



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh paletizátoru pro manipulaci balenou zeleninou

Design of Palletizer for Packaged Vegetables Handling

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Petr KUBÁLE

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Josef Kamenický

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kubále** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **473630**
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 paletizátoru pro manipulaci balenou zeleninou

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Palletizer for Packaged Vegetables Handling

Pokyny pro vypracování:

V rámci závěrečné práce vypracujte formou rešerše přehled zařízení používaných pro paletizaci. Dále proveďte rozbor linky, pro kterou je navrhovaných paletizátor určen. Proveďte návrh zařízení, 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: **04.06.2021**

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 paletizátoru pro manipulaci balenou zeleninou“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Josefa Kamenického s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 21. 5. 2021

.....
Jméno a příjmení

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Josefu Kamenickému za poskytnuté konzultace, cenné rady a připomínky v průběhu zpracování této bakalářské práce.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu v průběhu celého studia.

Anotační list

Jméno autora:	Petr Kubále		
Název BP:	Návrh paletizátoru pro manipulaci balenou zeleninou		
Anglický název:	Design of Palletizer for Packaged Vegetables Handling		
Rok:	2021		
Studijní program:	B2341 Strojírenství		
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem		
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů		
Vedoucí BP:	Ing. Josef Kamenický		
Bibliografické údaje:	počet stran	60	
	počet obrázků	35	
	počet tabulek	14	
	počet příloh	4	
Klíčová slova:	Paletizátor, válečková dráha, zdvih, rám, pojezd		
Keywords:	Palletizer, roller conveyor, stroke, frame, carriage		

Anotace: Tato bakalářská práce se zabývá návrhem paletizátoru pro manipulaci balenou zeleninou. Práce obsahuje rešerši paletizačních strojů a linky zpracovávající zeleninu, koncepční návrhy paletizátorů, jejich zhodnocení a následný návrh paletizátoru. Návrh stroje je proveden ve formě 3D modelu s doloženými návrhovými a kontrolními výpočty. Součástí bakalářské práce je výkres sestavy paletizátoru, výrobní výkres bočnice válečkové dráhy a výrobní výkres hnacího hřídele vertikálního zdvihu.

Abstract: This bachelor thesis deals with the design of a palletizer for handling packaged vegetables. The work contains a search of palletizing machines and lines processing vegetables, conceptual designs of palletizers, their evaluation and subsequent design of a palletizer. The design of the machine is made in the form of a 3D model with documented design and control calculations. The bachelor's thesis includes an assembly drawing of palletizer, a production drawing of the side of the roller track and a production drawing of the drive shaft of the vertical stroke.

Obsah

1. Úvod.....	1
1.1. Rozdělení paletizačních strojů	2
1.1.1. Plně automatické stroje.....	2
1.1.2. Poloautomatické stroje	3
1.1.3. Podle konstrukčního provedení stroje.....	3
2. Cíle	4
3. Rozbor linky zpracovávající zeleninu	5
3.1. Zásobník produktu	6
3.2. Automatická váha	7
3.3. Balící stroj.....	8
3.4. Ovíjecí stroj	9
4. Stanovení parametrů paletizátoru	10
5. Koncepční návrhy stroje	11
5.1. Návrh č. 1	11
5.2. Návrh č. 2	12
5.3. Návrh č. 3	13
5.4. Výběr varianty řešení.....	14
6. Rám stroje.....	15
7. Návrh válečkové dráhy	16
7.1. Funkční parametry válečkové dráhy	17
7.1.1. Potřebná rychlost válečkové dráhy	17
7.1.2. Potřebné otáčky válečku	17
7.1.3. Hmotnost předmětu připadající na jeden váleček.....	17
7.2. Výpočet potřebného výkonu	17
7.2.1. Odpor způsobený vlastní tíhou předmětu	17
7.2.2. Odpor valivého tření válečku a ložiska	18
7.2.3. Odpor uvažovaný od výrobních a montážních nepřesností	18
7.2.4. Celková odporová síla působící na jeden váleček.....	18
7.2.5. Kontrola přenosu sil	18
7.2.6. Potřebný výkon motoru pro rovnoměrný pohyb předmětu	19
7.2.7. Přídavný výkon	19
7.2.8. Celkový potřebný výkon	19
7.2.9. Volba pohonu	20
7.3. Kontrola zvoleného motoru	20
7.3.1. Doba rozběhu	20
7.3.2. Třecí moment.....	20
7.3.3. Moment od zrychlujících sil	21
7.3.4. Moment setrvačnosti válečku	21
7.3.5. Úhlové zrychlení válečku	21
7.3.6. Moment od zrychlujících sil rotujících hmot	21
7.3.7. Moment od stálých odporů	21
7.3.8. Rozběhový moment na hřídeli při startu motoru.....	21

7.3.9.	Rozjezdový redukováný moment	22
7.4.	Návrh řetězového převodu.....	22
7.4.1.	Volba řetězu.....	23
7.4.2.	Rychlost řetězu	23
7.4.3.	Obvodová síla	23
7.4.4.	Odstředivá síla	24
7.4.5.	Výsledná síla v řetězu	24
7.4.6.	Kontrola statické bezpečnosti	24
7.4.7.	Kontrola dynamické bezpečnosti	24
7.4.8.	Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu	25
7.4.9.	Výpočet délky řetězu.....	25
7.5.	Kontrola hnacího hřídele.....	25
7.6.	Návrh pera	26
7.6.1.	Kontrola pera na tlak.....	26
7.6.2.	Kontrola pera na smykové napětí	26
7.7.	Konstrukce válečku	27
7.7.1.	Kontrola ložiska.....	27
8.	Návrh vertikálního zdvihu	28
8.1.	Potřebná rychlost vertikálního zdvihu	29
8.2.	Potřebné otáčky hnací řemenice	29
8.3.	Potřebný výkon na hnací řemenici.....	29
8.4.	Potřebný výkon motoru	29
8.5.	Volba pohonu	30
8.6.	Výpočet řemenového převodu v zatíženém stavu	30
8.6.1.	Přenášená tečná síla.....	30
8.6.2.	Obvodová rychlost na hnací řemenici	31
8.6.3.	Předepnutí řemenů	31
8.6.4.	Silové poměry při provozu	31
8.6.5.	Kontrola únosnosti převodu s přídatným zatížením	32
8.7.	Návrh pera pro přenos momentu na hnací řemenici.....	33
8.7.1.	Kontrola pera na tlak.....	33
8.7.2.	Kontrola pera na smykové napětí	33
8.8.	Kontrola hnacího hřídele.....	33
9.	Návrh zdvihu vnitřního rámu	34
9.1.	Potřebný hnací moment.....	34
9.2.	Potřebný výkon motoru	35
9.3.	Volba pohonu	35
9.4.	Rychlost zdvihu.....	36
9.5.	Návrh hřídelové spojky	36
9.6.	Návrh popruhů	37
9.7.	Návrh pera pro přenos momentu	38
9.8.	Kontrola ložisek	38
9.9.	Kontrola hřídelů.....	39

10.	Návrh pojezdu hlavice v ose X	40
10.1.	Řemenový převod.....	40
10.2.	Potřebný výkon motoru	42
10.3.	Potřebný hnací moment.....	42
10.4.	Potřebné otáčky na výstupu převodovky	43
10.5.	Volba pohonu	43
10.6.	Návrh pera pro ozubenou řemenici	43
10.7.	Kontrola hnacího hřídele.....	43
11.	Návrh pojezdu stohovací hlavice v ose Y	44
11.1.	Potřebný výkon motoru	44
11.2.	Potřebný hnací moment.....	45
11.3.	Potřebné otáčky na výstupu z převodovky.....	45
11.4.	Volba pohonu	45
11.5.	Řetězový převod	46
11.6.	Návrh per pro řetězová kola	47
11.7.	Kontrola hnacího hřídele.....	47
11.8.	Kontrola ložisek vozíku.....	47
12.	Hlavice	48
12.1.	Potřebný výkon	48
12.2.	Volba pohonu	49
12.3.	Kontrola ložisek	49
12.4.	Kontrola hřídele.....	49
12.5.	Návrh pera	50
12.6.	Pneumatický přímočarý motor	50
13.	Šablona	51
14.	Závěr	52

1. Úvod

Paletizátory jsou manipulační stroje, které slouží k paletizaci či depaletizaci zboží různého typu na paletách. S rostoucí produkcí podniků zabývajících se výrobou nebo skladováním a s rostoucími požadavky na přepravu, přestává být samotná manuální paletizace dostačující a v současnosti již není tak běžná.

Manuální stohování beden či pytlů na palety je v současnosti využíváno pouze u zboží o hmotnosti v řádu jednotek kilogramů. Podle nařízení vlády č. 361/2007 Sb. je dáno, že dospělý muž smí občasně přenášet břemeno o hmotnosti maximálně 50 kg. Pokud by šlo o častou manipulaci, hodnota se snižuje na 30 kg, a to současně za dodržení podmínky nepřesáhnout za osmihodinovou směnu maximální kumulativní hmotnost 10 000 kg. Pro ženy jsou tyto hodnoty pochopitelně ještě nižší, konkrétně maximální hmotnost břemene je 20 kg, občasně přenášené břemeno 15 kg a suma přenášené hmotnosti za jednu osmihodinovou směnu nesmí překročit 6500 kg. [1]

V dnešní době se tedy jeví žádoucí substituovat manuální paletizaci paletizačními stroji. Investicí do paletizátoru a jeho zařazením do pracovního procesu docílíme řady benefitů, a to zejména úsporu nákladů, úsporu zmíněné lidské práce, možnost nepřerušovaného provozu, vyšší výkonnost, a hlavně přesnost složeného zboží. Díky přesnému skládání baleného zboží dojde ke snížení nároků skladovacích prostor. [2]

1.1. Rozdělení paletizačních strojů

1.1.1. Plně automatické stroje

Mezi paletizačními stroji patří ty plně automatické k nejvýkonnějším, ale zároveň nejdražším. Tento typ paletizátorů disponuje přesným naprogramováním, které zajišťuje velmi přesné skládání zboží s maximálním využitím prostoru, díky čemuž se zvýší bezpečnost zboží při přepravě. U těchto strojů je tedy významně eliminován lidský faktor vstupující do procesů. [3]

Automatické paletizátory mohou být konstruovány jednoúčelově, kdy cíleně stohují zboží na jednu paletu, která je většinou umístěna v rámu stroje, nebo jsou navrženy jako robotické paletizátory. Robotické paletizátory (Obr. 1) mají tu výhodu, že jsou schopny v jeden moment obsluhovat více paletizací najednou. Zboží se z jednotlivých linek shromažďuje na akumulacích stolech. Po naplnění kapacity akumulacího stolu robotické rameno odebere připravenou dávku zboží a složí ho na připravenou paletu. Další významnou výhodou robotického ramene je jeho univerzálnost pro téměř celé spektrum zboží, které se v dnešní době paletizuje, a to hlavně díky výměnné stohovací hlavici, pohybům v 6 osách volnosti či velkému pracovnímu dosahu. [3] [4]

Výkonnost těchto paletizátorů se pohybuje v řádu stovek až tisíců jednotek produktu za hodinu v závislosti na ceně a potřebách zákazníka.



Obr. 1.: Robotický paletizátor [5]

1.1.2. Poloautomatické stroje

Poloautomatické paletizační stroje jsou levnější variantou, která najde své uplatnění při potřebě paletizace menších objemů. V porovnání s automatickými stroji mají podstatně menší výkonost.

Při chodu poloautomatického stroje (Obr. 2) je nezbytná přítomnost obsluhy, která má za úkol zboží vkládat do stroje.



Obr. 2.: Poloautomatický paletizátor [6]

1.1.3. Podle konstrukčního provedení stroje

Paletizační stroje se dále odlišují konstrukčním provedením. Dané konstrukční provedení se většinou odvíjí od typu zboží, se kterým se manipuluje, výkonu stroje, požadavků a finančních možností zákazníka.

Základní konstrukční řešení paletizátoru:

- Robotický paletizátor
- Portálový paletizátor
- Sloupový paletizátor
- Vrstvový paletizátor [5]

2. Cíle

Bakalářská práce se zabývá návrhem paletizačního stroje pro ukládání balené zeleniny. Navržený stroj by měl být zasazen do linek zpracovávajících zeleninu, které navrhuje firma Htech cz s.r.o. V současnosti je do těchto linek instalován paletizátor od externího dodavatele.

Prvním cílem práce je provést rozbor celkové koncepce linky zpracovávající zeleninu tak, aby byl návrh paletizátoru zasazen do určitého kontextu. Dále zvolit pro navrhovaný paletizátor takové parametry, které se přizpůsobí potřebám linky jako celku a potřebám zákazníka.

Druhým cílem práce je vytvořit ze stanovených parametrů jednotlivé koncepční návrhy stroje. Tyto koncepční návrhy budou mezi sebou porovnány a následně bude vybrán ten nejvhodnější, jehož rozvojem se budu v práci dále zabývat.

Třetím cílem práce je zpracovat návrhové a kontrolní výpočty vybraných uzlů paletizačního stroje.

Čtvrtým cílem je na základě výstupních informací z prvních třech cílů vytvořit 3D model paletizačního stroje. 3D model bude vytvořen v programu Solid Edge.

Pátým a posledním cílem je vytvoření výkresu sestavy paletizátoru a dvou výrobních výkresů.

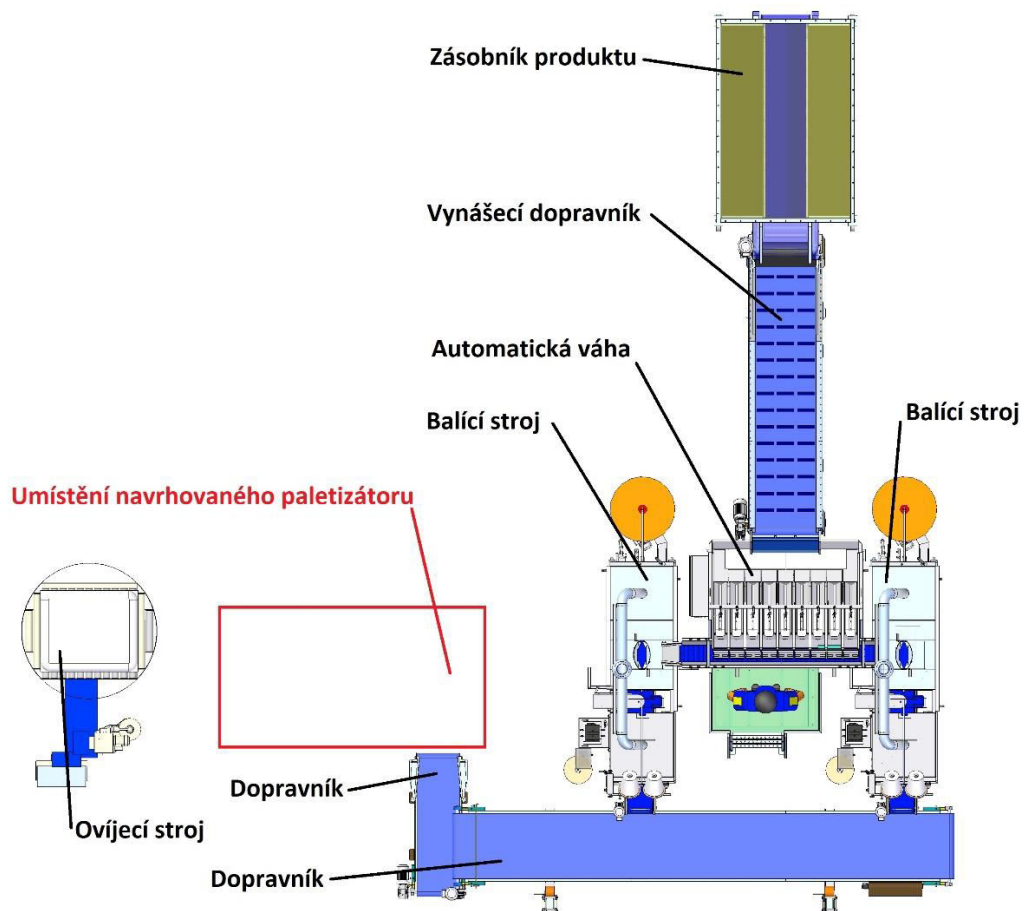
3. Rozbor linky zpracovávající zeleninu

Uzpůsobení linek, do kterých by mohl být zařazen paletizátor je velké množství. Já se zaměřím na jednu konkrétní linku, která sice patří k těm menším, ale zároveň je po tomto konceptu velká poptávka.

Tato linka (Obr. 3) je určena ke zpracování tvrdé zeleniny, která již byla vytříděna a zkontrolována. Linka je uzpůsobena ke zpracování jak nepraného, tak praného produktu a je složena ze zásobníku produktu, automatické váhy, balícího stroje, paletizačního stroje a ovíjecího stroje. Jednotlivé stroje jsou mezi sebou propojeny dopravníky různého typu a délek v závislosti na zástavbových možnostech, do nichž je linka situována.

Takovýto soubor strojů nejčastěji navazuje na linku obstarávající praní produktu, případně na linku, která zajišťuje třídění a kontrolu.

Za automatickou váhu jsou umístěny dva balící stroje. Použití dvou balících strojů je jakýsi nadstandard, který zákazníkovi umožňuje velmi rychle měnit velikost pytlů, do kterých bude balit. V provozu je tedy vždy jeden stroj.

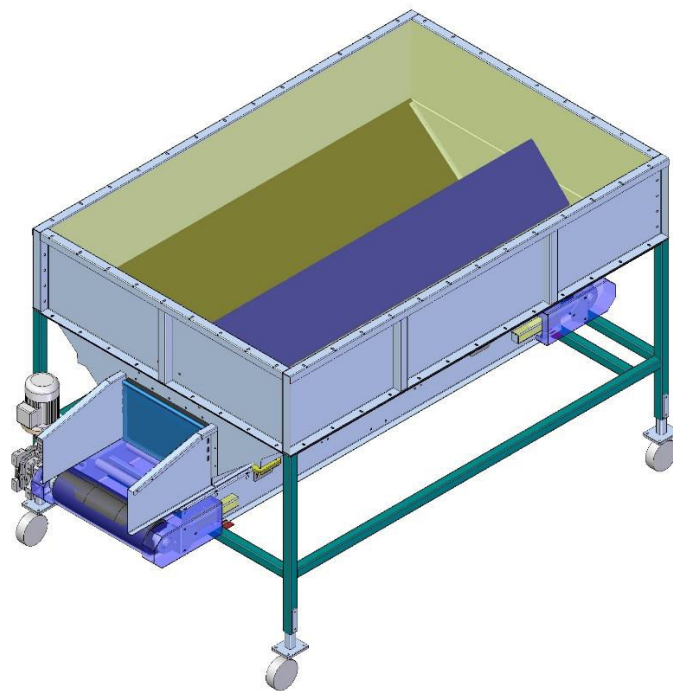


Obr. 3.: Schéma linky [7]

3.1. Zásobník produktu

Prvním zařízením v lince je zásobník produktu (Obr. 4). Zásobník slouží k mezioperačnímu krátkodobému skladování produktu a je schopen kontinuálně zásobovat navazující technologie. Odvod produktu ze zásobníku zajišťuje dopravník, který je umístěn pod jeho dnem. Konstrukční řešení tohoto stroje závisí na jeho kapacitě a zástavbových možnostech haly. Pro potřeby mé linky se používají zásobníky o kapacitě 5 až 15 tun.

