



**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**FAKULTA STROJNÍ**

---



**Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh komponent nízkoúrovňové tratě pro nakládání palet**

**The Design of Low-level Track Components for Pallets Loading**

Diplomová práce

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Josef Kamenický

**Bc. Adam Ehmig**

---

**Praha 2015**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „*Návrh komponent nízkoúrovňové tratě pro nakládání palet*“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Josefa Kamenického, s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce.

V Praze 19.6.2015

Adam Ehmič

Děkuji Ing. Josefu Kamenickému za cenné rady a konzultace při zpracování této práce. Rovněž děkuji rodině za poskytnutou podporu v celém průběhu studia.

## Anotační list

Jméno autora: **Adam EHMIG**

Název DP: *Návrh komponent nízkoúrovňové tratě pro nakládání palet*

Anglický název: *The Design of Low-level Track Components for Pallets Loading*

Rok: 2015

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí DP: *Ing. Josef Kamenický*

Bibliografické údaje:

počet stran	73
počet obrázků	52
počet tabulek	8
počet příloh	6

Klíčová slova: europaleta, dopravník, nízkoúrovňový, nízkozdvížený vozík

Keywords: europallet, conveyor, low-level, pallet truck

Anotace:

Práce shrnuje poznatky o manipulaci s paletami a druhy nízkozdvížených vozíků. Rovněž obsahuje možnosti návrhu paletových dopravníků a druhy realizace zdvihacích zařízení. To vše za účelem konstrukčního návrhu komponent nízkoúrovňové tratě pro nakládání palet nízkozdvíženým vozíkem.

Abstract:

The thesis collects knowledge about manipulation of pallets and type of pallet trucks. Also contains the ways of design of pallets conveyors and realisation of lifting units. That's all for construction design of low-level track components for pallets loading.

## Obsah

1. Úvod .....	8
2. Cíl práce .....	9
3. Teoretická východiska .....	10
3.1. Paletizace [1] .....	10
3.2. Euro paleta [1] .....	10
3.3. Nízkozdvižné vozíky .....	11
3.4. Paletové dopravníky .....	16
3.4.1. Válečkové dopravníky [2] .....	16
3.4.2. Řetězové dopravníky .....	17
4. Návrh koncepce řešení jednotlivých komponent .....	22
4.1. Válečkový dopravník [2] .....	22
4.1.1. Varianta s poháněnými válečky [2] .....	23
4.1.2. Nepoháněné válečky [2] .....	25
4.2. Řetězový dopravník [14] .....	26
4.3. Koncepční varianty zdvihu .....	29
4.3.1. Návrh převodového mechanismu se závitovou dvojicí [4] .....	29
4.3.2. Zdvih navíjením řetězu .....	35
5. Výběr konstrukčních variant .....	38
5.1. Volba pohonu válečkového dopravníku .....	38
5.2. Volba pohonu řetězového dopravníku .....	40
5.3. Volba pohonu zdvihu navíjením řetězu .....	41
6. Volba a kontrola řetězů [14] .....	43
6.1. Řetěz pro řetězový dopravník .....	43
6.2. Řetěz pro zdvih navíjením řetězu .....	45
7. Konstrukční provedení .....	47

7.1. Rám řetězového dopravníku .....	47
7.1.1. Pevnostní kontrola profilu .....	47
7.1.2. Pevnostní kontrola profilu MKP .....	50
7.1.3. Pevnostní kontrola svarů [5] .....	53
7.2. Řetězový dopravník .....	54
7.2.1. Návrh a kontrola pera [4] .....	56
7.2.2. Kontrola hřídele .....	57
7.2.3. Napínání řetězu .....	59
7.3. Zdvih dopravníku .....	60
7.4. Zařízení pro nakládání palet .....	63
8. Diskuse a závěr .....	66
9. Seznam použité literatury .....	67
10. Seznam obrázků .....	69
11. Seznam tabulek .....	70
12. Seznam příloh: .....	71
13. Seznam použitých zkratk a symbolů .....	71

# 1. Úvod

Doprava zboží na paletách je jedna z nejrozšířenějších možností sním manipulovat. Používá se jak při manipulaci s materiálem, tak s nejrůznějšími polotovary, až po konečné produkty. Ve velkosériových výrobnách, které se nacházejí v prostorných halách, se uplatňují rozličné dopravní tratě zboží na paletách. Přestože je snahou dosahovat co nejmenší zástavbové výšky těchto dopravníků, je problém naložené palety umístit na trať bez použití vysokozdvižného vozíku, zejména tam kde nejde nebo není možné ho použít. Řešení tohoto problému je tématem předkládané práce.

## 2. Cíl práce

Cílem této práce je návrh komponenty nízkoúrovňové tratě pro nakládání palet s bezporuchovým a bezpečným provozem s minimálními nároky na údržbu.

Zadání požaduje, aby zařízení bylo možné použít pro europalety s maximální nosností až 1500 kg. Zároveň se dalo použít pro nakládání i vykládání palet pouze nízkozdvižným vozíkem. Zařízení má být tvořeno samonosným rámem s možností zdvihu palety až do výšky 150 mm, kde bude zboží nebo materiál dopraveno na další nízkoúrovňové tratě a bude pokračovat na další stanoviště.

K pohonům zařízení mají být použity výhradně elektrické motory. Samo zřejmostí při návrhu je minimální pracnost při výrobě, použití NC technologií a minimální výrobní cena.



## 3. Teoretická východiska

Následující kapitoly se budou věnovat problematice související s manipulací palet a používaných paletových dopravníků. Účelem tohoto textu je přinést přehled o těchto technologiích a nalézt další upřesňující požadavky na vlastní konstrukční řešení.

### 3.1. Paletizace [1]

Paletizace je jedna z manipulačních metod, kdy přepravovaný materiál stále spočívá na paletě (podložce), se kterou se zároveň přesouvá. Proto je paleta přizpůsobena tak, aby pod ni mohly zajet vidlice zdvižného vozíku, stohovacího jeřábu nebo závěsné vidlice na háku jeřábu. V současnosti je to jedna z nejrozšířenějších manipulačních metod.

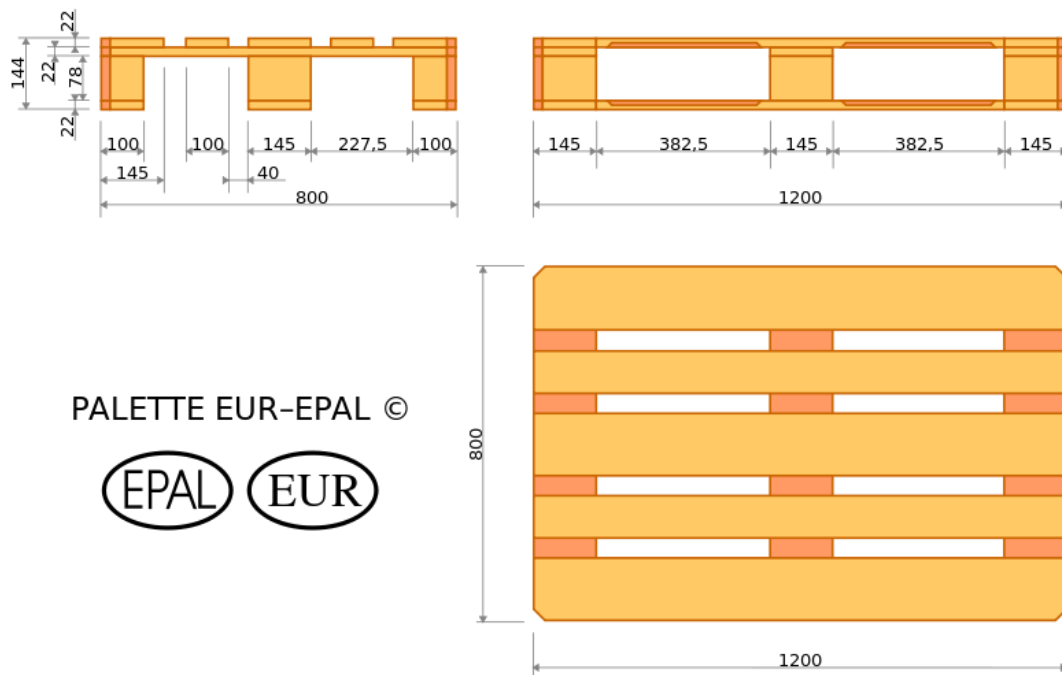
Základní princip paletizace, tj. manipulace se sdruženým materiálem a jeho podkládání je znám již dlouho a ve velkých společnostech se používal již v období 20. let 20. století. To však byly pouze náznaky nynější paletizace.

Paletizace může řešit hospodárně celý dopravní cyklus – od suroviny přes výrobu až k zákazníkovi. K rozšíření paletizace přispělo i to, že se používá normalizovaných velikostí palet.

### 3.2. Euro paleta [1]

Europaleta je v Evropě velmi rozšířená výměnná transportní paleta. Je to velmi detailně normovaná, dřevěná plochá paleta s plochou 0,96 m<sup>2</sup> a s mírami 1200×800×144 mm (délka × šířka × výška). Vlastní váha palety je mezi 20–24 kg podle vlhkosti dřeva. Je spojena 78 speciálními hřebíky. Europaleta je takzvaně čtyřstranná paleta. Může být uchopena ze všech čtyř stran automatickým manipulačním zařízením nebo zdvižným vozíkem a transportována. Kvůli uzavření na delších stranách je omezena manipulace s paletou u vozíků, které mají stabilizační kolečka uložena v půdorysu nabíracích vidlí - jedná se především o ručně vedené nízkozdvižné vozíky. S těmito vozíky lze paletu nabranou na široko na

zemi přemístit, ale nelze ji stohovat nebo naopak ze stohovaného sloupce ji nelze uložit přímo na zem. Europaleta odpovídá železničním předpisům Mezinárodní železniční unie (UIC) i předpisům European Pallet Association (EPAL).



Obr. 1: Rozměry europalety [7]

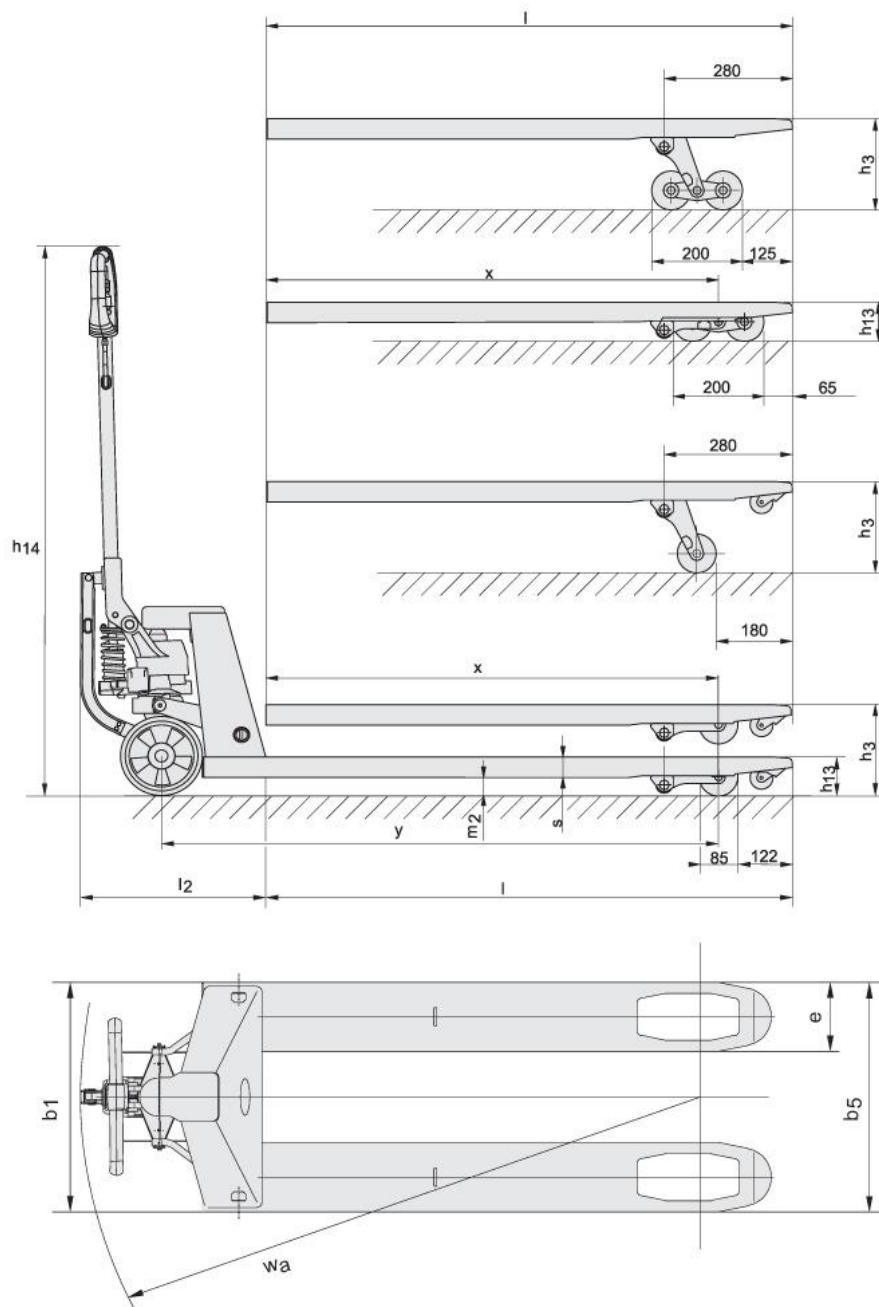
### 3.3. Nízkozdvižné vozíky

Ručních i motoricky poháněných vozíků se zdvihacími plošinami se používá při dopravě nejrůznějších výrobků během výroby i při přesunu do skladů, ukládání do regálů, nakládání do různých vozidel.

Při nakládání materiálu uloženého na paletách nebo jiných plošinách nízkozdvižný vozík podjede vidlicemi paletu, zvedne vidlice, a tím se zároveň nadzvedne paleta s nákladem, který se přepravuje. Je-li potřeba složit paletu, spustí se vidlice, paleta dosedne na podlahu a vozík s vidlicemi je možné vysunout.

Nízkozdvižné vozíky mohou mít pohon buď ruční, nebo motorický. Vozíky s ručním pohonem mají hydraulické zvedání vidlic. Tlakovou tekutinu (olej) dodává ruční čerpadlo. Pohybem oje shora dolů se uvádí do činnosti hydraulické zařízení, a tím se zvedá rám vozíku. Nožním pedálem nebo pákou se uvolňuje přepouštěcí

ventil, takže rám klesá. Nízkozdvižné motorové vozíky mají zdvižnou plošinu, je jíž zdvih se ovládá pomocí hydraulického válce. Tlakový olej dodává zubové čerpadlo. Jsou to převážně vozíky akumulátorové.



Obr. 2: Rozměry vozíků [8]

Dále budou uvedeni zástupci výrobců působících na našem trhu a hlavní rozměry jejich výrobků.

## ALTO Systems [9]

Silverline standardní ruční vozík

Nosnost	2500 kg
$h_{13}$	85 mm
$h_3$	200 mm
$b_5$	540 mm
$e$	160 mm
$l$	1150 mm



Obr. 3: Ruční vozík Silverline [9]

Elektrický vozík EGU PS20

Nosnost	2000 kg
$h_{13}$	85 mm
$h_3$	200 mm
$b_5$	550 mm
$e$	170 mm
$l$	1150 mm



Obr. 4: Vozík EGU PS20 [9]

## STILL [10]

Elektrický vozík ECU-SF

Nosnost	2000 kg
$h_{13}$	85 mm
$h_3$	220 mm
$b_5$	560 mm
$e$	162 mm
$l$	1150 mm

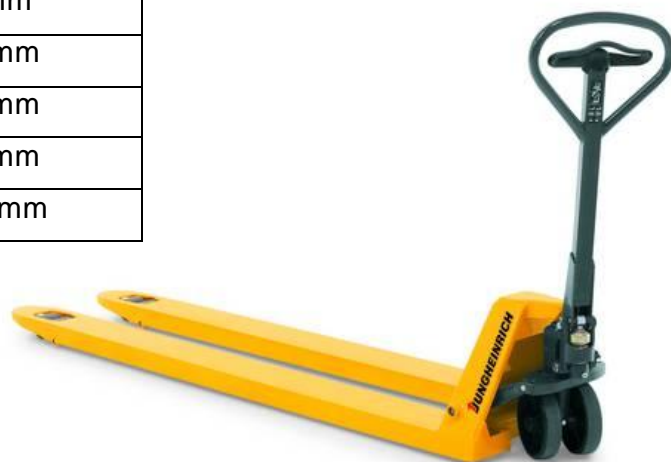


Obr. 5: Vozík ECU-SF [10]

## JUNGHEINRICH [11]

Ruční vozík AM30

Nosnost	3000 kg
$h_{13}$	85 mm
$h_3$	205 mm
$b_5$	550 mm
$e$	160 mm
$l$	1220 mm



Obr. 6: Vozík AM30 [11]

### Elektrický vozík EJE 116

Nosnost	1600 kg
$h_{13}$	85 mm
$h_3$	207 mm
$b_5$	540 mm
$e$	172 mm
$l$	1150 mm



Obr. 7 Vozík EJE 116 [11]

### FEBA [11]

#### Ruční vozík LHM230

Nosnost	2300 kg
$h_{13}$	85 mm
$h_3$	200 mm
$b_5$	520 mm
$e$	156 mm
$l$	1150 mm



Obr. 8: Vozík LHM230 [8]

Výrobci nízkozdvižných vozíků je velké množství, všichni však používají stejnou výšku složených vidlí, a to  $85\text{ mm}$  ( $h_{13}$ ). Rozdílný je zdvih, který je u všech výrobců minimálně  $200\text{ mm}$  ( $h_3$ ). Dále se různí rozteč a šířka vidlí, ovšem pouze v malém rozsahu, tyto rozměry budou muset být také respektovány u konstrukčního návrhu dopravníku. Nejnižší jsou vozíky s tzv. rychlozdvihem, u těch je výška složených vidlic pouze  $51\text{ mm}$ , jedná se ale o speciální případ a „rychlozdvihové“ vozíky nebudou v návrhu uvažovány.

### 3.4. Paletové dopravníky

Dopravníkové tratě jsou tvořeny několika jednotlivými dopravníky účelově spojenými za sebou a zajišťují tak přesun palety v předem daném směru. Hlavní výhodou dopravníkových tratí je stálý, nepřerušovaný pracovní cyklus, jednoduchá údržba a dlouhá životnost. Mezi nevýhody můžeme zařadit složitější montážní proces a prostorovou náročnost, proto se v současné době všichni výrobci snaží co nejvíce své dopravníky snížit. Jako dopravní tratě pro palety se používají hnané válečkové nebo řetězové dopravníky. Na trhu působí velká řada výrobců, jejich výrobky se od sebe nijak výrazně neliší. Dopravníky mají různou šířku podle druhu přepravovaných palet a nastavitelnou výšku. Všechny druhy dopravníků mají nastavitelnou rychlost přepravy palet v rozmezí  $0,1$  až  $0,3\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

#### 3.4.1. Válečkové dopravníky [2]

Paleta se po válečkovém dopravníku pohybuje zejména na otočných ocelových válečkách, které jsou rozmístěny po celé délce konstrukce dopravníku. Základním konstrukčním prvkem je řada otočných válečků, které jsou připevněny na rámu dopravníku. Tento rám rovněž obsahuje speciální středící lišty, které zabraňují nežádoucímu pohybu palety do stran. Pro zajištění stability pohybu palety po trati a rovnoměrného zatížení válečků musí být pod paletou po celou dobu manipulace minimálně 3 válečky. Častěji se však pro zmenšení měrného tlaku mezi paletou a válečky konstruují dopravníky tak, aby pod paletou byl větší počet válečků. Základní parametry válečkových tratí vymezuje norma ČSN 26 4501.

