



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh nůžkového zvedáku pro zásobování
obchodů**

Design of scissor lifter for shops supplying

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2019

Ondřej PECKA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Ondřej Štoček



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pecka** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **467320**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh nůžkového zvedáku pro zásobování obchodů

Název bakalářské práce anglicky:

Scissor lifter design for store supply

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte rešerši používaných nůžkových zvedáků. Na základě rešerše vypracujte 3D model vlastní konstrukce zvedáku a výrobní výkresy vybraných dílů. Dále zpracujte vybrané návrhové a kontrolní výpočty.

Seznam doporučené literatury:

Švec, V.: Části a mechanismy strojů - Spoje a spojovací součásti. ČVUT, Praha, 2002
Švec, V.: Části a mechanismy strojů - Příklady. ČVUT, Praha, 2003

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Ondřej Štoček, ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **05.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.06.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: **12.12.2019**

Ing. Ondřej Štoček
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.

24.4.2019

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem „Návrh nůžkového zvedáku pro zásobování obchodů“ vypracoval samostatně pod vedení Ing. Ondřeje Štočka a s použitím zdrojů a odborné literatury uvedené na konci bakalářské práce.

V Praze:

Ondřej Pecka

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Ondřeji Štočkovi, vedoucímu práce, za ochotu, rady a podnětné připomínky během zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat prof. Ing. Vojtěchu Dynybylovi, Ph.D., pod jehož vedením vznikl prvotní nápad a návrh této práce. V neposlední řadě bych také chtěl poděkovat své rodině za podporu během celého studia.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Ondřej Pecka
Název práce:	Návrh nůžkového zvedáku pro zásobování obchodů
Anglický název:	Design of scissor lifter for shops supplying
Rok:	2019
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Ondřej Štoček
Bibliografické údaje:	počet stran: 49
	počet obrázků: 48
	počet tabulek: 6
	počet příloh: 4
Klíčová slova:	Smart city, nůžkový mechanismus, nůžkový zvedák, návrh konstrukce
Keywords:	Smart city, scissor mechanism, scissor lifter, design of construction
Anotace:	Bakalářská práce je zaměřena na návrh nůžkového zvedáku pro zásobování obchodů. V teoretické části bakalářské práce je rešerše zaměřená na běžně používaná konstrukční řešení nůžkových zvedáků a mechanismů, včetně jejich pohonů. Praktická část se zabývá samotným návrhem zvedáku. Dále obsahuje 3D model.
Abstract:	The bachelor thesis is focused on design of scissor lifter for shops supplying. In its theoretical part there is a research focused on ordinary structural solutions of scissor lifters and mechanisms, including their propulsions. Practical part deals with design of scissor lifter. It includes a 3D model.

OBSAH

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	4
2. Nůžkový zdvihací mechanismus	5
2.1. Zdvíhaná plošina	6
2.2. Základní rám	6
2.3. Ramena	7
2.4. Čepy	7
2.5. Pohon	7
2.5.1. Hydraulický pohon	7
2.5.2. Mechanický pohon	8
3. Používaná konstrukční řešení nůžkového zvedáku	8
3.1. Jednonůžkové zvedáky	9
3.2. Dvou a více nůžkové zvedáky	9
3.3. Tandemové zvedáky	9
3.4. Lineární vedení	10
3.4.1. Vodítka	10
3.4.2. Vodící čelisti	10
4. Autonomní robotická vozítka	12
5. Výpočty	13
5.1. Dimenzování nosníků horní části zvedáku	13
5.1.1. Zkratky	14
5.1.2. Hodnoty a rozměry mechanismu	15
5.1.3. 1. případ – kontejnery jsou umístěny na dopravnících	15
5.1.1. 2. případ – kontejnery jsou nesený roboty	17
5.1.2. Volba polotovaru	19
5.1.3. Celková hmotnost plošiny	20
5.2. Analýza vnitřních reakcí v nůžkovém mechanismu	21
5.2.1. Těleso 1	22
5.2.2. Těleso 2	22
5.2.3. Těleso 3	23
5.2.4. Těleso 4	23
5.2.5. Vyjádření geometrických vztahů v mechanismu	24
5.2.6. Maticový zápis	25
5.3. Dimenzování ramen	26
5.3.1. Těleso 1	27
5.3.2. Těleso 2	27
5.3.3. Těleso 3	28
5.3.4. Těleso 4	28
5.3.5. Známé hodnoty	29
5.3.6. Výsledné hodnoty	29

5.3.7.	Návrh polotovaru	30
5.4.	Čepy	30
5.5.	Hydraulický válec	32
5.6.	Kontaktní tlak	33
5.6.1.	Zkratky:	34
5.6.2.	Hodnoty	34
5.6.3.	Výpočet	34
5.7.	Mechanika mechanismu	34
6.	Finální 3D model	41
7.	Závěr	44

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

m_k [kg]	hmotnost kontejneru
m_d [kg]	hmotnost dopravníku
m_r [kg]	hmotnost robota
F_{gd} [N]	tíhová síla dopravníku
F_{gk} [N]	tíhová síla kontejneru
F_{gr} [N]	tíhová síla robota
g [$m \cdot s^{-2}$]	tíhové zrychlení
a_{dp} [mm]	rozměr mechanismu a v dolní poloze
a_{hp} [mm]	rozměr mechanismu a v horní poloze
b_{dp} [mm]	rozměr mechanismu b v dolní poloze
b_{hp} [mm]	rozměr mechanismu b v horní poloze
c [mm]	rozměr mechanismu c
d [mm]	rozměr mechanismu d
e [mm]	rozměr mechanismu e
f [mm]	rozměr mechanismu f
$R_{1,2,3,4}$ [N]	reakce v mechanismu
M_i [$N \cdot mm$]	ohybový moment v jednotlivých částech
M_o [$N \cdot mm$]	ohybový moment
M_{omax} [$N \cdot mm$]	ohybový moment maximální
M_{ovysl} [$N \cdot mm$]	ohybový moment výsledný
Re [$N \cdot mm^{-2}$]	mez pevnosti v kluzu
σ_D [$N \cdot mm^{-2}$]	sigma dovolené
W_o [mm^3]	modul průřezu v ohybu
W_{omin} [mm^3]	minimální požadovaný modul průřezu v ohybu
F_{gn} [N]	tíhová síla nosníků
F_{gv} [N]	tíhová síla výztuhy plošiny + podlaha
F_{gpl} [N]	celková tíhová síla plošiny
F_{c3} [N]	celková tíhová síla působící na těleso 3
F_{c4} [N]	celková tíhová síla působící na těleso 4
F_p [N]	síla pístu
$p_{1,2}$ [mm]	kolmá vzdálenost čepu pístu od ramene
R_{10x} [N]	reakce tělesa 1 do rámu ve směru x
R_{10y} [N]	reakce tělesa 1 do rámu ve směru y
R_{21x} [N]	vzájemná reakce tělesa 1 a 2 ve směru x
R_{21y} [N]	vzájemná reakce tělesa 1 a 2 ve směru y
R_{41x} [N]	vzájemná reakce tělesa 1 a 4 ve směru x
R_{41y} [N]	vzájemná reakce tělesa 1 a 4 ve směru y

R_{20y} [N]	reakce tělesa 2 do rámu ve směru y
R_{32x} [N]	vzájemná reakce tělesa 2 a 3 ve směru x
R_{32y} [N]	vzájemná reakce tělesa 2 a 3 ve směru y
R_{43x} [N]	vzájemná reakce tělesa 3 a 4 ve směru x
R_{43y} [N]	vzájemná reakce tělesa 3 a 4 ve směru y
l [mm]	vzdálenost čepů na rameni
a [mm]	vzdálenost čepů rameno píst - spodní
b [mm]	vzdálenost čepů rameno píst - horní
α [°]	úhel svírající rám X spojnice čepů pístu a rámu - spodní
β [°]	úhel svírající rám X spojnice čepů pístu a rámu - horní
Φ [°]	úhel svírající rám X spojnice čepů pístu
Ψ [°]	úhel svírající rám X rameno
$s_{1,2}$ [–]	substituenty v matici
$m_{1,2}$ [mm]	délka ramene momentu
$x_{1,2,3}$ [mm]	rozměry zvolených polí při výpočtu momentu
F_{nm} [N]	tíhová síla nůžkového mechanismu
k [–]	bezpečnost
F [N]	síla působící na čep
J_x [mm ⁴]	kvadratický moment průřezu
$J_{díry}$ [mm ⁴]	kvadratický moment průřezu díry pro čep
$J_{celkové}$ [mm ⁴]	kvadratický moment průřezu profilu s dírou pro čep
J_{U200} [mm ⁴]	kvadratický moment průřezu profilu U200
W_{oc} [mm ³]	modul průřezu v ohybu celkový (profil U200+ díra)
F_{ij} [N]	síla na čep spojující části i a j
R_{ijx} [N]	reakce v místě spojení součástí i a j čepem ve směru x
R_{ijy} [N]	reakce v místě spojení součástí i a j čepem ve směru y
p_{max} [MPa]	maximální tlak
σ_o [N · mm ⁻²]	sigma v ohybu
τ [N · mm ⁻²]	smykové napětí
σ_{red} [N · mm ⁻²]	sigma redukované
A [mm ⁻²]	průřez
F_{1p} [N]	síla působící na 1 píst
E [GPa]	modul pružnosti v tahu
ν [–]	Poissonovo číslo
F_n [N]	normálová síla působící na kolečko
q [mm ⁻¹]	křivost
p_d [MPa]	dovolený tlak
σ_{max} [N · mm ⁻²]	sigma maximální
b_i [mm]	velikost vektoru
β_i [°, rad]	úhel vektoru



$z_{1,2}$ [-]

závislé souřadnice

q_1 [-]

nezávislá souřadnice

1. Úvod

V této bakalářské práci se budu zabývat návrhem nůžkového zvedáku pro zásobování obchodů. Námět na tuto práci vznikl během studia v předmětu SKIV, kde jsem s dalšími kolegy, Matějem Procházkou a Davidem Eliášem, řešil projekt Smart City. Tento projekt si kladl za cíl vyřešit zásobování obchodů a obchodních domů ve městech za použití tramvajové dopravy.

