segmenty. Na bočních stranách a zadní straně příruby je 5 otvorů o průměru 13,5 mm. Na čelní straně příruby jsou 4 otvory, namáhání na tah zde není tak veliké a z druhé strany zajišťují nosný sloup podpěrné tyče. Všechny segmenty jsou stejné a díky tomuto je možné využívat stavebnicového systému. Poslední segment je opatřen plechem o tloušťce 1 mm (zelená barva), přišroubován sedmnácti šrouby M6, aby se zabránilo průniku nečistot do vnitřních prostor nosného sloupu. Dále je poslední segment vyztužen pásovinou (červená barva) v čelní části, kde se opírají podpěrné trubky o stěnu svařovaného segmentu (Obr. 58). Nad pásovinou jsou přivařeny opěrné patky pro kladkovou konzoli na čelní a zadní stěně. Ta je pak přišroubována šrouby M8.



Obr. 58 - Vyztužení čelní stěny

4.9.3 Finální vyztužení nosného sloupu



Obr. 59 - Podpěrná tyč

Pro vyztužení nosného sloupu ve směru jízdy byly navrženy podpěrné tyče, kde jeden konec je umístěn zhruba v polovině délky nosného sloupu a zajištěn čepem a závlačkou. Druhý konec podpěrné tyče je ukotven k podvozku zakladače a zajištěn stejným způsobem. Na Obr. 59 je vidět vyztužení konstrukce podpěrnými tyčemi

4.9.4 Kontrola podpěrných tyčí na vzpěr

V případě, kdy se pojezd nachází v nejvyšší poloze a zakladač se rozjede směrem dopředu, dochází vlivem setrvačných sil od nosného sloupu k namáhání podpěrných tyčí. Musíme tedy zjistit jejich min. průřez, aby nedocházelo k průhybu a následně ke ztrátě stability.

Působící síla na podpěrné tyče $F_{pt} = 31 \text{ kN}$.

$$\text{Průřez tyčí } A = b_1 \cdot h_1 = 40 \cdot 70 \text{ mm}^2 \quad (47)$$

$$J_{min} = 373\,333 \text{ mm}^4$$

$$\lambda = \frac{L}{\sqrt{\frac{J_{min}}{A}}} = \frac{6\,000}{\sqrt{\frac{373\,333}{40 \cdot 70}}} = 520 \quad (48)$$

$$\lambda_m = \sqrt{n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_k}} = \sqrt{1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{250}} = 91 \quad \lambda > \lambda_m \quad (49)$$

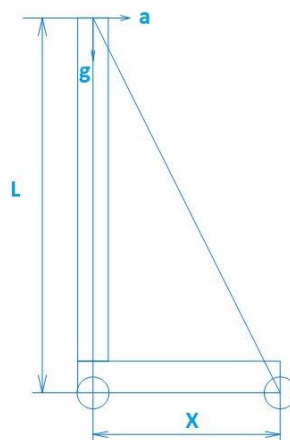
$$F_{kr} = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{L^2} = 1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 373\,333}{6\,000^2} = 21,5 \text{ kN} \quad (50)$$

Kde, J_{min} – minimální kvadratický moment průřezu, λ – štíhlost prutu, λ_m – mezní štíhlost, F_{kr} – kritická síla

Kritická síla se nám rozkládá do obou tyčí souměrně, tudíž výsledná hodnota je 43 kN. Navržený průřez tyčí vyhovuje.

4.10 Návrh podvozku

Podvozek je opatřen čtyřmi ocelovými koly, které se odvalují po kolejnicích. Pohyb zajišťuje pastorek v kombinaci s ozubeným hřebenem pomocí elektromotoru a převodovky. Pro vyhovující stabilitu je zapotřebí navrhnout rozvor kol tak, aby nedošlo k překlopení zakladače při rozjezdu, nebo brždění. Zrychlení zakladače je stanoveno na $a_z = 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Musíme však uvažovat i kritické zrychlení (zpomalení) z důvodu bezpečnosti $a_{krit2} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Rychlost, kterou se bude zakladač pohybovat je $v_z = 2 \text{ m/s}$. Na Obr. 60 je vidět působení sil na zakladač.