Pro přívod materiálu do zásobníku je žádoucí, aby použitá technologie byla co nejšetrnější a při transportu nedošlo k jeho poškození. Nejčastěji se volí řešení použitím paletových výklopníků nebo přiváděcím dopravníkem v kombinaci s kaskádou, která tlumí dopad do zásobníku. Vnitřek zásobníku může být pro větší šetrnost k produktu vystlán měkkým obložení. Zásobník může být doplněn o prostupy s přírubami, které zabezpečují odvětrávání produktu. [7]



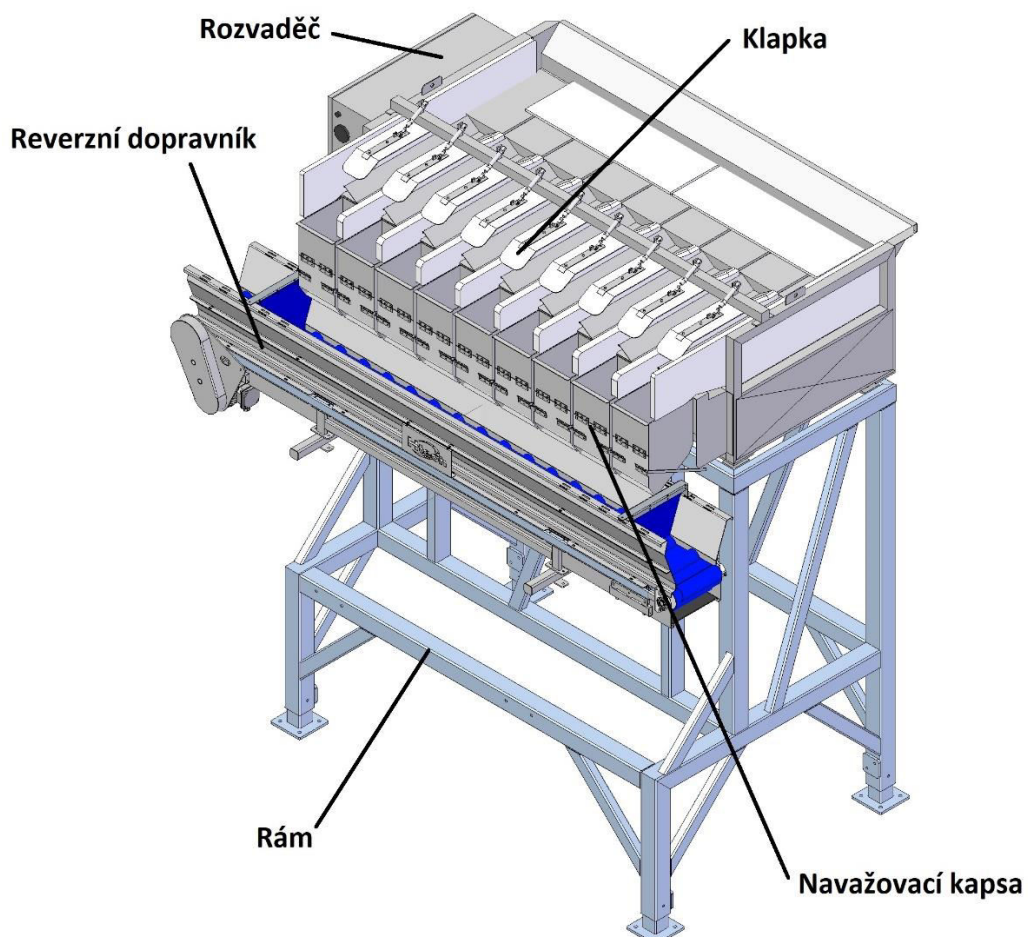
Obr. 4.: Zásobník produktu [7]

3.2. Automatická váha

Automatická váha (Obr. 5) následuje v lince za zásobníkem produktu. Do váhy je produkt přiváděn pomocí dopravníku. Hlavním účelem váhy je navážení přesných dávek produktu, které mohou být následně zabaleny.

Princip fungování váhy spočívá v tom, že přivedený materiál do vstupní násypky je distribuován pomocí vibrací do jednotlivých kanálů, z nichž je dávkován do navažovacích kapes za použití klapek. Váha následně vyhodnocuje hmotnosti v jednotlivých kapsách a v jeden moment otevírá ty, které dosáhli požadovaného naplnění. Z navažovacích kapes je obsah vysypán na příčný reverzní dopravník, který podle potřeby dopravuje navážený produkt do jednoho z balících strojů. Zboží prochází po celou dobu váhou přímočaře a nikde nepadá z velkých výšek, tudíž je minimalizována možnost jeho poškození. [7]

Výkon automatické váhy je závislý na typu produktu, který váží. Jako všeobecný průměr lze konstatovat, že váha hodinově zvládne 12 tun.



Obr. 5.: Automatická váha [7]

3.3. Balící stroj

Balící stroj (Obr. 7) přichází na řadu po procesu vážení. Tento konkrétní stroj je určen k balení tvrdé zeleniny do rašlových pytlů (Obr. 6) a je schopen balit v rozsahu 2,5-25 kg [7]. Praxe je ale taková, že do rašlových pytlů se převážně balí v rozsahu 10-25 kg.

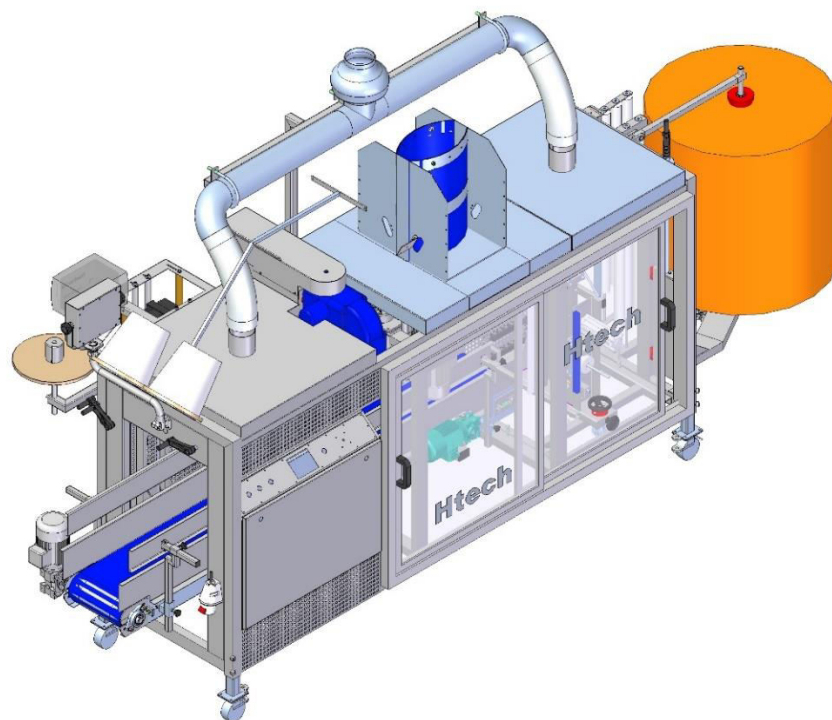
Pro pokrytí potřeb této linky je výkon stroje (Tabulka 1) mírně naddimenzován, to je však z důvodu univerzálnosti stroje pro možnost použití ve vícero linkách.

Tabulka 1.: Výkon balícího stroje [7]

Výkon stroje za minutu	
5 kg porce	23-25 balení
10 kg porce	16-18 balení
25 kg porce	14-16 balení



Obr. 6.: Rašlový pytel [7]



Obr. 7.: Balící stroj [7]

3.4. Ovíjecí stroj

Ovíjecí stroj (Obr. 8) přichází na řadu po procesu paletizace. Dnešní paletizátory jsou sice schopny zboží poskládat do velmi přesných věží, avšak pro zajištění celkové stability, zejména při přepravě a zamezení poškození, je žádoucí použít ovíjecí stroj. V opačném případě musí být ovinutí provedeno manuálně.

V případě větších linek, kde jsou umístěny větší paletizátory, bývá linka konstrukčně řešená tak, že zbožím vyskládaná paleta automaticky přejede po válečkových drahách z paletizátoru do ovíjecího stroje. V koncepci mé linky je automatický proces ukončen paletizátorem, a to zejména z finančních důvodů, kdy volba ovíjecího stroje je pro zákazníky velmi individuální.

Za podmínky rozhodnutí se pro zařazení stroje do procesu je nutné převážet hotovou paletu z paletizátoru za pomoci lidské síly a vysokozdvizného vozíku. Po ovinutí je zboží připraveno k expedici.

Jako obalové materiály se nejčastěji používají buďto sítě, nebo folie. V případě ovíjení zeleniny je nutné, aby byl obalový materiál prodyšný, tudíž se používají sítě.



Obr. 8.: Ovíjecí stroj [8]

4. Stanovení parametrů paletizátoru

Parametry paletizátoru byly sestaveny na základě potřeb linky, které jsou popsány výše a dále po konzultaci s firmou Htech cz s.r.o.

Paletizátor má být schopen ukládat pytle o hmotnosti 10-25 kg, a to s výkonem 600 až 650 jednotek za hodinu. Z hlediska rozměrů nesmí výška paletizátoru přesáhnout 4 m, avšak stroj musí být konstruován tak, aby jeho jednotlivé části byly rozměrově uzpůsobeny pro transport. Dalším požadavkem na konstrukční řešení je možnost přístupu a odebírání palet pomocí vysokozdvížného vozíku z více stran stroje a tím docílit větší univerzálnosti použití vůči různorodým zástavbovým podmínkám. Pro snadnější manipulaci, zejména při sestavování stroje bude základní rám konstrukčně přizpůsoben pro možnou manipulaci vysokozdvížným vozíkem. Paletizátor musí být schopen stohovat pytle na palety o rozměrech 1200 mm x 1000 mm a 1200 mm x 800 mm.

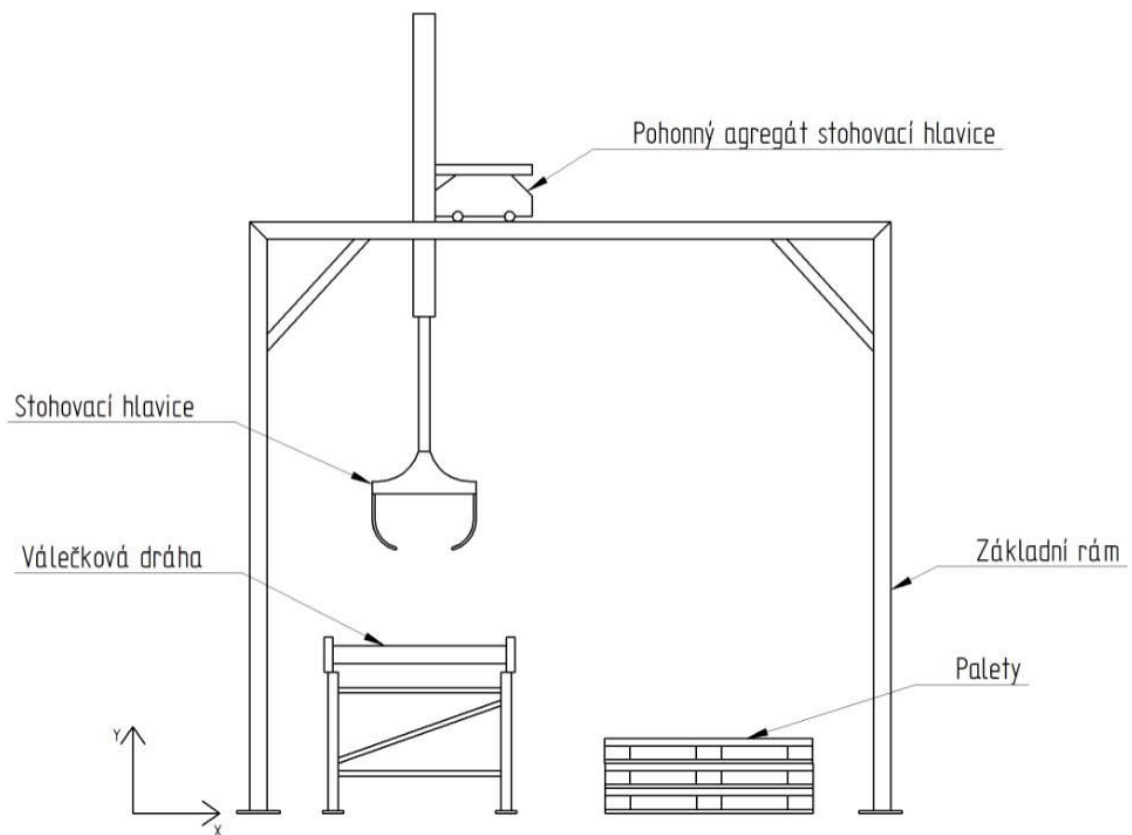
Posledním požadavkem je snaha stroj konstruovat dle technologických možností firmy a pokud je to jen možné minimalizovat kooperační výrobu.

5. Koncepční návrhy stroje

Byly vytvořeny 3 možné koncepční návrhy paletizačního stroje. U každého konceptu je popsána funkce a jsou posouzeny užité vlastnosti pro danou linku. Jednotlivé návrhy jsou zpracovány pouze do takové úrovně, aby bylo možné tyto aspekty posoudit. Závěrem je vybrán ten nejvhodnější koncepční návrh, na jehož základě bude proveden celkový návrh stroje.

5.1. Návrh č. 1

Tato varianta (Obr. 9) je specifická tím, že všechny hlavní pohyby stroje vykonává stohovací hlavice se svým pohonným agregátem. Díky tomuto řešení sice odpadá potřeba samostatného vertikálního zdvihu, ale zato je stohovací hlavice konstrukčně mnohem složitější. Agregát hlavice se pohybuje vně hlavního rámu a celé pohybové ústrojí zejména pro pohyb v ose Y svou kinematikou významně vyjíždí mimo hlavní rám stroje. Tato skutečnost zvedá výškové nároky stroje a zároveň snižuje jeho univerzální použití. Produkt je přiváděn po válečkové dráze, která je na rozdíl od druhé varianty nezávislá na hlavním rámu stroje. Palety mohou být uloženy volně na zemi, nebo může být do stroje zařazen stůl, na který se případně palety uloží.

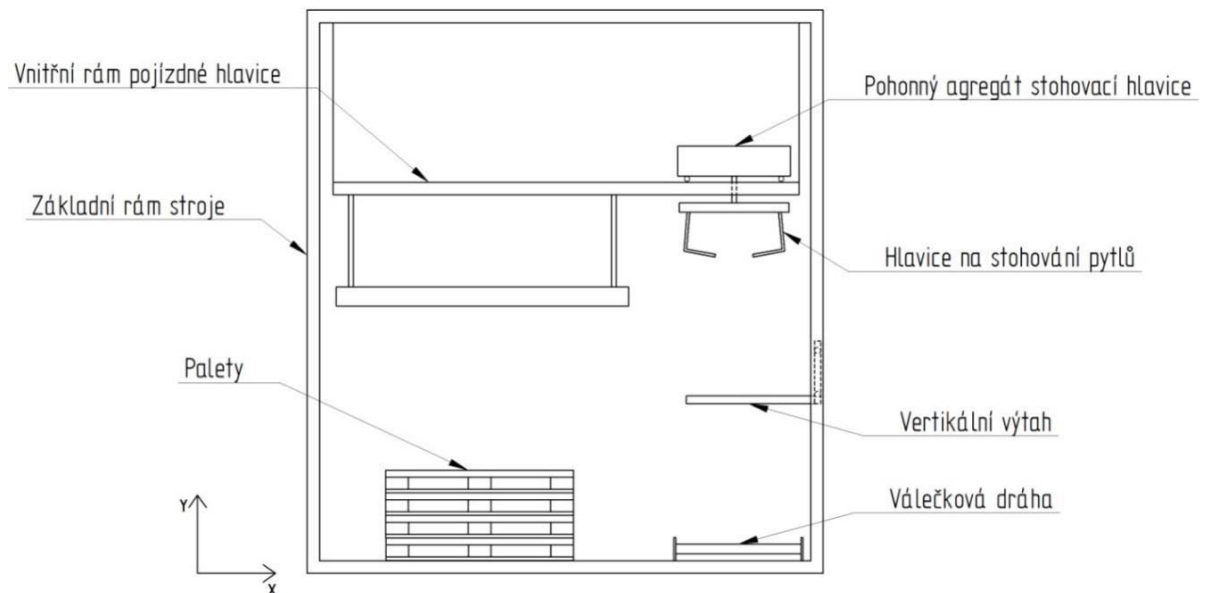


Obr. 9.: Koncepční návrh č.1 [Autor]

5.2. Návrh č. 2

Jedná se o návrh, který je řešen pevným spojením jednotlivých částí s hlavním rámem paletizátoru. Na rozdíl od prvního návrhu, zde se stohovací hlavice pohybuje po vnitřním rámu stroje pouze v horizontálních osách stroje. Rotace hlavice je řešena obdobně. Pohyb ve vertikální ose zajišťuje vertikální zdvih, který dopravuje pytle z válečkové dráhy do hlavice. Ve vertikální ose se dále pohybuje celý vnitřní rám s hlavicí v závislosti na tom, kolikátá vrstva je právě stohována. Vnitřní rám totiž obsahuje šablonu z plechů, která je vždy v úrovni nově skládané vrstvy a definuje přesný obrys pro ukládání pytlů.

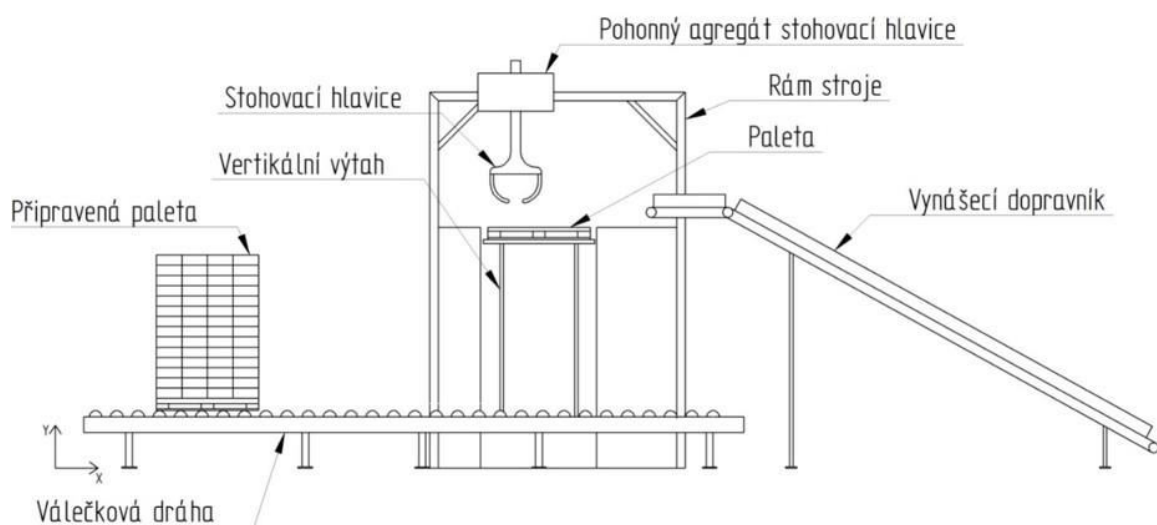
Největšími výhodami této koncepce (Obr. 10) jsou jednodušší řešení stohovací hlavice, jejíž absence hlavního pohybu ve vertikálním směru je řešena konstrukcí jednoduchých zdvihadel. Další výhodou jsou menší výškové požadavky a díky umístění všech částí do jednoho hlavního rámu lze celý stroj dobře zakrytovat, na rozdíl od první varianty, kde se používá nezávislé krytování ve formě plotů.



Obr. 10.: Koncepční návrh č.2 [Autor]

5.3. Návrh č. 3

Tento způsob návrhu řešení (Obr. 11) je ze všech tří návrhů nejvíce konstrukčně komplikovaný. Pytle jsou nejdříve vyneseny pomocí vynášecího dopravníku do úrovně podávacího dopravníku, na který pokračují. Podávací dopravník má za úkol výrazně urychlit pohyb pytle a podat ho do uchopovací hlavice. Kvůli tomuto způsobu přijímání produktu je hlavice řešena konstrukčně jinak a složitěji, než hlavice u předchozích dvou návrhů. Proces pokračuje uložení pytle na paletu, která je posazena na vertikální výtah, jenž postupně klésá v závislosti na skládání vrstev. Po dosažení maximálního množství vrstev paleta dosedne z výtahu na válečkovou dráhu a vyjede ze stroje ven. V porovnání s druhou variantou je zde potřeba podstatně delší válečková dráha.