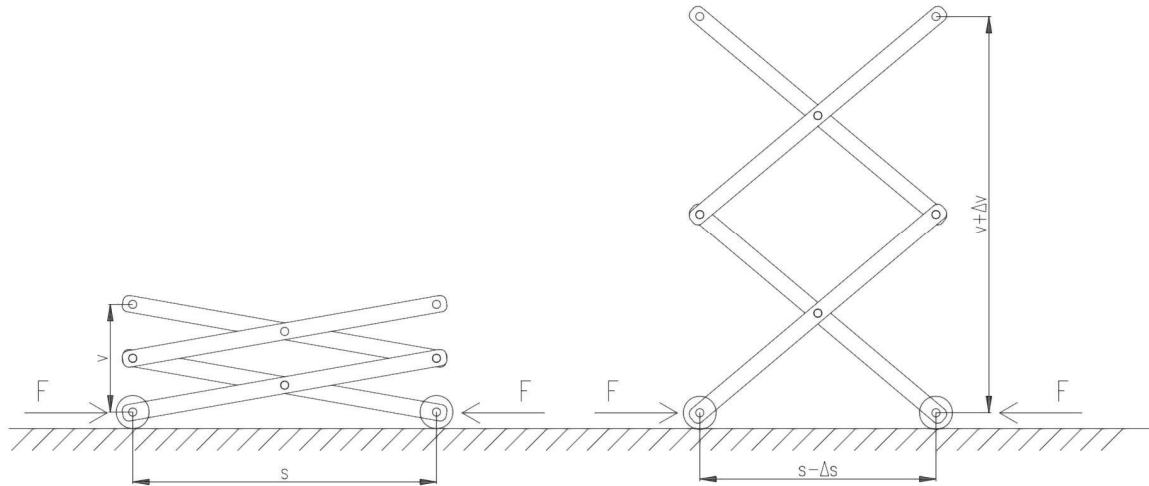
V rámci tohoto projektu jsme vytvořili následující vizi. Přeprava zboží bude probíhat ve standardizovaných kontejnerech, které budou plněny nebo naopak vykládány ve skladech situovaných na okrajích měst. Z těchto skladů budou kontejnery po městě rozváženy pomocí speciálních nákladních tramvajových vagonů. V místě vykládky by se tyto kontejnery pomocí zvedáku přesunuly do podzemního skladu. Jednalo by se o inteligentní plně automatizovaný sklad, kde by s kontejnery manipulovala speciální robotická vozítka a celý sklad by byl řízen počítačem.

Jak jsem již zmínil v prvním odstavci, mým úkolem bylo navrhnout zvedák pro přesun kontejnerů z nadzemních tramvajových vagonů do podzemních skladů. Z vagonů na zvedák se kontejnery přesunou pomocí hnaných válečkových dopravníků a ze zvedáku do skladu je přemístí již samotná robotická vozítka. Pro toto řešení jsem zvolil nůžkový zvedák.

V této práci budu navrhovat a počítat jednotlivé součásti nůžkového zvedáku, který bude použitelný a naváže na původní vizi. Provedu návrh nosníků plošiny, poté spočítám síly působící na jednotlivá ramena mechanismu a z nich určím vhodné polotovary. Dále spočítám čepy a zvolím hydraulické válce. V poslední části z mechaniky určím závislost zdvihu pístu na poloze plošiny. Ze všech vypočtených a určených parametrů sestavím 3D model.

2. Nůžkový zdvihací mechanismus

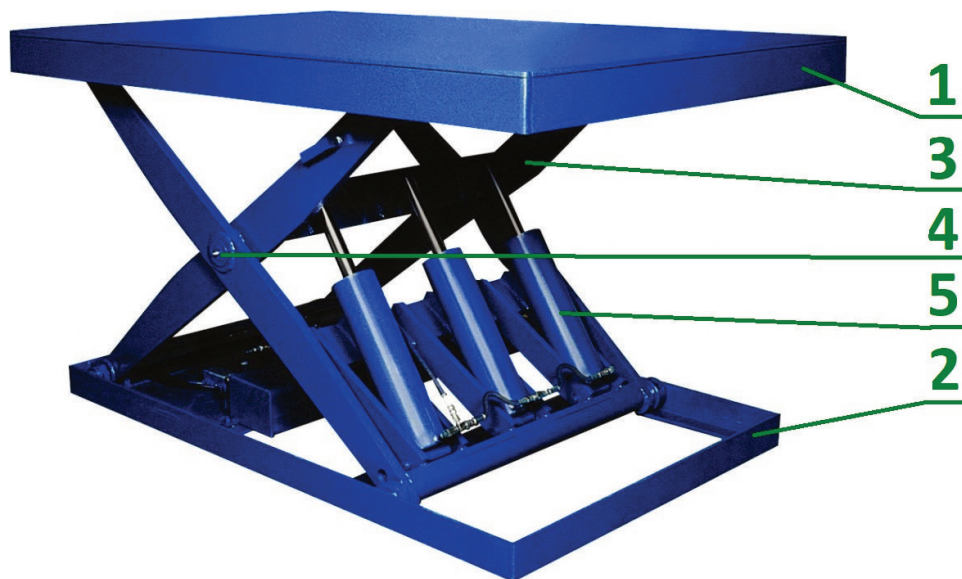
Nůžkový mechanismus je tvořen z ramen spojených čepem do „X“. Díky působení vnějších sil dochází ke zdvihu mechanismu. Tyto síly mohou být vyvolány hydraulickým či mechanickým pohonem. Pro snížení není potřeba žádná další síla, stačí uvolnit vnější síly, které způsobily jeho vysunutí.



Obr.: 1 Princip nůžkového mechanismu

Mezi výhody nůžkového mechanismu patří především snadná údržba a vysoká spolehlivost. Má také velmi kompaktní rozměry, jeho potřebný zástavbový prostor (myšleno v půdorysu) zpravidla nepřesahuje rozměry zdvihané plošiny. Dále vyniká variabilitou pohonu, dle potřeby může být realizován hydraulickým, mechanickým, případně pneumatickým systémem. Dopravní výška může být od desítek centimetrů až do deseti metrů, extrémní případy i více. Díky použití jisticích a bezpečnostních mechanismů je jeho obsluha snadná a bezpečná.

Aplikaci tohoto mechanismu můžeme nalézt ve stavebních nůžkových plošinách, automobilových zvedácích, nakládkových plošinách či pomocných výtazích pro osoby se sníženou pohyblivostí.



Obr.: 2 Nůžkový zvedák [11]

Části nůžkového mechanismu:

1. Zdvíhaná plošina
2. Základní rám
3. Ramena
4. Čepy
5. Pohon

2.1. Zdvíhaná plošina

K plošině je čepem kloubově připojeno jedno rameno mechanismu a druhé je připojeno na volno pomocí kladky, podpírá ji a umožňuje posuvný pohyb ramena vůči plošině. Posuvný pohyb vzniká roztahováním nůžkového mechanismu. Konstrukce plošiny závisí na způsobu využití zvedáku – koš se zábradlím pro obsluhu, U profily nebo pryžové podpěry pro zvednutí automobilu nebo rovná plocha. V případě konstrukce extrémních nůžkových zvedáků (tím je myšlena velká dopravní výška v kombinaci s velkou zdvíhanou hmotností) se opatřují bočním vedením pro lepší zajištění stability.

2.2. Základní rám

Rámem je myšleno vše, do čeho je zdvihací mechanismus ukotven. Stejně jako u plošiny je do něj jedno rameno nůžkového mechanismu ukotveno kloubově pomocí čepu a druhé na volno pomocí kladky. Samotný rám může být ukotven napevno do podlahy pomocí šroubů, nebo může být pojízdný. Pojízdný rám je nejčastější v aplikacích stavebních plošin, kdy je vyžadováno, aby byl zvedák mobilní. Tento rám může mít vlastní pohon (elektromotor či spalovací motor), nebo je konstruován jako vlek připojený za traktor, případně je součástí nástavby nákladního automobilu.



Obr.: 3 Pojízdná stavební plošina [12]

2.3. Ramena

Ramena mechanismu musí odolat silám, které generuje tíha zvedaného nákladu spolu s tíhou plošiny, a silám vyvolaným hydraulickým válcem. Pokud je zvedák v dolní poloze, jsou namáhána na ohyb, a v horní poloze na ohyb se vzpěrem. Nejkritičtější je místo, kde prochází čep. V tomto místě je průřez ramene zmenšený o průměr čepu, který jím prochází.

V praxi se nejčastěji pro jejich konstrukci používají ocelové profily uzavřené (jäckly), U-profilu, uzavřené ploché tyče a další atypické prvky.

2.4. Čepy

Čepy spojují ramena a jednotlivé prvky mechanismu a zajišťují přenos sil. Jsou namáhány na ohyb, stříh a na otláčení. Čepy se ukládají s vůlí bez použití ložisek a musí se mazat, dále je potřeba čepy zajistit proti podélnému posunutí.