Obr. 60 – Rozložení základny

$$X \cdot g - a \cdot L = 0 \Rightarrow X = \frac{a_{krit2} \cdot L}{g} = \frac{2 \cdot 13}{9,81} = 2,65 \text{ m} \quad (51)$$

$$X_{zvol} = 3 \text{ m}$$

Kde, X – vypočtený rozvor kol, X_{zvol} – upravený rozvor kol, L – výška nosného sloupu, a_{krit2} – kritické zrychlení zakladače

Rozchod kol byl stanoven podle šířky příčného pojezdu na 3 m.

4.10.1 Návrh ložisek podvozku

Zde zkontrolujeme ložiska analogicky kontrole v kapitole 4.7.9 a 4.7.10

Celková hmotnost zakladače i s nákladem $m_{celk} = 4\,750 \text{ kg} + 800 \text{ kg} = 5550 \text{ kg}$. V celém podvozku je 8 ložisek. Tedy 7 kN na každé ložisko.

Otáčky ložiska (kola) $n_k = 81,6 \text{ ot/min}$

Zde byla použita ložiska od firmy SKF s označením F4B 60M-TF

Parametry:

Vnitřní průměr: $d_l = 60 \text{ mm}$

Šířka: $T = 64,3 \text{ mm}$

Dynamická únosnost $C_l = 52,7 \text{ kN}$

Trvanlivost kuličkových ložisek

$$L_{h2} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{l2}} \cdot \left(\frac{C_l}{P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 81,6} \cdot \left(\frac{52,7}{7}\right)^3 = 87\,000 \text{ hod} \quad (52)$$

Ložiska vyhovují.

4.10.2 Návrh hnacího ústrojí podvozku

Pro zjištění parametrů pastorku a ozubeného hřebenu budeme postupovat obdobně jako v kapitole 7.6. Obvodovou sílu pastorku označíme jako F_{o2}

$$F_{o2} = m_{celk} \cdot a_{krit2} = 5\,550 \cdot 2 = 11\,100 \text{ N} = 11,1 \text{ kN} \quad (53)$$

4.10.3 Parametry pastorku:

Pastorek a ozubený hřeben byl vybrán z katalogu od firmy REM-technik.cz. [9]

- Průměr roztečné kružnice $d_0 = 54 \text{ mm}$
- Převodový poměr $i = 16$
- Modul $m = 3 \text{ mm}$
- Max. moment při zrychlení $M_{2B} = 390 \text{ Nm}$

- Počet zubů $z = 18$

4.10.4 Parametry ozubeného hřebenu:

- Modul $m = 3 \text{ mm}$
- Délka $l = 2\,035,75 \text{ mm}$
- Šířka $b = 29 \text{ mm}$
- Výška $h = 29 \text{ mm}$

4.10.5 Zátěžný moment pastorku

$$M_{p2} = F_{o2} \cdot \frac{d_0}{2} = 11\,100 \cdot \frac{0,054}{2} = 300 \text{ Nm} \quad (54)$$

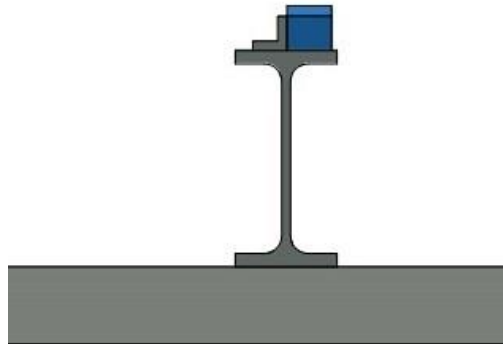
Motor a převodovku volíme opět od firmy SEW-eurodrive pomocí webového konfiguratoru s označením FF47CM3C63S-30A-P/PK/RH1M/SM1



Obr. 61 - Servomotor s převodovkou (4) [35]