Obr. 11.: Konceptní návrh č.3 [Autor]

5.4. Výběr varianty řešení

Třetí varianta návrhu je konstrukčně nejsložitější, je určena pro největší výkony a od toho se bude odvíjet i její cena. Krom toho je tato varianta poměrně dost náročná, co se týče obsazení prostoru, a to především kvůli své výšce a vynášecímu dopravníku, který stroj podstatně odsune od předcházející technologie. Tento problém se často řeší tak, že vynášecí dopravník prochází skrz stěnu a samotný stroj se nachází na jiné hale než předcházející technologie. Z těchto zmíněných důvodů není třetí návrh pro mou linku vhodný a musím ho vyřadit.

První koncepční návrh by odpovídal potřebám linky, ale nemusel by být univerzálně použitelný kvůli své výšce. Vzhledem k tomu, že výstup z balícího stroje je téměř u země, musel by se vstup do stroje opět řešit nějakým vynesemím, jelikož hlavice je schopna uchopit produkt až od určité výšky. Toto řešení není z hlediska využití prostou opět příliš výhodné. Navíc by se zde těžko plnil požadavek uchopit základní rám pomocí vysokozdvížného vozíku. Tuto variantu tedy také vylučuji.

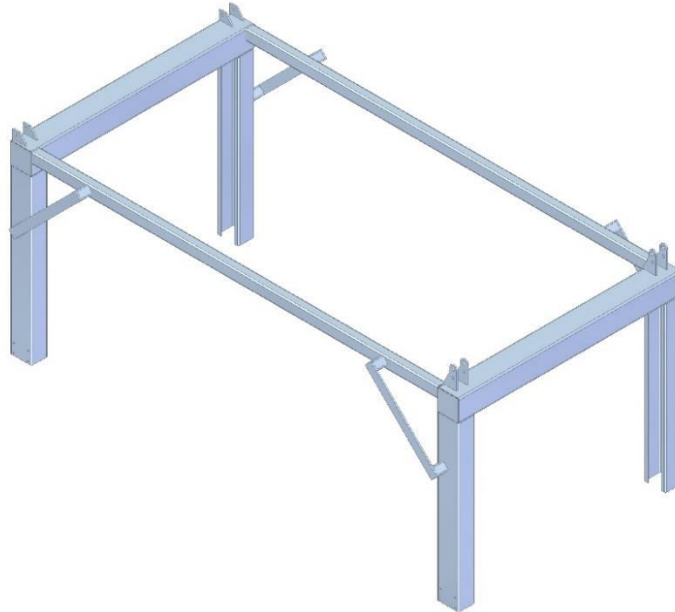
Druhá varianta návrhu na první pohled splňuje všechny požadavky, které na stroj mám. Díky jednomu společnému rámu, který tvoří základ stroje lze rám snadno uzpůsobit pro převoz vysokozdvížným vozíkem. Válečková dráha se nachází u země, takže paletizátor půjde souvisle napojit na předcházející stroje bez použití vynášecího dopravníku, čímž docílíme výrazné úspory prostoru. Tuto variantu shledávám pro daný účel jako nejvhodnější a budu se dále zabývat jejím návrhem.

Návrh stroje je rozdělen podle jeho hlavních částí na jednotlivé kapitoly 6 až 13. V každé z těchto kapitol jsou vždy vysvětleny významy použitých symbolů a zkratek. Opakující se symboly a zkratky v příslušné hlavní kapitole jsou považovány za známé.

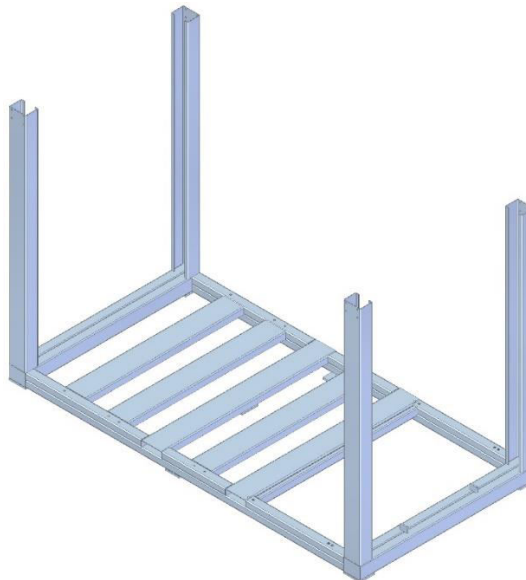
6. Rám stroje

Hlavní rám stroje je tvořen ze dvou svařenců (Obr. 12, Obr. 13), které jsou spojeny pomocí šroubových spojů. Takovéto rozdělení rámu bylo konstruováno zejména kvůli rozměrům stroje, neboť jeho výška ve složeném stavu činí 3690 mm.

Základ obou svařenců je tvořen z normalizovaných polotovarů TR 4HR ČSN EN 10219. Nohy rámu jsou tvořeny z ohraněných plechů o tloušťce 5 mm.



Obr. 12.: Horní svařenec rámu [Autor]



Obr. 13.: Spodní svařenec rámu [Autor]

7. Návrh válečkové dráhy

Prvním navrhovaným členem stroje je válečková dráha. Nejdříve je nutno začít u požadavku na výkon. Stroj musí být schopen hodinově zpracovat 600 až 650 pytlů. Jako jednu periodu chodu stroje uvažují časovou prodlevu mezi vstupy jednotlivých pytlů do stroje, nikoli čas od vstupu pytle do stroje po jeho uložení na paletu. Dle koncepčního návrhu (Obr. 10) mohu uvažovanou periodu popsat jako přejezd pytle po válečkové dráze, jeho vynesení pomocí vertikálního zdvihu, převzetí pytle hlavicí a vrácení zdvihu zpět do spodní polohy. V momentu dosednutí vertikálního zdvihu do spodní polohy vstupuje do stroje další pytel. Této periodě musí následně vyhovět i čas od převzetí pytle hlavicí po jeho uložení na paletu a vrácení se hlavice do pozice, ve které je připravena převzít od zdvihu další pytel.

V první řadě začnu řešit uzel válečková dráha – vertikální zdvih, který definuje periodu chodu stroje. Pro výkon 650 ks/hod je tato perioda 5,5 s. V rámci návrhových výpočtů tento čas rozdělím mezi válečkovou dráhu a vertikální výtah v poměru 1:1.

Součásti válečkové dráhy budou navrženy z konstrukční oceli ČSN 11 373. Zvolené vstupní parametry jsou shrnuty v tabulce (Tabulka 2). Parametry byly zvoleny s ohledem na stroj jako celek. Válečková dráha bude konstrukčně zhotovena k přímému našroubování na základní rám paletizátoru. Jednotlivé válečky jsem se rozhodl navrhnout sám, nikoliv použít nakupované. Důvodem tohoto rozhodnutí je potřeba přivařit na váleček v podélném směru ocelové tyče o průměru 8 mm, které mají za účel produkt v pytli rovnoměrně rozložit. Rovnoměrné rozložení produktu v pytli je nezbytné pro poskládání stabilní věže. Válečky jako nakupované díly jsou nabízeny s příliš malými tloušťkami stěn a při svařování by vzniklo riziko jeho trvalého poškození.

Návrhové výpočty válečkové dráhy v následujících podkapitolách jsou provedeny na základě literatury [9] a [32]. Hodnoty použitých součinitelů byly zjištěny ze strojnických tabulek [10], případně zdroje [11].

Tabulka 2.: Parametry válečkové dráhy [Autor]

Parametry válečkové dráhy	
Počet válečků celkem	$z = 11 \text{ ks}$
Počet válečků pod pytlem (25 kg)	$k = 5 \text{ ks}$
Rozteč válečků	$j = 130 \text{ mm}$
Průměr válečku	$D = 62 \text{ mm}$
Vzdálenost pohybu pytle	$s = 1300 \text{ mm}$
Šířka válečku	$B = 650 \text{ mm}$
Počet dopravovaných předmětů	$u = 1 \text{ ks}$
Max. hmotnost předmětu	$m = 5 \text{ kg}$

7.1. Funkční parametry válečkové dráhy

7.1.1. Potřebná rychlost válečkové dráhy

Průměrná rychlost v [m/s] válečkové dráhy vychází ze vztahu (1.), kde s [m] je vzdálenost, kterou musí produkt urazit. Veličina t [s] představuje čas, za který musí být daná vzdálenost uražena, aby byly splněny výkonové požadavky stroje. Případné časové ztráty při rozjezdech a dojezdech mohou být kompenzovány frekvenčním měničem.

$$v = \frac{s}{t} = \frac{1,3}{2,8} = 0,46 \text{ m/s} \quad (1.)$$

7.1.2. Potřebné otáčky válečku

Potřebné otáčky válečku n [min^{-1}] se vyjádří ze vztahu (2.). Hodnota R [m] je vnější poloměr válečku vycházející z definovaných parametrů. Dále hodnota ω [rad/s] reprezentuje úhlovou rychlost válečku.

$$v = \omega \cdot R = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \quad (2.)$$

$$n = \frac{30 \cdot v}{\pi \cdot R} = \frac{30 \cdot 0,46}{\pi \cdot 0,031} = 142 \text{ min}^{-1}$$

7.1.3. Hmotnost předmětu připadající na jeden váleček

Tato hmotnost q [kg] je definována dle vztahu (3.) jako podíl maximální hmotnosti transportovaného břemene m_{max} [kg] a počtu válečků k [ks], na kterých se tato hmotnost rozkládá.

$$q = \frac{m_{max}}{k} = \frac{25}{5} = 5 \text{ kg} \quad (3.)$$

7.2. Výpočet potřebného výkonu

V této kapitole je nejdříve proveden rozbor jednotlivých odporů, které působí na jeden váleček tratě. Na základě těchto odporových sil je vyjádřen potřebný výkon a následně vybrán vhodný pohon.

7.2.1. Odpor způsobený vlastní tíhou předmětu

Jinými slovy se jedná o odpor ze stoupání a je vyjádřen ze vztahu (4.). Vzhledem k tomu, že moje válečková dráha bude pracovat v horizontální poloze, uvažuji tento odpor jako nulový.

$$O_1 = q \cdot g \cdot \sin(\beta) = 5 \cdot 9,81 \cdot \sin(0^\circ) = 0 \text{ N} \quad (4.)$$

7.2.2. Odpor valivého tření válečku a ložiska

Tento odpor je vyjádřen ze vzorce (5.), kde q [kg] představuje hmotnost předmětu připadající na jeden váleček, g [ms^{-2}] tíhové zrychlení, ξ [m] rameno valivého odporu, f_{ξ} součinitel čepového tření, r_{ξ} [m] poloměr čepu, m_v [kg] rotující hmotnost válečku a R [m] poloměr válečku.

$$O_2 = q \cdot g \cdot \left(\frac{\xi + f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} \right) + m_v \cdot g \cdot \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} \quad (5.)$$

$$O_2 = 5 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,002 + 0,06 \cdot 0,01}{0,031} \right) + 9 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,06 \cdot 0,01}{0,031}$$

$$O_2 = 4 \text{ N}$$

7.2.3. Odpor uvažovaný od výrobních a montážních nepřesností

Na základě literatury [13] je hodnota tohoto odporu vyjádřena pomocí rovnice (6.).

$$O_3 = q \cdot g \cdot 0,005 = 5 \cdot 9,81 \cdot 0,005 = 0,25 \text{ N} \quad (6.)$$

7.2.4. Celková odporová síla působící na jeden váleček

Celková odporová síla O [N] je dána součtem jednotlivých odporových sil působících na váleček dle rovnice (7.)

$$O = O_1 + O_2 + O_3 = 0 + 3,97 + 0,25 = 4,25 \text{ N} \quad (7.)$$

7.2.5. Kontrola přenosu sil

Velikost síly F_s [N] (8.) přenášené na předmět smykovým třením musí být větší, než celková odporová síla O [N]. Podle vztahu (9.) je provedena kontrola podmínky. V rovnici (8.) vystupuje nový člen f [-], který reprezentuje součinitel smykového tření mezi produktem a válečkem.

$$F_s = q \cdot g \cdot k \cdot f = 5 \cdot 9,81 \cdot 5 \cdot 0,45 = 110,4 \text{ N} \quad (8.)$$

$$F_s \geq O \quad (9.)$$

$$110,4 \geq 4,25$$

Podmínka je splněna.

7.2.6. Potřebný výkon motoru pro rovnoměrný pohyb předmětu

Jednou ze složek celkového výkonu je výkon P_1 [kW] potřebný pro rovnoměrný pohyb předmětu. Tato složka výkonu je vyjádřena podle rovnice (10.), kde η_p [–] nově představuje uvažovanou účinnost šnekové převodovky.

$$P_1 = \left(u \cdot k \cdot q \cdot g \cdot \left[\left(\frac{\xi + f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} + 0,005 \right) \right] + m_v \cdot g \cdot \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} \cdot z \right) \cdot \frac{v}{1000 \cdot \eta_p} \quad (10.)$$

$$P_1 = \left(1 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 9,81 \cdot \left[\left(\frac{0,002 + 0,06 \cdot 0,01}{0,031} + 0,005 \right) \right] + 9 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,06 \cdot 0,01}{0,031} \cdot 11 \right) \cdot \frac{0,5}{1000 \cdot 0,85} = 0,022 \text{ kW}$$

7.2.7. Přídavný výkon

Přídavný výkon P_2 [kW] je vyjádřen vztahem (11.). Tento výkon je zapotřebí pro zastavení předmětu na trati a jeho opětovné rozběhnutí.

$$P_2 = q \cdot g \cdot z \cdot f \cdot \frac{v}{1000 \cdot \eta_p} = 5 \cdot 9,81 \cdot 11 \cdot 0,45 \cdot \frac{0,46}{1000 \cdot 0,85} = 0,13 \text{ kW} \quad (11.)$$

7.2.8. Celkový potřebný výkon

Celkový teoretický výkon P_c [kW] je dán součtem jednotlivých dílčích výkonů a je vyjádřen ze vztahu (12.)

$$P_c = P_1 + P_2 = 0,022 + 0,13 = 0,152 \text{ kW} \quad (12.)$$

7.2.9. Volba pohonu

Jako pohon volím asynchronní elektromotor se šnekovou převodovkou od firmy Nord. Základní údaje o zvoleném pohonu jsou shrnuty v tabulce (Tabulka 3). Pohon bude napájen prostřednictvím frekvenčního měniče, abychom byli schopni zajistit plynulý rozběh a doběh při cyklování, případně regulovat rychlost válečkové dráhy.

Po konzultaci s výrobcem mi bylo odsouhlaseno, že zvolená šneková převodovka zvládne díky velkému provoznímu faktoru a poměrně nízkému převodu takto vysoký počet cyklů. Tedy 600 až 650 za hodinu.

Tabulka 3.: Specifikace pohonu válečkové dráhy [12]

Specifikace pohonu válečkové dráhy	
Označení pohonu	SK 1SI50 - IEC71 - 71SP/4 TF
Otáčky motoru	$n_m = 1415 \text{ min}^{-1}$
Převodový poměr	$i = 10$
Výstupní otáčky	$n = 142 \text{ min}^{-1}$
Provozní faktor	5,2
Výstupní moment	$M_k = 14,4 \text{ Nm}$
Výkon	$P = 0,25 \text{ kW}$
Napájení	230/400 V
Frekvence	50 Hz
Typ převodovky	Šneková
Účinnost převodovky	$\eta_p = 0,85$

7.3. Kontrola zvoleného motoru

V této kapitole je proveden kontrolní výpočet, zda zvolený motor vyhovuje podmínkám.

7.3.1. Doba rozběhu

Dle rovnice (13.) je vyjádřena doba rozběhu t_s [s].

$$t_s = \frac{v}{g \cdot \left(f - \frac{2 \cdot \xi}{D} - 0,005 \right)} = \frac{0,46}{9,81 \cdot \left(0,45 \cdot \frac{2 \cdot 0,002}{0,062} - 0,005 \right)} = 0,23 \text{ s} \quad (13.)$$

7.3.2. Třecí moment

Dle vztahu (14.) je vypočten třecí moment M_t [Nm]. Hodnota $\eta_{\tilde{r}}$ [-] reprezentuje účinnost řetězového převodu.

$$M_t = u \cdot z \cdot q \cdot g \cdot f \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_p \cdot \eta_{\tilde{r}}} \quad (14.)$$

$$M_t = 1 \cdot 11 \cdot 5 \cdot 9,81 \cdot 0,45 \cdot \frac{0,031}{10 \cdot 0,85 \cdot 0,98} = 0,9 \text{ Nm}$$

7.3.3. Moment od zrychlujících sil

Moment od zrychlujících sil M_{zs} [Nm] je vyjádřen pomocí rovnice (15.).

$$M_{zs} = u \cdot m_{max} \cdot \frac{v \cdot R}{t_s \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_{\dot{\gamma}}} = 1 \cdot 25 \cdot \frac{0,46 \cdot 0,031}{0,23 \cdot 10 \cdot 0,85 \cdot 0,98} = 0,19 \text{ Nm} \quad (15.)$$

7.3.4. Moment setrvačnosti válečku

Moment setrvačnosti válečku J [$kg \cdot m^2$] je vypočten ze vztahu (16.), kde R_s [m] je poloměr středu pláště válečku.

$$J = m_v \cdot R_s^2 = 9 \cdot 0,0275^2 = 8,65 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (16.)$$

7.3.5. Úhlové zrychlení válečku

Úhlové zrychlení válečku ε [$rad \cdot s^{-2}$] je dáno rovnicí (17.).

$$\varepsilon = \frac{2\pi \cdot n}{t_s} = \frac{2\pi \cdot v}{\pi \cdot D \cdot t_s} = \frac{2 \cdot v}{D \cdot t_s} = \frac{2 \cdot 0,46}{0,062 \cdot 0,23} = 64,5 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (17.)$$

7.3.6. Moment od zrychlujících sil rotujících hmot

Moment od zrychlujících sil rotujících hmot M_{rh} [Nm] vychází z rovnice (18.).

$$M_{rh} = z \cdot J \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i \cdot \eta_p \cdot \eta_{\dot{\gamma}}} = 11 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3} \cdot 64,5 \cdot \frac{1}{10 \cdot 0,85 \cdot 0,98} = 0,74 \text{ Nm} \quad (18.)$$

7.3.7. Moment od stálých odporů

Moment od stálých odporů M_{so} [Nm] je vypočten pomocí vztahu (19.), kde n_M [min^{-1}] vyjadřuje otáčky motoru.

$$M_{so} = \frac{60 \cdot P_C}{2\pi \cdot n_M} = \frac{60 \cdot 152}{2\pi \cdot 1415} = 1,03 \text{ Nm} \quad (19.)$$

7.3.8. Rozběhový moment na hřídeli při startu motoru

Rozběhový moment na hřídeli je vyjádřen z rovnice (20.), kde podíl $\frac{M_z}{M_n}$ vyjadřuje poměrný rozběhový moment a ω [rad/s] úhlovou rychlost motoru.

$$M_{rm} = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{P}{\omega} = 3,2 \cdot \frac{250 \cdot 60}{2\pi \cdot 1415} = 5,4 \text{ Nm} \quad (20.)$$

7.3.9. Rozjezdový redukovaný moment

Rozjezdový redukovaný moment M_{red} [Nm] (21.) je dán součtem dílčích zatěžujících momentů.

$$M_{red} = M_t + M_{zs} + M_{rh} + M_{so} \quad (21.)$$

$$M_{red} = 0,9 + 0,19 + 0,58 + 1,03 = 2,7 Nm$$

$$M_{rm} > M_{red} \quad (22.)$$

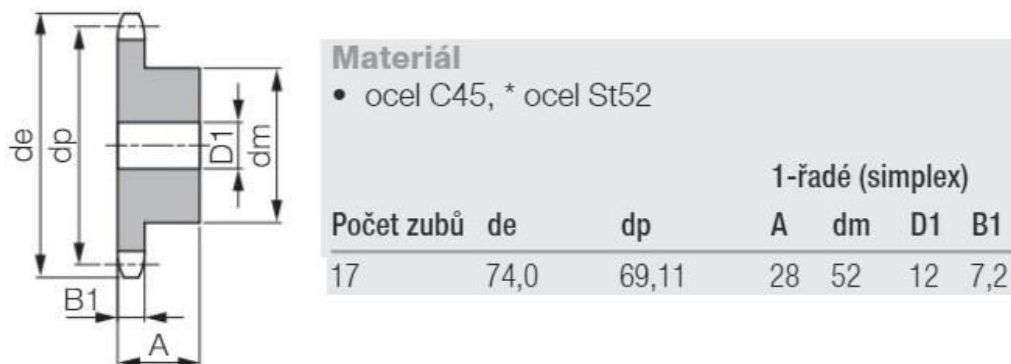
$$5,4 > 2,7$$

Pro rozjezd motoru musí být splněna podmínka dle vztahu (22.). Tato podmínka byla splněna.