Doprava palety po tomto typu dopravníku je zajištěna vlastním pohonem válečků. Pohon těchto válečků může být řešen pomocí řemene, pásu, řetězu nebo elektricky. Aby byl zajištěn posun palety, musí být pod paletou vždy minimálně jeden

poháněný váleček. Pro zajištění rovnoměrného rozložení trakční síly na paletu se však dopravníky konstruují tak, aby pod paletou bylo větší množství poháněných válečků. Válečky mohou být poháněny centrálně nebo jednotlivě. Dopravní rychlost palety se zde pohybuje do  $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

### 3.4.2. Řetězové dopravníky

Posun palety u řetězového dopravníku je zajištěn pomocí řetězů, na kterých je paleta během celé manipulace uložena. Článek řetězu je speciálně upraven pro uchycení nosného elementu, nebo je sám nosným prostředkem. Pro lehčí náklad můžeme použít řetěz vyrobený z plastu, zpravidla se však používá řetěz ocelový. Běžná dopravní rychlost u těchto dopravníků je do  $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Řetězový dopravník má obdobnou konstrukci jako dopravník válečkový. Válečky jsou zde však po celé délce nahrazeny nosným řetězem. Pohon řetězu je zajištěn elektromotorem, který přes převodovku roztáčí hřídele hnacích ozubených kol, které jsou v záběru s řetězem. U manipulace s těžšími náklady se řetězové pásy zdvojují nebo se zvyšuje počet nosných řad.

Dále budou uvedeni někteří z výrobců působících na našem trhu.

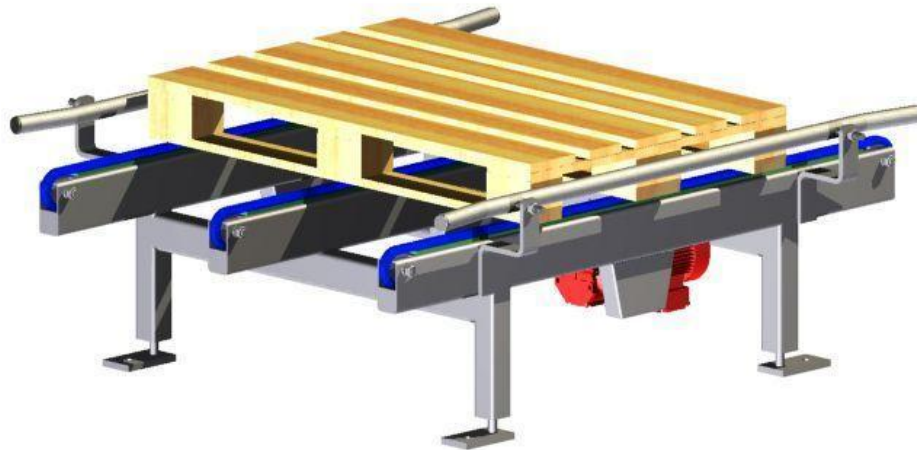
#### STRAND [12]

Společnost STRAND nabízí systém nízkoúrovňových válečkových a řetězových dopravníků pro vodorovnou dopravu palet. Paletové dopravníky slouží pro přesun paletizovaného materiálu na rozsáhlých a stálých pracovištích, především u hromadné výroby ve výrobních linkách nebo paletizačních podnicích. Tyto těžké dopravníky s nosností do 1500kg jsou vyráběny na míru příslušného provozu při zachování minimální výšky dopravníku 150 mm.





Obr. 9: Válečkový dopravník STRAND [12]



Obr. 10: Řetězový dopravník STRAND [12]

## MECALUX [13]

Soustava prvků určená k přepravě, sběru anebo distribuci zboží na určená místa podle požadavků logistických činností. Tento dopravníkový systém představuje ideální kombinaci efektivity základacích jeřábů a vstupních, expedičních a manipulačních procesů se skladovacími jednotkami.

Dopravníky opět disponují rychlostí maximálně  $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a nastavitelnou výškou minimálně  $150 \text{ mm}$ .

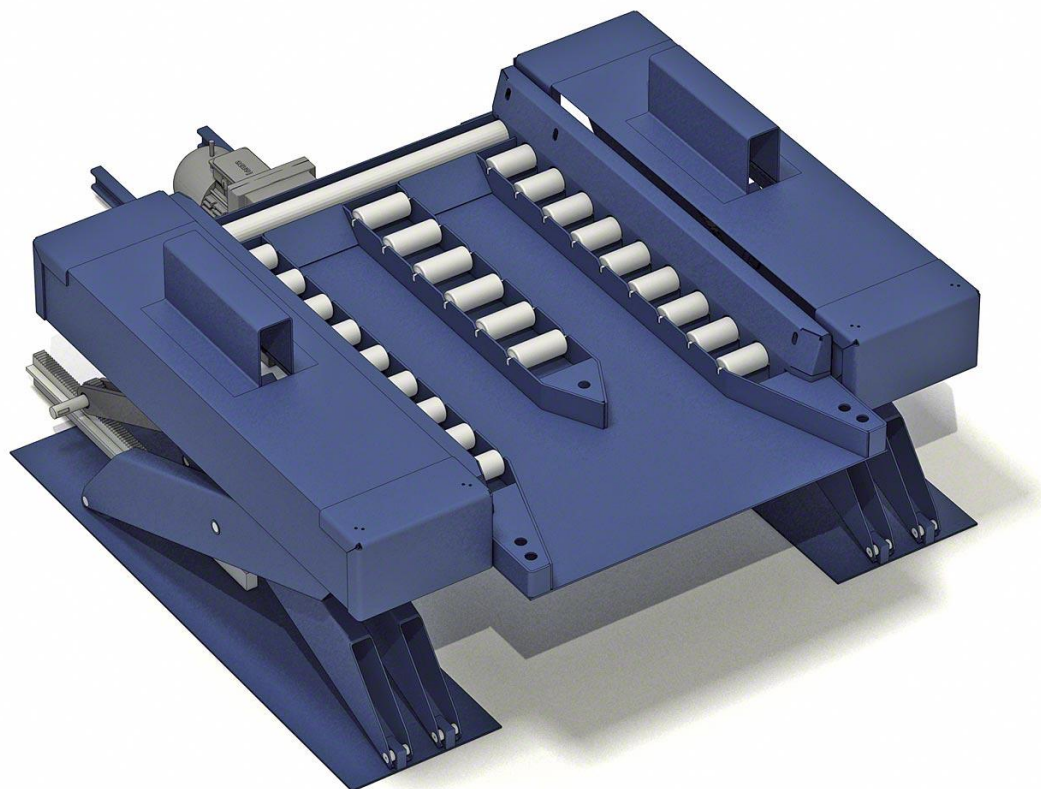


Obr. 11: Logistika Mecalux [13]



Obr. 12: Logistika Mecalux [13]





Obr. 13 <http://www.mecalux.cz/automaticky-sklad-palety/dopravniky>

### TMT [13]

Společnost TMT je tradičním výrobcem dopravníků a dopravníkových systémů. Zabývá se všemi druhy dopravníků, tedy i válečkovými a řetězovými dopravníky palet. Dodává dopravníky dle zadání zákazníka, včetně nízkoúrovňových tratí, které se svou výškou pohybují opět kolem *150 mm*.



Obr. 14: Logistika TMT



Obr. 15:

## 4. Návrh koncepce řešení jednotlivých komponent

Výchozími parametry, podle kterých bude navrhován dopravník, jsou maximální hmotnost naložené palety a maximální dopravní rychlost. Tato hmotnost je určena konstrukcí palety a její nosností  $m_p=1500$  kg, maximální dopravní rychlost pak dle rešerše paletových dopravníků  $v_d=0,3\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Dále pak maximální výška dopravníku daná z kap. 3.2 a 3.3, aby bylo možno naložit paletu na dopravník přímo z nízkozdvižného vozíku –  $h_d < 100$  mm.

### 4.1. Válečkový dopravník [2]

Maximální rozteč válečků je určena hmotností palety, její délkou a nosností jednotlivých válečků.

$$t_{\max} = \frac{L}{2 \cdot \frac{m_p \cdot g}{Q_v} - 1} = \frac{1200}{2 \cdot \frac{1500 \cdot 9,81}{3000} - 1} = 136,21 \text{ mm} \quad (1)$$

kde:

$t_{\max}$  [mm] maximální rozteč válečků

L [mm] délka palety

$Q_v$  [N] nosnost válečku

g [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] tíhové zrychlení

$$i = \frac{L}{t_{\max}} = \frac{1200}{136,21} = 8,81 \cong 9 \text{ válečků} \quad (2)$$

kde:

i [–] počet válečků

Z tohoto výpočtu vyplývá, že paleta bude na navrhovaném dopravníku podložena devíti válečky.

### 4.1.1. Varianta s poháněnými válečky [2]

Stanovení počtu poháněných válečků  $i_p$  pod dopravovanou paletou

$$i_p \geq i \cdot \frac{\frac{\xi}{r_v} + 0,005 + \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{r_v} \cdot \left(1 + \frac{m_v \cdot i}{m_p}\right)}{f' + \frac{\xi}{r_v} + 0,005 + \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{r_v} \cdot \left(1 + \frac{m_v \cdot i}{m_p}\right)}$$

$$= 9 \cdot \frac{\frac{0,0012}{0,05} + 0,005 + \frac{0,1 \cdot 0,011}{0,05} \cdot \left(1 + \frac{1,4 \cdot 9}{1500}\right)}{0,35 + \frac{0,0012}{0,05} + 0,005 + \frac{0,1 \cdot 0,011}{0,05} \cdot \left(1 + \frac{1,4 \cdot 9}{1500}\right)} = 1,96 \text{ válečků}$$

kde: (3)

- $i_p$  [–] počet poháněných válečků
- $i$  [–] počet válečků
- $\xi$  [m] rameno valivého tření (dřevo/ocel)
- $r_v$  [m] poloměr válečku
- $f_{\xi}$  [–] součinitel čepového tření
- $r_{\xi}$  [m] poloměr čepu
- $f'$  [–] součinitel smykového tření (dřevo/ocel)
- $m_v$  [kg] hmotnost válečku
- $m_p$  [kg] hmotnost naložené palety

Předchozí rovnice teoreticky dokazuje, že v případě geometricky ideální palety a rovnoměrném rozložení hmotnosti nákladu, k pohybu palety po dopravníku postačují dva poháněné válečky pod ní.

Při dopravě palety se na jednom válečku překonávají následující odpory:

Složka vlastní tíhy palety  $O_1$ , tento odpor přichází v úvahu pouze u tratí šikmých

$$O_1 = \frac{m_p \cdot g}{i} \cdot \sin \alpha = \frac{1500 \cdot 9,81}{9} \cdot \sin 0^\circ = 0 \text{ N} \quad (4)$$

kde:

- $m_p$  [kg] hmotnost naložené palety
- $g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] tíhové zrychlení
- $i$  [–] počet válečků

$\alpha$  [°] sklon dopravníku

Odpor vlivem valivého a čepového tření  $O_2$

$$\begin{aligned} O_2 &= \frac{m_p \cdot g}{i} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{\xi + f_{\check{c}} r_{\check{c}}}{r_v} + m_v \cdot g \cdot \frac{f_{\check{c}} r_{\check{c}}}{r_v} \\ &= \frac{1500 \cdot 9,81}{9} \cdot \cos 0^\circ \cdot \frac{0,0012 + 0,1 \cdot 0,011}{0,025} + 1,4 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,1 \cdot 0,011}{0,025} \quad (5) \\ &= 154,27 \text{ N} \end{aligned}$$

kde:

$i$  [–] počet válečků

$\xi$  [m] rameno valivého tření (dřevo/ocel)

$r_v$  [m] poloměr válečku

$f_{\check{c}}$  [–] součinitel čepového tření

$r_{\check{c}}$  [m] poloměr čepu

$f$  [–] součinitel smykového tření (dřevo/ocel)

$m_v$  [kg] hmotnost válečku

$m_p$  [kg] hmotnost naložené palety

Odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností  $O_3$ . Tento odpor se nedá přesně matematicky vyjádřit a stanoví se jako 0,5 % z normálního zatížení válečku

$$O_3 = 0,005 \cdot \frac{m_p \cdot g}{i} \cdot \cos \alpha = 0,005 \cdot \frac{1500 \cdot 9,81}{9} \cdot \cos 0^\circ = 8,35 \text{ N} \quad (6)$$

kde:

$m_p$  [kg] hmotnost naložené palety

$g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] tíhové zrychlení

$i$  [–] počet válečků

$\alpha$  [°] sklon dopravníku

Celkový odpor na jednom válečku

$$O = O_1 + O_2 + O_3 = 0 + 154,27 + 8,35 = 162,62 \text{ N} \quad (7)$$

Výkon, potřebný pro rovnoměrný pohyb palety po dopravníku, tedy bude:

$$P = i \cdot O \cdot v_d = 9 \cdot 162,62 \cdot 0,3 = 439,07 \text{ W} \quad (8)$$

kde:

- P [W]            výkon potřebný pro pohyb palety  
i [–]            počet válečků  
O [N]            celkový odpor na jednom válečku (7)  
 $v_d$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]   rychlost dopravníku

#### 4.1.2. Nepoháněné válečky [2]

Odpor vlivem valivého a čepového tření viz. vztah (5)

$$O_1 = \frac{m_p \cdot g}{i} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{\xi + f_c r_c}{r_v} + m_v \cdot g \cdot \frac{f_c r_c}{r_v} = 154,27 \text{ N} \quad (9)$$

Odpor vyplývající ze ztráty energie předmětu po najetí palety na stojící váleček

$$O_2 = \frac{I \cdot \omega^2}{t} = \frac{m_v \cdot r_v^2 \cdot \left(\frac{v_d}{r_v}\right)^2}{t} = \frac{1,4 \cdot 0,05^2 \cdot \left(\frac{0,3}{0,05}\right)^2}{0,13621} = 0,93 \text{ W} \quad (10)$$

kde:

- I [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]    moment setrvačnosti válečku  
 $\omega$  [ $\text{s}^{-1}$ ]        úhlová rychlost válečku  
t [m]            rozteč válečku (1)  
 $m_v$  [kg]        hmotnost válečku  
 $r_v$  [m]        poloměr válečku  
 $v_d$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]   rychlost dopravníku

Celkový odpor rovnající se síle potřebné pro posun palety po válečcích

$$O = O_1 + O_2 = 154,27 + 0,93 = 155,2 \text{ N} \quad (12)$$

Výkon, potřebný pro rovnoměrný pohyb palety po dopravníku, tedy bude

$$P = O \cdot i \cdot v_d = 155,2 \cdot 9 \cdot 0,3 = 419,04 \text{ N} \quad (13)$$



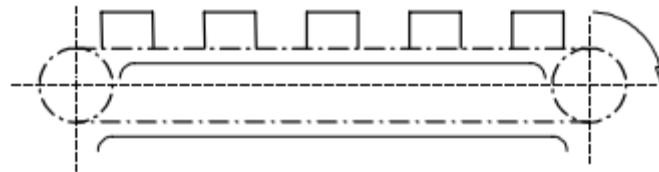
kde:

$P$ [W]	výkon potřebný pro pohyb palety
$i$ [–]	počet válečků
$O$ [N]	celkový odpor na jednom válečku (12)
$v_d$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	rychlost dopravníku

Tento výkon je stanoven z energetických nároků na pohyb palety po válečcích a nezahrnuje mechanismus pohonu, který zde zatím není uvažován a musel by být řešen ve vlastním konstrukčním návrhu dopravníku.

## 4.2. Řetězový dopravník [14]

Řetězový dopravník budu navrhovat s kluzným uložením řetězu ve vodítkách, kde je paleta přímo tažena řetězy, na kterých je postavena.



Obr. 16: Schéma řetězového dopravníku [14]

Tažná síla v tomto případě tedy bude:

$$F_T = g \cdot \left( (m_p + m_{\dot{r}}) \cdot f_r \cdot F_S \cdot F_v \right) \quad (14)$$

kde:

$m_p$ [kg]	hmotnost naložené palety
$m_{\dot{r}}$ [kg]	hmotnost řetězu
$g$ [ $m \cdot s^{-2}$ ]	tíhové zrychlení
$f_r$ [–]	součinitel tření (řetěz/vedení)
$F_S$ [–]	součinitel provozu
$F_v$ [–]	součinitel rychlosti

Součinitel tření  $f_r$  definuje sílu nezbytnou k překonání odporu při pohybu dvou částí, které jsou ve styku. Jestliže řetězy pracují s dotykem na drahách, pak dochází ke kluznému, smykovému tření. Hodnoty součinitelů kluzného, smykového tření jsou souhrnně uvedeny v následující tabulce. Vybrané koeficienty použité ve výpočtech jsou v tabulce vyznačeny tučně.

Tab. 1: Součinitel tření (řetěz/vedení) [14]

Dotýkající se tělesa	součinitel smykového tření "fr" suchý povrch	součinitel smykového tření "fr" mazaný povrch
Ocelové řetězy na vedení z tvrdého dřeva	0,44	0,29
Ocelové řetězy na ocelových vedeních	0,3	0,2
Ocelové řetězy na drsných, nerovných nebo zrezivělých vedeních	0,35	0,25
Ocelové řetězy na vedeních z polyethylenu o vysoké hustotě a o velmi vysoké molekulové váze	<b>0,18</b>	0,05

Součinitel provozu  $F_s$ . Jedná se o korekční součinitel tahové síly. Tento korekční součinitel se aplikuje na tahovou sílu, která závisí na podmínkách a provozních charakteristikách dopravníku. Následující tabulka uvádí hodnoty součinitele provozu  $F_s$ , které se týkají nejobvyklejších aplikací. Celková hodnota provozního součinitele pro použití ve výpočtu tažné síly je součinem částečných hodnot provozního součinitele odpovídajících každému stavu provozu.