2.5. Pohon

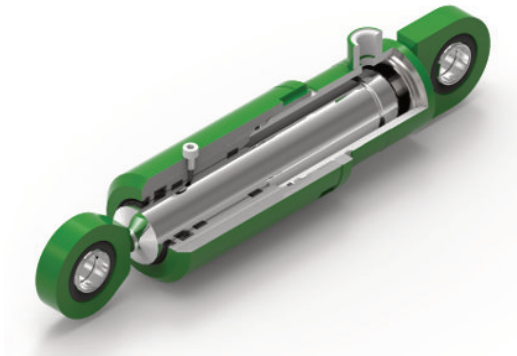
Pohon může být realizován:

1. Hydraulicky
2. Mechanicky

2.5.1. Hydraulický pohon

Patří sem hydraulické válce, hydraulické hadice, ventily, rozdělovače, hydraulické čerpadlo. Hydraulické válce se u nůžkových plošin používají jednočinné, to znamená, že hydromotor koná práci pouze v jednom směru (konkrétně při pohybu zvedáku nahoru), v druhém směru konají práci externí síly (v případě zvedáku tíhové síly). Dle konstrukce je dělíme na:

1. Válce klasické – s jedním stupněm (pracovní tlak do 35 MPa, délka až 5000 mm) [1]
2. Válce teleskopické – až 5 stupňů (pracovní tlak do 20 MPa, délka až 8000 mm) [1]



Obr.: 4 Jednočinný hydraulický válec [13]



Obr.: 5 Teleskopický hydraulický válec [14]

2.5.2. Mechanický pohon

Je realizován pomocí pohybového šroubu s lichoběžníkovým závitem, poháněným asynchronním motorem s převodovkou. Používán je pro aplikace s malým zatížením. Výhody oproti hydraulickým mechanismům jsou jednodušší konstrukce a větší rychlost posuvu. Nevýhodou jsou malé dosažitelné síly a větší citlivost na vnější znečištění pohybového šroubu.



Obr.: 6 Příklad nůžkového zvedáku s mechanickým systémem a ručním pohonem [15]

3. Používaná konstrukční řešení nůžkového zvedáku

1. Jednonůžkové zvedáky
2. Dvou a více nůžkové zvedáky
3. Tandemové zvedáky

3.1. Jednonůžkové zvedáky

Jednonůžkové mechanismy se už podle názvu skládají z jednoho nůžkového mechanismu. Jedná se o nejjednodušší řešení. Nosnost se standardně pohybuje od 500 kg až do 10 tun, výška zdvihu do 4 metrů. [2]



Obr.: 7 Jednonůžkový zvedák [16]

3.2. Dvou a více nůžkové zvedáky

Jsou konstrukčně složitější, u velkých zdvihů je problém se stabilitou (v některých případech nutnost bočního vedení). U dvounůžkových standardně vyráběných se nosnost pohybuje do 5 tun, výška zdvihu je 6 metrů. [2]



Obr.: 8 Dvounůžkový zvedák [17]

3.3. Tandemové zvedáky

Vznikají spojením dvou nůžkových mechanismů. Umožňují přepravu delších a hmotnějších nákladů a zajišťují rovnoměrnější podepření zdvihané plošiny. Nosnost je až 10 tun. [2]



Obr.: 9 Tandemový zvedák [18]

3.4. Lineární vedení

Lineární vedení zajišťuje pohyb zdvihané plošiny zvedáku v přímé vertikální dráze a zabraňuje jejímu vybočení. Je nezbytné zejména u zvedáků s vyšším zdvihem nebo u konstrukcí, kde hrozí ztráta stability. Pro lineární vedení nůžkového zvedáku lze využít vedení využívané pro lanové výtahy.

Lineární vedení pro výtahy se skládá ze dvou hlavních částí:

1. Vodítka
2. Vodicí čelisti

3.4.1. Vodítka

Vodítka jsou profily tvaru T připevněné napevno do vnější opěrné konstrukce (v případě výtahů jde nejčastěji o zed). To je realizováno buď přímo přišroubováním pomocí výrobcem připravených otvorů, nebo za použití plechových a kovaných úchytů. Slouží jako vedení pro vodicí čelisti (viz. níže). K dostání jsou dvě varianty vodítek – vodítka strojově broušená a vodítka za studena tažená. Ta se liší kvalitou geometrie a povrchu. Prodávají se po 2,5 nebo 5 m tyčích. [3][19][20]



Obr.: 10 Úchyty vodítek [3]



Obr.: 11 Vodítka [19]

3.4.2. Vodicí čelisti

Vodicí čelisti jsou součásti, které jsou připevněné na plošině zvedáku či na kabině výtahu a zapadají do vodítek – mají negativní tvar k vodítku. Přenášejí nežádoucí boční síly, které by způsobily vybočení zvedáku, přes vodítka do opěrné konstrukce.

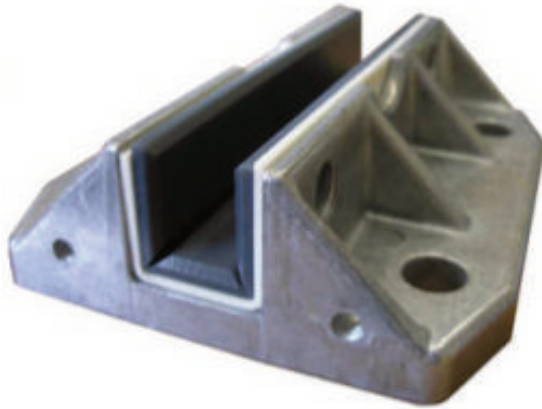
Dělíme je na:

- a) Kluzné čelisti
- b) Valivé čelisti

a) Kluzné čelisti

Kluzné čelisti jsou vyrobeny z hliníku či litiny. Hliníkové jsou vhodné pro menší zatížení (zlomové zatížení 20 kN) a často bývají opatřeny plastovou vložkou, která snižuje tření a hluk. Používají se na malé osobní výtahy anebo i kuchyňské výtahy. Lze je používat i bez mazání. Litinové jsou určeny pro těžké nákladní výtahy (snesou zlomové zatížení až 40kN),

je nutné je mazat. Dochází u nich k velkému přenosu vibrací. Vyrábějí se nejčastěji z litiny GG25. [4] [5]



Obr.: 12 Hliníková čelist s plastovou vložkou [4]



Obr.: 13 Litinová čelist [5]

b) Valivé čelisti

Valivé čelisti jsou složeny ze tří koleček, z nichž jedno je pootočen o 90°, uložených na podstavci. Kolečka mohou být vyrobená z plastu, oceli či jejich kombinace. Styková plocha je mnohem menší (čárový styk koleček s vodítkem), tím dochází k mnohem menšímu tření než u čelistí kluzných. Lze je využít pro velké rychlosti. Nemusí se mazat, jsou velmi odolné proti opotřebení a vydávají malý hluk. Nevýhodou ovšem je, že maximální síla, kterou mohou přenést, je limitována ložisky. Z toho plyne omezená možnost využití pro menší a lehčí výtahy. [6]



Obr.: 14 Valivé čelisti [6]

4. Autonomní robotická vozítka

Jak již bylo zmíněno v úvodu, pro dopravu kontejnerů ze zvedáku do skladu i pro pohyb uvnitř skladu, jsme v naší vizi využili autonomní robotická vozítka. Plně robotizovaný sklad má tu výhodu, že celý systém distribuce a skladování kontejnerů a zboží je řízen sofistikovanými algoritmy, a tím dochází k efektivnímu využití skladovací plochy a šetrnému hospodaření s energií. K řízení takového skladu je potřeba minimální obsluha a celý systém může pracovat nepřetržitě ve dne i v noci.

Ve světě existuje více výrobců, kteří se zabývají vývojem technologie a výrobou robotů pro automatizované sklady, například firma Knapp, Locus robotics, Swisslog, GreyOrange a další. My jsme se v naší vizi inspirovali technologií, kterou využívá americká firma Amazon. [7]

Amazon ve svých skladech využívá autonomní roboty od Amazon robotics (dceřiná firma Amazonu). Tito roboti přijedou pod speciální kontejnery, které jsou umístěné na podstavcích se čtyřmi nohama, přivzvednou je a poté odvezou na místo určení. Tam se opět sníží, kontejner se postaví na podstavec a robot může odjet. Tento systém je velmi efektivní, jelikož není potřeba mezi kontejnery vytvářet uličky, protože se roboti mohou jednoduše pohybovat pod kontejnery.

Řízení robotů neprobíhá pouze přes centrální počítač. Robot ještě také optimalizuje své úkoly pomocí složitých heuristických algoritmů na základě příkazů od manažera skladu, příkazů z příjmových či výdejních míst skladu a také svou vzájemnou komunikací. Robot se orientuje v prostoru pomocí čtení speciálních čárových kódů na podlaze. Při přejetí čárového kódu sdělí centrálnímu počítači, jak daleko je od středu kódu. Ten na základě těchto dat vylepšuje trasy robotů. [8]