7.4. Návrh řetězového převodu

Návrh řetězového převodu je proveden dle [10], [14] a [15]. Odtud jsou čerpány i součinitelé a další hodnoty použité pro výpočty.

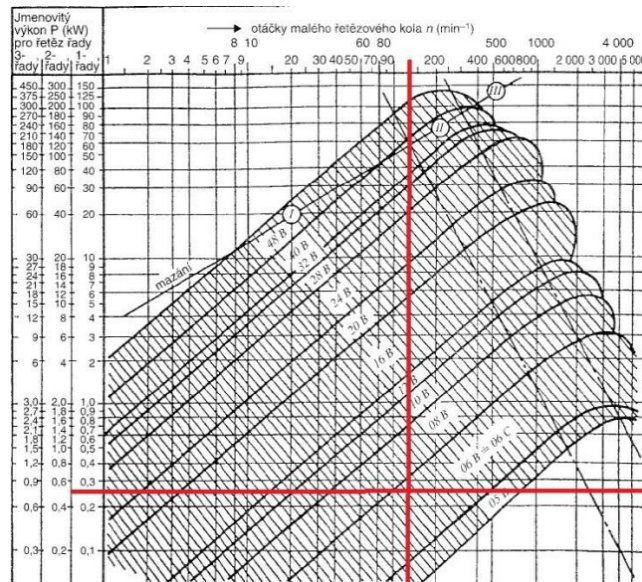
Řetězové kolo bude přes těsné pero spojeno s výstupní hřídelí převodovky. Pro řetězové kolo na hnacím hřídeli volím počet zubů $z_1 = 17$. Pro řetězová kola na válečcích volím počet stejný, tedy $z_2 = 17$. Převodový poměr je všude 1 a otáčky jednotlivých válečků se rovnají otáčkám na výstupu z převodovky. Řetězová kola volím jako nakupované díly a jejich parametry jsou shrnuty v obrázku níže (Obr. 14).



Obr. 14.: Parametry řetězového kola [16]

7.4.1. Volba řetězu

Z diagramu (Obr. 15) dle normy ČSN 01 4809 jsem provedl volbu řetězu. Dle diagramu sice vychází zvolit řetěz 06 B, nicméně z důvodu používání regulace otáček prostřednictvím frekvenčního měniče jsem se rozhodl zvolit jednořadý válečkový řetěz 08 B-1 DIN 8187. Posouzení, zda tento řetěz pevnostně vyhovuje provedu dle údajů z katalogu výrobce (Obr. 16).



Obr. 15.: Diagram volby řetězu dle ČSN 01 4809 [10]

	DIN 8187 Č.	Rozečet p (°)	Rozečet p (mm)	b ₁ (mm) min.	IVMS (N) min.	Síla při přetížení F _s Norma (N) min.	Kloubová plocha f (cm²)	Hmotnost (kg/m)	Délka spojovací článek c.	Vnitřní článek b (mm) max.	g (mm) max.	a (mm) max. 2)	Vnější článek a (mm) max. 2)	Válec d ₁ (mm) max.	Čep d ₂ (mm) max.
Jednořadé															
L 85 SL'	08 B-1	1/2°	12,70	7,75	22.000	18.000	0,50	0,70	2, 3, 6, 7, 8	11,30	12,20	16,90	18,50	8,51	4,45

Obr. 16.: Specifikace řetězu 08 B-1 DIN 8170 [17]

7.4.2. Rychlost řetězu

Rychlost řetězu $v_{\dot{\gamma}}$ [m/s] je vyjádřena podle vztahu (23.), kde D_p [m] představuje průměr rozečtové kružnice zvoleného řetězového kola a n [min⁻¹] otáčky řetězového kola.

$$v_{\dot{\gamma}} = D_p \cdot \frac{\pi \cdot n}{60} = 69,11 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\pi \cdot 142}{60} = 0,51 \text{ m/s} \quad (23.)$$

7.4.3. Obvodová síla

Obvodová síla působící F_0 [N] na řetěz je dána vztahem (24.), kde P [W] je výkon použitého pohonu.

$$F_0 = \frac{P}{v_{\dot{\gamma}}} = \frac{250}{0,51} = 490,2 \text{ N} \quad (24.)$$

7.4.4. Odstředivá síla

Odstředivá síla F_c [N] je vypočtena pomocí rovnice (25.), kde $m_{\dot{r}}$ [kg/m] je hmotnost 1 m řetězu.

$$F_c = m_{\dot{r}} \cdot v_{\dot{r}}^2 = 0,7 \cdot 0,51^2 = 0,182 \text{ N} \quad (25.)$$

7.4.5. Výsledná síla v řetězu

Výsledná síla v řetězu F_t [N] (26.) je dána součtem síly odstředivé a síly obvodové.

$$F_t = F_o + F_c = 490,2 + 0,182 = 490,4 \text{ N} \quad (26.)$$

7.4.6. Kontrola statické bezpečnosti

Kontrola statické bezpečnosti k_s je dána vztahem (27.), kde F_{pt} [N] představuje pevnost řetězu v tahu.

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_t} \geq 7 \quad (27.)$$

$$k_s = \frac{22\,000}{490,4} = 44,86$$

Dle vztahu (27.) byla splněna podmínka statické bezpečnosti válečkového řetězu.

7.4.7. Kontrola dynamické bezpečnosti

Kontrola dynamické bezpečnosti k_D je provedena podle výpočtu (28.), kde Y představuje součinitel rázu. [15]

$$k_D = \frac{F_{pt}}{F_t \cdot Y} \geq 5 \quad (28.)$$

$$k_D = \frac{22\,000}{490,4 \cdot 2} = 22,43$$

Podmínka je splněna.

7.4.8. Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Tlak v kloubu řetězu $p_v \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ je vypočten podle rovnice (29.), kde $S [mm^2]$ reprezentuje plochu kloubu řetězu. Hodnota dovoleného tlaku je poté vyjádřena pomocí vztahu (30.), kde f vystupuje jako součinitel tření a $p_s \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ jako směrný tlak v kloubu řetězu. [15]

$$p_v = \frac{F_t}{S} = \frac{490,4}{50} = 9,81 \frac{N}{mm^2} \quad (29.)$$

$$p_D = p_s \cdot f = 28,5 \cdot 1,1 = 31,35 \frac{N}{mm^2} \quad (30.)$$

$$p_v \leq p_D \quad (31.)$$

$$9,81 \leq 31,35$$

Podmínka dovoleného tlaku v kloubu řetězu byla dle vztahu (31.) splněna.

7.4.9. Výpočet délky řetězu

$$X = 2 \cdot \frac{A}{j} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{j}{A} \quad (32.)$$

$$X = 2 \cdot \frac{1560}{12,7} + \frac{17 + 17}{2} + \left(\frac{17 - 17}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{12,7}{1560} = 262,67$$

$$X' = 264 \text{ článků} \quad (33.)$$

Podle vztahu (32.) byl proveden výpočet délky řetězu válečkové dráhy, kde $A [mm]$ reprezentuje osovou vzdálenost řetězového převodu a $j [mm]$ rozteč článků řetězu. Pro válečkovou dráhu bude použit jednořadý válečkový řetěz s označením: ŘETĚZ 264 ČLÁNKŮ 08 B-1 DIN 8170. Dále spojka řetězu s označením: SPOJOVACÍ ČLÁNEK 08 B-1 DIN 8170. Vrchní větev řetězu potom bude vedena pomocí vedení válečkového řetězu dle DIN 7168.

7.5. Kontrola hnacího hřídele

V této kapitole je provedena kontrola, zda hnací hřídel vyhovuje. Kontrola je provedena pro nejmenší průměr na hřídeli dle vztahu (34.), kde $M_k [Nm]$ je přenášený kroutící moment. Hodnotu dovoleného smykového napětí volím $\tau_D = 35 \frac{N}{mm^2}$. [18]

$$D_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 14,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 35}} = 12,8 \text{ mm} \quad (34.)$$

Skutečný nejmenší průměr hřídele činí 17,5 mm, tudíž vyhovuje.

7.6. Návrh pera

V tomto oddílu je proveden návrh pera pro přenos kroutícího momentu z hnacího hřídele na řetězové kolo, kde $p_D \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ představuje hodnotu dovoleného tlaku, $p \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ hodnotu skutečného tlaku, $d_H [mm]$ průměr hřídele, $h [mm]$ výšku pera, $b [mm]$ šířku pera, $M_k [Nm]$ je přenášený kroutící moment, dále $l_a [mm]$ představuje namáhanou délku pera a nakonec $l_{\check{C}SN} [mm]$ normalizovanou délku zvoleného pera. [19]

$$p_D = 120 \frac{N}{mm^2} \quad (35.)$$

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \quad (36.)$$

$$l_a \geq \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 14,4 \cdot 10^3}{20 \cdot 6 \cdot 120} = 4 \text{ mm} \quad (37.)$$

$$l' = l_a + b = 4 + 6 = 10 \text{ mm} \quad (38.)$$

$$l_a = l_{\check{C}SN} - b = 20 - 6 = 14 \text{ mm} \quad (39.)$$

7.6.1. Kontrola pera na tlak

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 14,4 \cdot 10^3}{20 \cdot 6 \cdot 14} = 34,3 \frac{N}{mm^2} \quad (40.)$$

$$p \leq p_D \quad (41.)$$

$$34,4 \leq 120$$

Dle vztahu (40.) byla splněna kontrola pera na namáhání v tlaku.

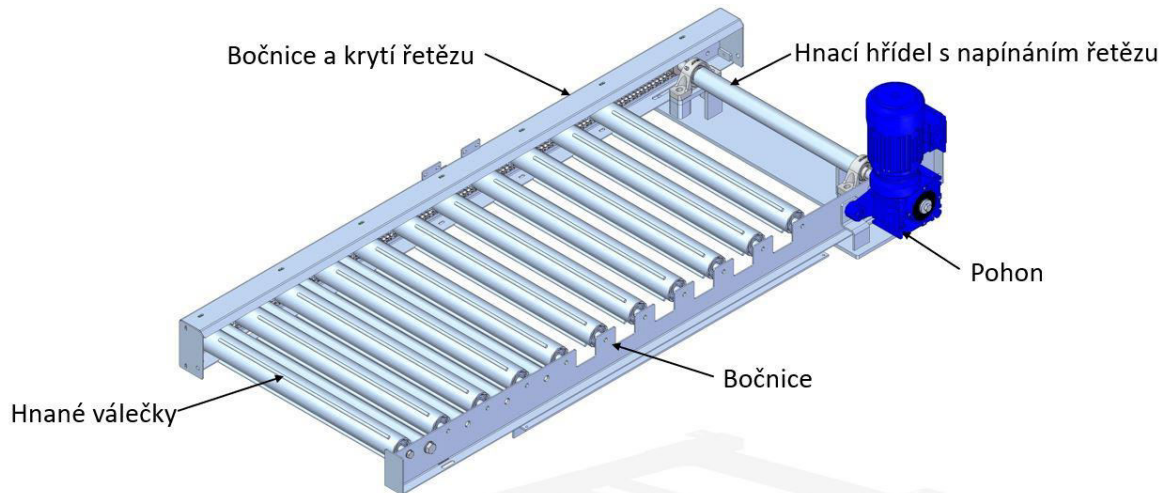
7.6.2. Kontrola pera na smykové napětí

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 14,4 \cdot 10^3}{20 \cdot 6 \cdot 14} = 17,1 \frac{N}{mm^2} \quad (42.)$$

$$\tau \leq \tau_D \quad (43.)$$

$$17,1 \leq 60$$

Podle vztahu (42.) a (43.) byla kontrola pera na přípustné smykové napětí splněna. Na základě výpočtů volím Pero 6e7x6x20 ČSN 02 2562.



Obr. 17.: Navržená válečková dráha [Autor]

7.7. Konstrukce válečku

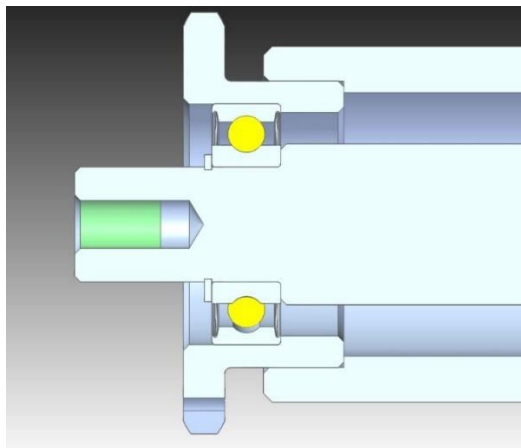
Váleček (Obr. 18) je konstrukčně navržen z přesné bezešvé kruhové trubky dle ČSN 42 6711 o rozměrech 62x8 mm. Do soustružené trubky je přivařeno řetězové kolo. Tento svařenec je za použití kuličkových ložisek volně otočný na průchozím hřídeli, který je uzpůsoben pro přímé našroubování do bočnic válečkové dráhy (Obr. 17).

7.7.1. Kontrola ložiska

Pro válečky byly použita ložiska typu W 6004-2Z a W 6304-2Z od výrobce SKF. Trvanlivost ložiska byla zkontrolována pro typ W 6004-2Z, které má z dvojice použitých ložisek menší únosnost. Trvanlivost ložiska L_h [hod] je vyjádřena dle rovnice (44.), kde C [N] představuje základní dynamickou únosnost ložiska, F [N] zatížení ložiska a n [min^{-1}] otáčky válečku. [20]

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{8060}{24,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 142} = 4\,178\,950\,987 \text{ hod} \quad (44.)$$

Ložiska vyhovují.



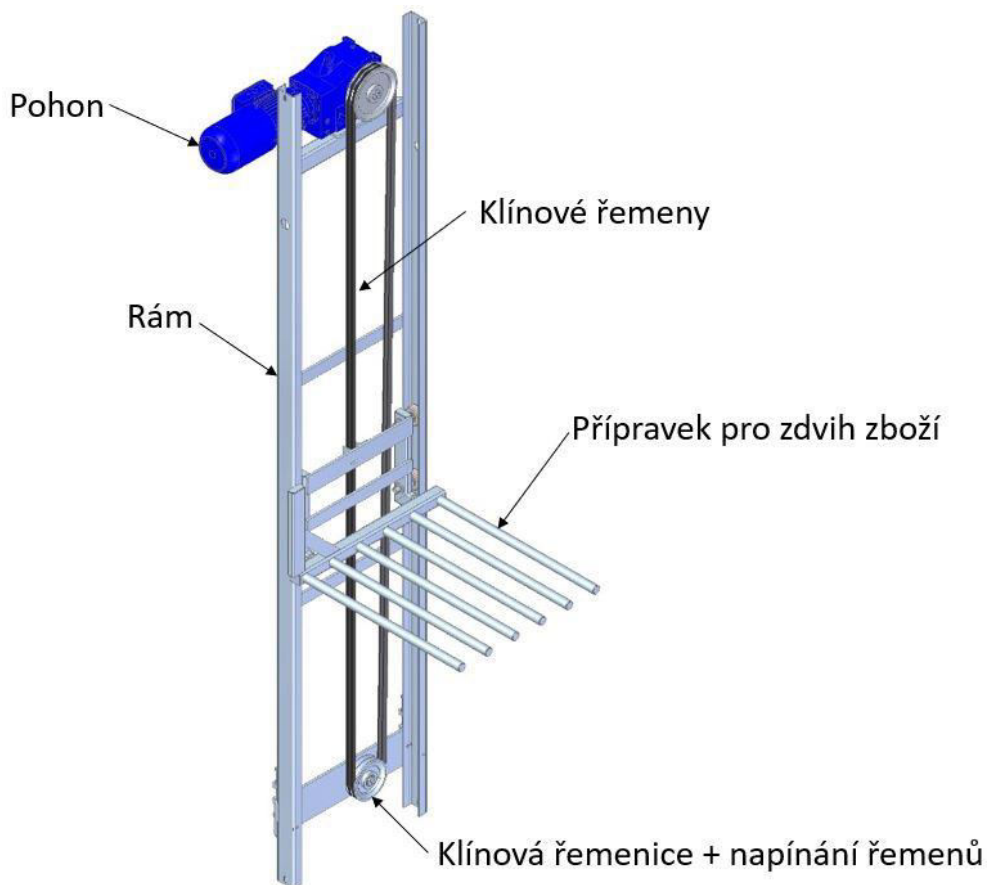
Obr. 18.: Řez válečkem [Autor]

8. Návrh vertikálního zdvihu

V této kapitole je navržen vertikální zdvih, který má za úkol vynést produkt z úrovně válečkové dráhy do úrovně, ve které právě operuje stohovací hlavice. Zvolené vstupní parametry jsou shrnuty v tabulce (Tabulka 4).

Sestava zdvihu (Obr. 19) je složena ze dvou svařenců. Prvním svařencem je nosný rám, jehož bočnice jsou uzpůsobeny pro vedení druhého svařence, kterým je přípravek pro zdvih zboží. Oba svařence jsou konstruovány z normalizovaných profilů a ohraněných plechů z konstrukční oceli ČSN 11 373.

Pohon zdvihu je řešen přes řemenový převod. Návrh řemenového převodu byl optimalizován v programu MITCalc [21]. Vzhledem k předem definované osové vzdálenosti řemenic, která vyplývá z hodnoty požadovaného zdvihu, jsem zvolil průměry řemenic tak, abych tuto vzdálenost dodržel a zároveň mohl použít normalizovanou délku řemenu. Pro hnací řemenici jsem zvolil roztečný průměr $D_{p1} = 200 \text{ mm}$ a pro hnanou řemenici $D_{p2} = 150 \text{ mm}$. Při optimalizaci návrhu jsem měl požadavek na co nejmenší počet řemenů, z čehož vyplynula volba dvou klínových řemenů typu SPB. Návrh byl proveden pro převod nezatížený od břemena. Všechny potřebné hodnoty pro návrh programem jsou vypočteny níže.