Tab. 2: Součinitel provozu [14]

Podmínky provozu	$F_s$
<b>Poloha nákladu</b>	
-vystředěná	<b>1</b>
- nevystředěná	1,5
<b>Charakteristiky zatížení materiálem</b>	
- stejnoměrné	<b>1</b>
- s mírnými změnami, kolísáním	1,2
- s velkými změnami, kolísáním	1,5

<b>Frekvence rozběhu</b>	
- méně než 5x za den	1
- od 5x za den až do 2x za hodinu	1,2
- častěji než 2x za hodinu	<b>1,5</b>
<b>Pracovní prostředí</b>	
- relativně čisté	1
- středně prašné nebo špinavé	<b>1,2</b>
- vlhké, velice špinavé nebo korozivní	1,3
<b>Počet provozních hodin za den</b>	
- do 10	1
- do 24	<b>1,2</b>

Součinitel rychlosti  $F_v$ . Jedná se o korekční součinitel, který se aplikuje na tažnou sílu. Tento korekční součinitel závisí na rychlosti posuvného pohybu řetězu v poměru k počtu zubů hnacích a vodících kol

Tab. 3: Součinitel rychlosti [14]

rychlost m/min	Počet zubů ozubeného kola						
	6	7-8	9-10	11-12	13-16	17-20	21-24
<b>3</b>	0,9	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7	0,7
<b>7,5</b>	1	0,9	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7
<b>15</b>	1,4	1	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8
<b>30</b>	2	0,3	1,1	<b>1</b>	0,9	0,9	0,8
<b>60</b>	4,4	2	1,4	1,2	1,1	1	0,9

Tázná síla po dosazení korekčních součinitelů tedy bude:

$$F_T = g \cdot (m_p + m_{\dot{r}}) \cdot f_r \cdot F_S \cdot F_v \quad (15)$$

$$= 9,81 \cdot (1500 + 5,8) \cdot 0,18 \cdot (1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,2) \cdot 1 = 5741,16 \text{ N}$$

Ze znalosti tažné síly v řetězu následně plyne potřebný krouticí moment na hřídeli osazené řetězovými koly:

$$M_k = F_T \cdot \frac{d_{or}}{2} = 5741,16 \cdot \frac{0,053}{2} = 152 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (16)$$

kde:

$F_T$  [N]      tažná síla v řetězu  
 $d_{0ř}$  [m]      roztečný průměr řetězového kola

K určení výkonu potřebného pro pohon řetězového dopravníku je potřeba znát otáčky hnacích řetězových kol:

$$n_{ř} = \frac{v_d}{\pi \cdot d_{0ř}} = \frac{0,3}{\pi \cdot 0,053} = 1,8 \text{ s}^{-1} = 108,1 \text{ min}^{-1} \quad (17)$$

kde:

$v_d$  [m · s<sup>-1</sup>]      rychlost dopravníku  
 $d_{0ř}$  [m]      roztečný průměr řetězového kola

$$P = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{ř} = 152 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1,8 = 1722,95 \text{ W} \quad (18)$$

kde:

$M_K$  [N · m]      krouticí moment  
 $n_{ř}$  [s<sup>-1</sup>]      otáčky řetězového kola

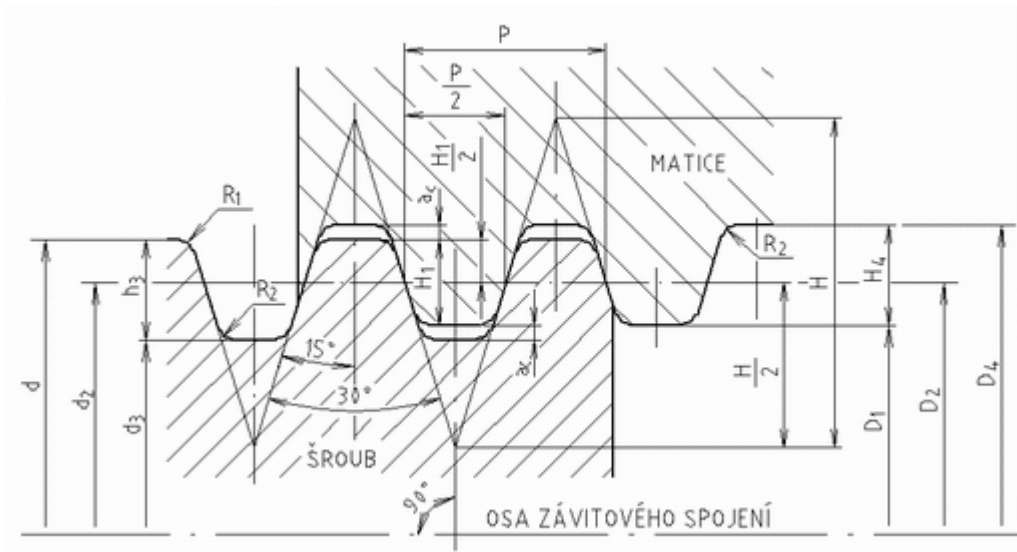
Tento potřebný výkon by se dal poměrně výrazně snížit mazáním mezi řetězem a jeho vedením, což by předpokládalo pravidelné servisní zásahy nebo použití automatických mazacích jednotek.

### 4.3. Koncepční varianty zdvihu

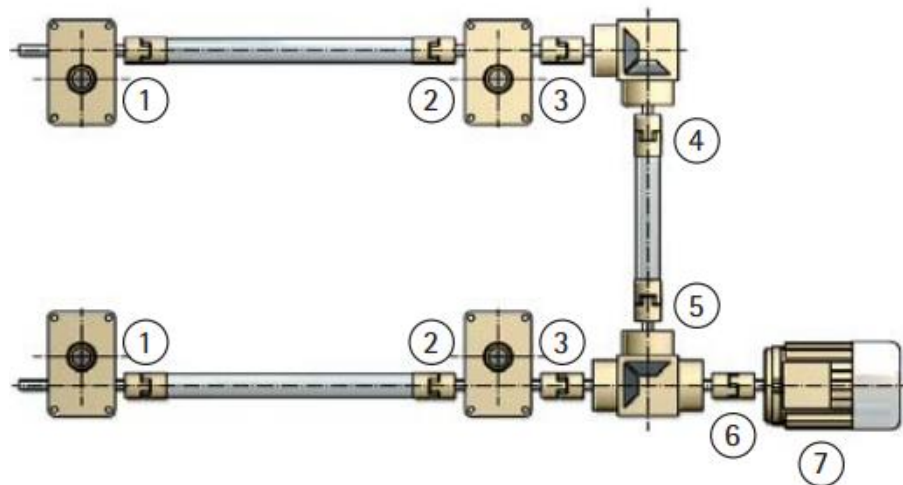
V této kapitole budou uvedeny některé z koncepčních variant na realizaci zadaného zdvihu dopravníku na úroveň následujících dopravníků viz. kap.2.

#### 4.3.1. Návrh převodového mechanismu se závitovou dvojicí [4]

Jako první variantu zdvihu budu navrhovat převodový mechanismus se závitovou dvojicí – čtyři šrouby s lichoběžníkovým závitem a bronzovými maticemi. Profil závitu a jeho rozměry jsou zobrazeny na obr. 17. Předpokládané schéma uspořádání je pak zobrazeno na obr. 18.



Obr. 17: Profil rovnoramenného lichoběžníkového závitu [15]



Obr. 18: Uspořádání čtyř převodovek s pohybovými šrouby [16]

S ohledem na dostupnost dílů budu volit jednoduchý lichoběžníkový rovnoramenný závit. Nejprve se stanoví střední průměr závitu  $d_2$  dle vztahu:

$$d_2' = \sqrt{\frac{(m_p + 100) \cdot g}{4 \cdot \pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot p_D}} = \sqrt{\frac{Q_{\xi}}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot p_D}} = \sqrt{\frac{3924}{\pi \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot 10}} = 11,18 \text{ mm} \quad (19)$$

$$\psi_H = \frac{H_1}{p} = 0,5 \quad \psi_h = \frac{h}{d_2} = 2$$

kde:

$m_p$  [kg] hmotnost naložené palety

$g$ [ $m \cdot s^{-2}$ ]	tíhové zrychlení
$\psi_H$ [–]	součinitel výšky závitu
$\psi_h$ [–]	součinitel výšky matice
$p_D$ [MPa]	dovolený tlak (ocelový šroub/bronzová matice)
$Q_\xi$ [N]	zatížení šroubu

S ohledem na vypočtený průměr volím závit  $Tr\ 20 \times 4$  ČSN 01 4050 s dalšími parametry:

$$D_4 = 20,5\ mm ; d_2 = D_2 = 18\ mm ; d_3 = 15,5\ mm ; S_3 = 188,7\ mm^2$$

### Pevnostní kontrola šroubu na tah (tlak) a krut

Tahové (tlakové) napětí v jádře šroubu dané zatížením od hmotnosti:

$$\sigma_t = \frac{Q_\xi}{S_3} = \frac{3924}{188,7} = 20,8\ N \cdot mm^{-2} \quad (20)$$

kde:

$Q_\xi$ [N]	zatížení šroubu
$S_3$ [ $mm^2$ ]	minimální průřez šroubu

Při pohybu je šroub navíc namáhán krouticím momentem:

$$M_{KZ} = Q_\xi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\gamma + \varphi') = 3924 \cdot \frac{18}{2} \cdot tg(4,046^\circ + 4,743^\circ) = 5455\ N \cdot mm \quad (21)$$

$$tg\ \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{4}{\pi \cdot 18} = 0,707 \quad \gamma = 4,046^\circ$$

$$tg\ \varphi' = \frac{f}{\cos\beta_m} = \frac{0,08}{\cos 15^\circ} = 0,0828 \quad \varphi' = 4,743^\circ$$

kde:

$Q_\xi$ [N]	zatížení šroubu (19)
$d_2$ [mm]	střední průměr závitu
$\gamma$ [°]	úhel závitu
$\varphi'$ [°]	třecí úhel v závitu

$P$  [mm]      rozteč závitu  
 $f$  [–]      součinitel tření (ocel/bronz)  
 $\beta_m$  [°]      úhel závitu v normálovém řezu

$$W_{K3} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 15,5^3}{16} = 731,18 \text{ mm}^3 \quad (22)$$

kde:

$W_{K3}$  [mm<sup>3</sup>]      průřezový modul v krutu  
 $d_3$  [mm]      malý průměr závitu

Na tomto místě je důležité upozornit, že třecí úhel závitu  $\varphi'$  je větší než úhel závitu  $\gamma$  a tedy, že použitý závit je samosvorný. Z uvedeného důvodu by nebylo třeba navrhované zařízení vybavit brzdým mechanismem pro zajištění polohy dopravníku.

Smykové napětí v jádře šroubu:

$$\tau_K = \frac{M_{KZ}}{W_{K3}} = \frac{5455}{731,18} = 7,46 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (23)$$

kde:

$M_{KZ}$  [N · mm]      krouticí moment (21)  
 $W_{K3}$  [mm<sup>3</sup>]      průřezový modul v krutu (22)

Redukované napětí z kombinace tahu (tlaku) a krutu:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{20,8^2 + 4 \cdot 7,46^2} = 25,59 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (24)$$

kde:

$\sigma_t$  [N · mm<sup>-2</sup>]      tlakové napětí v šroubu (20)  
 $\tau_K$  [N · mm<sup>-2</sup>]      smykové napětí v šroubu (23)

Součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} = \frac{275}{25,59} = 10,74 \quad \text{vyhovuje, } k_{min} = 2 \quad (25)$$

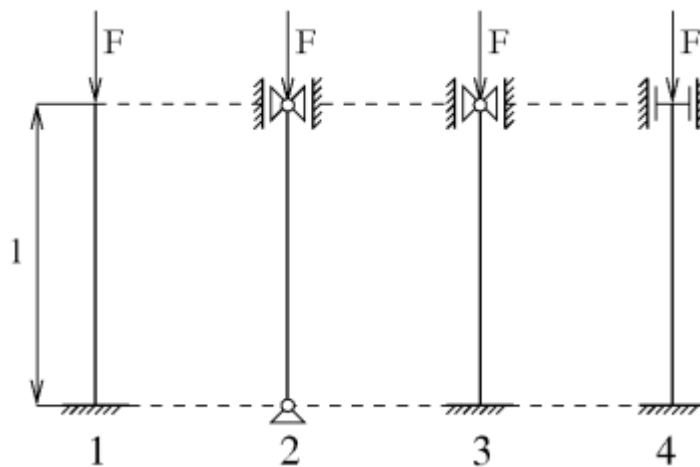
kde:

$\sigma_{Kt}$  [ $N \cdot mm^{-2}$ ]      mez kluzu v tahu

$\sigma_{red}$  [ $N \cdot mm^{-2}$ ]      redukované napětí v šroubu

Bezpečnost se může zdát předdimenzovaná, avšak zdůvodnění je v dalších kapitolách.

### Pevnostní kontrola šroubu na vzpěr



Obr. 19: Případy vzpěru přímých prutů [16]

Vzhledem ke tvaru součásti je zásadní namáhání na vzpěr. Kontrola na tlak postačuje pouze u šroubů, které mají štíhlost  $\lambda \leq 40$ , šrouby se štíhlostí větší se kontrolují. V tomto případě se jedná o 4. případ vzpěru, kdy štíhlost je daná vztahem:

$$\lambda = \frac{L}{i_x} = \frac{L}{\sqrt{\frac{I_{x3}}{S_3}}} = \frac{L}{\frac{d_3}{4}} = \frac{200}{\frac{15,5}{4}} = 51,61 \quad (26)$$

kde:

$L$  [mm]      délka šroubu

$i_x$  [mm]      poloměr setrvačnosti průřezu šroubu

$d_3$  [mm]      malý průměr závitu

Ta se dále porovná s mezní štíhlostí:



$$\lambda_m = \sqrt{\mu \frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_u}} = \sqrt{4 \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{200}} = 203,6 \quad (27)$$

kde:

$\mu$  [–] součinitel vlivu uložení

$E$  [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$ ] modul pružnosti

$\sigma_u$  [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$ ] mez úměrnosti

Jelikož je  $\lambda \leq \lambda_m$ , budu provádět kontrolu dle Tetmajera, který popisuje napjatost součásti následujícími vztahy:

$$F_{KR} = \left( \sigma_K - \left( \frac{\sigma_K - \sigma_u}{\lambda_m} \right) \cdot \lambda \right) = \left( 260 - \left( \frac{260 - 200}{203,6} \right) \cdot 51,61 \right) = 46189,86 \text{ N} \quad (28)$$

kde:

$F_{KR}$  [mm] kritická síla

$\sigma_K$  [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$ ] mez kluzu v tlaku

$\sigma_u$  [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$ ] mez úměrnosti

$\lambda_m$  [–] mezní štíhlost (27)

$\lambda$  [–] štíhlost (26)

Součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{F_{KR}}{Q_s} = \frac{46189,86}{3924} = 11,77 \geq k_{min} = 3,5 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (29)$$

kde:

$F_{KR}$  [mm] kritická síla (28)

$Q_s$  [N] zatížení šroubu (19)

Určení potřebného výkonu pro pohon zdvihu čtyřmi pohybovými šrouby, potřebuji znát účinnost mechanismu a otáčky šroubu:

$$\eta_z = \frac{tg \gamma}{tg(\gamma + \varphi')} = \frac{0,707}{0,155} = 0,46 \quad (30)$$

kde:

$\gamma$  [°]      úhel závitu (21)

$\varphi'$  [°]      třecí úhel v závitu (21)

$$n_{\xi} = \frac{h}{P \cdot t_{z\check{s}}} = \frac{150}{4 \cdot 5} = 7,5 \text{ s}^{-1} \quad (31)$$

kde:

h [mm]      zdvih

P [mm]      rozteč závitu

$t_{z\check{s}}$  [mm]      čas zdvihu

$$P = \frac{4 \cdot M_{KZ} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\xi}}{\eta_z} = \frac{4 \cdot 5,455 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 7,5}{0,46} = 2235,31 \text{ W} \quad (32)$$

Kde:

$M_{KZ}$  [N · mm]      krouticí moment (21)

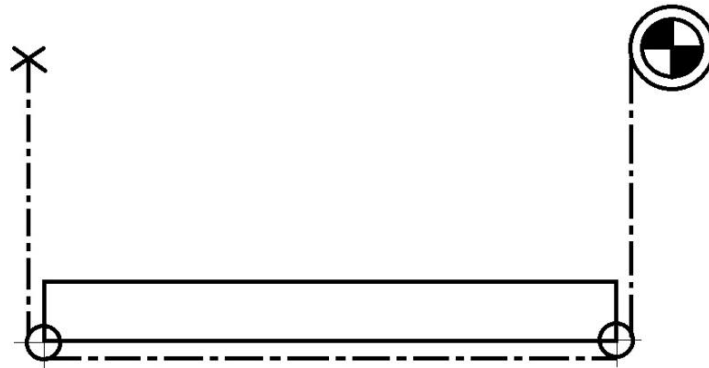
$n_{\xi}$  [s<sup>-1</sup>]      otáčky šroubu

$\eta_z$  [–]      účinnost šroubového mechanismu

U této varianty je nutné kontrolovat nebo omezit pracovní cyklus, neboť polovina dodané energie se mění na teplo, které je nutné z povrchu šroubu a matice odvést.

#### 4.3.2. Zdvih navíjením řetězu

Jako druhou variantu zdvihu budu navrhovat mechanismus s funkcí kladkostroje s převodem  $i_{kl} = 2$  a navíjením řetězu na řetězové kolo viz. schéma na obr. 20



*Obr. 20: Schéma zdvihu navíjením řetězu*

Nejprve určím tahovou sílu v jedné větvi řetězu vyvolanou hmotností dopravované palety a rámu dopravníku, kterou bude nutné při zdvihu překonat.

$$F_T = \frac{(m_p + 100) \cdot g}{i_{kl}} = \frac{(1500 + 100) \cdot 9,81}{2} = 7848 \text{ N} \quad (33)$$

kde:

$m_p$  [kg] hmotnost naložené palety

$g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] tíhové zrychlení

$i_{kl}$  [-] převod mechanismu

Poté krouticí moment vyvolaný touto silou na navíjecím řetězovém kole.

$$M_k = F_T \cdot \frac{d_{oř}}{2} = 7848 \cdot \frac{0,1}{2} = 392,4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (34)$$

kde:

$F_T$  [N] tažná síla v řetězu

$d_{oř}$  [m] roztečný průměr řetězového kola

A konečně se znalostí otáček řetězového kola, určených z času zdvihu dopravníku  $t_{zr}=2\text{s}$ , mohu dopočítat potřebný výkon.

$$n_{\dot{\gamma}} = \frac{\pi \cdot d_{o\dot{\gamma}}}{h \cdot i_{kl} \cdot t_{z\dot{\gamma}}} = \frac{\pi \cdot 0,1}{0,15 \cdot 2 \cdot 2} = 0,52 \text{ s}^{-1} = 31,4 \text{ min}^{-1} \quad (35)$$

kde:

$d_{o\dot{\gamma}}$  [m]      roztečný průměr řetězového kola

$h$  [mm]      zdvih

$t_{z\dot{\gamma}}$  [mm]      čas zdvihu

$i_{kl}$  [-]      převod mechanismu

$$P = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\dot{\gamma}} = 392,4 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,52 = 1290,3 \text{ W} \quad (36)$$

kde:

$M_k$  [N · m]      krouticí moment (34)

$n_{\dot{\gamma}}$  [s<sup>-1</sup>]      otáčky řetězového kola (35)

## 5. Výběr konstrukčních variant

Z předchozích koncepčních návrhů vybírám variantu řešení řetězového dopravníku. Toto řešení vybírám z důvodu jeho častého použití v praxi, jednodušší výrobě a sestavení. Ke zdvihu dopravníku jsem vybral mechanismus s navíjením řetězu, toto řešení je jednodušší, levnější a postačuje k němu relativně nízký výkon.