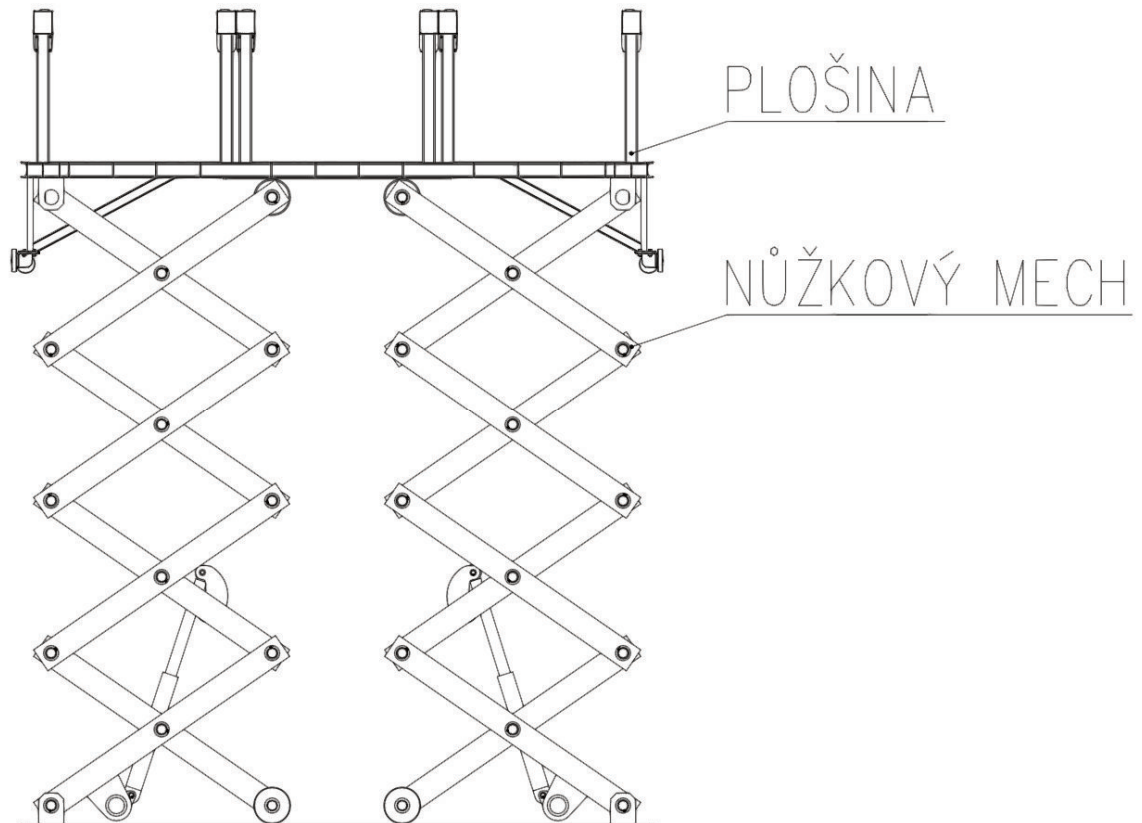
Standardní robot dokáže uzvednou 450 kg, větší až 1 400 kg. Jsou poháněny stejnosměrným DC motorem a zdvih je realizován pomocí eloxovaného hliníkového šroubu. Rychlost pohybu výrobce udává až 4,7 km/h, odhad ceny se pohybuje v řádech milionů dolarů (rok 2012). Rozměry výrobce neudává. [8,9,10]



Obr.: 15 Robotické vozítka Amazon robotics [21]

5. Výpočty

V této kapitole se budu zabývat kontrolními a pevnostními výpočty nůžkového zvedáku. Jak již bylo zmíněno v úvodu, jedná se o čtyřnůžkový tandemový zvedák.



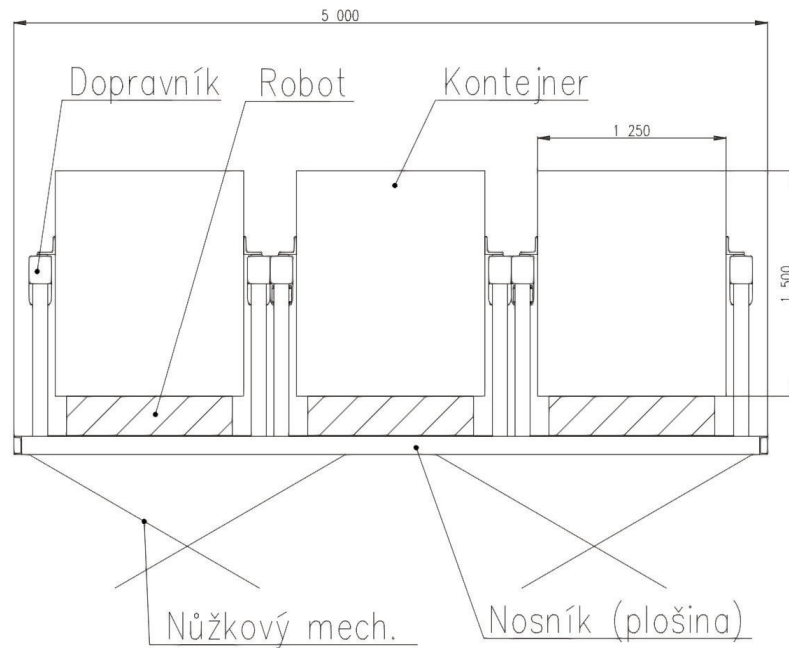
Obr.: 16 Návrh nůžkového zvedáku

5.1. Dimenzování nosníků horní části zvedáku

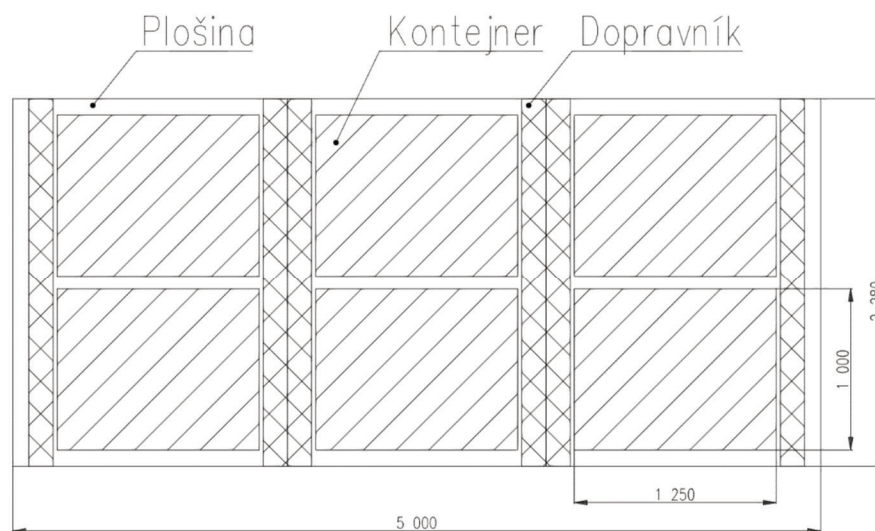
Pro výpočet a následné dimenzování nůžkového mechanismu potřebují znát zatížení, které na něj bude působit. Toto zatížení se skládá z hmotnosti přepravovaného nákladu a hmotnosti samotné plošiny. V této části se zaměřím na analýzu zatížení a následně na dimenzování nosných prvků horní části zvedáku, které tvoří největší část z hmotnosti plošiny. Hlavní nosné prvky jsou čtyři na délku umístěné U profily. Vzhledem ke konstrukci a funkci zvedáku je nutné analyzovat čtyři stavy zatížení:

- Zvedák je v horní poloze, kontejnery jsou umístěny na dopravnících
- Zvedák je v horní poloze, kontejnery jsou nesené automatickými roboty
- Zvedák je ve spodní poloze, kontejnery jsou umístěny na dopravnících
- Zvedák je ve spodní poloze, kontejnery jsou nesené automatickými roboty

Nosníky budu analyzovat na ohyb a z maximálního ohybového momentu určím nejmenší možný nosník.



Obr.: 17 Rozmístění kontejnerů na plošině – boční pohled



Obr.: 18 Rozmístěn kontejnerů na plošině – půdorys

5.1.1. Zkratky

m_k [kg]	hmotnost kontejneru
m_d [kg]	hmotnost dopravníku
m_r [kg]	hmotnost robota
F_{gd} [N]	tíhová síla dopravníku
F_{gk} [N]	tíhová síla kontejneru
F_{gr} [N]	tíhová síla robota
a_{dp} [mm]	rozměr mechanismu a v dolní poloze
a_{hp} [mm]	rozměr mechanismu a v horní poloze
b_{dp} [mm]	rozměr mechanismu b v dolní poloze
b_{hp} [mm]	rozměr mechanismu b v horní poloze

5.1.2. Hodnoty a rozměry mechanismu

$$m_k = 1500 \text{ kg}$$

$$m_d = 300 \text{ kg}$$

$$m_r = 150 \text{ kg [10]}$$

$$F_{gd} = m_d \cdot g = 300 \cdot 9.81 = 2\,943 \text{ N} \quad (1)$$

$$F_{gk} = m_k \cdot g = 2000 \cdot 9.81 = 14\,715 \text{ N} \quad (2)$$

$$F_{gr} = m_r \cdot g = 150 \cdot 9.81 = 1\,472 \text{ N} \quad (3)$$

$$a_{dp} = 2104 \text{ mm}$$

$$a_{hp} = 1778 \text{ mm}$$

$$b_{dp} = 312 \text{ mm}$$

$$b_{hp} = 964 \text{ mm}$$

$$c = 65 \text{ mm}$$

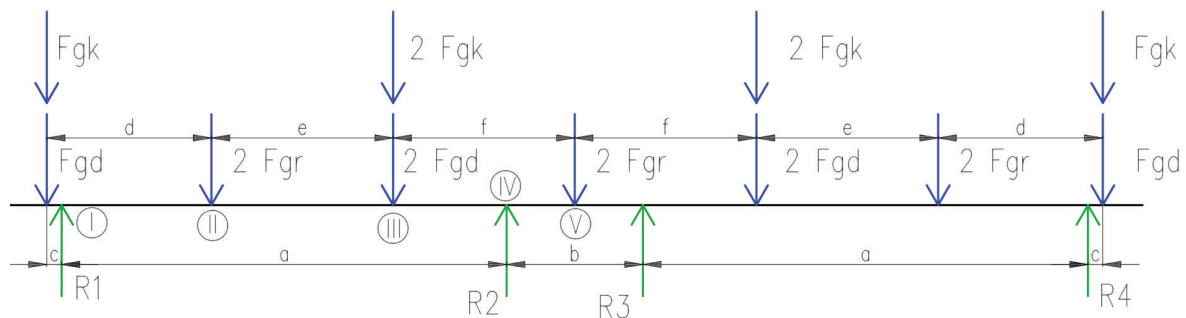
$$d = 725 \text{ mm}$$

$$e = 800 \text{ mm}$$

$$f = 800 \text{ mm}$$

5.1.3. 1. případ – kontejnery jsou umístěny na dopravnících

Nejprve sestavím schéma působení sil na nosník v poloze, kde jsou kontejnery umístěny na dopravnících. Poté napíšu rovnice pro výpočet ohybového momentu. Díky symetričnosti konstrukce stačí napsat rovnice pouze pro jednu polovinu nosníku.