Obr. 19.: Vertikální zdvih [Autor]

Tabulka 4.: Definované parametry zdvihu [Autor]

Definované parametry vertikálního zdvihu	
Maximální výška zdvihu	$s = 2800 \text{ mm}$
Maximální zatížení	$m = 25 \text{ kg}$
Perioda chodu	$t = 2,8 \text{ s}$
Celková hmotnost zdvihu	$m = 65 \text{ kg}$

8.1. Potřebná rychlost vertikálního zdvihu

Průměrná rychlost v [m/s] vertikálního zdvihu je vypočtena ze vztahu (45.), kde s [m] vyjadřuje střední hodnotu dráhy zdvihu a t [s] požadovaný čas. Ztráty při rozjezdech a dojezdech zdvihu při jednotlivých cyklech budou kompenzovány frekvenčním měničem.

$$v = \frac{s}{t} = \frac{2,8}{2,8} = 1 \frac{m}{s} \quad (45.)$$

8.2. Potřebné otáčky hnací řemenice

Potřebné otáčky n [min^{-1}] hnací řemenice jsou dány rovnicí (46.).

$$v = \omega \cdot \frac{D_{p1}}{2} = \frac{n \cdot \pi \cdot D_{p1}}{30} \cdot \frac{D_{p1}}{2} \quad (46.)$$

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_{p1}} = \frac{60 \cdot 1}{\pi \cdot 200 \cdot 10^{-3}} = 95,5 \text{ min}^{-1}$$

8.3. Potřebný výkon na hnací řemenici

Výkon na hnací řemenici $P_{\dot{\gamma}}$ [W] je vyjádřen ze vztahu (47.), kde F_g [N] reprezentuje sílu od gravitačního zrychlení a F_a [N] sílu způsobenou zrychlením.

$$P_{\dot{\gamma}} = (F_g + F_a) \cdot v = (m \cdot g + m \cdot a) \cdot v \quad (47.)$$

$$P_{\dot{\gamma}} = (65 \cdot 9,81 + 65 \cdot 2) \cdot 1 = 767,65 \text{ W}$$

8.4. Potřebný výkon motoru

Skutečně potřebný výkon motoru P_M [W] je vyjádřen ze vztahu (48.), kde $\eta_{\dot{\gamma}}$ [–] vyjadřuje účinnost řemenového převodu a η_p [–] účinnost převodovky.

$$P_M \geq \frac{P_{\dot{\gamma}}}{\eta_{\dot{\gamma}} \cdot \eta_p} \quad (48.)$$

$$P_M \geq \frac{785}{0,94 \cdot 0,96} = 850,5 \text{ W}$$

8.5. Volba pohonu

Jako pohon vertikálního zdvihu volím asynchronní elektromotor s kuželočelní převodovkou od firmy Nord. Základní údaje o zvoleném pohonu jsou shrnuty v tabulce (Tabulka 5).

V tomto případě bude pohon opět napájen z frekvenčního měniče, pro dosažení plynulého rozběhu a doběhu jednotlivého cyklu. Pro tento případ nebylo možné zvolit šnekovou převodovku, kvůli malému provoznímu faktoru a vysokému počtu cyklů. Byla zde tedy zvolena kuželočelní převodovka.

Pohon je vybaven elektromagnetickou brzdou, která při výpadku napájecí sítě zajistí hnací hřídel. Součástí pohonu je dále enkodér, který slouží jako zdroj informací o poloze, úhlu a počtu otáček, což je pro tuto aplikaci nezbytné. Pro případ nenadálého vniknutí cizího předmětu do pracovní dráhy zdvihu musí být frekvenční měnič omezen maximálním přípustným proudem.

Tabulka 5.: Specifikace pohonu vertikálního zdvihu [31]

Specifikace pohonu vertikální zdvihu	
Označení pohonu	SK 9022.1AX - 90LH/4 BRE20 IG11 TF
Otáčky motoru	$n_M = 1415 \text{ min}^{-1}$
Převodový poměr	$i = 14,56$
Výstupní otáčky	$n_1 = 97 \text{ min}^{-1}$
Provozní faktor	3,9
Výstupní moment	$M_k = 148 \text{ Nm}$
Výkon	$P = 1,5 \text{ kW}$
Napájení	230/400V
Frekvence	50 Hz
Typ převodovky	Kuželočelní
Účinnost převodovky	$\eta_p = 0,96$
Enkodér	Ano
Elektromagnetická brzda	Ano

8.6. Výpočet řemenového převodu v zatíženém stavu

V této kapitole je proveden silový rozbor řemenového převodu v zatíženém stavu a posouzení, zda navržený převod vyhovuje pro aplikaci zdvihu. Schéma vertikálního zdvihu je znázorněno na obrázku (Obr. 20). Při výpočtech v této kapitole bylo čerpáno z literatury [18].

8.6.1. Přenášená tečná síla

Celková přenášená tečná síla F [N] u hnací řemenice je vypočtena z rovnice (49.), kde M_k [Nm] představuje moment na výstupu z převodovky.

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{D_{p1}} = \frac{2 \cdot 148}{200 \cdot 10^{-3}} = 1\,480 \text{ N} \quad (49.)$$

8.6.2. Obvodová rychlost na hnací řemenici

Dle vztahu (50.) je vyjádřena skutečná obvodová rychlost v_s [m/s] hnací řemenice, kde hodnota n_1 [min^{-1}] jsou otáčky na výstupu z převodovky.

$$v_s = \frac{\pi \cdot D_{p1} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 10^{-3} \cdot 97}{60} = 1,02 \frac{m}{s} \quad (50.)$$

8.6.3. Předepnutí řemenů

Řemeny musí být předepnuty napínací silou F_N [N], která vyvolá za klidného stavu předpětí v řemenech F_O [N]. Tyto síly jsou vyjádřeny podle vztahů (51.) a (52.).

$$F_N = 1,15 \cdot F = 1,15 \cdot 1\,480 = 1\,702\,N \quad (51.)$$

$$F_O = 0,56 \cdot F = 0,56 \cdot 1\,480 = 829\,N \quad (52.)$$

8.6.4. Silové poměry při provozu

Při provozu dojde ke změnám sil v jednotlivých větvích řemenů, způsobených přenášením tečné síly a zavěšením břemena na tažnou větev řemenového převodu. Silový rozbor při provozu výtahu je znázorněn na obrázku (Obr. 20).

- Tažená větev:

$$F_1 = F_O + \frac{F}{2} + F_g + F_a = F_O + \frac{F}{2} + (m \cdot g) + (m \cdot a) \quad (53.)$$

$$F_1 = 829 + \frac{1\,480}{2} + (65 \cdot 9,81) + (65 \cdot 2) = 2\,336,7\,N$$

- Odlehčená větev:

$$F_2 = F_O - \frac{F}{2} = 829 - \frac{1\,480}{2} = 89\,N \quad (54.)$$

- Celková síla přenášená řemeny:

$$F_c = F_1 - F_2 = 2\,336,7 - 89 = 2\,247,7\,N \quad (55.)$$

8.6.5. Kontrola únosnosti převodu s přidavným zatížením

Kontrola únosnosti řemenové převodu s přidavným zatížením je provedena podle Eulerova vztahu (57.), kde f' je přepočítaný součinitel tření pro použitý klínový řemen, α [°] představuje úhel klínové drážky a β [°] příslušný úhel opásání, jehož hodnota je vzhledem k velké osové vzdálenosti uvažována jako π .

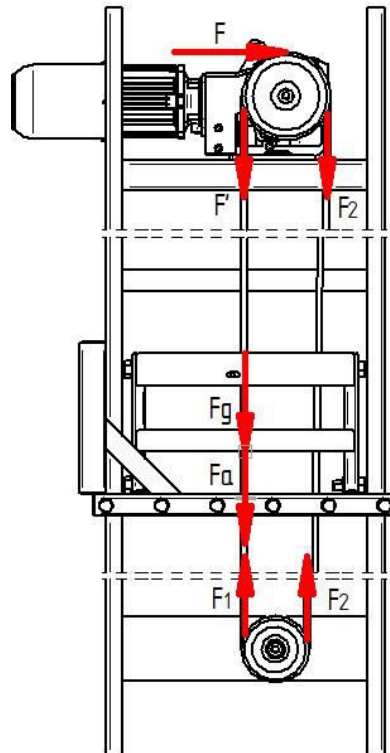
$$f' = \frac{f}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0,7}{\sin\left(\frac{38}{2}\right)} = 2,15 \quad (56.)$$

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{f' \cdot \beta} \quad (57.)$$

$$F_1 \leq F_2 \cdot e^{f' \cdot \beta} = 89 \cdot e^{2,15 \cdot \pi} = 76\,348 \text{ N}$$

$$2\,336,7 \leq 76\,348$$

Podmínka Eulerova vztahu byla splněna a řemenový převod pro aplikaci daného zdvihu vyhovuje.



Obr. 20.: Schéma zdvihu se silovým rozbořem řemenového převodu [Autor]

8.7. Návrh pera pro přenos momentu na hnací řemenici

Návrh pera byl proveden analogicky ke kapitole 7.6. Použité symboly a rovnice zde mají stejný význam.

$$p_D = 120 \frac{N}{mm^2} \quad (58.)$$

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \quad (59.)$$

$$l_a \geq \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 148 \cdot 10^3}{30 \cdot 7 \cdot 120} = 24 \text{ mm} \quad (60.)$$

$$l' = l_a + b = 24 + 8 = 32 \text{ mm} \quad (61.)$$

$$l_a = l_{\check{C}SN} - b = 40 - 6 = 34 \text{ mm} \quad (62.)$$

8.7.1. Kontrola pera na tlak

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 148 \cdot 10^3}{30 \cdot 7 \cdot 34} = 83 \frac{N}{mm^2} \quad (63.)$$

$$p \leq p_D \quad (64.)$$

$$83 \leq 120$$

Dle vztahu (40.) byla splněna kontrola pera na tlak.

8.7.2. Kontrola pera na smykové napětí

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 148 \cdot 10^3}{30 \cdot 8 \cdot 34} = 36,3 \frac{N}{mm^2} \quad (65.)$$

$$\tau \leq \tau_D \quad (66.)$$

$$36,3 \leq 60$$

Dle vztahu (42.) byla kontrola pera na přípustné smykové napětí splněna. Volím Pero 8e7x7x40 ČSN 02 2562.

8.8. Kontrola hnacího hřídele

Kontrola hnacího hřídele je provedena dle rovnice (67.) analogicky ke kapitole 7.5.

$$D_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 148 \cdot 10^3}{\pi \cdot 35}} = 27,8 \text{ mm} \quad (67.)$$

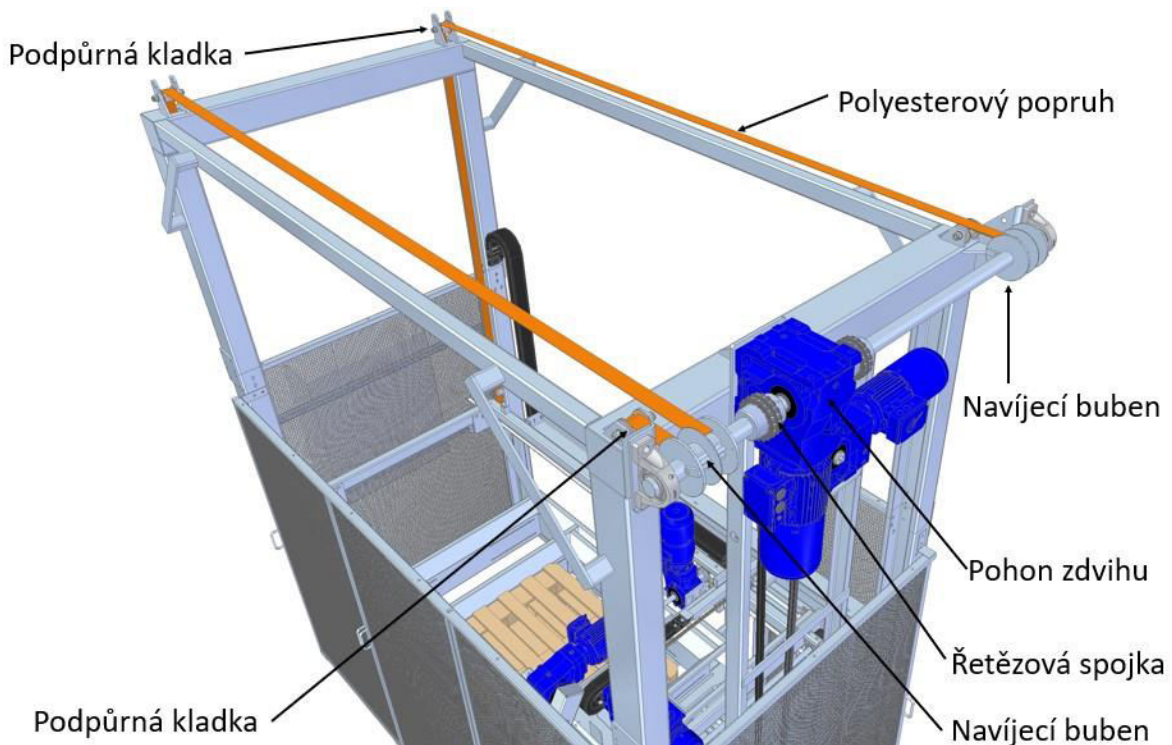
Vzhledem k tomu, že skutečný nejmenší průměr činí 30 mm, hřídel vyhovuje.

9. Návrh zdvihu vnitřního rámu

Vnitřní rám stroje je nosným prvkem pro celý pohonný agregát stohovací hlavice. Pohybuje se ve vertikálním směru stroje v závislosti na tom, do jaké úrovně je zboží právě paletizováno. Požadovaná rychlost zdvihu je 0,2 m/s.

Popis zdvihu rámu je znázorněn na obrázku (Obr. 21). Celé břemeno je zavěšeno na čtyřech polyesterových popruzích, které jsou jednotlivě vedeny přes kladku na příslušný navíjecí buben. Pohon zdvihu je umístěn mezi navíjecími bubny. Z tohoto důvodu byly jednotlivé hřídele spojeny pomocí dvou řetězových spojek.

Návrh zdvihu byl proveden za použití literatury [10] a [18].



Obr. 21.: Popis zdvihu [Autor]

9.1. Potřebný hnací moment

Hnací moment M_H [Nm] na navíjecím bubnu, který je potřebný ke zdvihu je vyjádřen vztahem (68.), F_g [N] vyjadřuje sílu od gravitačního zrychlení a F_a [N] sílu od zrychlení. Velikost ramene bubnu r [m] se proměnlivě mění v závislosti na navinuté délce popruhu. V rámci výpočtu je uvažován případ, kdy je navinuta největší délka popruhu, tedy případ, kdy síla z popruhu působí na největším poloměru. Odporů v ložiskách jsou zanedbány.

$$M_H = F \cdot r = (F_g + F_a) \cdot r = ((m \cdot g) + (m \cdot a)) \cdot r \quad (68.)$$

$$M_H = ((615 \cdot 9,81) + (615 \cdot 2)) \cdot 0,053 = 385 \text{ Nm}$$

9.2. Potřebný výkon motoru

Potřebný výkon motoru $P [W]$ je vyjádřen podle rovnice (69.), kde $v [m/s]$ reprezentuje rychlost zdvihu a $\eta_p [-]$ účinnost převodovky.

$$P = \left(\frac{F_g + F_a}{\eta_p} \right) \cdot v = \left(\frac{(m \cdot g) + (m \cdot a)}{\eta_p} \right) \cdot v \quad (69.)$$

$$P = \left(\frac{(615 \cdot 9,81) + (615 \cdot 2)}{0,96} \right) \cdot 0,2 = 1513 \text{ W}$$

9.3. Volba pohonu

Pro zdvih vnitřního rámu volím asynchronní elektromotor s kuželočelní převodovkou od dodavatele Nord. Základní specifikace o zvoleném pohonu jsou shrnuty v tabulce (Tabulka 6). Při uvažování nejfrekventovanější varianty provozu pro tento pohon, tedy když stroj stohuje největší zboží na nejmenší paletu je hodinový počet sepnutí pohonu až 220. Pro takovýto způsob provozu byla výrobcem doporučena právě kuželočelní převodovka.

K zajištění plynulosti jednotlivých cyklů je pohon napájen z frekvenčního měniče. Pohon je dále vybaven elektromagnetickou brzdou, která je u takovéhoho zdvihu z bezpečnostních důvodů nutná. Pro odměřování polohy je součástí pohonu enkodér.

Tabulka 6.: Specifikace pohonu zdvihu [31]

Specifikace pohonu zdvihu	
Označení pohonu	SK9032.1AX-100AP/4 BRE40 TF IG12
Otáčky motoru	$n_M = 1450 \text{ min}^{-1}$
Převodový poměr	$i = 40,36$
Výstupní otáčky	$n = 36 \text{ min}^{-1}$
Provozní faktor	1,9
Výstupní moment	$M_k = 797 \text{ Nm}$
Výkon	$P = 3 \text{ kW}$
Napájení	230/400V
Frekvence	50 Hz
Typ převodovky	Kuželočelní
Účinnost převodovky	0,96
Enkodér	Ano
Elektromagnetická brzda	Ano

9.4. Rychlost zdvihu

Rychlost zdvihu v [m/s] je vyjádřena pomocí rovnice (70.), kde n [min^{-1}] vyjadřuje otáčky bubnu a r [m] uvažovaný poloměr bubnu.

$$v = \omega \cdot r = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r = \frac{\pi \cdot 36}{30} \cdot 0,053 = 0,2 \text{ m/s} \quad (70.)$$

Skutečná rychlost zdvihu je reálně proměnná v závislosti na měnícím se průměru navíjecího bubnu. Případnou potřebu konstantní rychlosti je nutno ošetřit frekvenčním měničem.

9.5. Návrh hřídelové spojky

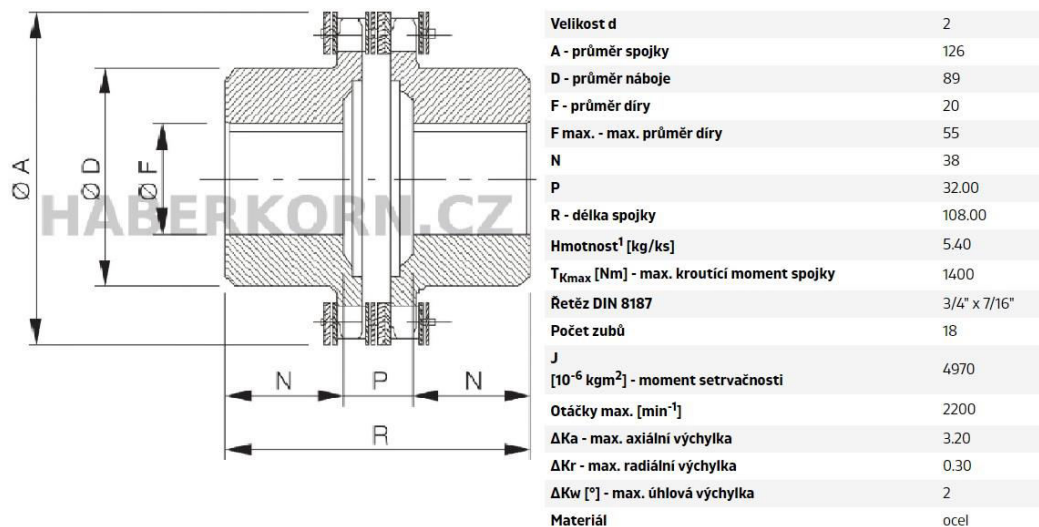
Pro připojení hřídelů s navíjecími bubny k pohonu jsou použity řetězové spojky. Řetězová spojka umožňuje malou nesouosost a malé úhlové výchylky. Tato spojka je složena ze dvou řetězových kol a do jejich zubů je vsazen válečkový řetěz. [19]

Návrhový výpočet spojky je proveden podle vztahu (71.), kde M_{K_j} [Nm] představuje uvažovaný jmenovitý moment, M_{K_s} [Nm] maximální kroutící moment spojky a k [–] vyjadřuje uvažovaný koeficient bezpečnosti. [18]

$$M_{K_v} = M_{K_j} \cdot k \leq M_{K_s} \quad (71.)$$

$$M_{K_v} = 797 \cdot 1,5 = 1195,5 \text{ Nm} \leq 1400 \text{ Nm}$$

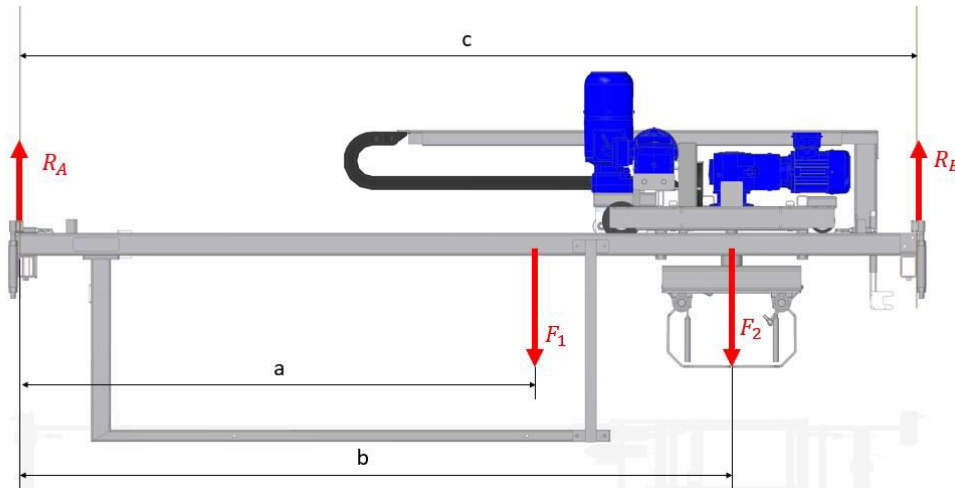
Byla zvolena spojka GC 2 od dodavatele Haberkorn. Specifikace zvolené spojky jsou shrnuty na obrázku (Obr. 22).