### 5.1. Volba pohonu válečkového dopravníku

Výkon elektromotoru, který bude pohánět válečkový dopravník, se určí z výkonu daného vztahem (13), účinností použité převodovky  $\eta_{př}$  a způsobu rozvedení výkonu na jednotlivé válečky  $\eta_{řem}$ .

$$P_M = P \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{řem}^8 = 416,53 \cdot 0,7 \cdot 0,98^8 = 699,42 \text{ W} \quad (37)$$

kde:

$P$  [W]      výkon k překonání odporů (13)

$\eta_{př}$  [–]      účinnost převodovky

$\eta_{řem}$  [–]      účinnost řemenového převodu

Otáčky válečku dané požadovanou rychlostí dopravníku a průměrem dopravního válečku:

$$n_v = \frac{v_d}{\pi \cdot d_v} = \frac{0,3}{\pi \cdot 0,05} = 1,91 \text{ s}^{-1} = 114,59 \text{ min}^{-1} \quad (38)$$

kde:

$v_d$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]      rychlost dopravníku

$d_v$  [m]      průměr dopravního válečku

Pokud známe otáčky dopravních válečků, které splňují zadanou rychlost pohybu palety, můžeme určit převodový poměr mezi nimi a elektromotorem. V tomto případě přímo převodový poměr převodovky, protože další převod zde nebudu realizovat.

$$i_{př} = \frac{n_M}{n_v} = \frac{2835}{114,59} = 24,74 \quad (39)$$

kde:

$n_M$  [min<sup>-1</sup>]      otáčky motoru

$n_v$  [min<sup>-1</sup>]      otáčky dopravního válečku (38)

Z předchozích výpočtů volím elektromotor se šnekovou převodovkou NORD SK1SI63VBI-IEC80-80/L4. Základní parametry pohonu jsou v tab.4.

*Tab. 4: Parametry motoru [18]*

Převodový poměr	25
Výkon	0,75 kW
Otáčky motoru	2835 ot/min
Počet pólů	dvoupólový
Napětí	230/400 V 50Hz
Krytí	IP55
Třída izolace	F
Zatížení	S1-trvalé
Nadmořská výška	do 1000m
Teplota okolí	od -20°C do 40°C



*Obr. 21: Převodový motor [18]*

## 5.2. Volba pohonu řetězového dopravníku

Výkon elektromotoru, který bude pohánět řetězový dopravník se určí obdobně jako u válečkového dopravníku z výkonu daného vztahem (18), účinností použité převodovky  $\eta_{př}$  a účinností řetězových převodů  $\eta_{řet}$ .

$$P_M = P \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{řet} = 1722,95 \cdot 0,8 \cdot 0,98 = 2197,64 \text{ W} \quad (40)$$

kde:

$P$  [W]      výkon k překonání odporů (18)

$\eta_{př}$  [–]      účinnost převodovky

$\eta_{řet}$  [–]      účinnost řetězového převodu

Otáčky řetězového kola ze vztahu (17):

$$n_{ř} = 1,8 \text{ s}^{-1} = 108,1 \text{ min}^{-1}$$

Ze známosti otáček řetězových kol, které splňují zadanou rychlost pohybu palety, můžeme určit převodový poměr mezi nimi a elektromotorem. V tomto případě přímo převodový poměr převodovky, protože další převod zde nebudu uvažovat.

$$i_{př} = \frac{n_M}{n_{ř}} = \frac{2880}{108,1} = 26,64 \quad (41)$$

kde:

$n_M$  [ $\text{min}^{-1}$ ]      otáčky motoru

$n_{ř}$  [ $\text{min}^{-1}$ ]      otáčky řetězového kola (17)

Z předchozích výpočtů volím elektromotor se šnekovou převodovkou NORD SK1S150VBI-IEC90-90/S4. Základní parametry pohonu jsou v tab.5.

Tab. 5: Parametry motoru [18]

Převodový poměr	25
Výkon	2,2 kW
Otáčky motoru	2880 ot/min
Počet pólů	dvoupólový
Napětí	230/400 V 50Hz

Krytí	IP55
Třída izolace	F
Zatížení	S1-trvalé
Nadmořská výška	do 1000m
Teplota okolí	od -20°C do 40°C

### 5.3. Volba pohonu zdvihu navíjením řetězu

Výkon elektromotoru, který bude pohánět zdvihový mechanismus se určí opět obdobně jako u dopravníků, z výkonu daného vztahem (36), účinností použité převodovky  $\eta_{př}$  a účinností řetězových převodů  $\eta_{řet}$ .

$$P_M = P \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{řet} = 1290,29 \cdot 0,75 \cdot 0,98 = 1755,5 \text{ W} \quad (42)$$

kde:

$P$  [W]      výkon k překonání odporů (36)

$\eta_{př}$  [–]      účinnost převodovky

$\eta_{řet}$  [–]      účinnost řetězového převodu

Otáčky řetězového kola ze vztahu (35):

$$n_{ř} = 0,52 \text{ s}^{-1} = 31,4 \text{ min}^{-1}$$

Ze známosti otáček řetězových kol, které splňují zadaný čas zdvihu dopravníku, můžeme určit převodový poměr mezi nimi a elektromotorem. V tomto případě přímo převodový poměr převodovky, protože další převod zde nebudu uvažovat.

$$i_{př} = \frac{n_M}{n_{ř}} = \frac{2880}{31,4} = 91,72 \quad (43)$$

kde:

$n_M$  [ $\text{min}^{-1}$ ]      otáčky motoru

$n_{ř}$  [ $\text{min}^{-1}$ ]      otáčky řetězového kola (35)



Z předchozích výpočtů volím elektromotor se šnekovou převodovkou NORD SK1SI50VBI-IEC90-90/S4. Základní parametry pohonu jsou v tab.6.

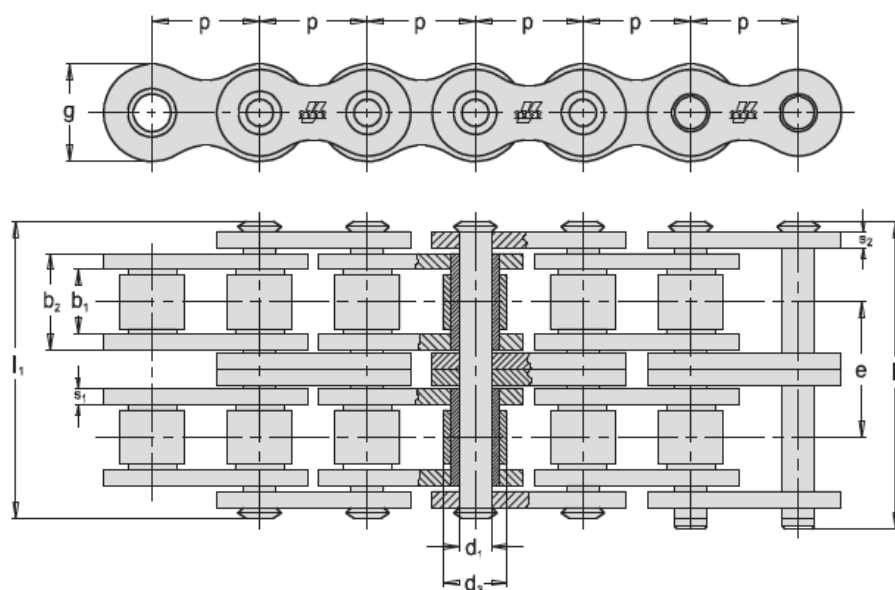
*Tab. 6: Parametry motoru [18]*

Převodový poměr	100
Výkon	2,2 kW
Otáčky motoru	2880 ot/min
Počet pólů	dvoupólový
Napětí	230/400 V 50Hz
Krytí	IP55
Třída izolace	F
Zatížení	S1-trvalé
Nadmořská výška	do 1000m
Teplota okolí	od -20°C do 40°C

## 6. Volba a kontrola řetězů [14]

### 6.1. Řetěz pro řetězový dopravník

Pro řetězový dopravník volím po návrhových výpočtech válečkový řetěz 08B-2. Tento řetěz dále zkontroluji metodikou dle [14].



Obr. 22: Rozměry dvouřadého řetězu B-2 [14]

Tab. 7: Rozměry dvouřadého řetězu 08B-2 [14]

ISO Nor.	P mm	d <sub>1</sub> mm	d <sub>3</sub> mm	l <sub>1</sub> mm	l <sub>2</sub> mm	g mm	e mm	f mm <sup>2</sup>	F <sub>B</sub> kN	F <sub>A</sub> kN	Q kg/m
<b>08B-2</b>	12,7	4,45	8,51	31	34,9	11,8	13,92	101	32	4,57	1,3

Stanovení maximální tahové síly v řetězu pomocí výkonu zvoleného elektromotoru (kap.) a roztečného průměru řetězového kola:

$$F_{Tmax} = \frac{P_M \cdot \eta}{2 \cdot \pi \cdot n_{\dot{\gamma}} \cdot \frac{d_{0r}}{2} \cdot \text{počet řetězů}} = \frac{2200 \cdot 0,784}{2 \cdot \pi \cdot 1,8 \cdot \frac{0,053}{2} \cdot 2} = 2874,67 \text{ N} \quad (44)$$

kde:

$P_M$  [W]            výkon elektromotoru (40)

$\eta$  [-]              celková účinnost (40)

$n_{\dot{\gamma}}$  [min<sup>-1</sup>]      otáčky řetězového kola (17)  
 $d_{o\dot{\gamma}}$  [m]          roztečný průměr řetězového kola

Stanovení statického součinitele bezpečnosti:

$$k_s = \frac{F_{Bmin}}{F_{Tmax}} = \frac{32000}{2874,67} = 11,13 > k_{smin} = 7 \quad (45)$$

kde:

$F_{Bmin}$  [N]          minimální síla nutná k přetržení  
 $F_{Tmax}$  [N]          maximální tahová síla (44)

Stanovení dynamického součinitele bezpečnosti, kde  $Y$  je součinitel rázů:

$$k_d = \frac{F_{Bmin}}{Y \cdot F_{Tmax}} = \frac{32000}{2 \cdot 1916,44} = 5,57 > k_{dmin} = 5 \quad (46)$$

Stanovení dovoleného tlaku  $p_D$  se provádí pomocí měrného tlaku při ideálních podmínkách  $p_i$  násobeného součiniteli zohledňujícími obvodovou rychlost, počet zubů a další faktory. Výpočtový tlak se určí maximální tahovou silou působící na průřez čepu řetězu  $f$ :

$$p_v = \frac{F_{Tmax}}{f} = \frac{1916,44}{101} = 28,46 \text{ MPa} \leq p_D \quad (47)$$

$$p_D = p_i \cdot I_1 \cdot I_2 = 26 \cdot 1,12 \cdot 1 = 29,12 \text{ MPa}$$

kde:

$F_{Tmax}$  [N]          maximální tahová síla (44)  
 $f$  [mm<sup>2</sup>]          průřez čepu řetězu  
 $p_i$  [MPa]          měrný tlak při ideálních podmínkách  
 $I_1$  [-]              součinitel rychlosti  
 $I_2$  [-]              součinitel počtu zubů

Dovolené hodnoty převyšují maximálně možné dosažené hodnoty při provozu, tudíž řetěz považuji za dostatečný.

## 6.2. Řetěz pro zdvih navíjením řetězu

Pro zdvihový mechanismus volím po návrhových výpočtech válečkový řetěz 12B-2. Tento řetěz opět zkontroluji jako předchozí variantu.

Tab. 8: Rozměry dvouřadého řetězu 12B-2 [14]

ISO Nor.	P mm	d <sub>1</sub> mm	d <sub>3</sub> mm	l <sub>1</sub> mm	l <sub>2</sub> mm	g mm	e mm	f mm <sup>2</sup>	F <sub>B</sub> kN	F <sub>A</sub> kN	Q kg/m
<b>12B-2</b>	19,05	5,72	12,07	42,2	46,8	14,7	19,46	179	57,8	8,26	2,5

Stanovení maximální tahové síly v řetězu:

$$F_{Tmax} = \frac{P_M \cdot \eta}{2 \cdot \pi \cdot n_{\dot{\varphi}} \cdot \frac{d_{o\dot{\varphi}}}{2} \cdot \text{počet řetězů}} = \frac{2200 \cdot 0,735}{2 \cdot \pi \cdot 0,52 \cdot \frac{0,1}{2} \cdot 2} = 4683,41 \text{ N} \quad (48)$$

kde:

P<sub>M</sub> [W] výkon elektromotoru (42)

η [-] celková účinnost (42)

n<sub>φ̇</sub> [min<sup>-1</sup>] otáčky řetězového kola (35)

d<sub>oφ̇</sub> [m] roztečný průměr řetězového kola

Stanovení statického součinitele bezpečnosti:

$$k_s = \frac{F_{Bmin}}{F_{Tmax}} = \frac{57800}{4683,41} = 12,34 > k_{smin} = 7 \quad (49)$$

kde:

F<sub>Bmin</sub> [N] minimální síla nutná k přetržení

F<sub>Tmax</sub> [N] maximální tahová síla (48)

Stanovení dynamického součinitele bezpečnosti:

$$k_d = \frac{F_{Bmin}}{Y \cdot F_{Tmax}} = \frac{57800}{2 \cdot 4683,41} = 6,17 > k_{dmin} = 5$$

Stanovení dovoleného tlaku  $p_D$ :

$$p_V = \frac{F_{Tmax}}{f} = \frac{4683,41}{179} = 26,16 \text{ MPa} \leq p_D \quad (50)$$

$$p_D = p_i \cdot I_1 \cdot I_2 = 30 \cdot 1,12 \cdot 1 = 33,6 \text{ MPa}$$

kde:

$F_{Tmax}$ [N]	maximální tahová síla (48)
$f$ [mm <sup>2</sup> ]	průřez čepu řetězu
$p_i$ [MPa]	měrný tlak při ideálních podmínkách
$I_1$ [–]	součinitel rychlosti
$I_2$ [–]	součinitel počtu zubů

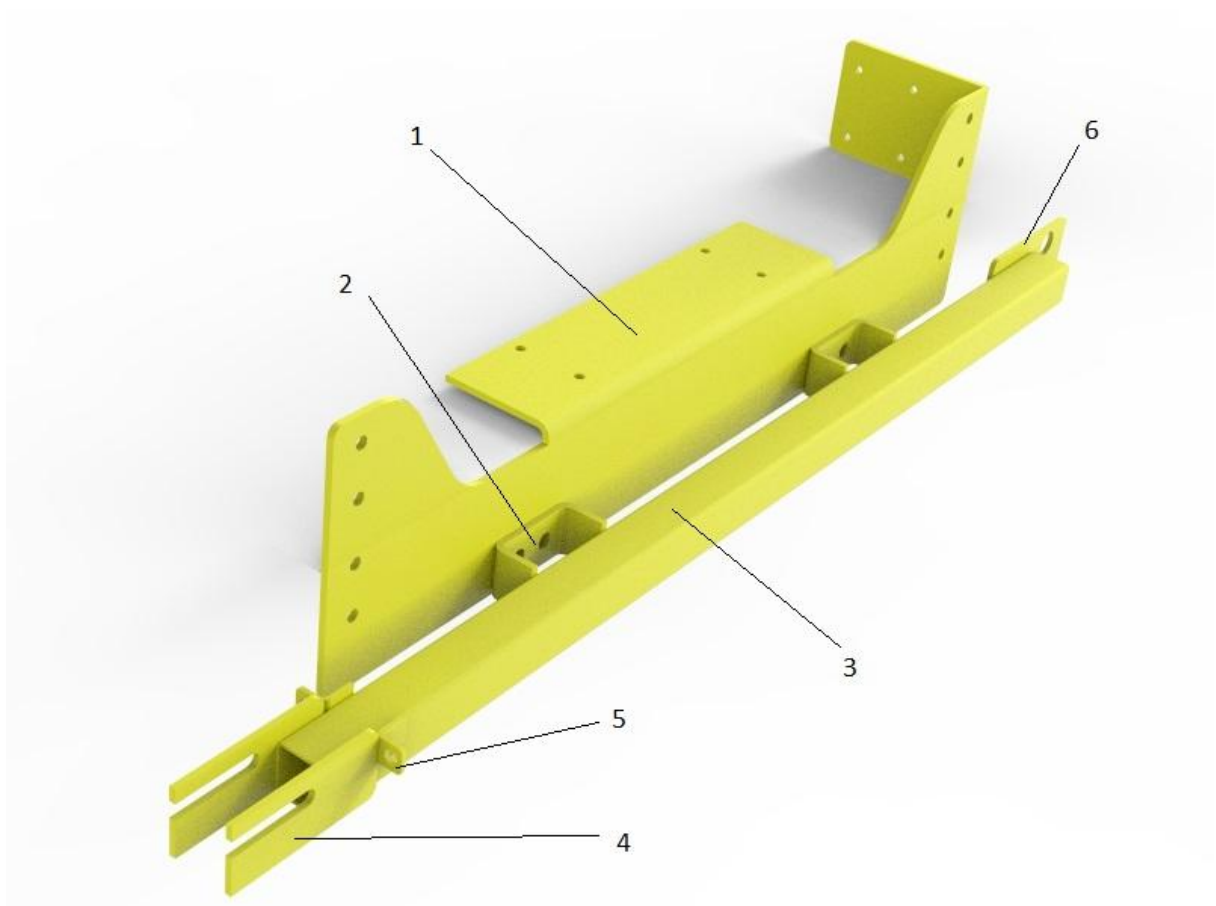
I tento řetěz lze považovat za dostatečný.

## 7. Konstrukční provedení

Následující kapitola pojednává o samotné konstrukci řetězového dopravníku pro nakládání palet pomocí konkrétních poznatků získaných v kap. 4, 5 a 6.

### 7.1. Rám řetězového dopravníku

Vlastní rám dopravníku se skládá ze dvou zrcadlově totožných svařenců z ohýbaných plechů (č.p.1 a 2), čtyřhranného profilu 50x50x3 (č.p.3), desek pro uložení napínací kladky (č.p.4 a 5) a uložení kluzného pouzdra pro hřídel dopravníku (č.p.6).



*Obr. 23: Svařenec rámu řetězového dopravníku*

#### 7.1.1. Pevnostní kontrola profilu

Navržený čtyřhranný profil 50x50x3 je kontrolován v programu MITCalc [19]. Profil je uložen v místě navaření plechů a zatížen spojitým zatížením od maximální hmotnosti palety.