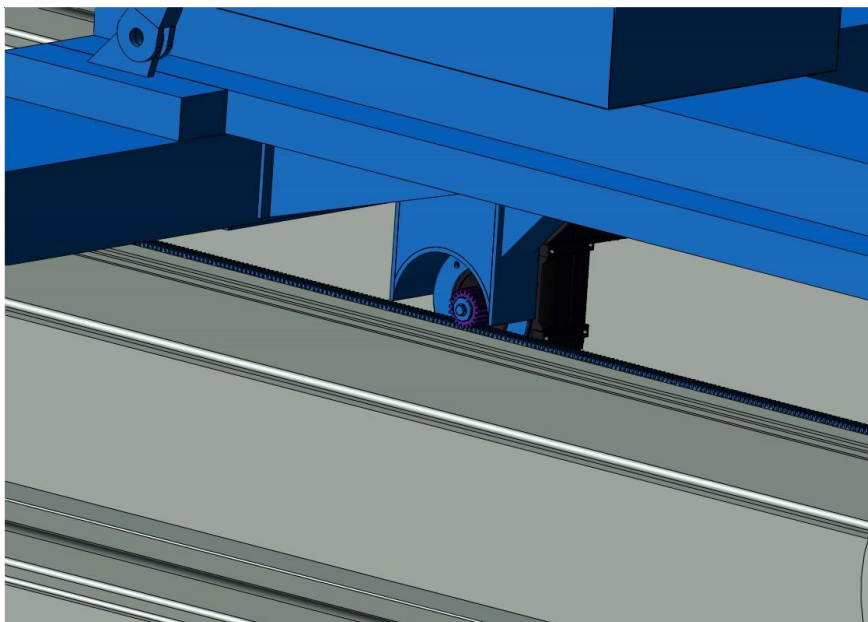
Parametry:

- Max. výstupní moment $M_{max} = 400 \text{ Nm}$
- Dynamický výstupní moment $M_{a_{dyn}} = 365 \text{ Nm}$
- Průměr výstupního hřídele $d = 30 \text{ mm}$
- Hmotnost $m = 29 \text{ kg}$
- Moment setrvačnosti motoru $J_m = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Převodový poměr $i = 48$
- Klidový moment $M_0 = 2,7 \text{ Nm}$
- Výstupní otáčky $n_{out} = 63 \text{ ot/min}$



Obr. 62 - Detail uložení ozub. hřebenu

Ozubený hřeben je přišroubován k svařenci, tvořenému z L a I profilu. Vymezení vůle mezi pastorkem a oz. hřebenem je řešeno tak, že díry v L profilu jsou oválné a v případě nutnosti je možnost vložit do vzniklé mezery mezi oz. hřebenem a I profilem podložky. Detail uložení ozub. hřebenu je vidět na Obr. 62.



Obr. 63 - Pastorek s ozub. hřebenem

Elektromotor s převodovkou je přišroubován k svařenci, tvořenému z plechů o tloušťce 8 mm. Toto můžeme vidět na Obr. 63.

5 Finální návrh

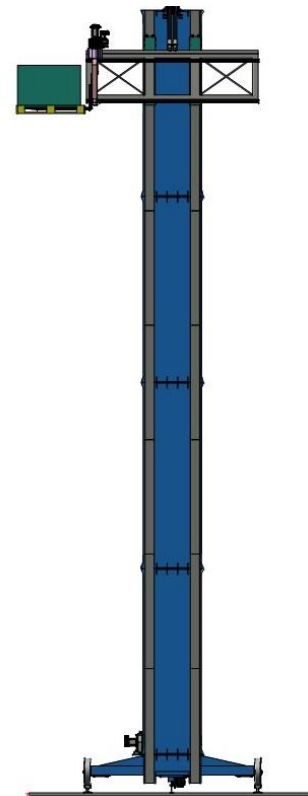
Na Obr. 64 a 65 si můžeme všimnout, že rozchod kol podvozku je shodný s šířkou příčného pojezdu z důvodu, aby byla využita max. šířka uličky. Abychom předešli možnosti klopení do stran, může být podvozek vybaven např. senzory které kontrolují, jestli se pohybují ocelová kola po kolejnicích. Kdyby náhodou došlo k nadzvednutí kol, zakladač by okamžitě přerušil veškerou činnost. Dále je tu možnost regulovat otáčky pohonu svislého hnacího ústrojí a tím snížit velikost klopného momentu, nebo přidat závaží k ocelovým kolům.