Obr.: 19 Rozmístění sil na nosníku - kontejnery na dopravnících

Pro tento nosník je velmi obtížné určit hodnoty reakcí $R_{1,2,3,4}$, protože se jedná o 3x staticky neurčitou úlohu. Pro takovýto výpočet potřebuji znát 3 okrajové podmínky. Jelikož ale nejsem schopný zjistit skutečné hodnoty vertikálního posuvu v místě, kde působí reakce, musím výpočet zjednodušit. Budu předpokládat, že se počítaný nosník chová jako absolutně tuhé těleso. A dále, jelikož je tento výpočet pouze orientační pro přibližné zjištění hmotností nosníků a v další části výpočtů samotného nůžkového mechanismu se používá rovnoměrné zatížení, budu reakce uvažovat dle následujícího vztahu:

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = \frac{6 \cdot F_{gd} + 6 \cdot F_{gk} + 6 \cdot F_{gr}}{4} = \frac{6 \cdot 2\,943 + 6 \cdot 14\,715 + 6 \cdot 1\,472}{4} = 28\,695 \text{ N} \quad (4)$$

Momentové rovnice:

$$M_I = -(F_{gk} + F_{gd}) \cdot c \quad (5)$$

$$M_{II} = -(F_{gk} + F_{gd}) \cdot d + R_1 \cdot (d - c) \quad (6)$$

$$M_{III} = -(F_{gk} + F_{gd}) \cdot (d + e) + R_1 \cdot (d + e - c) - 2 \cdot F_{gr} \cdot e \quad (7)$$

$$M_{IV} = -(F_{gk} + F_{gd}) \cdot (c + a) + R_1 \cdot a - 2 \cdot F_{gr} \cdot (a + c - d) - 2 \cdot (F_{gd} + F_{gk}) \cdot (a + c - d - e) \quad (8)$$

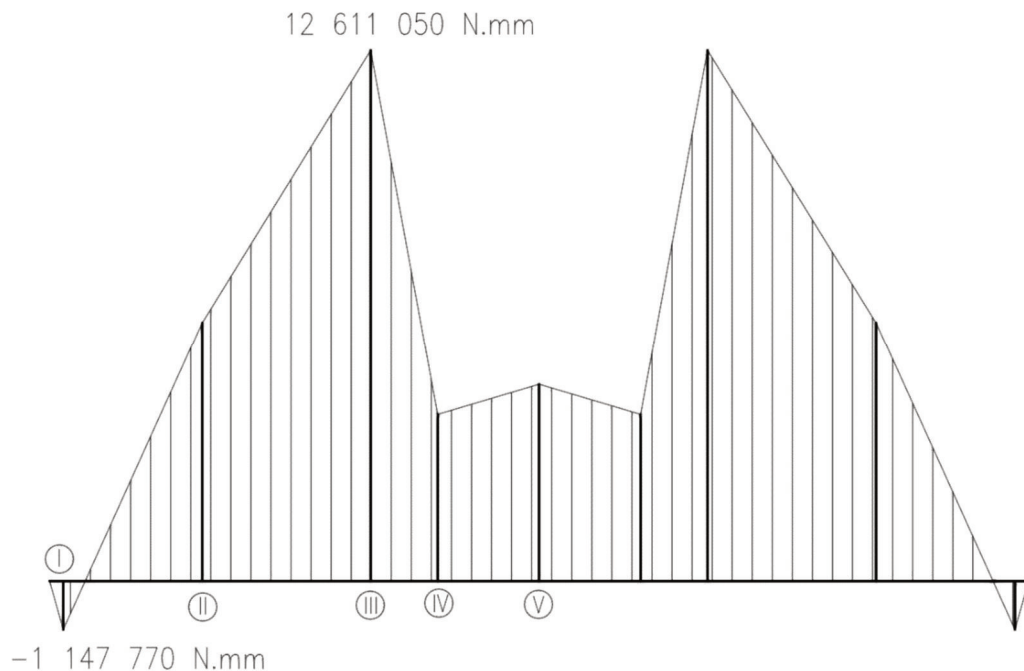
$$M_V = -(F_{gk} + F_{gd}) \cdot (d + e + f) + R_1 \cdot (d + e + f - c) - 2 \cdot F_{gr} \cdot (e + f) - 2 \cdot (F_{gd} + F_{gk}) \cdot f + R_2 \cdot (d + e + f - a - c) \quad (9)$$

Po dosazení hodnot do rovnice (5-9) dostaneme následující výsledky:

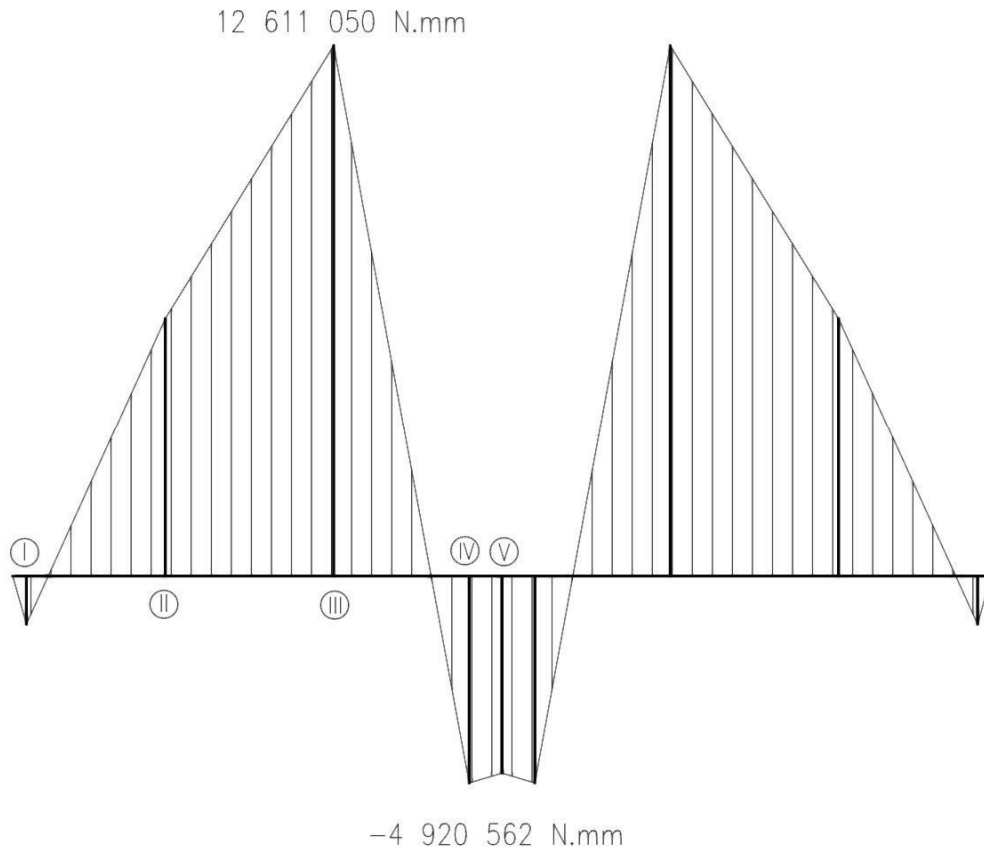
Tabulka 1: Ohybové momenty - 1. případ

	Horní poloha	Spodní poloha
M_I [N·mm]	-1 147 770	-1 147 770
M_{II} [N·mm]	6 136 650	6 136 650
M_{III} [N·mm]	12 611 050	12 611 050
M_{IV} [N·mm]	3 954 136	-4 920 562
M_V [N·mm]	4 663 640	-4 690 930

Pro tuto polohu vychází největší ohybový moment $13 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$.



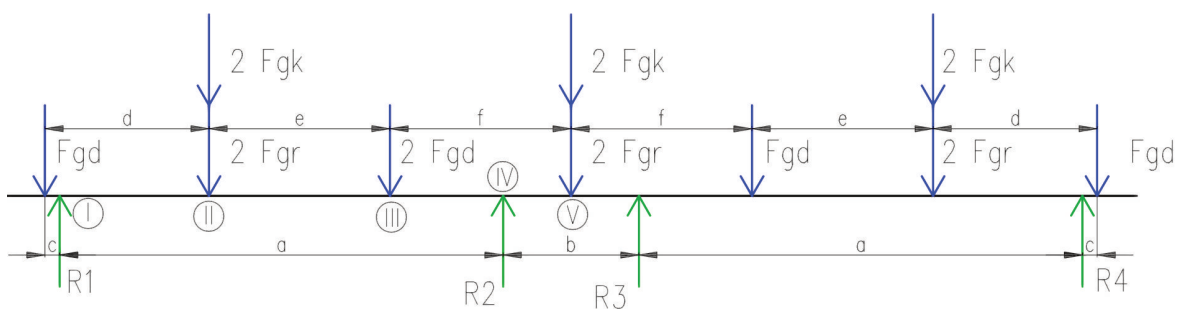
Obr.: 20 Grafické znázornění momentů - horní poloha, kontejnery na dopravnících



Obr.: 21 Grafické znázornění momentů - spodní poloha, kontejnery neseny

5.1.1. 2. případ – kontejnery jsou neseny roboty

Stejně jako v první případě sestavím schéma působení sil na nosník, ale tentokrát pro případ, kde jsou kontejnery neseny roboty. Poté napíšu rovnice pro výpočet ohybového momentu. Díky symetričnosti konstrukce stačí napsat rovnice pouze pro jednu polovinu nosníku.