Spojité zatížení:

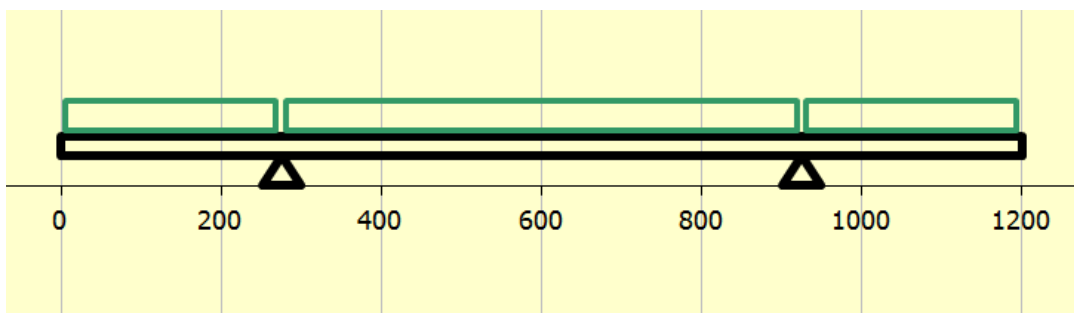
$$q_0 = \frac{m_p \cdot g}{2 \cdot L} = \frac{1500 \cdot 9,81}{2 \cdot 1,2} = 6131,25 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (51)$$

kde:

$m_p$  [kg] hmotnost naložené palety

$g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] tíhové zrychlení

$L$  [m] délka profilu

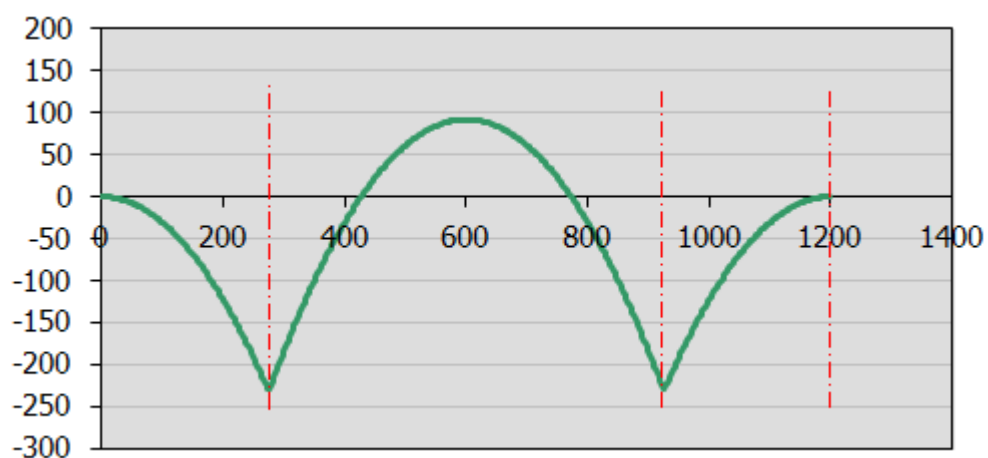


Obr. 24: Uložení a zatížení profilu [19]

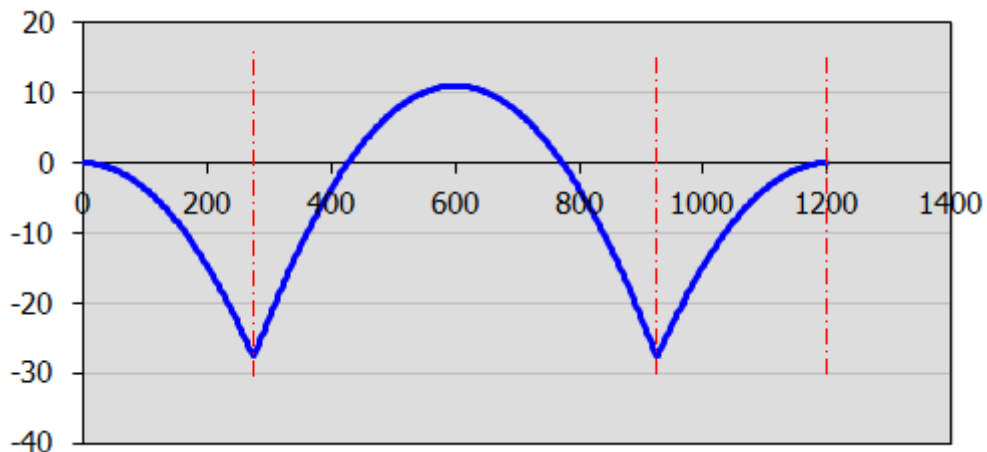
Hodnoty maximálních ohybových momentů a napětí:

$$M_{Omax} = 231,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (52)$$

$$\sigma_{Omax} = 27,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (53)$$



Obr. 25: Průběh ohybového momentu [19]

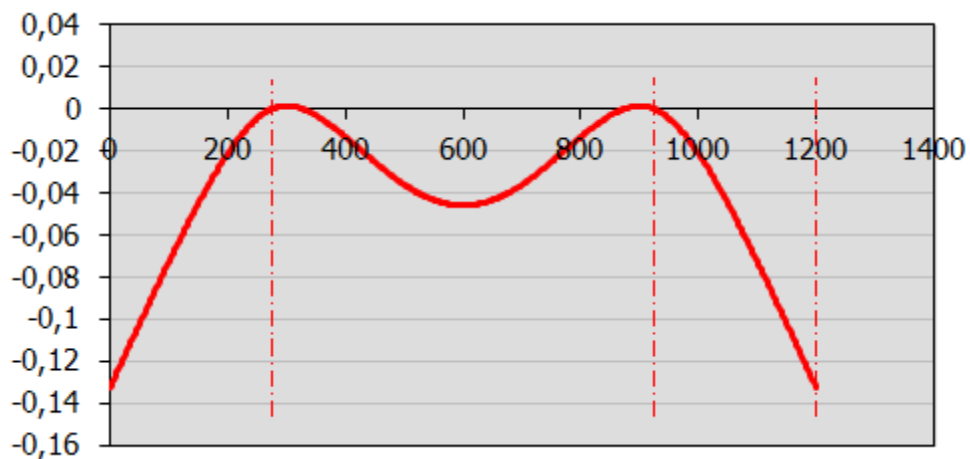


Obr. 26: Průběh napětí [19]

Z průběhů lze vyčíst, že napětí dosahuje maximálních hodnot právě v uložení profilu. Toto napětí (53) je poměrně nízké, vzhledem k dovolenému napětí  $\sigma_D = 140 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ . Rezerva do dovolených hodnot je výhodná hlavně z důvodu dynamického namáhání při provozu zařízení.

Průhyb nosníku je zobrazen na obr. 27. Maximální hodnota průhybu je:

$$y_{max} = 0,13 \text{ mm}$$

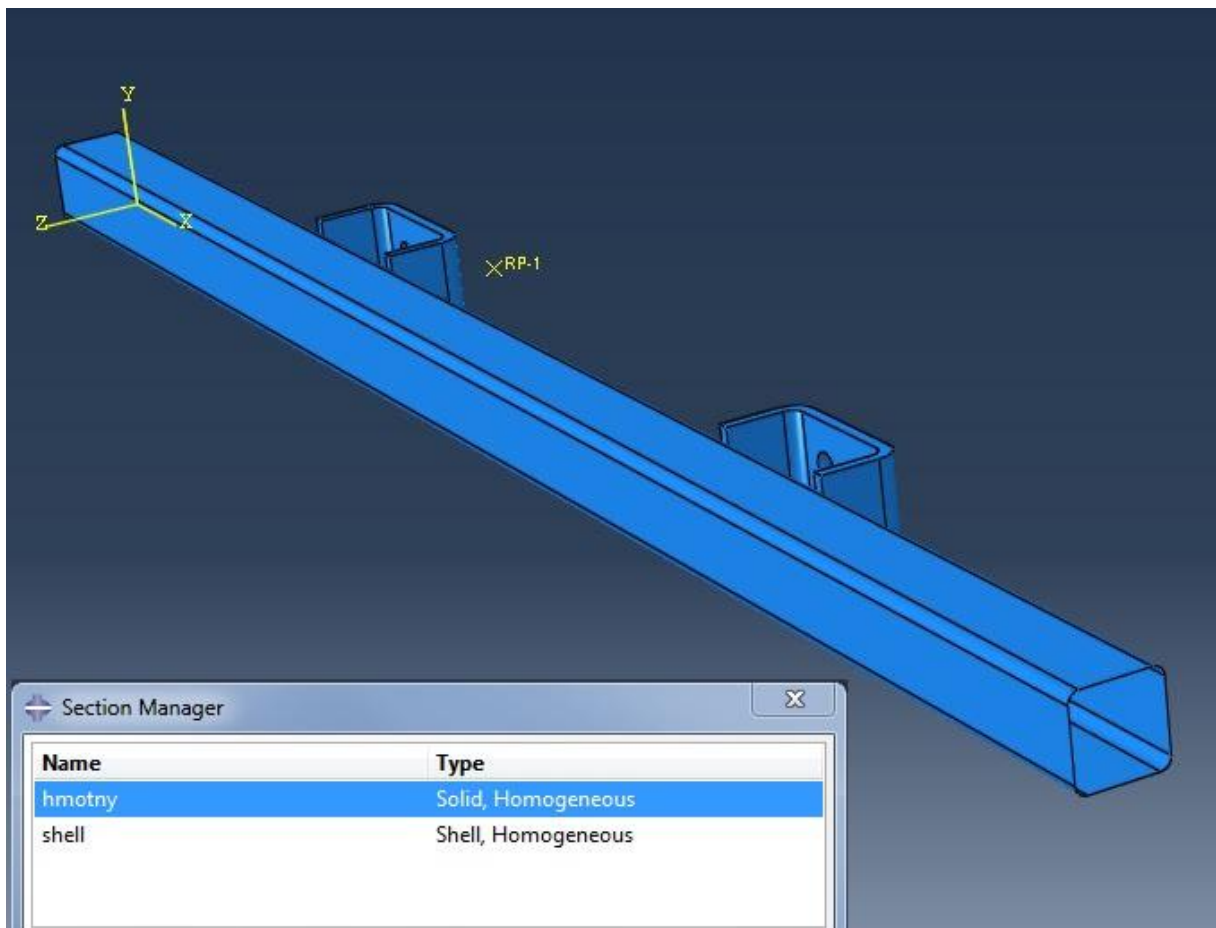


Obr. 27: Průběh průhybu [19]



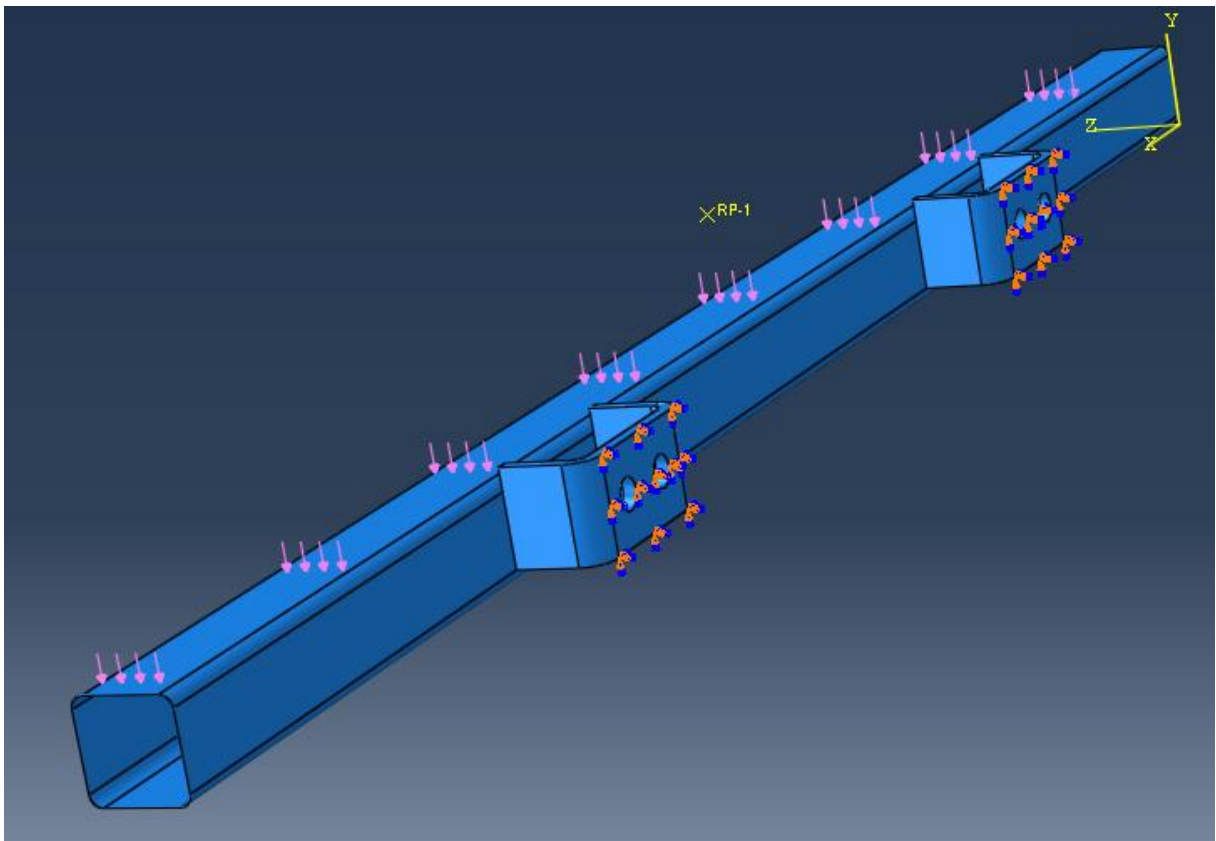
## 7.1.2. Pevnostní kontrola profilu MKP

Kontrola stejného profilu je také provedena pomocí MKP v programu Abaqus 6.11. Pro analýzu byla vytvořena sestava z profilu, který je modelován jako skořepina (shell) a dvou plechových úchyťů, které jsou modelovány jako hmotná tělesa (solid).

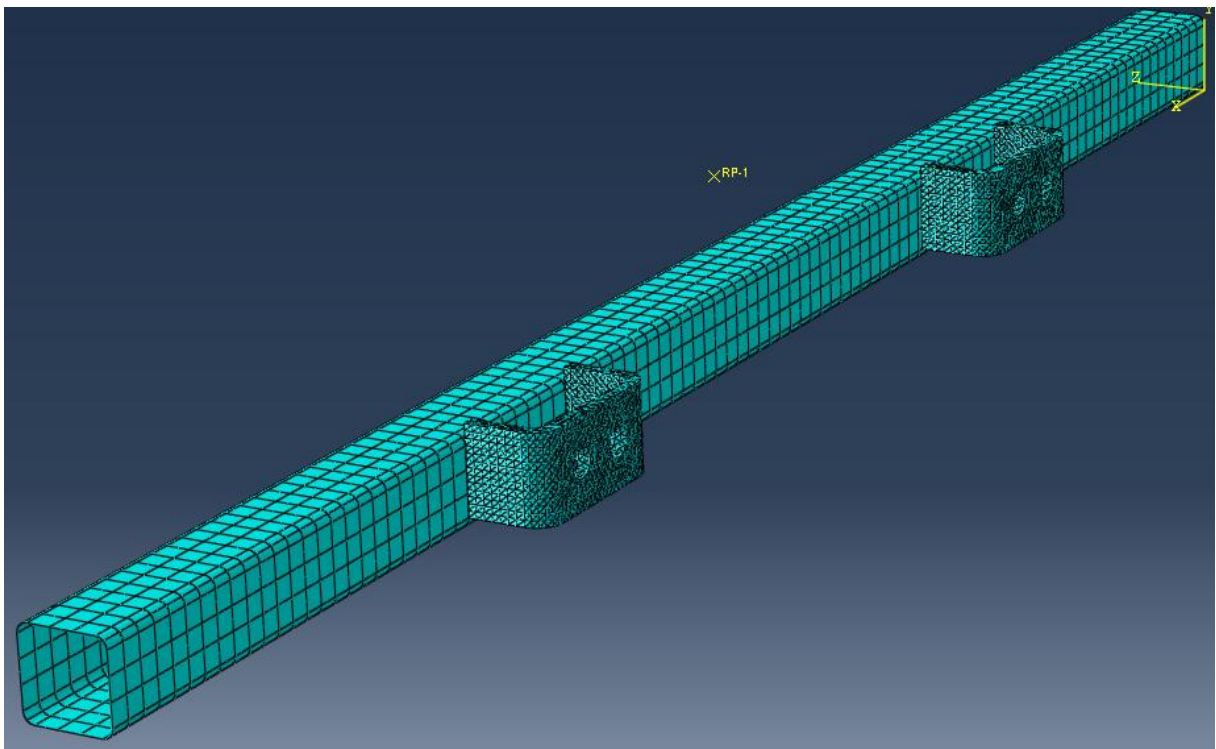


Obr. 28: Sestava pro analýzu MKP

Dále je definováno spojitě zatížení, které je způsobeno maximální hmotností naložené palety. V tomto případě jako síla působící do referenčního bodu a pomocí vazby Coupling rozložená na povrch horní strany profilu, viz obr.29. Na tomto místě jsou i nedefinovány vazby, a to vetknutí u přivaření úchyťů k desce rámu dopravníku a vazba přivaření mezi profilem a úchyty (Tie contact).

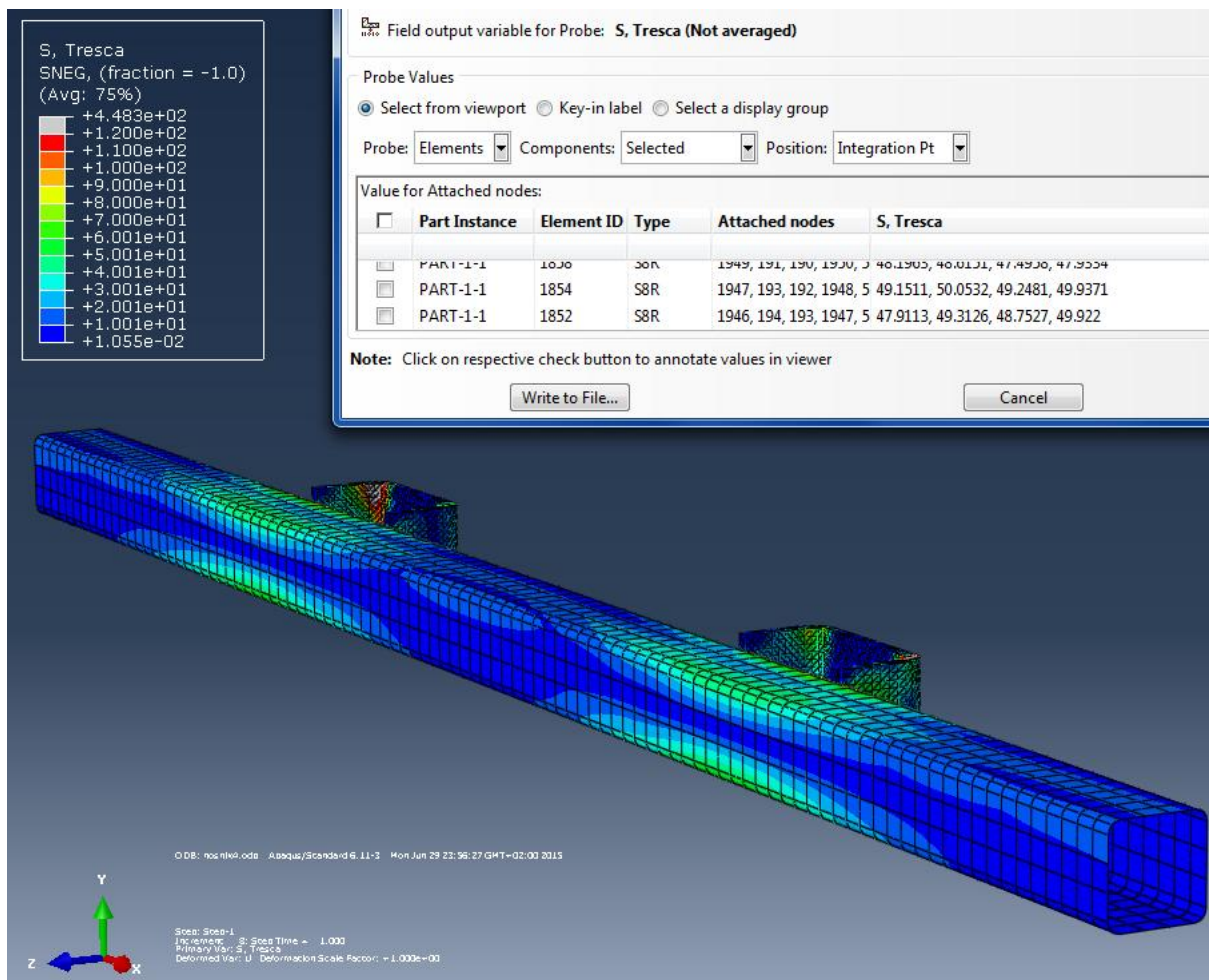


Obr. 29: Zatížení a vazby pro analýzu MKP



Obr. 30: Vysíťování sestavy

Na obr.30 je vidět vysíťování sestavy pro analýzu. Čtyřhranný profil je rozdělen na skořepinové elementy (SHELL) průměrné velikosti 12 mm. Plechové úchyty jsou vysíťovány čtyřstěnnými elementy (TET) průměrné velikosti 4 mm.