Obr. 22.: Řetězová spojka [22]

9.6. Návrh popruhů

Celková hmotnost břemene je 615 kg. Vzhledem ke skutečnosti, že se po vnitřním rámu stroje pohonný agregát hlavice pohybuje, tak se neustále mění poloha jeho těžiště. Při návrhu popruhů je počítáno s variantou, kdy je pohonný agregát ve své krajní poloze a jedna dvojice popruhů je zatěžována více než ta druhá.



Obr. 23.: Zatížení popruhů [Autor]

Zatížení popruhů je vyjádřeno pomocí rovnic (72.) a (73.), kde R_A [N] a R_B [N] vyjadřují reakce do příslušného páru popruhů, dále F_1 [N] a F_2 [N] reprezentují uvažovaná zatížení. Symboly a , b , c [m] zastupují délku příslušného ramene, na kterém působí síla. Výpočtový model je znázorněn na obrázku (Obr. 23).

$$Y: R_A + R_B - F_1 - F_2 = 0 \quad (72.)$$

$$R_A = F_1 + F_2 - R_B = 3237,3 + 2796 - 4168,2 = 1865,1 \text{ N}$$

$$M_A: R_B \cdot c - F_1 \cdot a - F_2 \cdot b = 0 \quad (73.)$$

$$R_B = \frac{F_1 \cdot a + F_2 \cdot b}{c} = \frac{3237,3 \cdot 1,87 + 2796 \cdot 2,65}{3,23} = 4168,2 \text{ N}$$

Zatížení jednoho popruhu z každého páru je poté vyjádřeno ze vztahů (74.) a (75.).

$$Z_1 = \frac{R_A}{2} = \frac{1865,1}{2} = 932,6 \text{ N} \quad (74.)$$

$$Z_2 = \frac{R_B}{2} = \frac{4168,2}{2} = 2084,1 \text{ N} \quad (75.)$$

Vzhledem k dlouhodobosti provozu a rizika degradace polyesterového popruhu jeho prodloužením bylo nutno zvolit popruh s dostatečnou bezpečností, a tedy takový o jmenovité nosnosti 2000 kg.

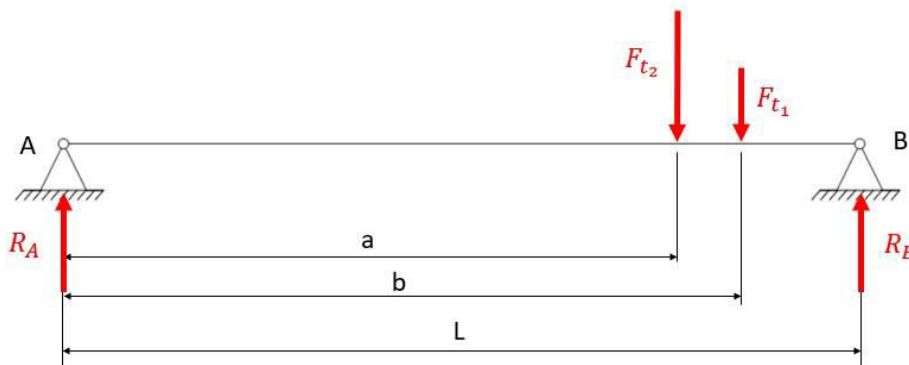
9.7. Návrh pera pro přenos momentu

Návrh pera pro přenos krouticího momentu z řetězové spojky na hřídel bubny je proveden analogicky dle kapitoly 7.6. Na základě tohoto výpočtu je zvoleno 2x pero 14e7x9x40 ČSN 02 2562.

9.8. Kontrola ložisek

Hřídele s navíjecími bubny jsou na jedné straně uloženy přes řetězovou spojku v pohonu a na straně druhé v ložisku. Kontrola je provedena pro delší z dvojice hřídelů, který je namáhán většími reakcemi, a tudíž větším ohybovým momentem.

Pro uložení hřídele byla zvolena ložiska SKF UCP 210. Hodnoty potřebné pro výpočet trvanlivosti ložiska byly zjištěny v katalogu výrobce [20]. Výpočtový model hřídele je znázorněn na obrázku (Obr. 24). Reakce v podporách R_A [N] a R_B [N] jsou vyjádřeny dle rovnic (76.) a (77.), kde síly F_{t_1} [N] a F_{t_2} [N] představují uvažovaná zatížení od popruhů. Trvanlivost ložiska je následně vypočtena dle vztahu (78.).



Obr. 24.: Výpočtový model hřídele [Autor]

$$Y: R_A + R_B - F_{t_1} - F_{t_2} = 0 \quad (76.)$$

$$R_A = F_{t_1} + F_{t_2} - R_B = 932,6 + 2084,1 - 2569,2 = 447,5 \text{ N}$$

$$M_A: R_B \cdot L - F_{t_1} \cdot a - F_{t_2} \cdot b = 0 \quad (77.)$$

$$R_B = \frac{F_{t_1} \cdot b + F_{t_2} \cdot a}{L} = \frac{932,6 \cdot 0,906 + 2084,1 \cdot 0,852}{1,02} = 2569,2 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{R_B}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{35100}{2569,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 36} = 1\,181\,834 \text{ hod} \quad (78.)$$

Trvanlivost zvoleného ložiska je dostatečná a ložisko pro danou aplikaci vyhovuje.

9.9. Kontrola hřídelů

V této kapitole je provedena kontrola hřídele za řetězovou spojku, který je namáhán jak kroutícím momentem, tak i momentem ohybovým od sil F_{t_1} a F_{t_2} . Kontrola vychází z výpočtového modelu (Obr. 24). Maximální ohybový moment je vyjádřen z rovnice (79.). Ohybové a smykové napětí je vypočteno z rovnic (80.) a (81.), kde W_o [mm^3] je modul průřezu v ohybu a W_k [mm^3] modul průřezu v krutu. Velikost redukovaného napětí podle energetické hypotézy je dána ze vztahu (82.). Hodnota kroutícího momentu M_k [Nm] je z důvodu bezpečnosti uvažována dvojnásobná, než jaká je za běžných provozních podmínek. V případě dalšího skokového nárůstu kroutícího momentu, například při zablokování zdvihu cizím předmětem je frekvenční měnič omezen maximálním přípustným proudem. [18]

$$M_{o_{max}} = R_A \cdot a = 447,5 \cdot 0,852 = 381,3 \text{ Nm} \quad (79.)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{M_{o_{max}}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{381,3 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} = 31,1 \frac{N}{mm^2} \quad (80.)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{385 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 50^3}{16}} = 15,7 \frac{N}{mm^2} \quad (81.)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{31,1^2 + (\sqrt{3} \cdot 15,7)^2} = 41,3 \frac{N}{mm^2} \quad (82.)$$

Hodnota redukovaného napětí je přípustná a hřídel vyhovuje.

10. Návrh pojezdu hlavice v ose X

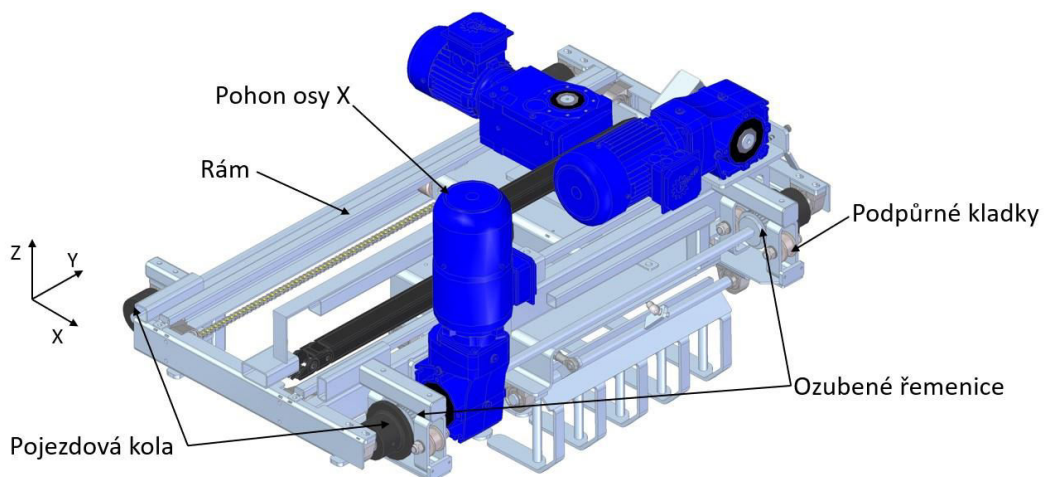
V této kapitole je navržen pojezd stohovací hlavice v ose X (Obr. 25). Tento pojezd jezdí po vnitřním rámu stroje. Rám pojezdu byl konstruován jako svařenec z normalizovaných profilů, případně ohraněných plechů. Dále byl uzpůsoben pro integrování pojezdu v ose Y a celé hlavice.

Požadavky na pojezd v ose X jsou definovány požadavky na výkon stroje jako celek a vyplývají z dříve navržených konstrukčních uzlů. Pro přehled jsou požadované parametry na pojezd shrnuty v tabulce (Tabulka 7).

Návrh pojezdu byl proveden s použitím literatury [10] a [18]. Používání součinitelů byly zjištěny ze zdroje [11].

Tabulka 7.: Parametry pojezdu X [Autor]

Parametry pojezdu X	
Hmotnost pojezdu	$m = 285 \text{ kg}$
Potřebná rychlost	$v = 0,85 \text{ m/s}$
Dráha pojezdu	$s = 2200 \text{ mm}$



Obr. 25.: Pojezd v ose X [Autor]

10.1. Řemenový převod

Pojezd v ose X je konstrukčně řešen přes dva ozubené řemenové převody. Ozubené převody jsou zde v provedení, ve kterém jsou řemeny použity jako statické prvky. Ozubené řemenice jsou spojeny s hnacím hřídelem pojezdu a odvalují se po ozubeném řemenu.

Návrh řemenového převodu (Obr. 28) byl proveden dle doporučení katalogu výrobce. [23]

Výpočet přenášené obvodové síly F_u [N] je dán vztahem (83.).

$$F_u = m \cdot a + m \cdot g \cdot f = 142,5 \cdot 1 + 142,5 \cdot 9,81 \cdot 0,6 = 981 \text{ N} \quad (83.)$$

Napnutí ozubeného řemene F_T [N] je vypočteno podle vztahu (84.).

$$F_T \geq F_u \quad (84.)$$

$$F_T = 990 \text{ N}$$

Maximální napnutí ozubeného řemene je dáno vztahem (85.).


$$F_{T_{max}} = F_u + F_T = 981 + 990 = 1971 \text{ N} \quad (85.)$$

Následná kontrola přípustného zatížení taženého vlákna vychází ze vztahu (86.), kde c_0 je hodnota provozního koeficientu.

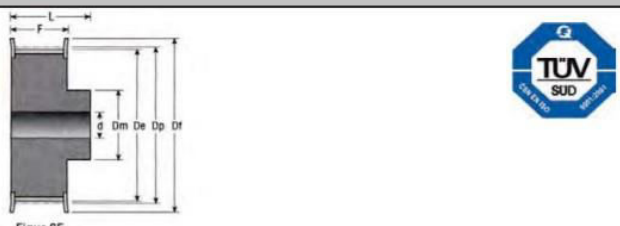
$$F_{zul} \geq F_{T_{max}} \cdot c_0 = 1971 \cdot 1 = 1971 \text{ N} \quad (86.)$$

$$2400 \text{ N} \geq 1971 \text{ N}$$

Přípustné zatížení tažného vlákna F_{zul} je větší než maximální síla napnutí $F_{T_{max}}$. Zvolený polyuretanový řemen HTD 8M – 20 (Obr. 26) vyhovuje pro požadované použití. Řemen je vyztužen ocelovými kordy a je určen pro takovéto lineární aplikace. Další výhodou je vysoká odolnost vůči otěru a minimální potřeba údržby. [23]

HTD 3M - 5M - 8M - 14M - 20M	3M	5M	8M	14M	20M
	p = 3,0	5,0	8,0	14,0	20,0
	hs = 2,40	3,60	5,60	10,00	13,20
	ht = 1,20	2,10	3,40	6,00	8,40

Obr. 26.: Ozubený řemen HTD 8M-20 [24]

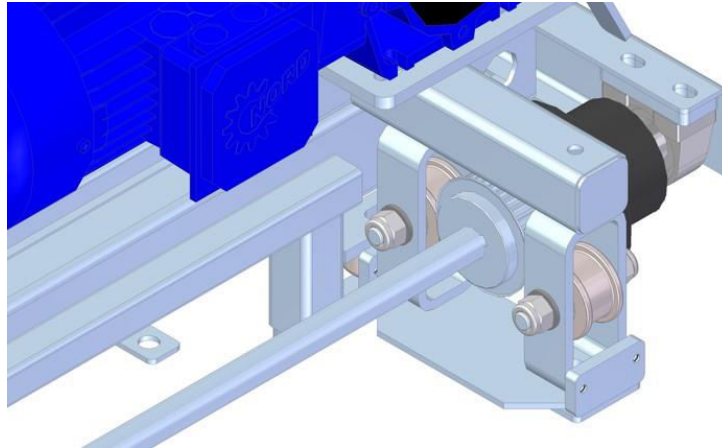


Figur 6F

Typ 8M - Pro řemeny HTD 8M (resp. RPP 8) - rozteč 8,0mm / For belts HTD 8M (RPP 8) - Pitch 8,0mm													
Zubů Teeth	Šif.ř. Width	Označení / Obj.č. Part.No.	Typ Fig.	* Mat.	Dp [mm]	De [mm]	Df [mm]	Dm [mm]	Di [mm]	F [mm]	L [mm]	d [mm]	m [kg]
34	20	34-08M-20	6F	ST	86,58	85,22	91,00	70,00	-	28,0	38,0	15,0	1,40
	30	34-08M-30	6F	ST	86,58	85,22	91,00	70,00	-	38,0	48,0	15,0	1,80
	50	34-08M-50	6F	ST	86,58	85,22	91,00	70,00	-	60,0	70,0	15,0	2,69
	85	34-08M-85	6F	ST	86,58	85,22	91,00	70,00	-	95,0	105,0	15,0	4,00

Obr. 27.: Ozubená řemenice HTD 34-8M-30 [25]

Ozubená řemenice (Obr. 27) byla zvolena HTD 34-8M-30, která je o 10 mm širší, než je šířka řemene. Tento krok byl proveden z důvodu pracovní délky pojezdu, při které by bylo obtížné zajistit dokonale přímé uložení řemene.



Obr. 28.: Konstrukční řešení řemenového převodu [Autor]

10.2. Potřebný výkon motoru

Potřebný výkon motoru P [W] je vyjádřen pomocí vztahu (87.). Uvažované jízdní odpory jsou od valení F_v [N] a od zrychlení F_a [N]. Symboly η_p [-] a η_{ξ} [-] představují účinnosti převodovky a řemenového převodu. Dále hodnota r [m] zastupuje poloměr kola pojezdu a ξ [m] rameno valivého odporu. Odpory v ložiskách jsou zanedbány. [11]

$$P = \left(\frac{F_v + F_a}{\eta_p \cdot \eta_{\xi}} \right) \cdot v = \left(\frac{(m \cdot g \cdot \frac{\xi}{r} + (m \cdot a))}{\eta_p \cdot \eta_{\xi}} \right) \cdot v \quad (87.)$$

$$P = \left(\frac{(285 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0077}{0,045} + (285 \cdot 1))}{0,96 \cdot 0,96} \right) \cdot 0,85 = 704 \text{ W}$$

10.3. Potřebný hnací moment

Hnací moment M_H [Nm] je vypočten z rovnice (88.), kde je vyjádřen z rovnosti hnací síly F_H [N] a součtu odporových sil F_O [N]. Hodnota D_p [m] vyjadřuje roztečný průměr ozubené řemenice.

$$F_H = F_O \quad (88.)$$

$$\frac{M_H}{\frac{D_p}{2}} = F_v + F_a$$

$$M_H = \left(m \cdot g \cdot \frac{\xi}{r} + (m \cdot a) \right) \cdot \frac{D_p}{2}$$

$$M_H = \left(285 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0077}{0,045} + (285 \cdot 1) \right) \cdot 0,043 = 32,8 \text{ Nm}$$

10.4. Potřebné otáčky na výstupu převodovky

Potřebné otáčky $n [min^{-1}]$ na výstupu převodovky vycházejí z definované rychlosti pojezdu a z velikosti zvolené řemenice. Niže jsou vyjádřeny pomocí rovnice (89.), kde hodnota $\omega [rad/s]$ reprezentuje úhlovou rychlost.

$$v = \omega \cdot \frac{D_p}{2} = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{D_p}{2} \quad (89.)$$

$$n = \frac{60 \cdot v}{2\pi \cdot \frac{D_p}{2}} = \frac{60 \cdot 0,85}{2\pi \cdot 0,043} = 188,8 \text{ min}^{-1}$$

10.5. Volba pohonu

Pro tuto aplikaci je kladena velká náročnost z hlediska počtu spínání pohonu. Při plném výkonu stroje může pohon hodinově provést až 1300 sepnutí. Z obdobných důvodů jako u předcházejících pohonů je zde zvolen třífázový asynchronní elektromotor s kuželočelní převodovkou od firmy Nord.

U pojezdu je nutné provádět odměřování polohy, takže pro snímání otáček je opět součástí pohonu enkodér. Základní specifikace pohonu je shrnuta v tabulce (Tabulka 8). Pro plynulost rozjezdů a zastavení je i zde nutností frekvenční měnič.

Tabulka 8.: Specifikace pohonu osy X [31]

Specifikace pohonu osy X	
Označení pohonu	SK92372.1A-90SP/4 TF IG12
Otáčky motoru	$n_M = 1430 \text{ min}^{-1}$
Převodový poměr	$i = 7,01$
Výstupní otáčky	$n = 204 \text{ min}^{-1}$
Provozní faktor	3,9
Výstupní moment	$M_k = 51,5 \text{ Nm}$
Výkon	$P = 1,1 \text{ kW}$
Napájení	230/400V
Frekvence	50 Hz
Typ převodovky	Kuželočelní
Účinnost převodovky	0,96
Enkodér	Ano
Elektromagnetická brzda	Ne

10.6. Návrh pera pro ozubenou řemenici

Pero pro přenos momentu z hnacího hřídele na ozubenou řemenice je vypočteno analogicky dle kapitoly 7.6. Na základě výpočtu volím pero 8e7x7x30 ČNS 02 2562.

10.7. Kontrola hnacího hřídele

Kontrola průměru hnacího hřídele je provedena analogicky podle kapitoly 7.5. Výsledkem výpočtu je minimální dovolený průměr hřídele $D_{min} = 19,6 \text{ mm}$. Skutečný průměr hřídele činí 25 mm, a tedy vyhovuje požadavkům.