Na Obr. 66 je vidět, že o podélnou stabilitu se stará dvojice podpěrných tyčí a v zadní části podvozku závaží s napájecím příslušenstvím.

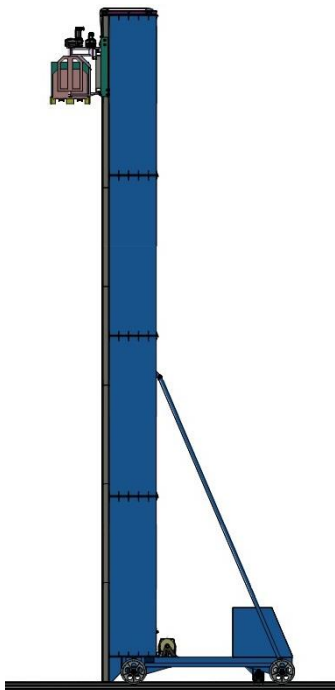
Podvozek je sestaven ze svařovaných profilů o tloušťce 8 a 10 mm a je vyztužen žebrováním, aby nedocházelo k průhybu a tím pádem k nadměrnému namáhání ozubeného kola. Ocelová kola jsou uložena v ložiscích typu UCF a zajištěna KM maticí a MB podložkou. Toto je vidět na Obr. 67.



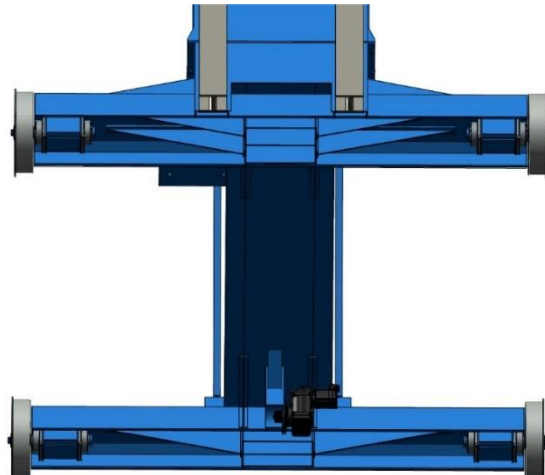
Obr. 64 - Půdorys



Obr. 65 - Přední pohled



Obr. 66 - Boční pohled



Obr. 67 - Detail spodní části podvozku

6 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout automatizovaný zakladač zboží s paletami, provést návrhové a kontrolní výpočty a následně vytvořit 3D model. Skladování jako takové, je v dnešní době velmi rozsáhlé téma. Proto byla v první řadě provedena rešerše v oblasti skladování. Byly zde vypsány způsoby skladování a možnosti manipulace se zbožím ve skladech.

Vstupní parametry byly stanoveny po dohodě s vedoucím bakalářské práce. Mezi hlavní parametry patří nosnost zakladače 800 kg a výška zdvihu 12 m. Ostatní parametry (rychlosti a zrychlení) byly voleny v průběhu navrhování.

V kapitolách 4.1 až 4.6 je navrhován pojezdový systém s otočnými vidlicemi. Kapitola 4.7 se zabývá návrhem svislého hnacího ústrojí, kdy hnacím elementem je plochý řemen, který má v některých směrech lepší vlastnosti než ocelové lano. V kapitole 4.8 je navrhována konstrukce nosného sloupu za pomoci programu Abaqus, ve kterém je provedena analýza namáhání. O zvýšení tuhosti se starají podpěrné tyče, které jsou kontrolovány na vzpěr. Poslední kapitola 4.9 se zabývá návrhem podvozku, který se pohybuje po kolejnicích. O pohon se stará ozubené kolo zapadající do ozubeného hřebenu umístěného mezi kolejnicemi. Konstrukce podvozku je tvořena svařovanými profily o tloušťkách stěn 8 a 10 mm a jsou vyztuženy žebrováním.