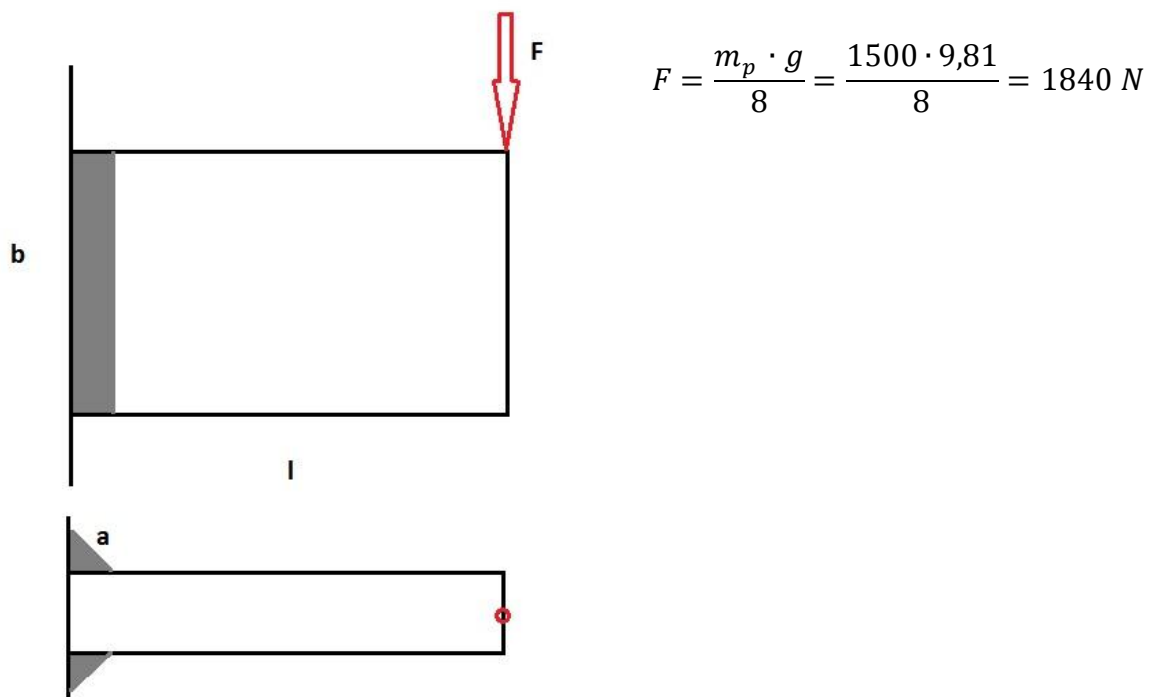
Obr. 31: Výsledky redukovaného napětí na analyzovaném profilu

Maximální redukované napětí je na profilu v místě uložení, toto napětí dosahuje hodnot  $\sigma_{max} \cong 50 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ . Napětí získané metodou konečných prvků je vyšší než analyticky zjištěné napětí (53). Rozdíl je nejspíše dán rozdílným uložením profilu a složeným napětím u výpočtu MKP, ve kterém je zohledněn kontaktní tlak od zatížení a ovlivnění součástí z vazeb, kdežto u analytického výpočtu je napětí odvozeno pouze od ohybového momentu v součásti.

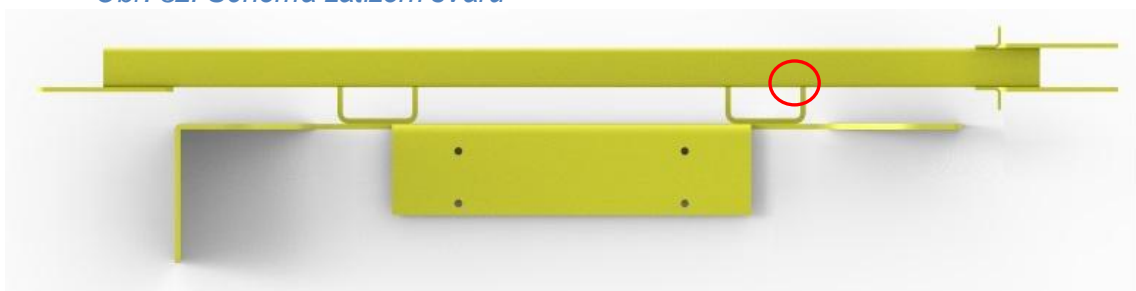
### 7.1.3. Pevnostní kontrola svarů [5]

V této kapitole bude provedena pevnostní kontrola navržených koutových svarů mezi profilem (č.p.3) a plechy (č.p. 2).

Pro zjednodušení bude počítán jeden svar ze čtyř viz. obr.29. Síla zatěžující tento svar tedy bude:



Obr. 32: Schéma zatížení svaru



Obr. 33: Umístění svaru

Svar je namáhán dvěma složkami napětí, a to smykovým napětím kolmým a rovnoběžným se svarem:

$$\tau_{\perp} = \frac{3 \cdot F \cdot l}{a \cdot b^2} = \frac{3 \cdot 1840 \cdot 25}{3 \cdot 40^2} = 28,75 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (54)$$

$$\tau_{ll} = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot a \cdot b} = \frac{1840}{2 \cdot 0,7 \cdot 3 \cdot 40} = 10,95 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (55)$$

kde:

- F [N]      zatížení svaru  
l [mm]     vzdálenost působíště síly  
a [mm]     šířka svaru  
b [mm]     délka svaru

Celkové napětí ve svaru:

$$\tau_s = \sqrt{\frac{\tau_{\perp}^2}{\alpha_{\perp}} + \frac{\tau_{ll}^2}{\alpha_{ll}}} = \sqrt{\frac{28,75^2}{0,9} + \frac{10,95^2}{0,8}} = 32,69 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (56)$$

kde:

- $\alpha$  [–]     převodní součinitel svarového spoje

Toto napětí je opět mnohem nižší než dovolené a je výhodné vzhledem k dynamickým účinkům při provozu.

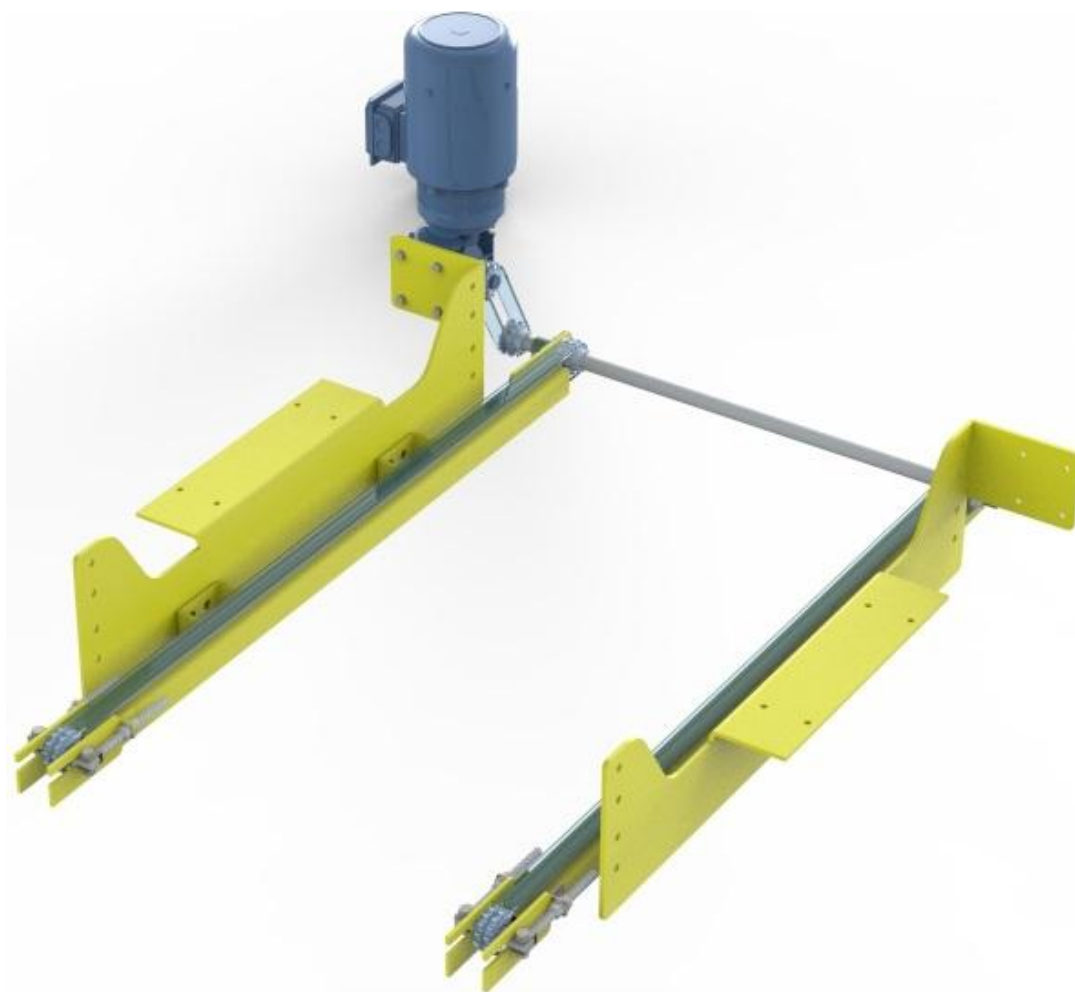
## 7.2. Řetězový dopravník

Vlastní konstrukční řešení řetězového dopravníku palet je na obr.30. Je tvořen sestavou ze dvou svařenců rámu (kap. 7.1), řetězu (kap. 6.1), převodového motoru (kap. 5.2) a rozváděcí hřídele.

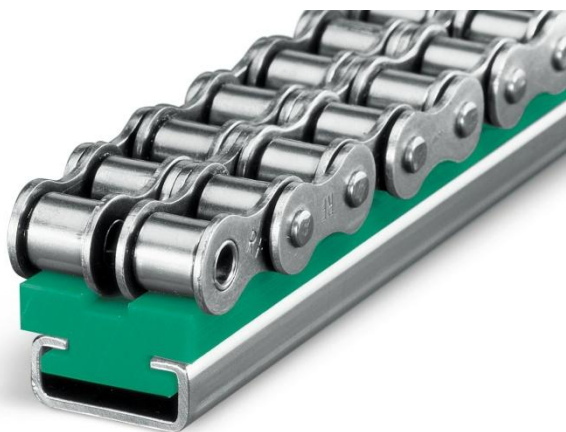
Řetěz dopravníku 08B-2 je hnaný řetězovým kolem  $z=13$ . Řetězová kola jsou uložena na rozváděcí hřídeli, přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí per. V přední části dopravníku je mechanismus umožňující napínání řetězu. Řetěz je v horní i dolní větvi uložen ve vodítkách od společnosti Murtfeldt [20], která jsou přišroubována k čtyřhrannému profilu rámu.

Hřídel rozváděcí výkon je uložena v kluzných pouzdrech *GFM-283036-31* od společnosti Igus [21].





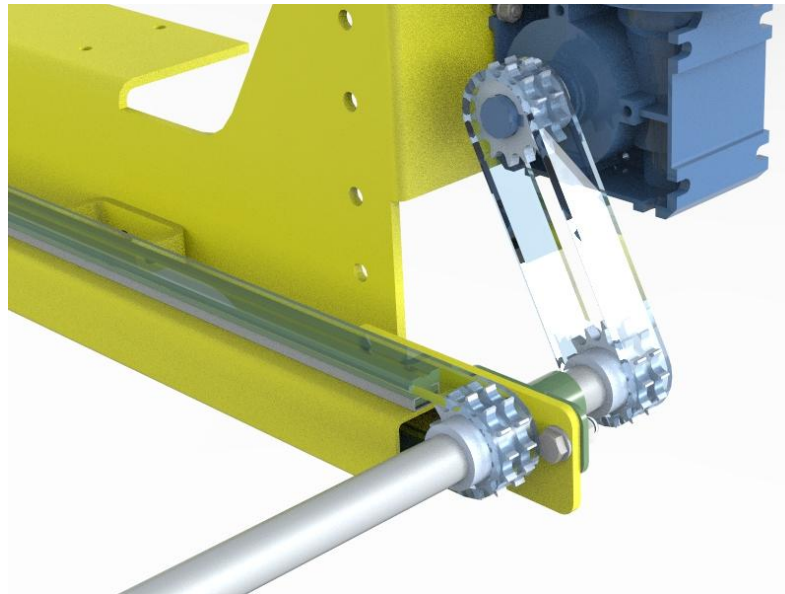
Obr. 34: Řetězový dopravník



Obr. 35: Vedení horní větve řetězu [20]



Obr. 36: Vedení spodní větve řetězu [20]



Obr. 37: Detail uložení pohonu a hřídele dopravníku



Obr. 38: Kluzné pouzdro IguS [21]

### 7.2.1. Návrh a kontrola pera [4]

Pro přenos krouticího momentu volím těsné pero 8x7x24 ČSN 02 2562.

Stanovení účinné délky pera:

$$l_a = \frac{4 \cdot M_K}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 76000}{28 \cdot 7 \cdot 100} = 15,5 \rightarrow 16 \text{ mm} \quad (57)$$

kde:

$M_K$  [N · mm]      krouticí moment (16)

$d_H$  [mm]          průměr hřídele

$h$  [mm]            výška pera

$p_D$  [MPa]      dovolený tlak

Kontrola pera na stříh:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_K}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 76000}{28 \cdot 8 \cdot 16} = 42,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (58)$$

kde:

$M_K$  [N · mm]      krouticí moment (16)

$d_H$  [mm]      průměr hřídele

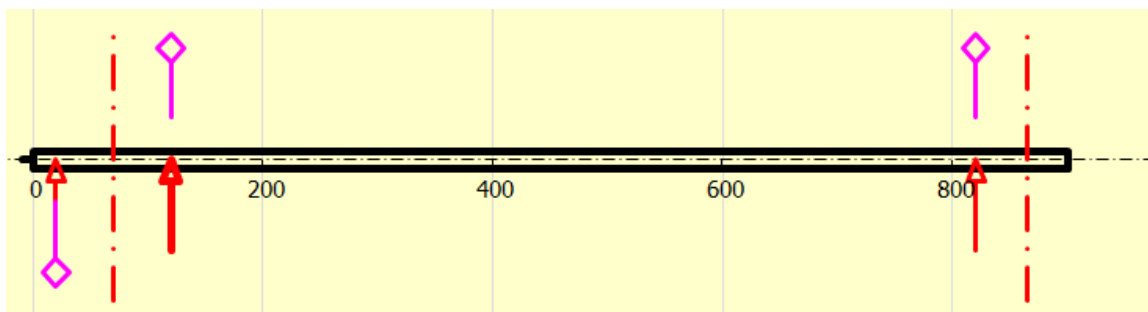
$b$  [mm]      šířka pera

$l_a$  [mm]      účinná délka pera (57)

Vybrané pero vyhovuje jak na otláčení, tak pevnostně na stříh, kde dovolené napětí ve stříhu  $\tau_D = 70 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

### 7.2.2.Kontrola hřídele

Navržená hřídel řetězového dopravníku  $d=28\text{mm}$  je kontrolována v programu MITCalc [19]. Hodnoty momentů a sil zatěžujících hřídel jsou definovány v kap. 4.2 a 5.2. Nadefinovaný materiál hřídele má pevnost v tahu  $\sigma_{Kt} = 600 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .



X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa
[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]
120,00		2900,0	0	-76,00		
820,00		2900,0	0	-76,00		
20,00		5800,0		152,00		

Obr. 39: Zatížení hřídele dopravníku [19]



Hodnoty maximálních napětí v hřídeli:

$$\sigma_{Omax} = 134,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (59)$$

$$\tau_{Kmax} = 37,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (60)$$

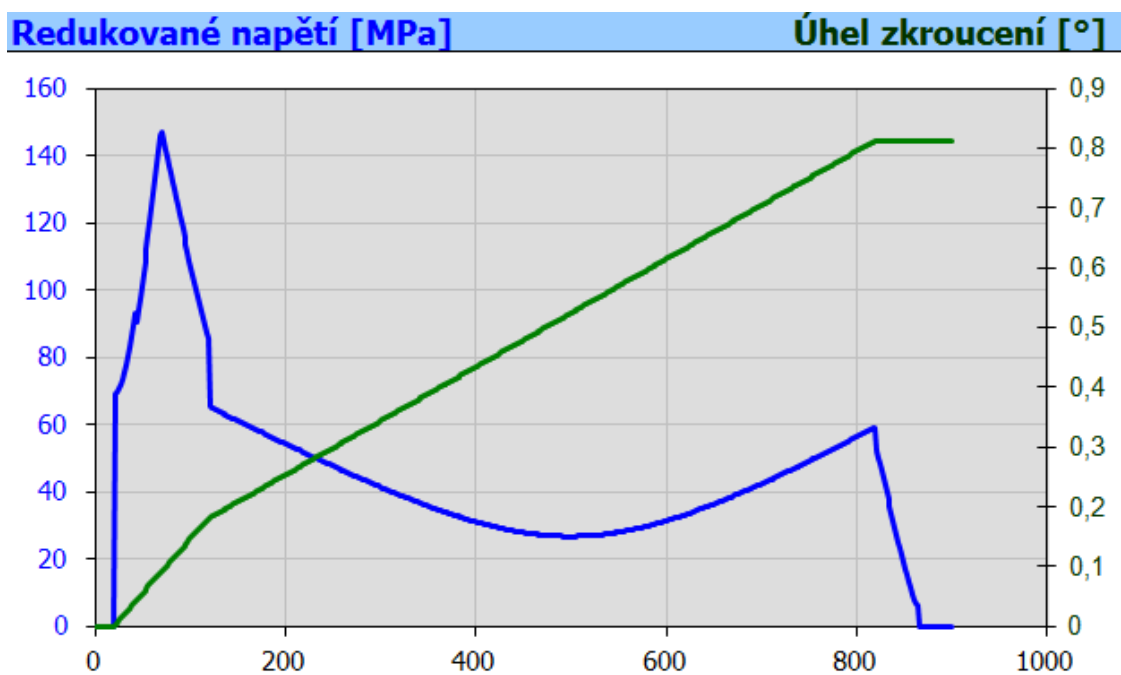
$$\sigma_{RED} = 146,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (61)$$