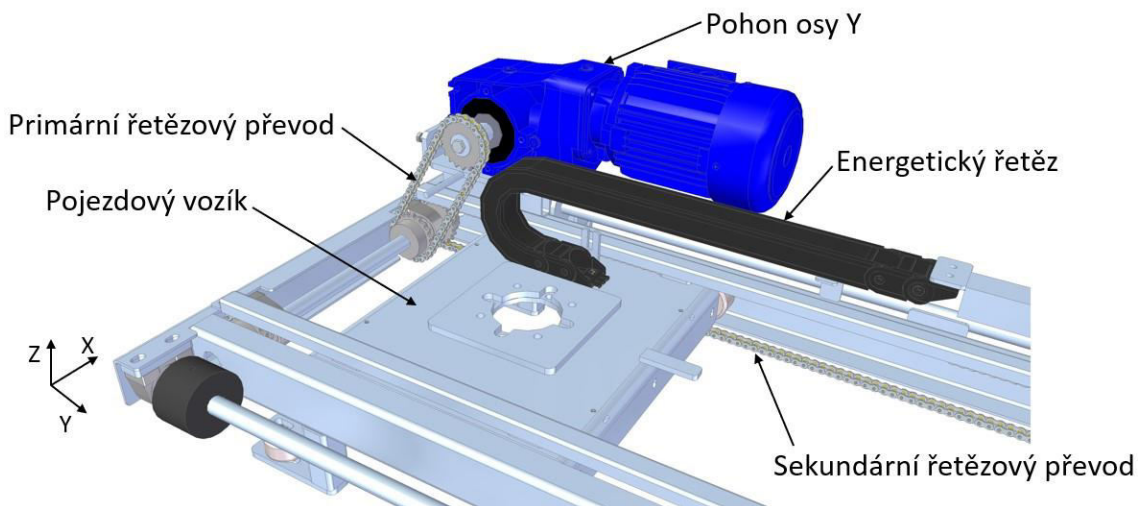
11. Návrh pojezdu stohovací hlavy v ose Y

Pojezd osy Y (Obr. 29) je integrován v hlavním rámu celého pojezdového systému, kde jezdí v ohraněných U profilech. Pohyb hlavy v ose Y probíhá při práci stroje současně s pohybem v ose X.

Požadované parametry pro pojezd jsou shrnuty v tabulce (Tabulka 9). Hodnoty známých součinitelů byly zjištěny z [8] a [9]. Při jednotlivých výpočtech je čerpáno z literatury [18].

Tabulka 9.: Parametry pojezdu Y [Autor]

Parametry pojezdu Y	
Hmotnost pojezdu	$m = 132 \text{ kg}$
Potřebná rychlost	$0,4 \text{ m/s}$
Dráha pojezdu	$s = 770 \text{ mm}$



Obr. 29.: Pojezd osy Y [Autor]

11.1. Potřebný výkon motoru

Potřebný výkon motoru P [W] je vyjádřen dle rovnice (90.). Jízdní odpory jsou uvažovány stejné jako pro osu X, tedy od valení F_v [N] a od zrychlení F_a [N]. Symboly η_p [-] a $\eta_{\dot{r}}$ [-] představují účinnosti převodovky a řetězového převodu. Dále hodnota r [m] reprezentuje poloměr kola vozíku a ξ [m] rameno valivého odporu. [11]

$$P = \left(\frac{F_v + F_a}{\eta_p \cdot \eta_{\dot{r}}} \right) \cdot v = \left(\frac{(m \cdot g \cdot \frac{\xi}{r} + (m \cdot a))}{\eta_p \cdot \eta_{\dot{r}}} \right) \cdot v \quad (90.)$$

$$P = \left(\frac{(132 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,002}{0,035} + (132 \cdot 1))}{0,96 \cdot 0,96} \right) \cdot 0,4 = 89,4 \text{ W}$$

11.2. Potřebný hnací moment

Potřebný hnací moment M_H [Nm] je vyjádřen podle vztahu (91.), kde je provedena analogie ke kapitole 10.3. Symbol D_p [m] zde vyjadřuje hodnotu průměru roztečné kružnice řetězového kola.

$$F_H = F_O \quad (91.)$$

$$\frac{M_H}{\frac{D_p}{2}} = F_v + F_a$$

$$M_H = \left(m \cdot g \cdot \frac{\xi}{r} + (m \cdot a) \right) \cdot \frac{D_p}{2}$$

$$M_H = \left(132 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,002}{0,035} + (132 \cdot 1) \right) \cdot 0,0406 = 8,4 \text{ Nm}$$

11.3. Potřebné otáčky na výstupu z převodovky

Potřebné otáčky n [min^{-1}] na výstupu z převodovky jsou vypočteny z rovnice (92.), kde ω [$\text{rad} \cdot \text{min}^{-1}$] představuje úhlovou rychlost.

$$v = \omega \cdot \frac{D_p}{2} = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{D_p}{2} \quad (92.)$$

$$n = \frac{60 \cdot v}{2\pi \cdot r} = \frac{60 \cdot 0,4}{2\pi \cdot 0,0406} = 94 \text{ min}^{-1}$$

11.4. Volba pohonu

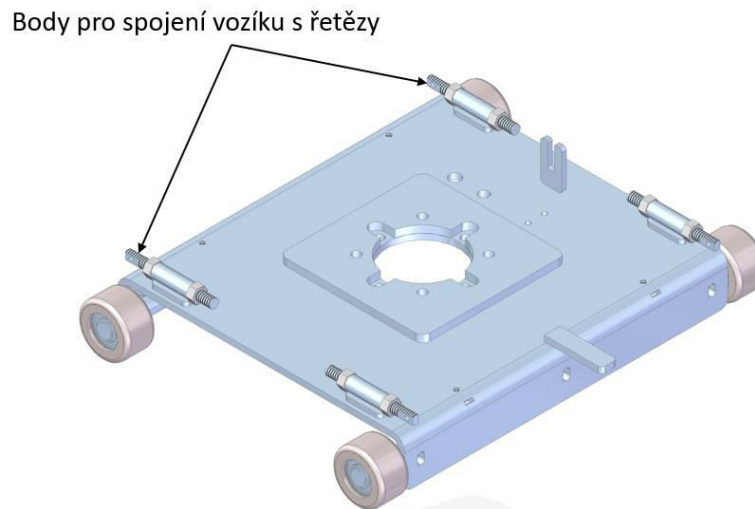
Provozní režim pohonu osy Y je totožný s pohonem osy X. Při plném výkonu stroje může být hodinový počet spínání pohonu až 1300. I zde je použit třífázový asynchronní elektromotor s kuželočelní převodovkou od firmy Nord. K odměřování polohy je součástí pohonu enkodér. Dále je potřeba použít frekvenční měnič. Specifikace zvoleného pohonu je shrnuta v tabulce (Tabulka 10).

Tabulka 10.: Specifikace pohonu osy Y [31]

Specifikace pohonu osy Y	
Označení pohonu	SK 92372.1AF – 80SP/4 TF
Otáčky motoru	$n_M = 1420 \text{ min}^{-1}$
Převodový poměr	$i = 15,84$
Výstupní otáčky	$n = 90 \text{ min}^{-1}$
Provozní faktor	3,1
Výstupní moment	$M_k = 58,6 \text{ Nm}$
Výkon	$P = 0,55 \text{ kW}$
Napájení	230/400V
Frekvence	50 Hz
Typ převodovky	Kuželočelní
Účinnost převodovky	0,96
Enkodér	Ano

11.5. Řetězový převod

Pojezd je řešen přes řetězové převody. Primární převod je z hnacího hřídele převodovky na hnaný hřídel. Na hnaném hřídeli jsou umístěna další dvě řetězová kola, která jsou součástí sekundárního řetězového převodu. Na řetězy sekundárního převodu je napojen samotný vozík (Obr. 30), který je jimi polohován. Na vozík jsou řetězy napojeny prostřednictvím spojek řetězu.



Obr. 30.: Pojezdový vozík [Autor]

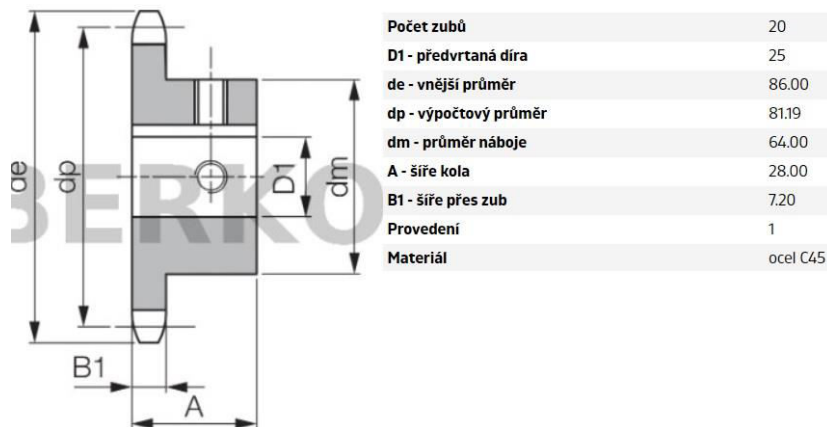
Řetězové převody byly navrženy analogicky podle kapitoly 7.4. Veškeré údaje o navrženém primárním řetězovém převodu jsou shrnuty v tabulce (Tabulka 11), o sekundárním převodu pak v tabulce níže (Tabulka 12). Řetězová kola byla zvolena typu BAE 1/2''x5/16'' od dodavatele Haberkorn. Jejich parametry jsou zobrazeny na obrázku (Obr. 31).

Tabulka 11.: Primární řetězový převod [Autor]

Primární řetězový převod	
z_1	20
z_2	20
i	1
Typ řetězu	08 B-1 DIN 8170
Délka řetězu	56 článků
Spojka řetězu	DIN 7168

Tabulka 12.: Sekundární řetězový převod [Autor]

Sekundární řetězový převod	
z_1	20
z_2	20
i	1
Typ řetězu	08 B-1 DIN 8170
Délka řetězu	201 článků
Spojka řetězu	DIN 7168



Obr. 31.: Zvolené řetězové kolo [26]

11.6. Návrh per pro řetězová kola

Pera pro přenos kroutícího momentu na jednotlivá řetězová kola byla navržena podle kapitoly 7.6. Na základě tohoto návrhu volím pero 8e7x7x20 ČNS 02 2562.

11.7. Kontrola hnacího hřídele

Kontrola hnacího hřídele je provedena podle kapitoly 7.5. Minimální přípustný průměr hřídele je $D_{min} = 20,43 \text{ mm}$. Použitý průměr hřídele je 25 mm a je vyhovující.

11.8. Kontrola ložisek vozíku

Maximální možná hmotnost celého vozíku včetně zatížení od hlavice s pohonem je 132 kg. Každé kolo vozíku je uloženo na dvou ložiskách SKF W 6004-2Z. Vzhledem k rovnoměrnému rozložení hmotnosti do ložisek vozíku lze uvažovat zatížení jednoho ložiska jako jednu osminu celkové hmotnosti. Hodnoty potřebné pro výpočet trvanlivosti ložiska byly zjištěny v katalogu výrobce [20].

Trvanlivost ložiska je vypočte podle vztahu (93.).

$$L_h = \left(\frac{C}{\frac{m \cdot g}{8}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{8060}{\frac{132 \cdot 9,81}{8}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 109,1} = 18\,861\,241 \text{ h} \quad (93.)$$

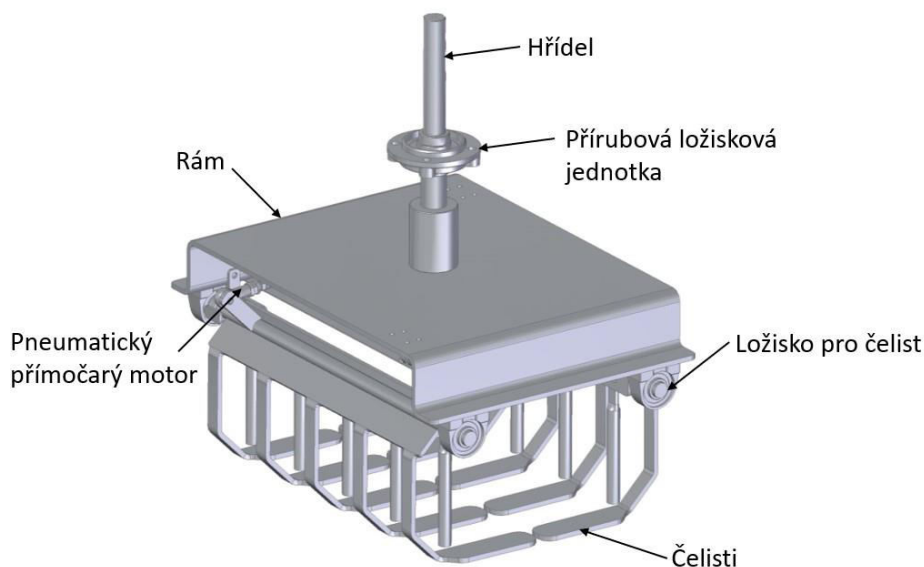
Použitá ložiska vyhovují.

12. Hlavice

Hlavice má za úkol zboží převzít od vertikálního zdvihu, následně ho při pohybu jednotlivých os přidržet, a nakonec odevzdat na příslušnou pozici na paletě. Hlavice koná vždy pohyb pouze o 180° a konstrukčně je zabudována do pojezdu osy Y.

Hlavní komponenty hlavice jsou popsány na obrázku (Obr. 32). Čelisti hlavice jsou zhotoveny z ohraněných plechů tloušťky 8 mm a jsou konstruovány s ohledem na zboží, se kterým mají manipulovat. Otvírání a zavírání čelistí obstarávají dva pneumatické přímočaré motory. Na pojezd osy Y je hlavice připevněna prostřednictvím přírubové ložiskové jednotky s ložiskem, které umožňuje přenášet axiální zatížení.

Při návrhových a kontrolních výpočtech bylo čerpáno z literatury [10].



Obr. 32.: Hlavice [Autor]

12.1. Potřebný výkon

Potřebný výkon P [W] pro otáčení hlavicí je dán vztahem (94.), kde I [$kg \cdot m^2$] je moment setrvačnosti, $\ddot{\varphi}$ [$rad \cdot s^{-2}$] představuje úhlové zrychlení, η_p [–] účinnost převodovky a ω [$rad \cdot s^{-1}$] úhlovou rychlost. Odporů v ložiskách jsou zanedbány. Hodnota momentu setrvačnosti byla zjištěna pomocí programu Solid Edge. Ostatní hodnoty byly zvoleny.

$$P = \frac{I \cdot \ddot{\varphi}}{\eta_p} \cdot \omega = \frac{I \cdot \ddot{\varphi}}{\eta_p} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (94.)$$

$$P = \frac{6,8 \cdot 6}{0,96} \cdot \frac{\pi \cdot 20}{30} = 89 \text{ W}$$

12.2. Volba pohonu

Pohon hlavice bude spínat pro každou jednotku zboží dvakrát. I zde může při plném výkonu stroje dojít až k 1300 sepnutí za hodinu. Proto je pro hlavici zvolen třífázový asynchronní elektromotor s kuželočelní převodovkou od firmy Nord. Pro upevnění převodovky k vozíku je převodovka zvolena v přírubovém provedení.

Zvolený pohon je vybaven enkodérem pro odměřování polohy a bude napájen z frekvenčního měniče. Podrobné údaje o zvoleném pohonu jsou shrnuty v tabulce (Tabulka 13).

Tabulka 13.: Specifikace pohonu hlavice [31]

Specifikace pohonu hlavice	
Označení pohonu	SK9012.1AF-80SP/4 TF
Otáčky motoru	$n_M = 1420 \text{ min}^{-1}$
Převodový poměr	$i = 76,53$
Výstupní otáčky	$n = 19 \text{ min}^{-1}$
Provozní faktor	1,4
Výstupní moment	$M_k = 283 \text{ Nm}$
Výkon	$P = 0,55 \text{ kW}$
Napájení	230/400V
Frekvence	50 Hz
Typ převodovky	Kuželočelní
Účinnost převodovky	0,96
Enkodér	Ano
Elektromagnetická brzda	Ne

12.3. Kontrola ložisek

Pro upevnění hlavice k pojezdovému vozíku osy Y je použita ložisková přírubová jednotka UKFC 209 K/H od SKF [29]. Trvanlivost ložiska je zkontrolována dle vztahu (95.), kde C [N] je základní dynamická únosnost ložiska. P_E [N] reprezentuje ekvivalentní dynamické zatížení, jehož hodnota byla zjištěna pomocí výpočetního programu od SKF [27]. Uvažována byla axiální síla od hmotnosti hlavice. V radiálním směru byla uvažována síla nulová.

$$L_h = \left(\frac{C}{P_E}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{33200}{1790}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 19} = 5\,596\,935 \text{ h} \quad (95.)$$

Ložisko vyhovuje.

Dalšími použitými ložisky na hlavici jsou ty pro uložení čelistí. Pro tuto aplikaci byla použita ložiska UCPG 205 [28]. Jejich kontrola byla provedena analogicky k rovnici (95.). Výsledná trvanlivost je 2 607 312 085 h.

12.4. Kontrola hřídele

Kontrola hnacího hřídele je provedena podle kapitoly 7.5. Minimální přípustný průměr hřídele je $D_{min} = 34,5 \text{ mm}$. Použitý průměr hřídele je 40 mm a je vyhovující.

12.5. Návrh pera

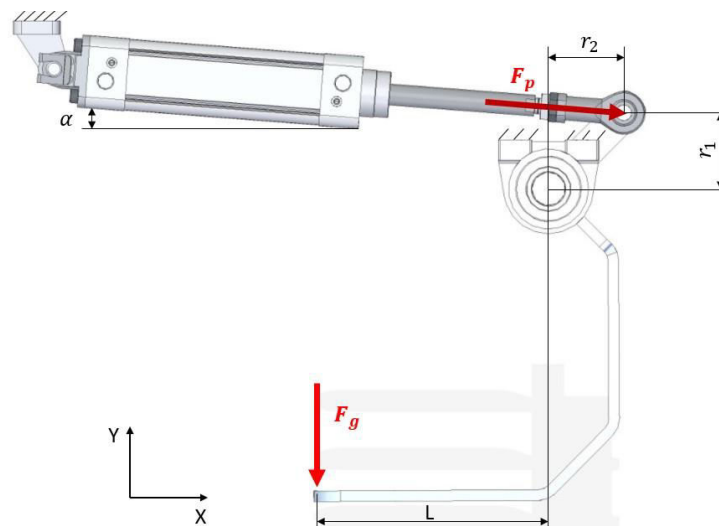
Pero pro přenos kroutícího momentu bylo navrženo podle kapitoly 7.6. Na základě tohoto návrhu volím pero 12e7x8x55 ČNS 02 2562.

12.6. Pneumatický přímočarý motor

Podle výpočtového modelu (Obr. 33) byla dle rovnice (96.) vyjádřena potřebná síla F_p [N] vyvozená pneumatickým motorem. Označením r_1, r_2, L [m] jsou popsány délky příslušných ramen. Síla od zatížení je vyjádřena jako F_G [N].

$$F_G \cdot L - F_p \cdot \cos(\alpha) \cdot r_1 - F_p \cdot \sin(\alpha) \cdot r_2 = 0 \quad (96.)$$

$$F_p = \frac{F_G \cdot L}{\cos(\alpha) \cdot r_1 + \sin(\alpha) \cdot r_2} = \frac{123 \cdot 0,175}{\cos(4^\circ) \cdot 0,057 + \sin(4^\circ) \cdot 0,057} = 354 \text{ N}$$



Obr. 33.: Výpočtový model [Autor]

Potřebná délka zdvihu pneumatického motoru pro splnění kinematických požadavků hlavice je 100 mm. Pro tuto aplikaci byl zvolen přímočarý pneumatický motor FESTO DNC-40-100-PPV-A. Podrobnější specifikace motoru je shrnuta v tabulce (Tabulka 14).