Pro lepší představu byla práce vedena tak, že byl na začátku vytvořen „hrubý“ 3D model a následně se upravovaly jednotlivé části podle návrhových a kontrolních výpočtů. Toho si můžeme všimnout na obrázcích, kdy je možno vidět i více variant návrhu. Návrhové a kontrolní výpočty byly uvedeny pouze u některých částí, kde

bylo nutno znát konkrétní hodnoty pro různé komponenty. Zbylé části byly navrženy tak, aby proporčně korespondovaly s celou sestavou zakladače. Také byla brána inspirace od firmy MECALUX s.r.o.

7 Seznam použitých symbolů

Značka	Jednotka	Popis
A	$[mm^2]$	Průřez podpěrné tyče
a	$[m/s^2]$	Svislé zrychlení pojezdu
a_h	$[mm]$	Působíště zatěžující síly
a_{krit1}	$[m/s^2]$	Zrychlení brzdy u navíjecího bubnu
a_{krit2}	$[m/s^2]$	Zrychlení brzdy u podvozku zakladače
a_x	$[m/s^2]$	Příčné zrychlení pojezdu
a_z	$[m/s^2]$	Zrychlení zakladače
B	$[mm]$	Šířka ložiska otočných nosných vidlic
b	$[mm]$	Šířka zdvihacího pásu
b_1	$[mm]$	Šířka podpěrné tyče
b_h	$[mm]$	Vzdálenosti mezi kladkami
C	$[N]$	Dynamická únosnost kuličkového ložiska
C_{III}	$[-]$	Součinitel střídavého zatížení
C_l	$[N]$	Dynamická únosnost UCF ložiska
C_1	$[N]$	Dynamická únosnost ložiska otočných nosných vidlic
D_h	$[mm]$	Vnější průměr hřídele
D_1	$[mm]$	Vnější průměr ložiska otočných nosných vidlic
d	$[mm]$	Průměr výstupního hřídele
d_l	$[mm]$	Vnitřní průměr UCF ložiska
d_0	$[mm]$	Průměr roztečné kružnice
d_1	$[mm]$	Vnitřní průměr ložiska otočných nosných vidlic
d_{min}	$[mm]$	Minimální průměr hřídele
F	$[N]$	Síla působící na šrouby

F_1	[N]	Síla působící na jeden šroub
F_{o1}	[N]	Obvodová síla pastorku příčného pojezdu
F_{o2}	[N]	Obvodová síla pastorku podvozku
F_{kr}	[N]	Kritická síla
F_{max}	[N]	Kritická tažná síla
F_{pt}	[N]	Působící síla na podpěrné tyče
F_r	[N]	Radiální zatížení
F_{ra}	[N]	Radiálně-axiální zatížení
F_t	[N]	Tažná síla v klidovém stavu
F_{t1}	[N]	Tažná síla při zrychlení
G	[GPa]	Modul pružnosti
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
h	[mm]	Tloušťka zdvihacího pásu
h_1	[mm]	Výška podpěrné tyče
i	[–]	Převodový poměr
J	[kg.m ²]	Upravený moment setrvačnosti
J_0	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti pro kvádr
J_m	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti motoru
J_{min}	[mm ⁴]	Min. kvadratický moment průřezu podpěrných tyčí
J_z	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu mezikruží
k	[–]	Bezpečnost
L_{cp}	[m]	Celková délka zdvih. Pásu
L_h	[mm]	Délka hřídele
L_{h1}	[hod]	Životnost ložiska kladky
L_{h2}	[hod]	Životnost ložiska podvozku
L_k	[m]	Vzdálenost mezi kladkami
L_p	[m]	Přesah u nejvyššího patra
L_R	[m]	Bezpečnostní navinutí zdvih. pásu
L_z	[m]	Délka zdvihu