Hodnoty statické a dynamické bezpečnosti:

$$k_{ST} = 1,81 \quad (62)$$

$$k_D = 1,65 \quad (63)$$

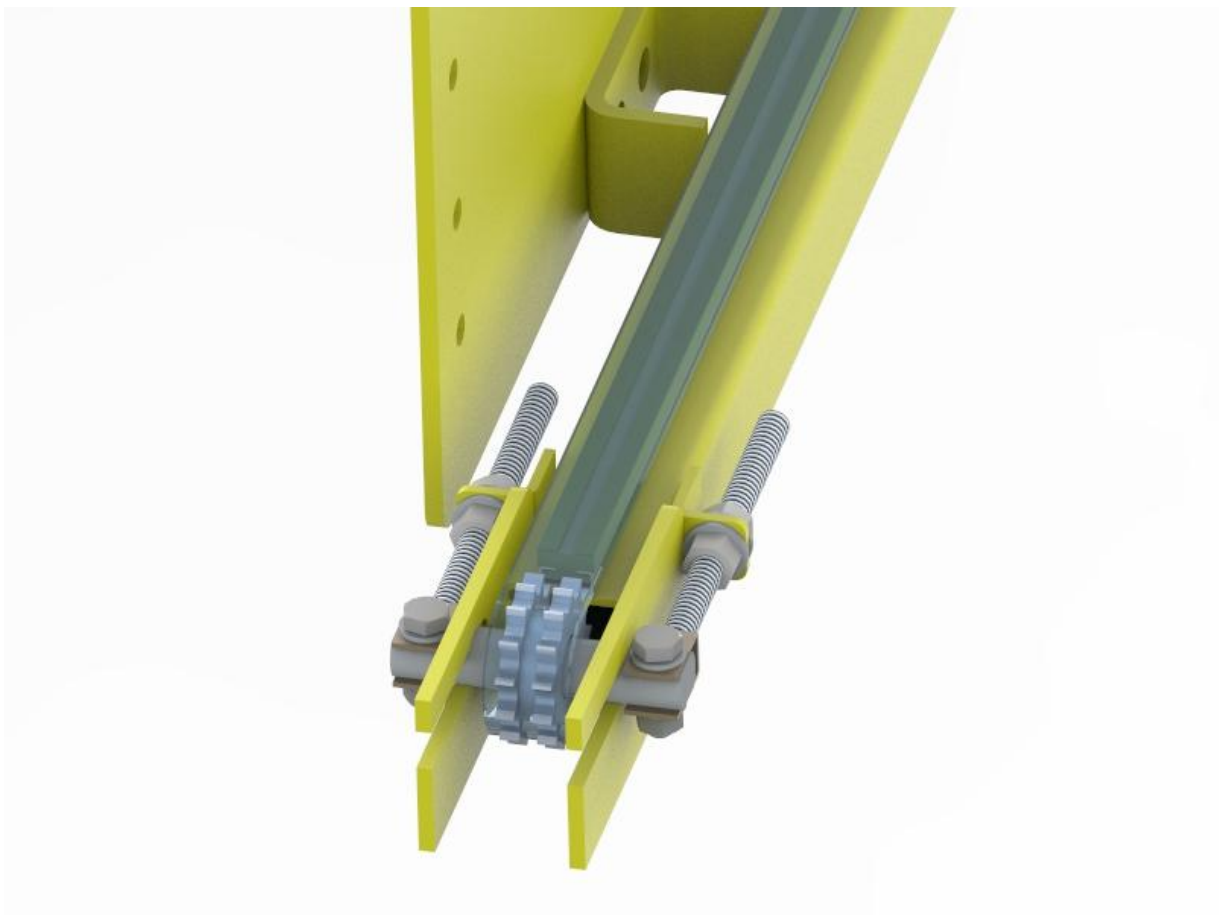
V těchto výsledcích je zohledněn vliv střídavého ohybového momentu, míjivého krouticího momentu a u dynamické kontroly také vliv vrubů (drážky pro pero).



Obr. 40: Průběh redukovaného napětí a úhlu zkroucení [19]

### 7.2.3. Napínání řetězu

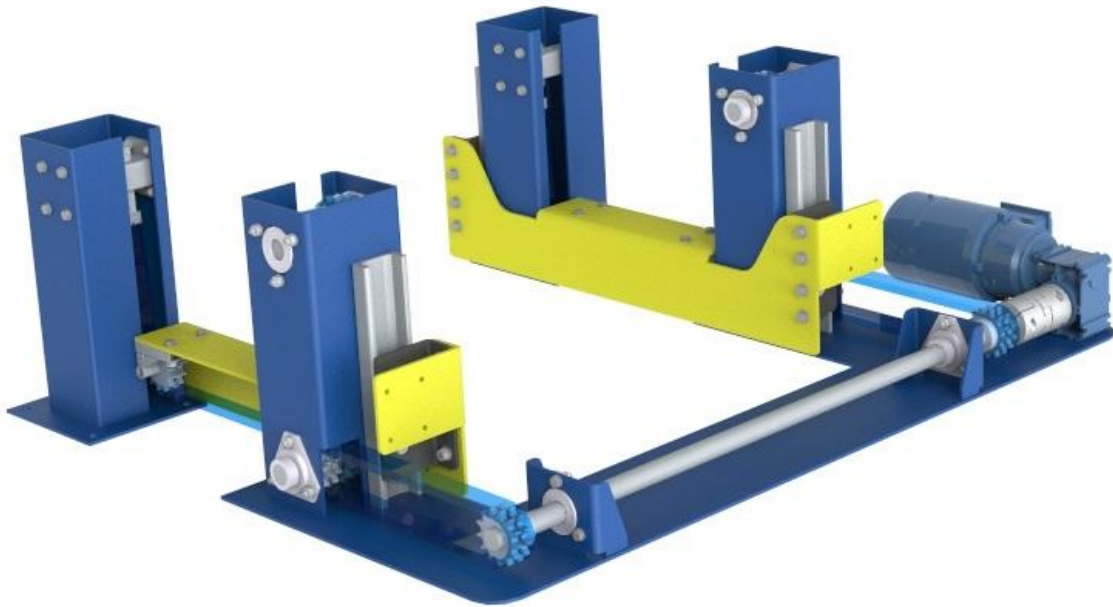
V přední části řetězového dopravníku je mechanismus umožňující napínání řetězu. Napínání je realizováno dvěma závitovými tyčemi, které dotažením matic tlačí vpřed hřídel osazenou vratným řetězovým kolem. Řetězové kolo je uloženo na kluzném pouzdru GSM-2528-20 od společnosti Igus [21]. Kolo je vystředěno vzhledem k vodítkům řetězu pomocí distančních trubek.



*Obr. 41: Detail napínání řetězu*

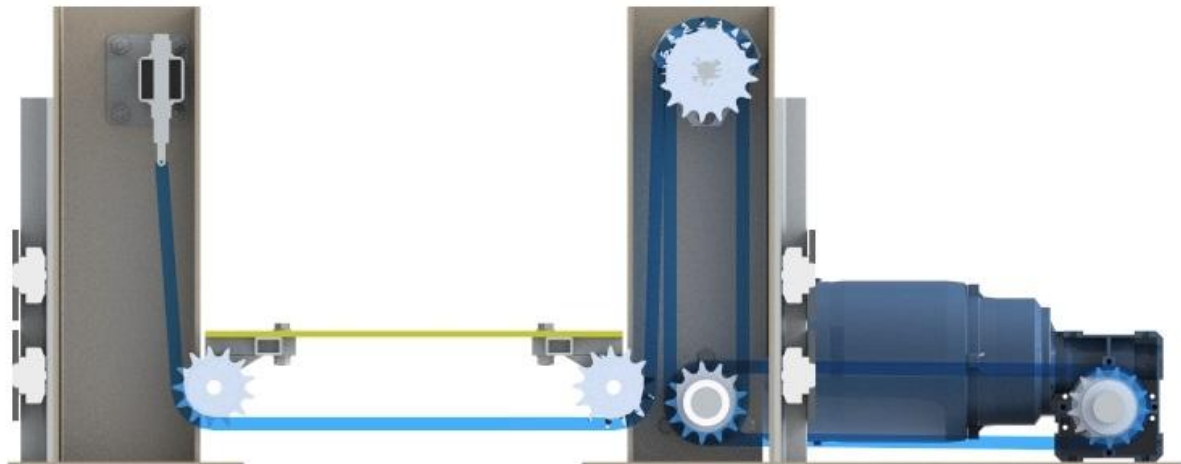
### 7.3. Zdvih dopravníku

Vlastní konstrukční návrh zdvihu dopravníku je zobrazen na obr.42. Tvořen je rámem ze čtyř svařených nosných sloupů, spojovacího plechu mezi dvěma zadními sloupy, na kterém je umístěn pohon a úchyty pro ložisková tělesa.



*Obr. 42: Sestava zdvihu dopravníku*

Schéma uspořádání řetězu 12B-2 (kap.6.2) je zobrazeno na obr.43. Výkon z motoru je přes spojku přiveden na rozváděcí hřídel. Z hřídele je výkon rozveden do spodní části dvou zadních sloupů, zde je přes další hřídel osazenou dvěma řetězovými koly ( $z=13$ ) přiveden na hřídel v horní části. Tato hřídel je osazena dvěma řetězovými koly ( $z=13$  a  $17$ ) a na větší z nich je navíjen samotný řetěz, přes který je realizován zdvih. Tento řetěz je převáděn přes dvě řetězová kola umístěná na rámu dopravníku. Konec nosného řetězu je zavěšen na upínacím šroubu v horní části předního sloupu (obr.44), je umožněno jeho výškové nastavení, pro vzájemné seřízení obou stran dopravníku. Napínací šroub je složen z navzájem svařeného úchyty řetězu a závitové tyče M20. Veškeré hřídele jsou uloženy v naklápěcích kuličkových ložiskách v ložiskových tělesech.



*Obr. 43: Schéma uspořádání řetězu*

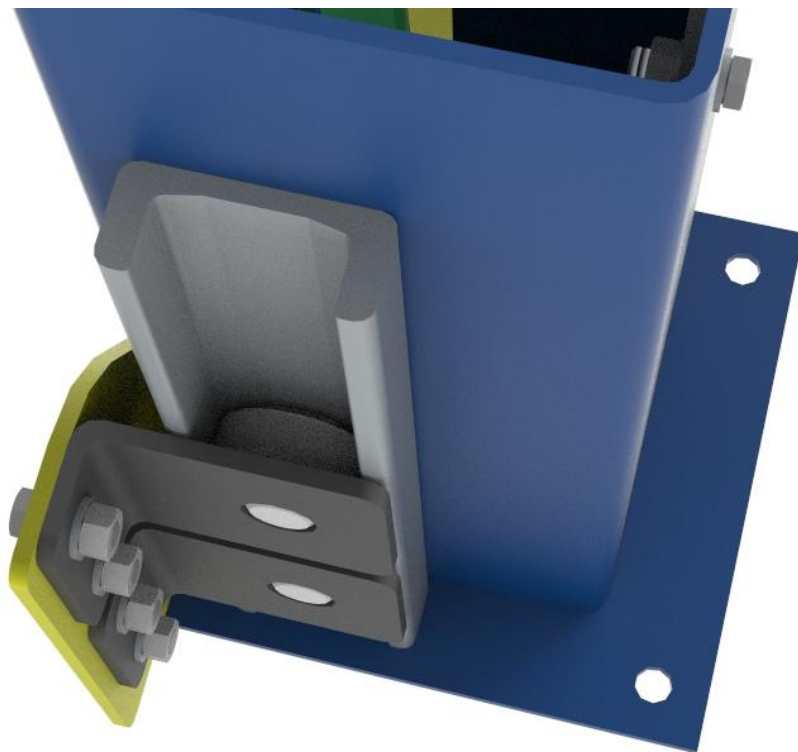


*Obr. 44: Nastavitelné zavěšení řetězu*

Rám řetězového dopravníku je z důvodu přesné polohy a eliminace jiných než vertikálních sil při zdvihu veden pomocí dvou kladek HEC4.054 [22] ve speciálním profilu EC2890 [22] umístěném na každém ze sloupů. Čepy kladek jsou navařeny na plech, který je přišroubován k rámu dopravníku viz obr.46. Kladky umožňují nastavení v obou směrech pro přesné seřízení ve vedení.

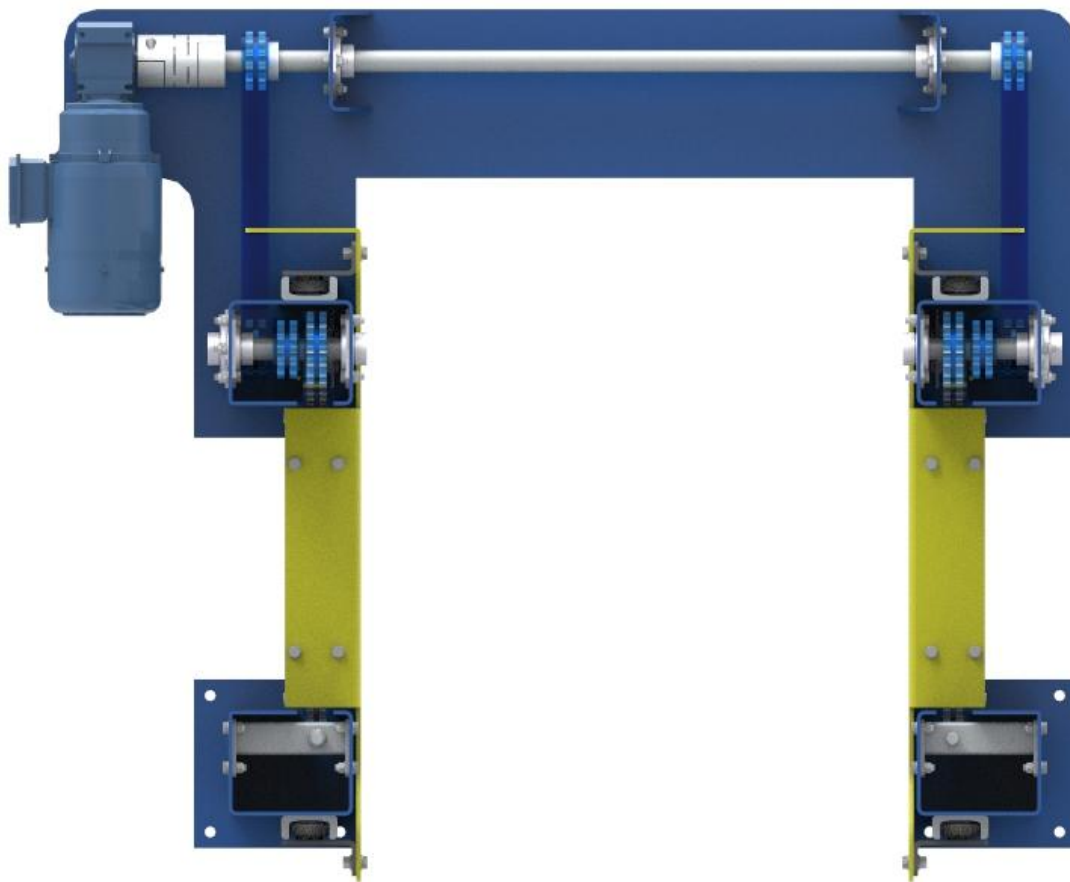


Obr. 45: Kombinovaná kladka [22]



Obr. 46: Umístění vedení zdvihu

Na dalším obrázku (obr.47) je pohled shora na celkovou sestavu zdvihu, je zde detailně vidět rozvod řetězu do dolních, následně horních částí nosných sloupů a samotný navíjený řetěz zdvihu.



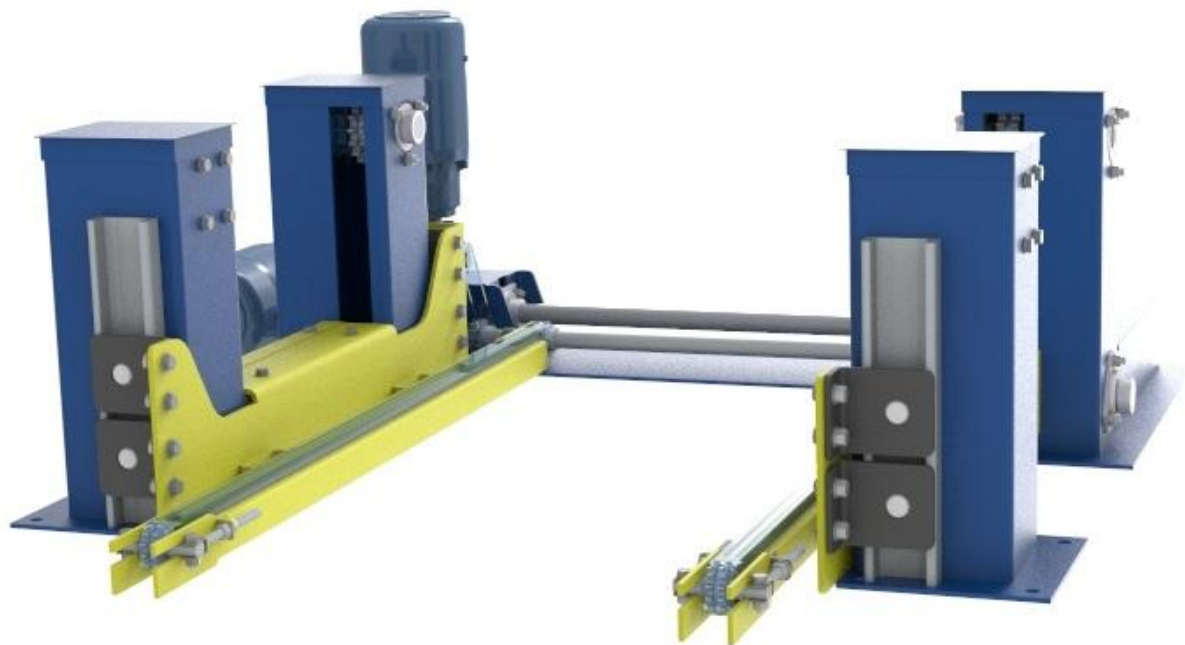
*Obr. 47: Sestava zdvihu dopravníku (pohled shora)*

## 7.4. Zařízení pro nakládání palet

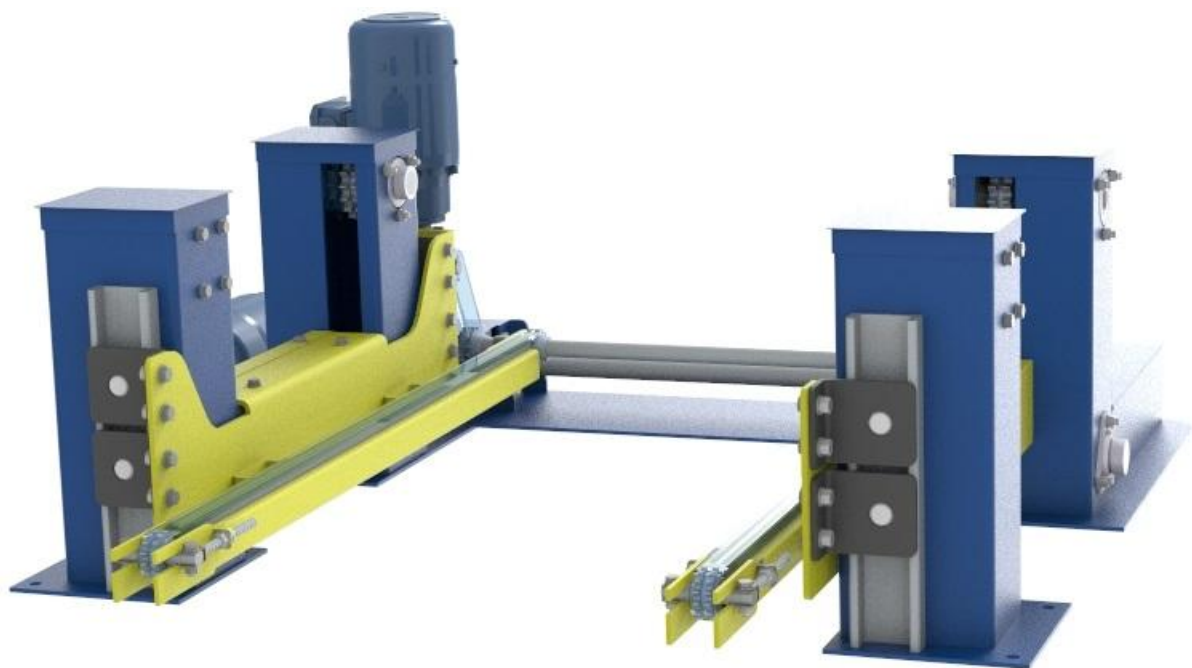
V této kapitole je zobrazeno celkové zařízení umožňující nakládání palet nízkozdvíhým vozíkem. Skládá se z řetězového dopravníku (kap.7.2) a zdvihového mechanismu (kap.7.3). Sestava je také vybavena plechovým krytváním k zamezení přístupu k pohybujícím se součástem.