Obr.: 22 Rozmístění sil na nosníku - kontejnery neseny roboty

Pro reakce použiji stejný vztah, jako je uveden výše:

$$\begin{aligned}
 R_1 = R_2 = R_3 = R_4 &= \frac{6 \cdot F_{gd} + 6 \cdot F_{gk} + 6 \cdot F_{gr}}{4} \\
 &= \frac{6 \cdot 2\,943 + 6 \cdot 14\,715 + 6 \cdot 1\,472}{4} = 28\,695 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

Momentové rovnice:

$$M_I = -F_{gd} \cdot c \quad (11)$$

$$M_{II} = -F_{gd} \cdot d + R_1 \cdot (d - c) \quad (12)$$

$$M_{III} = -F_{gd} \cdot (d + e) + R_1 \cdot (d + e - c) - 2 \cdot (F_{gr} + F_{gk}) \cdot e \quad (13)$$

$$M_{IV} = -F_{gd} \cdot (c + a) + R_1 \cdot a - 2 \cdot (F_{gr} + F_{gk}) \cdot (a + c - d) - 2 \cdot F_{gd} \cdot (a + c - d - e) \quad (14)$$

$$M_V = -F_{gd} \cdot (d + e + f) + R_1 \cdot (d + e + f - c) - 2 \cdot (F_{gr} + F_{gk}) \cdot (e + f) - 2 \cdot F_{gd} \cdot f + R_2 \cdot (d + e + f - a - c) \quad (15)$$

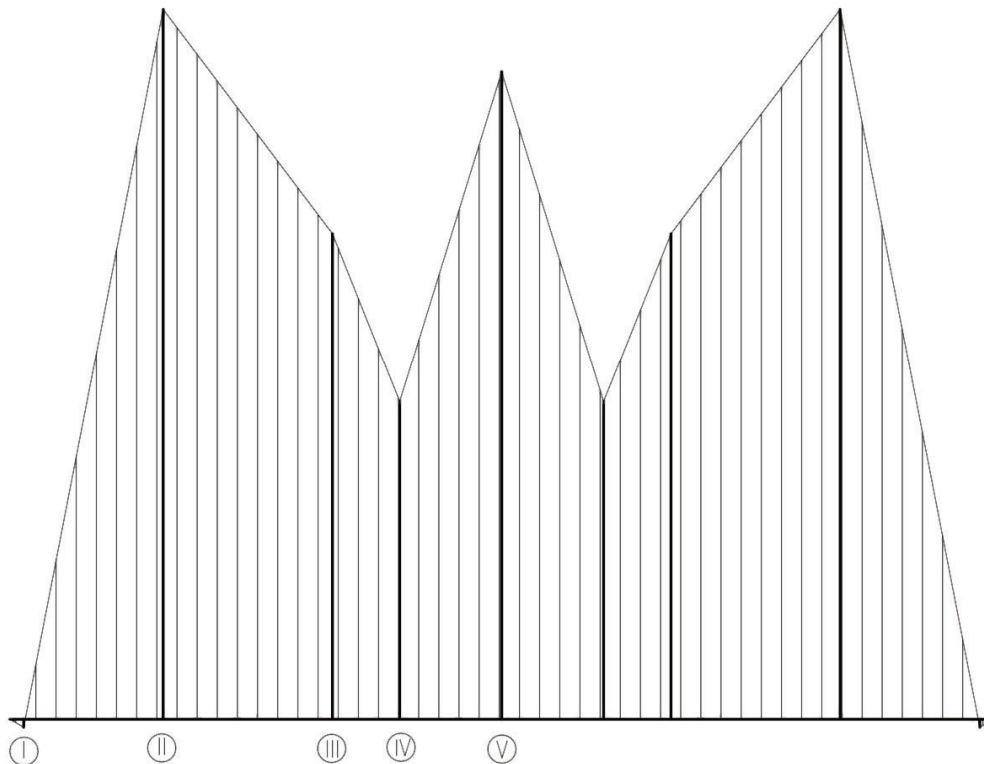
Po dosazení hodnot do rovnice (11-15) dostaneme následující výsledky:

Tabulka 2: Ohybové momenty - 2. případ

	Horní poloha	Spodní poloha
M_I [N·mm]	-191 295	-191 295
M_{II} [N·mm]	16 805 025	16 805 025
M_{III} [N·mm]	11 507 425	11 507 425
M_{IV} [N·mm]	7 529 881	3 452 273
M_V [N·mm]	15 332 015	5 977 445

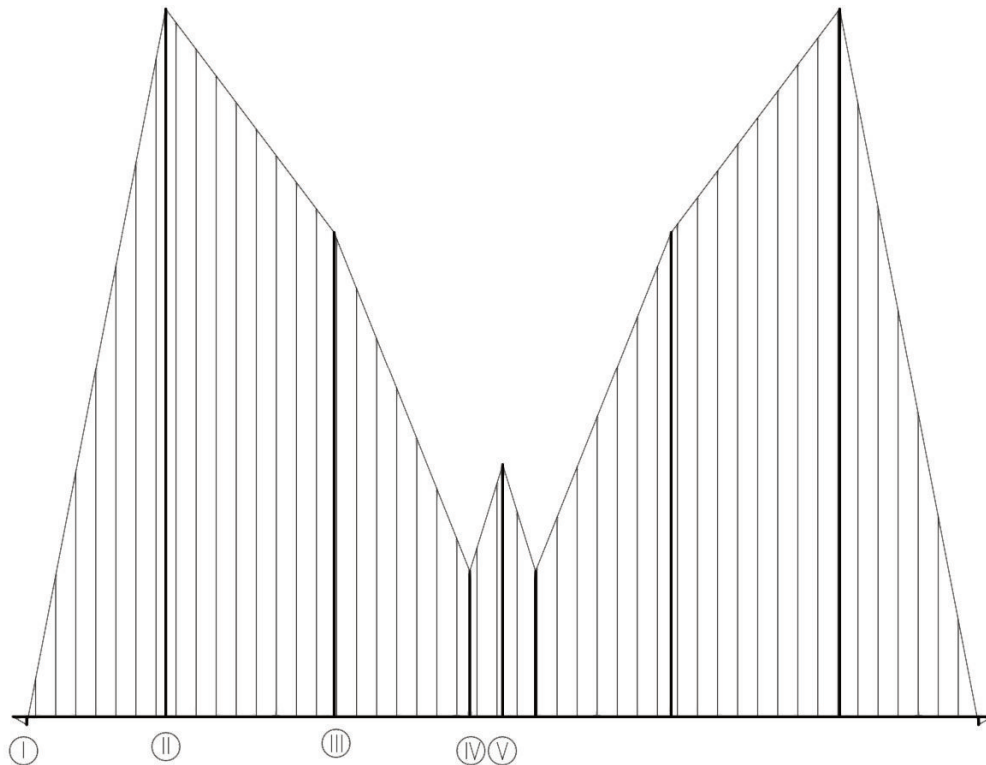
Pro tuto polohu vychází největší ohybový moment $17 \cdot 10^6$ N·mm.

16 805 025 N·mm



Obr.: 23 Grafické znázornění momentů - horní poloha, kontejnery neseny roboty

16 805 025 N.mm



Obr.: 24 Grafické znázornění momentů - spodní poloha, kontejnery nesený roboty

5.1.2. Volba polotovaru

Z analýzy zatížení jsem zjistil maximální ohybový moment. Na základě znalosti σ_D provedu pevnostní kontrolu.

$$M_{o_{max}} = 16\,805\,025 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Jelikož maximální moment je vypočten pro celou plošinu, ale já uvažuji čtyři podélné nosníky, musím moment vydělit čtyřmi.

$$M_{o_{vysl}} = \frac{M_{o_{max}}}{4} = \frac{16\,805\,025}{4} = 4\,201\,256.25 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (16)$$

Z konstrukčních důvodů jsem zvolil nosník UE 120. Nyní provedu pevnostní kontrolu. Uvažuji konstrukční ocel ČSN 11 375 (S235JR).

Minimální požadovaná bezpečnost $k=2$

Vlastnosti UE120:

$$Re = 175 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \text{ (tyče tažené za tepla)} \quad [22]$$

$$W_{oU} = 50.6 \text{ cm}^3, \text{ měrná hmotnost} = 10.4 \text{ kg/m} \quad [22]$$

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} = \frac{175}{2} = 87.5 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (17)$$

$$\sigma_D \leq \frac{M_{o_{max}}}{W_{o_{min}}} \rightarrow W_{o_{min}} \geq \frac{M_{o_{vysl}}}{\sigma_D} = \frac{4\,201\,256.25}{87.5} = 48\,014.4 \text{ mm}^3 \approx 48 \text{ cm}^3 \quad (18)$$

$$W_o > W_{o_{min}} \rightarrow \text{zvolený profil vyhovuje} \quad (19)$$

Na základě porovnání výsledku z rovnice (18) s tabulkovou hodnotou jsem došel k závěru, že zvolený nosník vyhovuje pevnostní kontrole s bezpečností vyšší než 2.

5.1.3. Celková hmotnost plošiny

Pro další výpočty potřebuji znát celkovou hmotnost plošiny. Ta se skládá z hmotnosti nosníků, hmotnosti dopravníků, maximální přípustné hmotnosti kontejnerů, hmotnosti dalších výztuh a robotů.