Tabulka 14.: Specifikace pneumatického motoru [30]

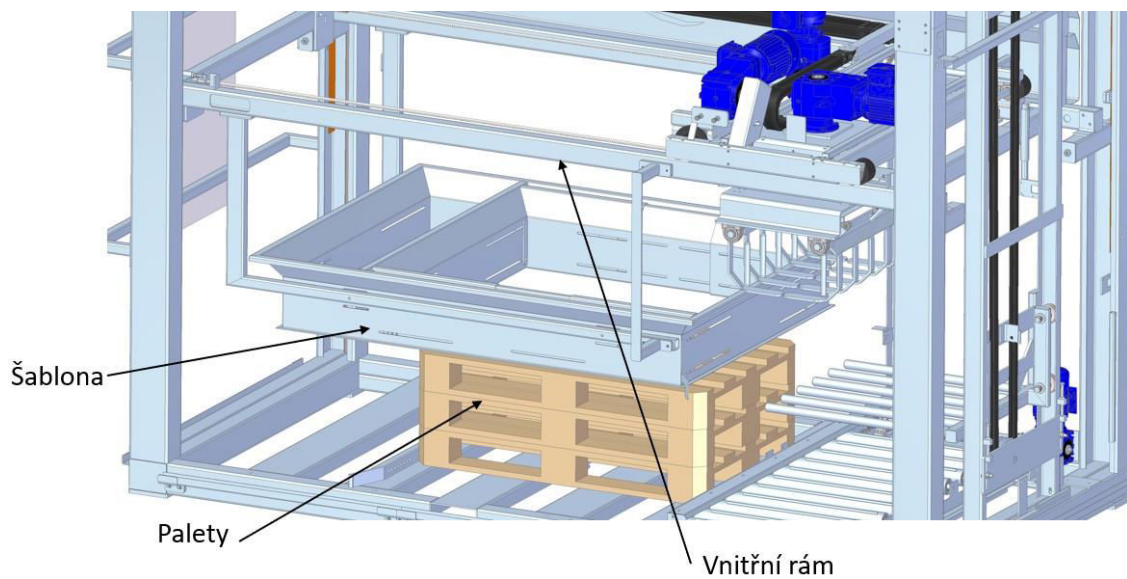
FESTO DNC-40-100-PPV-A	
Zdvih	100 mm
Průměr pístu	40 mm
Závit na pístnici	M12x1,25
Odpovídá normě	ISO 15552
Provozní tlak	0,6 až 12 bar
Princip činnosti	Dvojčinný
Provozní medium	Stlačený vzduch
Síla při 6 bar – zdvih	754 N
Síla při 6 bar – zpětný zdvih	633 N

13. Šablona

Další komponentou paletizačního stroje je nastavitelná šablona, která má za úkol tvořit hranice kolem palety. Konkrétně hranice kolem vrstvy, do které je zboží skládáno. Šablona je nastavitelná pro rozměry palet 1200 mm x 1000 mm a 1200 mm x 800 mm.

Základní obrys šablony je tvořen jako svařenec z ohraněných plechů o tloušťce 3 mm. Uvnitř toho svařence jsou šroubovány jednotlivé plechy, kterým je díky drážkám umožněna změna polohy.

Šablona (Obr. 34) je pevně spojena s vnitřním rámem stroje pomocí šroubových spojů.



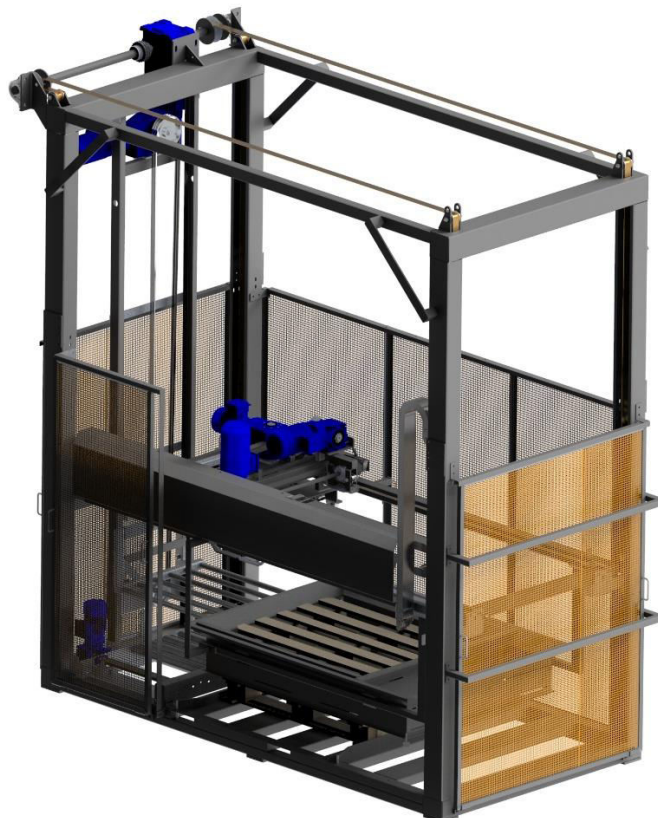
Obr. 34.: Šablona [Autor]

14. Závěr

V bakalářské práci byl navržen paletizátor pro manipulaci balenou zeleninou (Obr. 35). Paletizační stroj lze rozdělit na 7 hlavních částí – hlavní rám, válečkovou dráhu, vertikální zdvih, zdvih vnitřního rámu stroje v ose Z, pojezd v ose X, pojezd v ose Y a stohovací hlavici.

V první fázi byla provedena rešerše paletizačních strojů a popis linky, do které má být stroj určen. Dále byly vytvořeny tři koncepční návrhy, které byly následně posouzeny. Na základě těchto posudků byla vybrána varianta číslo 2. a pro tuto variantu byl proveden návrh obsahující důležité návrhové a kontrolní výpočty. Následně byl zkonstruován 3D model celého mechanismu. V závěru práce byl vytvořen výkres sestavy stroje, výrobní výkres bočnice válečkové dráhy a výrobní výkres hnacího hřídele vertikálního zdvihu. Celé zařízení bylo navrhováno s ohledem na technologické možnosti firmy.

V další fázi by bylo potřeba navrhnout koncové dorazy, potřebné snímače a s tím spojené elektrické rozvody. Vzhledem k použití pneumatických motorů je nutné vyřešit i rozvody vzduchu. Tyto zmíněné věci, ale nebyly cílem práce a ta se jimi ani nezabývá. Všechny stanovené požadavky a cíle práce se tedy podařilo naplnit.



Obr. 35.: Navržený paletizační stroj [Autor]

Seznam zkratek a symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
z	ks	Počet válečků
k	ks	Počet válečků pod pytlím
j	mm	Rozteč
D	mm	Průměr válečku
s	mm	Dráha
B	mm	Šířka válečku
u	ks	Počet dopravovaných předmětů
m	kg	Hmotnost
v	m/s	Rychlost
t	s	Čas
n	min^{-1}	Otáčky
n_M	min^{-1}	Otáčky motoru
ω	rad/s	Úhlová rychlost
R	m	Vnější poloměr válečku
q	kg	Hmotnost na jeden váleček
O	N	Odporová síla
α, β	$^\circ$	Úhel
g	$m \cdot s^{-2}$	Tíhové zrychlení
a	$m \cdot s^{-2}$	Obecné zrychlení
ξ	m	Rameno valivého odporu
$f_{\check{c}}$	-	Součinitel čepového tření
$r_{\check{c}}$	m	Poloměr čepu
m_v	kg	Rotující hmotnost válečku
f	-	Součinitel smykového tření
F_s	N	Síla přenášená smykovým třením
P	W	Výkon
t_s	s	Doba rozběhu pohonu
M_t	$N \cdot m$	Třecí moment
i	-	Převodový poměr
$\eta_{\check{r}}$	-	Účinnost řetězového a řemenového převodu
η_p	-	Účinnost převodovky
M_{zs}	$N \cdot m$	Moment od zrychlujících sil
J	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti válečku
R_s	m	Poloměr středu pláště válečku
ε	$rad \cdot s^{-2}$	Úhlové zrychlení válečku
M_{rh}	$N \cdot m$	Moment od zrychlujících sil rotujících hmot



M_{so}	$N \cdot m$	Moment od stálých odporů
M_{rm}	$N \cdot m$	Rozběhový moment
$\frac{M_z}{M_n}$	-	Poměrný rozběhový moment
M_{red}	$N \cdot m$	Rozjezdový redukovaný moment
F_O	N	Obvodová síla
$v_{\dot{r}}$	m/s	Rychlost řetězu
F_C	N	Odstředivá síla
$m_{\dot{r}}$	kg/m	Hmotnost řetězu
F_t	N	Výsledná síla v řetězu
k_s	-	Statická bezpečnost
F_{pt}	N	Pevnost řetězu v tahu
k_D	-	Dynamický bezpečnost
γ	-	Součinitel rázu
S	mm^2	Plocha kloubu řetězu
p_v	N/mm^2	Tlak v kloubu řetězu
p_v	N/mm^2	Směrný tlak v kloubu řetězu
X	-	Délka řetězu
A	mm	Osová vzdálenost
$z_{1,2}$	-	Počet zubů řetězového kola
X'	-	Počet článků řetězu
D_{min}	mm	Minimální průměr hřídele
τ_D	N/mm^2	Dovolené smykové napětí
M_k	$N \cdot m$	Kroutící moment
p_D	N/mm^2	Dovolený tlak
p	N/mm^2	Kontaktní tlak
d_H	mm	Průměr hřídele
h	mm	Výška pera
b	mm	Šířka pera
l_a	mm	Kontrolní délka pera
$l_{\check{c}SN}$	mm	Normalizovaná délka pera
τ	N/mm^2	Smykové napětí
L_h	<i>hod</i>	Trvanlivost ložiska
C	N	Základní dynamická únosnost
D_p	mm	Průměr roztečné kružnice
F	N	Síla
F_g	N	Síla od gravitačního zrychlení
F_a	N	Síla od zrychlení



v_s	m/s	Obvodová rychlost
F_N	N	Napínací síla
F_O	N	Předpětí v řemenech
F_C	N	Celková napínací síla
f'	-	Součinitel tření
M_H	$N \cdot m$	Hnací moment
M_{Ks}	$N \cdot m$	Maximální kroutící moment spojky
M_{Kj}	$N \cdot m$	Jmenovitý kroutící moment spojky
k	-	Součinitel bezpečnosti
M_{Kv}	$N \cdot m$	Návrhový moment spojky
$R_{A,B}$	N	Silové reakce
$Z_{1,2}$	N	Zatížení popruhů
$F_{t1,2}$	N	Zatížení hřídele
W_o	mm^3	Modul průřezu v ohybu
W_k	mm^3	Modul průřezu v krutu
$M_{o_{max}}$	N/mm^2	Maximální ohybový moment
σ_o	N/mm^2	Ohybové napětí
τ_k	N/mm^2	Smykové napětí
σ_{red}	N/mm^2	Redukované napětí
F_T	N	Napnutí ozubeného řemene
F_u	N	Přenášená obvodová síla
c_o	-	Provozní koeficient
F_{zul}	N	Přípustné zatížení taženého vlákna
F_V	N	Odpor valení
$\ddot{\varphi}$	$rad \cdot s^{-2}$	Úhlové zrychlení
I	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti
P_E	N	Ekvivalentní dynamické zatížení
F_P	N	Potřebná síla pneumatického motoru
F_G	N	Zatížení
$r_{1,2}$	m	Délka ramena

Seznam použité literatury

- [1] POSLANECKÁ SNĚMOVNA PARLAMENTU ČESKÉ REPUBLIKY. *Předpis 361/2007 Sb.* [online]. 2008 [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://www.psp.cz/sqw/sbirka.sqw?cz=361&r=2007>
- [2] STROJE NA BALENÍ.CZ. *Paletizační stroje pro automatické skládání produktu na palety* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://www.strojenabaleni.cz/balici-stroje/paletizacni-stroje/>
- [3] FACTORY AUTOMATION. *5 výhod automatické paletizace* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://factoryautomation.cz/5-vyhod-automaticke-paletizace/>
- [4] ALVEY.CZ. *Robotické paletizátory* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://www.alvey.cz/paletizacni-systemy/roboticke-paletizatory/>
- [5] M.A.S AUTOMATION, A.S., *Paletizátory & Paletizace* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://www.mas-as.cz/paletizatory---paletizace/>
- [6] Verbruggen Palletizing Solutions, 2016, *Palletizing | Automatic Palletizer machine VPM-5 by Verbruggen | Palletizing robot* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=VS2zCrJoEWO>
- [7] Htech cz s.r.o., [cit. 2021-03-28].
- [8] UNIPACK.CZ. *Ovinovací stroj MASTERPLAT PLUS* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://www.unipack.cz/ovinovací-stroj-masterplat-plus/>
- [9] MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení: Řešené příklady: Určeno pro posl. 4. roč. FS. 1.* vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1993, 109 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [10] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky.* Úvaly: Albra, 2017, 944 s. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [11] CONVERTER.CZ. *Valivý odpor* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [12] NORD-Poháněcí technika, s.r.o. *G1035 Universal Worm gear units* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: https://www.nord.com/media/documents/bw/g1035_ie1_ie2_ie3_en_3717.pdf



- [13] MYNÁŘ, B., POKORNÝ. *Dopravní a manipulační zařízení – Řešené příklady*. 1. vyd. Brno: VUT, 21 s.
- [14] BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů 2. svazek*. Vyd. 5. Praha: SNTL, 1990.
- [15] ČZ Řetězy s.r.o.. *Motocyklové, průmyslové, motokárové a automotive řetězy* [online]. Copyright © [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf
- [16] HABERKORN. *Řetězové kolo s nábojem* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/retezove-kolo-s-nabojem-1-2-x-1-8-retezove-kolo-s-nabojem-1-2-x-1-8-1-13.html>
- [17] HABERKORN. *Válečkový řetěz IWIS 1-řadý DIN 8187* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: https://www.haberkorn.cz/data/uploads/Download/Katalog/se-retezy_iwis/book//files/assets/common/downloads/P.pdf?uni=0b51e504411b4b228d8f6249b48f153a
- [18] KUGL, Otmar a kol. *Projekt-III. ročník*. Praha: ČVUT, 2005, 169 s.
- [19] BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů 1. svazek*. Vyd. 5. Praha: SNTL, 1989.
- [20] AB SKF Group 2019. *Valivá ložiska* [online katalogový list]. © 2020 [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486
- [21] Mitcalc. *Mechanical, Industrial and Technical Calculations* [cit. 2021-03-28]. Software dostupný z: <https://www.mitcalc.com/index.htm>
- [22] HABERKORN. *Řetězová spojka* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/retezova-spojka-retezova-spojka-1-5.html>
- [23] CONTINENTAL AG. *Ozubené řemeny v metráži* [online katalogový list]. © 2019 [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/pdf/contitech-conti-synchrodrive.pdf>
- [24] TYMA. *Ozubené řemeny polyuretanové v metráži* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/pdf/polyurethane-open-ended-timing-belts.pdf>



- [25] TYMA. *Ozubené řemeny polyuretanové v metráži* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/pdf/htd-8m-standard-timing-pulleys.pdf>
- [26] HABERKORN. *Řetězové kolo* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/retezove-kolo-system-bea-1-2-x-5-16-retezove-kolo-system-bea-1-2-x-5-16-1-105.html>
- [27] AB SKF. *SKF Bearing Select* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/support/engineering-tools/bearing-select>
- [28] NTN-SNR, Industry Solutions manufacturer. *UCPG.205 Bearing units* [online]. Copyright © NTN [cit. 04.04.2021]. Dostupné z: <https://eshop.ntn-snr.com/en/product/UCPG205-14-SNR/UCPG205-14>
- [29] AB SKF. *SKF ball bearing unists UC range* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub42/Images/0901d1968084ccaa-17987_1-EN---UC-range-digital-version-incl-insert-sheets_tcm_42-475728.pdf
- [30] FESTO AG & CO.KG. *DNC-40-100-PPV-A* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: https://www.festo.com/us/en/a/163341/?tab=TECHNICAL_DATA&jumpToAnchor=true
- [31] NORD-Poháněcí technika, s.r.o. *G1000* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: https://www.nord.com/media/documents/bw/g1000_50hz_ie3_cz_1.pdf
- [32] SOLICH, Radek. *Konstrukční návrh válečkové poháněné tratě*. Ostrava, 2015. Diplomová práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava. Fakulta strojní. Vedoucí práce: Jiří Fries

Seznam obrázků

Obr. 1.: Robotický paletizátor [5].....	2
Obr. 2.: Poloautomatický paletizátor [6]	3
Obr. 3.: Schéma linky [7]	5
Obr. 4.: Zásobník produktu [7].....	6
Obr. 5.: Automatická váha [7].....	7
Obr. 6.: Rašlový pytel [7].....	8
Obr. 7.: Balící stroj [7]	8
Obr. 8.: Ovíjecí stroj [8]	9
Obr. 9.: Koncepční návrh č.1 [Autor]	11
Obr. 10.: Koncepční návrh č.2 [Autor]	12
Obr. 11.: Koncepční návrh č.3 [Autor]	13
Obr. 12.: Horní svařenec rámu [Autor]	15
Obr. 13.: Spodní svařenec rámu [Autor].....	15
Obr. 14.: Parametry řetězového kola [16]	22
Obr. 15.: Diagram volby řetězu dle ČSN 01 4809 [10]	23
Obr. 16.: Specifikace řetězu 08 B-1 DIN 8170 [17]	23
Obr. 17.: Navržená válečková dráha [Autor]	27
Obr. 18.: Řez válečkem [Autor]	27
Obr. 19.: Vertikální zdvih [Autor].....	28
Obr. 20.: Schéma zdvihu se silovým rozbořem řemenového převodu [Autor].....	32
Obr. 21.: Popis zdvihu [Autor].....	34
Obr. 22.: Řetězová spojka [22].....	36
Obr. 23.: Zatížení popruhů [Autor]	37
Obr. 24.: Výpočtový model hřídele [Autor]	38
Obr. 25.: Pojezd v ose X [Autor].....	40
Obr. 26.: Ozubený řemen HTD 8M-20 [24].....	41
Obr. 27.: Ozubená řemenice HTD 34-8M-30 [25].....	41
Obr. 28.: Konstrukční řešení řemenového převodu [Autor].....	42
Obr. 29.: Pojezd osy Y [Autor].....	44
Obr. 30.: Pojezdový vozík [Autor]	46
Obr. 31.: Zvolené řetězové kolo [26]	47
Obr. 32.: Hlavice [Autor]	48
Obr. 33.: Výpočtový model [Autor].....	50
Obr. 34.: Šablona [Autor].....	51
Obr. 35.: Navržený paletizační stroj [Autor]	52

Seznam tabulek

Tabulka 1.: Výkon balícího stroje [7].....	8
Tabulka 2.: Parametry válečkové dráhy [Autor]	16
Tabulka 3.: Specifikace pohonu válečkové dráhy [12].....	20
Tabulka 4.: Definované parametry zdvihu [Autor]	29
Tabulka 5.: Specifikace pohonu vertikálního zdvihu [31]	30
Tabulka 6.: Specifikace pohonu zdvihu [31]	35
Tabulka 7.: Parametry pojezdu X [Autor]	40
Tabulka 8.: Specifikace pohonu osy X [31].....	43
Tabulka 9.: Parametry pojezdu Y [Autor].....	44
Tabulka 10.: Specifikace pohonu osy Y [31].....	45
Tabulka 11.: Primární řetězový převod [Autor]	46
Tabulka 12.: Sekundární řetězový převod [Autor].....	46
Tabulka 13.: Specifikace pohonu hlavice [31].....	49
Tabulka 14.: Specifikace pneumatického motoru [30].....	50

Seznam příloh

- 1) PALETIZAČNÍ STROJ, výkres sestavy, číslo výkresu: CS.11-00-001
- 2) HRÍDEL, výrobní výkres, číslo výkresu: B65.OD07367.O
- 3) BOČNICE VD, výrobní výkres, číslo výkresu: B68.VD34661.O
- 4) 3D model paletizačního stroje