Zařízení je zobrazeno v obou polohách, jak ve spodní poloze určené pro nakládání palet z nízkozdvíhného vozíku, tak ve zdvihnuté horní poloze na úrovni následných dopravníků.

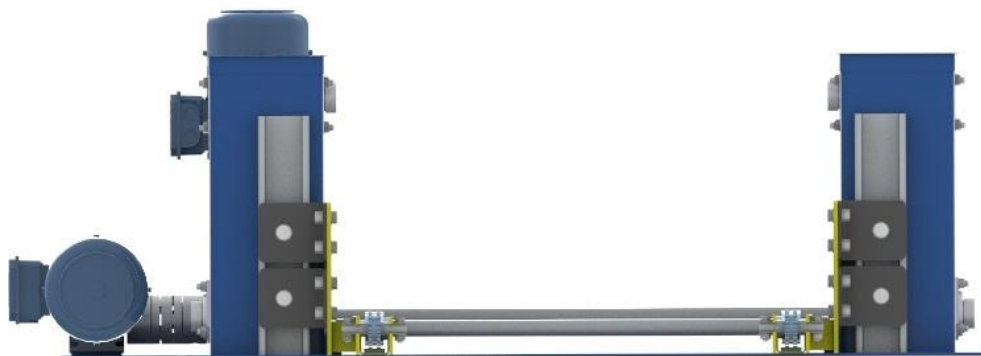




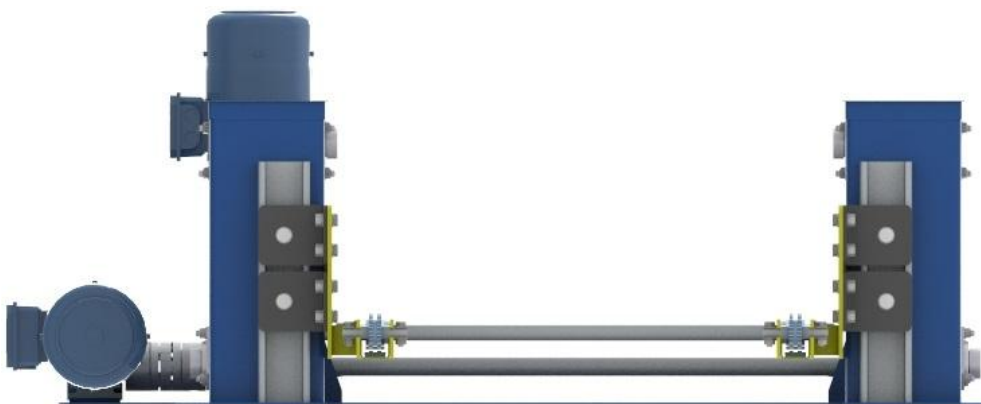
Obr. 48: Zařízení ve spodní poloze pro nakládání palety



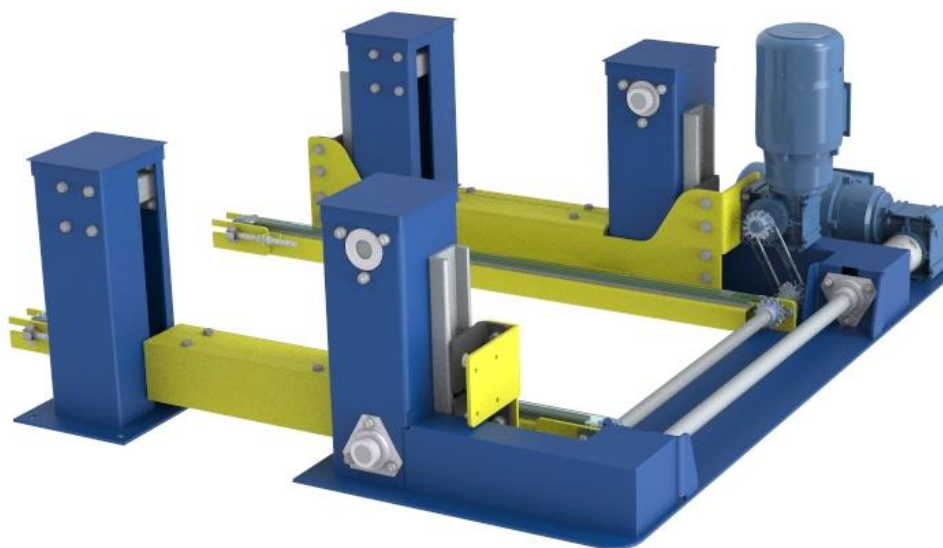
Obr. 49: Zařízení v horní poloze na úrovni dalšího dopravníku



Obr. 50: Přední pohled na dolní polohu dopravníku



Obr. 51: Přední pohled na horní polohu dopravníku



Obr. 52: Pohled na zadní částí dopravníku



## 8. Diskuse a závěr

Vytvořil jsem návrh komponenty nízkoúrovňové tratě pro nakládání palet, včetně jeho hlavních mechanických prvků, a to vzhledem k bezpečnosti provozu, životnosti a co nejmenších nákladů na výrobu a provoz.

Všechny cíle práce byly naplněny, zařízení umožňuje nakládání i vykládání EURO-palet o maximální hmotnosti *1500 kg* všemi na trhu dostupnými nízkozdvižnými vozíky, neboť výška řetězového dopravníku je v dolní úrovni *77,5mm*. Spodní část palety zdvihnuté nízkozdvižným vozíkem je ve výšce minimálně *100mm*.

Veškeré modely byly vytvořeny ve studentské verzi programu Solid Edge ST7. V příloze přikládám také výkresy sestavení.

## 9. Seznam použité literatury

- [1] DRAŽAN, F.; Jeřábek K. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1979
- [2] DRAŽAN, F. *Teorie a stavba dopravníků*. 1. vyd. Praha : ČVUT, 1983. 290 s.
- [3] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů – Mechanické převody*. Praha : ČVUT, 2003. 178 s.
- [4] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů – Příklady*. Praha : ČVUT, 1991. 105 s.
- [5] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P. *Strojírenské tabulky*. 1. vyd. Úvaly : Albra, 2003. 865 s.
- [6] KUGL, O., et al. *Projekt III. ročník*. 2. vyd. Praha : ČVUT, 2005. 169 s.

## Internetové zdroje

- [7] *Euro-palety* [online]. Nabídka nových palet EUR. Dostupné z WWW: <http://www.euro-palety.com/nabidka/palety-eur>
- [8] *FEBA* [online]. Manipulační technika. Dostupné z WWW: <<http://feba-praha.cz/rucni-paletizacni-voziky.htm>>
- [9] *ALTO Systems* [online]. Paletizace. Dostupné z WWW: [http://www.altosystems.cz/catalog/303-paletizacni/paletove\\_voziky\\_pfaff/conhersa](http://www.altosystems.cz/catalog/303-paletizacni/paletove_voziky_pfaff/conhersa)>
- [10] *STILL* [online]. Skladová technika. Dostupné z WWW: <http://www.still.cz/skladova-technika-cz.0.0.html>
- [11] *Jungheinrich* [online]. Paletové vozíky. Dostupné z WWW: <http://www.jungheinrich.cz/produkty/paletovy-vozik/>
- [12] *STRAND* [online]. Paletové dopravníky. Dostupné z WWW: <http://www.strand.cz/dokumenty/paletove-dopravniky/>

- [13] MECALUX[online]. Dopravníky. Dostupné z WWW: <http://www.mecalux.cz/>
- [14] Řetězy Vamberk. *Řetězy Vamberk* [online]. Válečkové řetězy a jejich výpočet. Dostupné z WWW: <[http://retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet\\_valeckoveho\\_retezu.pdf](http://retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf)>
- [15] *FSI VUT v Brně* [online]. Výběr z norem. Dostupné z WWW: [http://old.uk.fme.vutbr.cz/indexe256.html?akce=1&sekce=csn&ln=cs&norma\\_id=5](http://old.uk.fme.vutbr.cz/indexe256.html?akce=1&sekce=csn&ln=cs&norma_id=5)
- [16] ZIMM [online]. Screw-jacks. Dostupné z WWW: <http://zimm-screwjacks.com/downloads/zimm-screw-jack-systems-catalogue-2013>
- [17] ZČU [online]. Vzpěr přímých prutů . Dostupné z WWW: <http://www.kme.zcu.cz/kmet/pp2/vzper-primu-prutu/vzper.php?action=add>
- [18] NORD [online]. Převodové motory . Dostupné z WWW: [http://www.nord.com/cms/cz/product\\_catalogue/geared\\_motors/worm\\_geared\\_motors](http://www.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/worm_geared_motors)
- [19] *MITCalc* [online]. Technické výpočty . Dostupné z WWW: [http://www.mitcalc.com/index\\_cz.htm](http://www.mitcalc.com/index_cz.htm)
- [20] *Murtfeldt* [online]. Vedení řetězů . Dostupné z WWW: <http://www.murtfeldt.cz/produkty/vedeni-retezu-remenu-a-kluzne-profilu/>
- [21] *IGUS* [online]. Kluzná pouzdra . Dostupné z WWW: [http://www.igus.co.uk/iPro/iPro\\_02\\_0001\\_0000\\_GBen.htm?c=gb&l=en](http://www.igus.co.uk/iPro/iPro_02_0001_0000_GBen.htm?c=gb&l=en)
- [22] *T.E.A. TECHNIK* [online]. Kombinované rolny. Dostupné z WWW: <http://www.teatechnik.cz/kombinovane-rolny-detail/>

## 10. Seznam obrázků

<i>Obr. 1: Rozměry europalety [7]</i> .....	11
<i>Obr. 2: Rozměry vozíků [8]</i> .....	12
<i>Obr. 3: Ruční vozík Silverline [9]</i> .....	13
<i>Obr. 4: Vozík EGU PS20 [9]</i> .....	13
<i>Obr. 5: Vozík ECU-SF [10]</i> .....	14
<i>Obr. 6: Vozík AM30 [11]</i> .....	14
<i>Obr. 7 Vozík EJE 116 [11]</i> .....	15
<i>Obr. 8: Vozík LHM230 [8]</i> .....	15
<i>Obr. 9: Válečkový dopravník STRAND [12]</i> .....	18
<i>Obr. 10: Řetězový dopravník STRAND [12]</i> .....	18
<i>Obr. 11: Logistika Mecalux [13]</i> .....	19
<i>Obr. 12: Logistika Mecalux [13]</i> .....	19
<i>Obr. 13 <a href="http://www.mecalux.cz/automaticky-sklad-palety/dopravniky">http://www.mecalux.cz/automaticky-sklad-palety/dopravniky</a></i> .....	20
<i>Obr. 14: Logistika TMT</i> .....	21
<i>Obr. 15:</i> .....	21
<i>Obr. 16: Schéma řetězového dopravníku [14]</i> .....	26
<i>Obr. 17: Profil rovnoramenného lichoběžníkového závitu [15]</i> .....	30
<i>Obr. 18: Uspořádání čtyř převodovek s pohybovými šrouby [16]</i> .....	30
<i>Obr. 19: Případy vzpěru přímých prutů [16]</i> .....	33
<i>Obr. 20: Schéma zdvihu navíjením řetězu</i> .....	36
<i>Obr. 21: Převodový motor [18]</i> .....	39
<i>Obr. 22: Rozměry dvouřadého řetězu B-2 [14]</i> .....	43
<i>Obr. 23: Svařenec rámu řetězového dopravníku</i> .....	47
<i>Obr. 24: Uložení a zatížení profilu [19]</i> .....	48
<i>Obr. 25: Průběh ohybového momentu [19]</i> .....	48
<i>Obr. 26: Průběh napětí [19]</i> .....	49
<i>Obr. 27: Průběh průhybu [19]</i> .....	49
<i>Obr. 28: Sestava pro analýzu MKP</i> .....	50
<i>Obr. 29: Zatížení a vazby pro analýzu MKP</i> .....	51
<i>Obr. 30: Vysíťování sestavy</i> .....	51
<i>Obr. 31: Výsledky redukovaného napětí na analyzovaném profilu</i> .....	52

Obr. 32: Schéma zatížení svaru .....	53
Obr. 33: Umístění svaru .....	53
Obr. 34: Řetězový dopravník .....	55
Obr. 35: Vedení horní větve řetězu [20]    Obr. 36: Vedení spodní větve řetězu [20] .....	55
Obr. 37: Detail uložení pohonu a hřídele dopravníku .....	56
Obr. 38: Kluzné pouzdro lgu [21].....	56
Obr. 39: Zatížení hřídele dopravníku [19] .....	57
Obr. 40: Průběh redukovaného napětí a úhlu zkroucení [19].....	58
Obr. 41: Detail napínání řetězu .....	59
Obr. 42: Sestava zdvihu dopravníku .....	60
Obr. 43: Schéma uspořádání řetězu .....	61
Obr. 44: Nastavitelné zavěšení řetězu .....	61
Obr. 45: Kombinovaná kladka [22].....	62
Obr. 46: Umístění vedení zdvihu .....	62
Obr. 47: Sestava zdvihu dopravníku (pohled shora) .....	63
Obr. 48: Zařízení ve spodní poloze pro nakládání palety.....	64
Obr. 49: Zařízení v horní poloze na úrovni dalšího dopravníku .....	64
Obr. 50: Přední pohled na dolní polohu dopravníku .....	65
Obr. 51: Přední pohled na horní polohu dopravníku .....	65
Obr. 52: Pohled na zadní části dopravníku .....	65

## 11. Seznam tabulek

Tab. 1: Součinitel tření (řetěz/vedení) [14].....	27
Tab. 2: Součinitel provozu [14] .....	27
Tab. 3: Součinitel rychlosti [14].....	28
Tab. 4: Parametry motoru [18].....	39
Tab. 5: Parametry motoru [18].....	40
Tab. 6: Parametry motoru [18].....	42
Tab. 7: Rozměry dvouřadého řetězu 08B-2 [14].....	43
Tab. 8: Rozměry dvouřadého řetězu 12B-2 [14].....	45

## 12. Seznam příloh:

- P1. Výkres sestavení zdvihu dopravníku S-DP-00-03
- P2. Výkres sestavení řetězového dopravníku S-DP-00-02
- P3. Výkres sestavení celkového zařízení S-DP-00-01
- P4. Kusovník sestavení zdvihu dopravníku K-DP-00-03
- P5. Kusovník řetězového dopravníku K-DP-00-02
- P6. Kusovník sestavení celkového zařízení K-DP-00-01

## 13. Seznam použitých zkratek a symbolů

$b$	[mm]	šířka pera
$d_{0r}$	[m]	roztečný průměr řetězového kola
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu
$d_3$	[mm]	malý průměr závitu
$d_H$	[mm]	průměr hřídele
$E$	$[N \cdot mm^{-2}]$	modul pružnosti
$F_{Bmin}$	[N]	minimální síla nutná k přetržení
$f'$	[-]	součinitel smykového tření
$f_{\xi}$	[-]	součinitel čepového tření
$F_{KR}$	[mm]	kritická síla
$f_r$	[-]	součinitel tření
$F_S$	[-]	součinitel provozu
$F_T$	[N]	tažná síla v řetězu
$F_v$	[-]	součinitel rychlosti
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
$i$	[-]	počet válečků
$I$	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti válečku
$I_1$	[-]	součinitel rychlosti
$I_2$	[-]	součinitel počtu zubů

	$i_{kl}$	$[-]$	převod mechanismu
	$i_p$	$[-]$	počet poháněných válečků
	$i_x$	$[mm]$	poloměr setrvačnosti průřezu šroubu
	$l_a$	$[mm]$	účinná délka pera
	$L$	$[mm]$	délka palety
	$M_K$	$[N \cdot m]$	krouticí moment
	$m_p$	$[kg]$	hmotnost naložené palety
	$m_v$	$[kg]$	hmotnost válečku
	$n_M$	$[min^{-1}]$	otáčky motoru
	$n_f$	$[s^{-1}]$	otáčky řetězového kola
	$O_1$	$[N]$	složka vlastní tíhy palety
	$O_2$	$[N]$	odpor vlivem valivého a čepového tření
	$O_3$	$[N]$	odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností
	$P$	$[W]$	teoretický výkon
	$P$	$[mm]$	rozteč závitů
	$p_D$	$[MPa]$	dovolený tlak
	$p_i$	$[MPa]$	měrný tlak při ideálních podmínkách
	$P_M$	$[W]$	výkon elektromotoru
	$q_0$	$[N \cdot m^{-1}]$	Spojité zatížení
	$Q_s$	$[N]$	zatížení šroubu
	$Q_v$	$[N]$	nosnost válečku
	$r_č$	$[m]$	poloměr čepu
	$r_v$	$[m]$	poloměr válečku
$S_3$		$[mm^2]$	minimální průřez šroubu
	$t_{max}$	$[mm]$	maximální rozteč válečků
	$t_{zš}$	$[mm]$	čas zdvihu
	$v_d$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost dopravníku
	$W_{K3}$	$[mm^3]$	průřezový modul v krutu

$\alpha$	[°]	sklon dopravníku
$\beta_m$	[°]	úhel závitů v normálovém řezu
$\eta_z$	[-]	účinnost šroubového mechanismu
$\lambda_m$	[-]	mezní štíhlost
$\sigma_K$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	mez kluzu v tlaku
$\sigma_t$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	tlakové napětí
$\sigma_u$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	mez úměrnosti
$\tau_{\perp}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Smykové napětí kolmé na svar
$\tau_K$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	smykové napětí
$\tau_{  }$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Smykové napětí rovnoběžné se svarem
$\psi_H$	[-]	součinitel výšky závitů
$\psi_H$	[-]	součinitel výšky matice
$\gamma$	[°]	úhel závitů
$\eta_{př}$	[-]	účinnost převodovky
$\eta_{řem}$	[-]	účinnost řemenového převodu
$\lambda$	[-]	štíhlost
$\mu$	[-]	součinitel vlivu uložení
$\xi$	[m]	rameno valivého tření
$\varphi'$	[°]	třecí úhel v závitů
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost válečku