l	[mm]	Délka oz. Hřebenu
M_0	[Nm]	Klidový moment
M_{2B}	[Nm]	Max. moment při zrychlení
Ma_{Dyn}	[Nm]	Dynamický výstupní moment
M_{bmax1}	[Nm]	Max. kroutící moment svislého pojezdu v nejnižší poloze
M_{bmax2}	[Nm]	Max. kroutící moment svislého pojezdu v nejvyšší poloze
M_k	[Nm]	Kroutící moment otočných vidlí
M_{max}	[Nm]	Max. výstupní moment
M_{p1}	[Nm]	Zátěžný moment pastorku příčného pojezdu
M_{p2}	[Nm]	Zátěžný moment pastorku podvozku
m	[mm]	Modul
m_1	[kg]	Hmotnost celého pojezdu s nákladem
m_2	[kg]	Hmotnost příčného pojezdu s nákladem
m_2	[kg]	Hmotnost otočných vidlí s nákladem
m_{celk}	[kg]	Celková hmotnost zakladače s nákladem
n_k	[ot/min]	Otáčky ložiska podvozku (kola)
n_{l1}	[ot/min]	Otáčky ložiska kladky
n_{out}	[ot/min]	Výstupní otáčky
n_1	[ot/min]	Otáčky ložiska otočných nosných vidlic
P	[N]	Ekvivalentní zatížení
R_e	[MPa]	Mez kluzu
$R_{p0,2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
r_b	[mm]	Poloměr navíjecího bubnu
r_{b1}	[mm]	Poloměr navíjecího bubnu s min. navinutím
r_{b2}	[mm]	Poloměr navíjecího bubnu s max. navinutím
r_K	[mm]	Poloměr kladky
S	[mm ²]	Plocha dřívku šroubu
t	[s]	Čas
v_s	[m/s]	Rychlost svislého hnacího ústrojí

v_x	[m/s]	Rychlost příčného pojezdu
v_z	[m/s]	Rychlost zakladače
X	[m]	Vypočtený rozvor kol
X_{zvol}	[m]	Upravený rozvor kol
z	[–]	Počet zubů
α	[°]	Úhel působení síly
λ	[–]	Štíhlost podp. tyčí
λ_m	[–]	Mezní štíhlost podp. tyčí
σ_D	[MPa]	Dovolené napětí
σ_{Ds}	[MPa]	Dovolené napětí při střídavém zatížení
σ_t	[MPa]	Napětí v tahu
ω	[rad · s ⁻²]	Úhlové zrychlení

8 Seznam internetových zdrojů

- [1] <https://www.mecalux.sk/automaticky-sklad-palety/trojstranny-regalovy-zakladac> [22.10.2020]
- [2] <https://www.mecalux.cz/automaticky-sklad-palety/zakladace> [22.10.2020]
- [3] <https://www.altic.cz/> [01.11.2020]
- [4] https://www.navratilsro.cz/r-82x60-25_i4144 [18.11.2020]
- [5] <https://www.kari-site-roxory.cz/hutni-material/eshop/10-1-HEB-profil/0/5/156-HEB-profil-160-S235JR> [20.11.2020]
- [6] <https://online.ferona.cz/detail/28241/profil-upe-valcovany-za-tepla-din-1026-2-upe-100> [20.11.2020]
- [7] <https://www.teatechnik.cz/kombinovane-rolny-detail/> [04.12.2020]
- [8] <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel> [24.02.2021]
- [9] <https://www.rem-technik.cz/files/files/58/stoeber-hrebenove-pohony-ztrs-en-de.pdf> [01.03.2021]
- [10] <https://www.rem-technik.cz/files/files/58/atlanta-hrebeny-pastorky-prehled-en.pdf> [01.03.2021]
- [11] https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/default.aspx?country=CZ&language=cs_CZ [01.03.2021]