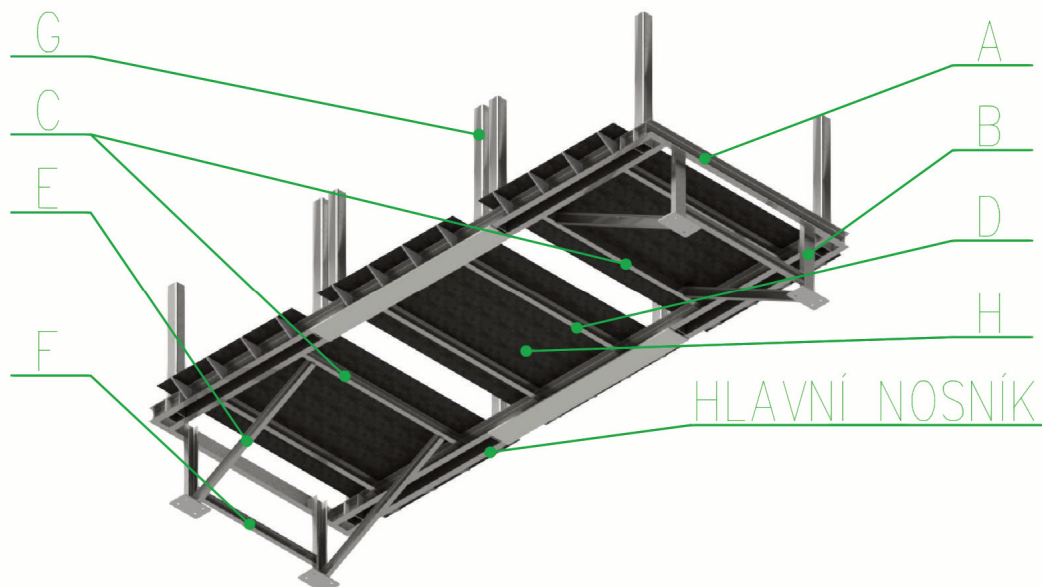
Zkratky:

$F_{gn} [N]$	tíhová síla nosníků
$F_{gv} [N]$	tíhová síla výztuhy plošiny + podlaha
$F_{gpl} [N]$	celková tíhová síla plošiny

Hodnoty pro výpočet jsou brány z 3D modelu a materiálové vlastnosti z tabulek [22]

F_{gn} vypočítám jako součin měrné hmotnosti, délky a gravitační konstanty.

$$F_{gn} = 10,4 \cdot 19,6 \cdot 9,81 = 2\,000\, N \quad (20)$$



Obr.: 25 Plošina spodní pohled - výztuha

Výztuha:

- A) 2·UE120 – délka 1 980 mm = 41.2 kg
- B) 4·U100 – délka 700 mm = 30 kg
- C) 2·U80 – délka 1 666 mm = 29 kg
- D) 4·I80 – délka 1 666 mm = 39 kg
- E) 4·I80 – délka 1 414 mm = 33 kg
- F) 2·I80 – délka 1 180 mm = 14 kg
- G) 12·čtvercový profil 150x6 – délka 1 135 mm = 230 kg
- H) Plech 5 mm – plocha 9 234 000 mm² = 360 kg

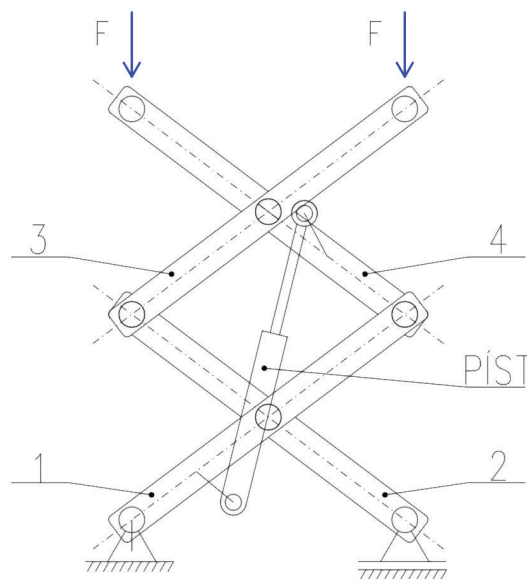
$$F_{gv} = \sum \text{výztuhy} \cdot g = 776,2 \cdot 9,81 = 7\,615\, N \quad (21)$$

$$\begin{aligned}
 F_{gpl} &= F_{gn} + F_{gv} + 6 \cdot F_{gd} + 6 \cdot F_{gk} + 6 \cdot F_{gr} \\
 &= 2\,000 + 7\,615 + 6 \cdot 2\,943 + 6 \cdot 14\,715 + 6 \cdot 1\,472 \\
 &= 124\,395\,N \approx 125\,000\,N
 \end{aligned}
 \tag{22}$$

Z rovnice (21) plyne, že výsledné zatížení mechanismu se rovná 125 000 N.

5.2. Analýza vnitřních reakcí v nůžkovém mechanismu

V této části se zaměřím na analýzu reakcí uvnitř nůžkového mechanismu. Nejprve sestavím zjednodušený výpočetní model, uvolním jednotlivé prvky, sestavím matice a výsledné výpočty provedu v programu Octave.



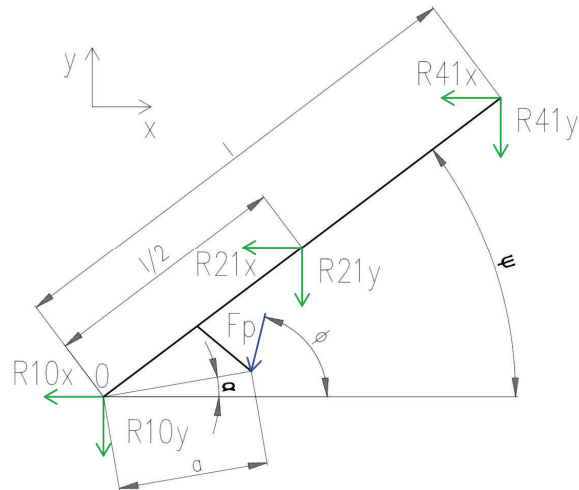
Obr.: 26 Výpočetní model

Zkratky:

R_{10x} [N]	reakce tělesa 1 do rámu ve směru x
R_{10y} [N]	reakce tělesa 1 do rámu ve směru y
R_{21x} [N]	vzájemná reakce tělesa 1 a 2 ve směru x
R_{21y} [N]	vzájemná reakce tělesa 1 a 2 ve směru y
R_{41x} [N]	vzájemná reakce tělesa 1 a 4 ve směru x
R_{41y} [N]	vzájemná reakce tělesa 1 a 4 ve směru y
R_{20y} [N]	reakce tělesa 2 do rámu ve směru y
R_{32x} [N]	vzájemná reakce tělesa 2 a 3 ve směru x
R_{32y} [N]	vzájemná reakce tělesa 2 a 3 ve směru y
R_{43x} [N]	vzájemná reakce tělesa 3 a 4 ve směru x
R_{43y} [N]	vzájemná reakce tělesa 3 a 4 ve směru y
F_{c3} [N]	celková tíhová síla působící na těleso 3
F_{c4} [N]	celková tíhová síla působící na těleso 4
F_p [N]	síla pístu

5.2.1. Těleso 1

Těleso 1 je připojeno kloubovou vazbou k rámu (do podlahy). Je spojeno pohyblivě čepem s tělesy 1 a 4. Na rameni je k němu také připojen píst, který je na druhé straně připojen k tělesu 4.



Obr.: 27 Těleso 1 – uvolnění

Rovnice pro těleso 1:

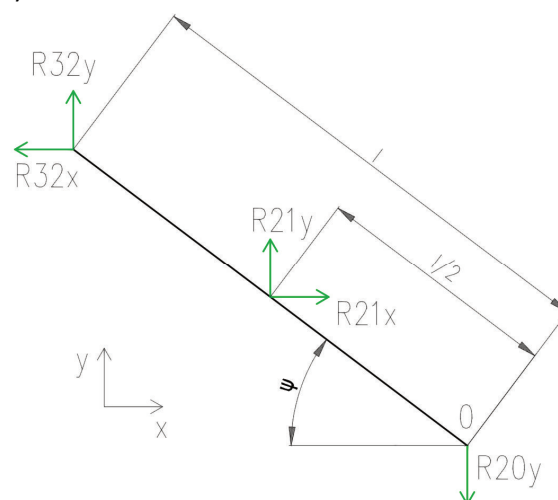
$$x: -R_{10x} - R_{21x} - R_{41x} - F_p \cdot \cos\Phi = 0 \quad (23)$$

$$y: -R_{10y} - R_{21y} - R_{41y} - F_p \cdot \sin\Phi = 0 \quad (24)$$

$$M_0: R_{21x} \cdot \sin\psi \cdot \frac{l}{2} - R_{21y} \cdot \cos\psi \cdot \frac{l}{2} + R_{41x} \cdot \sin\psi \cdot l - R_{41y} \cdot \cos\psi \cdot l + F_p \cdot \cos\Phi \cdot \sin\alpha \cdot a - F_p \cdot \sin\Phi \cdot \cos\alpha \cdot a = 0 \quad (25)$$

5.2.2. Těleso 2

Těleso je pomocí čepů spojené s tělesem 1 a tělesem 3. Dále je spojeno valivou vazbou s rámem (podlahou).



Obr.: 28 Těleso 2 – uvolnění

Rovnice pro těleso 2:

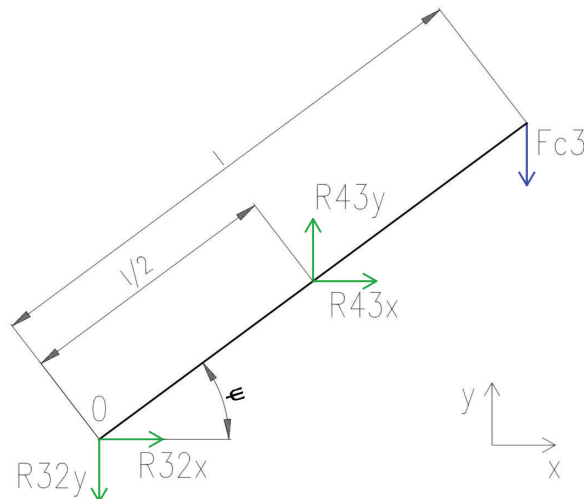
$$x: R_{21x} - R_{32x} = 0 \quad (26)$$

$$y: R_{21y} + R_{32y} - R_{20y} = 0 \quad (27)$$

$$M_0: -R_{21x} \cdot \sin\psi \cdot \frac{l}{2} - R_{21y} \cdot \cos\psi \cdot \frac{l}{2} + R_{32x} \cdot \sin\psi \cdot l - R_{32y} \cdot \cos\psi \cdot l = 0 \quad (28)$$

5.2.3. Těleso 3

Těleso 3 je pomocí čepů spojené s tělesem 4 a 3. Zároveň na něj působí tíhová síla plošiny.