- [12] <https://www.tyma.cz/produkty/f60-xhp-conti-polyflat/> [08.03.2021]
- [13] <https://www.tyma.cz/produkty/polyflat-zv-060-am-320-se-sroubem-a-matici/> [09.03.2021]
- [14] <https://eulift.cz/paletove-voziky/paletove-voziky-standardni/nosnost-3000-5000kg.html> [02.04.2021]
- [15] <https://www.tyma.cz/pdf/contitech-conti-polyflat.pdf> [02.04.2021]
- [16] <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W%206010-2Z> [03.04.2021]
- [17] <https://www.killich.cz/stranky/technicke-info/ocelovy-spojovaci-material/mechanicke-vlastnosti-sroubu> [10.04.2021]
- [18] <https://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/78-pevnostni-vypocet-sroubu/79-sroubovy-spoj-namahany-tahem/120-spoj-s-predpetim-zatizeny-klidne> [10.04.2021]
- [19] <http://www.nsk-literature.com/cz/rolling-bearings/offline/download.pdf> [17.04.2021]
- [20] <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings> [17.04.2021]
- [21] <http://www.ortec.cz/cs/kolejnice> [30.06.2021]
- [22] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů. Spoje a součásti spojovací. Vydavatelství ČVUT, 1995
- [23] <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu> [12.07.2021]
- [24] <https://www.atlascopco.com/cs-cz/itba/expert-hub/articles/what-is-the-recommended-maximum-torque-for-your-bolt> [12.07.2021]

8.1 Zdroje použitých obrázků

- [23] <https://www.altic.cz/pevne-paletove-regaly/> [01.11.2020]
- [24] <http://www.logirax.cz/cs/spadove-regaly.aspx> [01.11.2020]
- [25] <http://www.logirax.cz/cs/vjezdove-regaly.aspx> [01.11.2020]
- [26] <https://www.mecalux.cz/automaticky-sklad-palety/tistranny-stohovaci-jerab-palety#> [01.11.2020]
- [27] <https://www.manutan.cz/cs/mcz/paletovy-vozik-do-2-500-kg-gumova-ridici-kola-1107001> [02.04.2021]
- [28] <https://tor-industries.cz/cs/rucne-vedene-vysokozdvizne-voziky/167-rucni-vysokozdvizny-vozik-tor-10tx16m-sdj1016-4680021142321.html> [02.04.2021]

- [29] <https://www.conedesign.cz/elektricke-vysokozdvizne-voziky/elektricky-vysokozdvizny-vozik-heli-1-2t--2000-mm-zdvih/> [02.04.2021]
- [30] <https://www.dvaptaci.cz/text-vykozdvizne-voziky> [02.04.2021]
- [31] <https://www.manipulacnitechika.cz/regalove-zakladace/regalove-zakladace.html> [02.04.2021]
- [32] <https://www.euro-palety.com/prazdna-stranka/> [31.10.2020]
- [33] https://www.navratilsro.cz/r-82x60-25_i4144 [18.11.2020]
- [34] <https://www.teatechnik.cz/kombinovane-rolny-detail/> [04.12.2020]
- [35] https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/default.aspx?country=CZ&language=cs_CZ [02.03.2021]
- [36] <https://www.tyma.cz/pdf/contitech-conti-polyflat.pdf> [08.03.2021]
- [37] <https://www.tyma.cz/produkty/f60-xhp-conti-polyflat/> [08.03.2021]
- [38] <https://www.tyma.cz/produkty/ploche-vytahove-a-zdvihaci-pasy/conti-polyrope/> [08.03.2021]
- [39] <https://www.tyma.cz/produkty/polyflat-zv-060-am-320-se-sroubem-a-matici/> [08.03.2021]
- [40] <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W%206010-2Z> [03.04.2021]
- [41] <https://www.atlascopco.com/cs-cz/itba/expert-hub/articles/what-is-the-recommended-maximum-torque-for-your-bolt> [12.07.2021]

9 Seznam příloh

Výkres sestavy

BP-00-00

Výkres podsestavy

BP-01-00

Výrobní výkresy

BP-07-01

BP-06-01