Obr.: 29 Těleso 3 – uvolnění

Rovnice pro těleso 3:

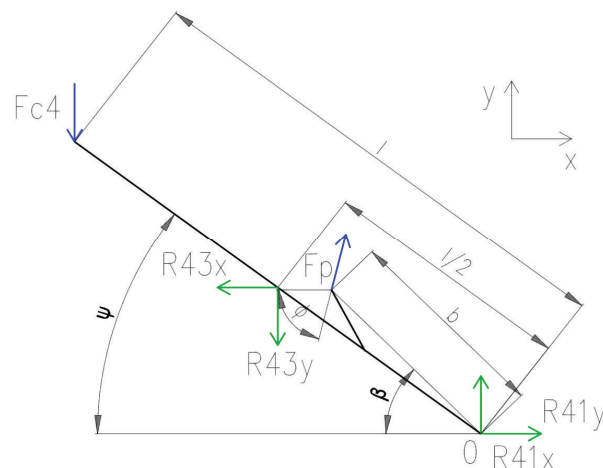
$$x: R_{32x} + R_{43x} = 0 \quad (29)$$

$$y: R_{43y} - R_{32y} - F_{c3} = 0 \quad (30)$$

$$M_0: -R_{43x} \cdot \sin\psi \cdot \frac{l}{2} + R_{43y} \cdot \cos\psi \cdot \frac{l}{2} - F_{c3} \cdot \cos\psi \cdot l = 0 \quad (31)$$

5.2.4. Těleso 4

Těleso 4 je pomocí čepů spojeno s tělesem 3 a 1. Působí na něj tíhová síla plošiny a na rameni je k němu připojen píst, který je na druhé straně spojen s tělesem 1.



Obr.: 30 Těleso 4 – uvolnění

Rovnice pro těleso 4:

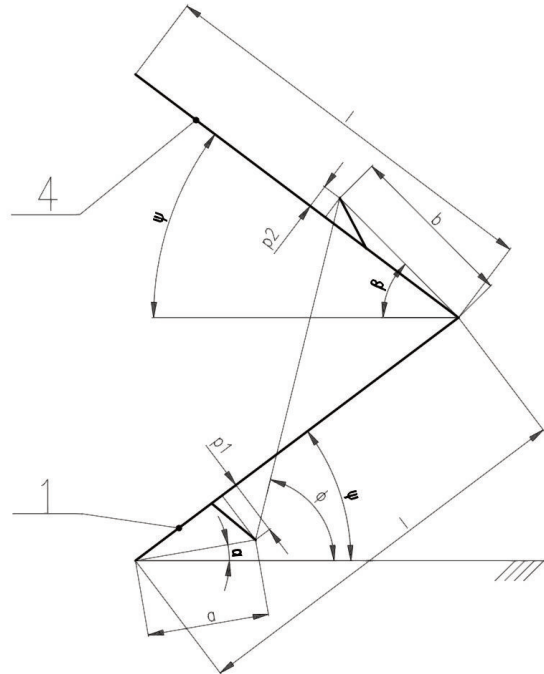
$$x: R_{41x} - R_{43x} + F_p \cdot \cos\Phi = 0 \quad (32)$$

$$y: R_{41y} - R_{43y} - F_{c4} + F_p \cdot \sin\Phi = 0 \quad (33)$$

$$M_0: +R_{43x} \cdot \sin\psi \cdot \frac{l}{2} + R_{43y} \cdot \cos\psi \cdot \frac{l}{2} + F_{c4} \cdot \cos\psi \cdot l - F_p \cdot \cos\Phi \cdot \sin\beta \cdot b - F_p \cdot \sin\Phi \cdot \cos\beta \cdot b = 0 \quad (34)$$

5.2.5. Vyjádření geometrických vztahů v mechanismu

Dále vyjádřím závislost úhlů α a β na úhlu ψ . Toto může být výhodné z toho důvodu, že při odečítání hodnot geometrických parametrů bude pouze jedna hodnota závislá na zdvihu mechanismu (konkrétně úhel ψ).



Obr.: 31 Geometrické závislosti v mechanismu

$$\alpha = \psi - \arcsin \frac{p1}{a} \quad (35)$$

$$\beta = \psi + \arcsin \frac{p2}{a} \quad (36)$$

$$\begin{aligned} \Phi &= \arctg \frac{l \cdot \sin\psi - a \cdot \sin\alpha + b \cdot \sin\beta}{l \cdot \cos\psi - a \cdot \cos\alpha + b \cdot \cos\beta} \\ &= \arctg \frac{l \cdot \sin\psi - a \cdot \sin(\psi + \arcsin \frac{p2}{a}) + b \cdot \sin(\psi + \arcsin \frac{p2}{a})}{l \cdot \cos\psi - a \cdot \cos(\psi + \arcsin \frac{p2}{a}) + b \cdot \cos(\psi + \arcsin \frac{p2}{a})} \end{aligned} \quad (37)$$

5.2.6. Maticový zápis

Pro samotný výpočet jednotlivých reakcí v programu Octave je nejprve třeba sestavit matice.

Matice neznámých:

$$V = [R_{10x}, R_{10y}, R_{21x}, R_{21y}, R_{41x}, R_{41y}, R_{32x}, R_{32y}, R_{43x}, R_{43y}, R_{20y}, F_p] \quad (38)$$

$$s_1 = \cos\Phi \cdot \sin\alpha \cdot a - \sin\Phi \cdot \cos\alpha \cdot a \quad (39)$$

$$s_2 = -\cos\Phi \cdot \sin\beta \cdot b - \sin\Phi \cdot \cos\beta \cdot b \quad (40)$$

$$A = \begin{bmatrix} -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\cos\Phi \\ 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin\Phi \\ 0 & 0 & \sin\psi \cdot \frac{l}{2} & -\cos\psi \cdot \frac{l}{2} & \sin\psi \cdot l & -\cos\psi \cdot l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & s_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -\sin\psi \cdot \frac{l}{2} & -\cos\psi \cdot \frac{l}{2} & 0 & 0 & \sin\psi \cdot l & -\cos\psi \cdot l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin\psi \cdot l & \cos\psi \cdot l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & \cos\Phi \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -\sin\Phi \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin\psi \cdot \frac{l}{2} & \cos\psi \cdot \frac{l}{2} & 0 & s_2 \end{bmatrix} \quad (41)$$

$$b = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_{c3} \\ F_{c3} \cdot \cos\psi \cdot l \\ 0 \\ F_{c4} \\ -F_{c4} \cdot \cos\psi \cdot l \end{bmatrix} \quad (42)$$

Pro výpočet neznámých v programu Octave použijeme příkaz:

$$V = \text{inv}(A) \cdot b$$

Hodnoty pro výpočty převzaty z 3D modelu:

$$l = 2120 \text{ mm}$$

$$a = 639 \text{ mm}$$

$$b = 847 \text{ mm}$$

$$\alpha = -20.1^\circ \text{ (spodní poloha)}, 5.8^\circ \text{ (horní poloha)}$$

$$\beta = 21^\circ \text{ (spodní poloha)}, 47^\circ \text{ (horní poloha)}$$

$$\Phi = 47.7^\circ \text{ (spodní poloha)}, 71.7^\circ \text{ (horní poloha)}$$

$$\Psi = 7.1^\circ \text{ (spodní poloha)}, 33^\circ \text{ (horní poloha)}$$

Uvažuji tandemový zvedák složený ze dvou nůžkových mechanismů, proto celkovou sílu zatěžující mechanismus (složenou z celkové hmotnosti plošiny + hmotnost mechanismu) vydělím dvěma. Dále uvažuji symetrické zatížení mechanismu.

$F_{nm} = 40\,000\text{ N}$ – odhad na základě počtu a předpokládanému profilu ramen (U200)

$$F_c = F_{gpl} + F_{nm} = 125\,000 + 40\,000 = 165\,000\text{ N} \quad (43)$$

$$F_{c3} + F_{c4} = \frac{F_c}{2} \rightarrow F_{c3} = F_{c4} = \frac{F_c}{4} = \frac{165\,000}{4} = 41\,250\text{ N} \quad (44)$$

Po dosazení a vypočtení (rovnice 25-40) dostávám následující hodnoty:

Tabulka 3: Tabulky výsledných reakcí

Neznámé	Horní poloha [N]	Spodní poloha [N]
R_{10x}	0	0
R_{10y}	$-4.12 \cdot 10^4$	$-4.11 \cdot 10^4$
R_{21x}	-62	-475
R_{21y}	$-8.26 \cdot 10^4$	$-8.27 \cdot 10^4$
R_{41x}	$-6.2 \cdot 10^4$	$-1.48 \cdot 10^5$
R_{41y}	$-6.38 \cdot 10^4$	$-3.9 \cdot 10^4$
R_{32x}	-62	-475
R_{32y}	$4.13 \cdot 10^4$	$4.13 \cdot 10^4$
R_{43x}	62	475
R_{43y}	$8.25 \cdot 10^4$	$8.26 \cdot 10^4$
R_{20y}	$-4.13 \cdot 10^4$	$-4.14 \cdot 10^4$
F_p	$1.98 \cdot 10^5$	$2.2 \cdot 10^5$

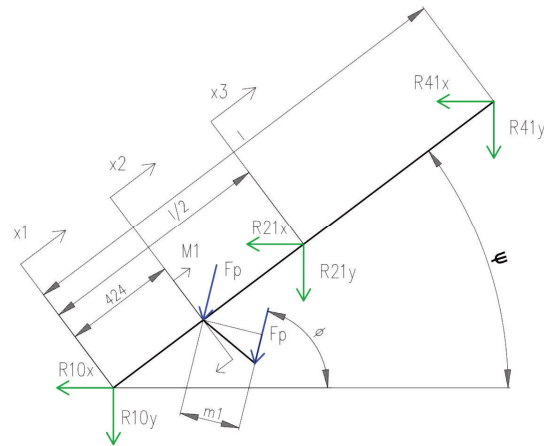
5.3. Dimenzování ramen

V této části se budu zabývat samotným dimenzováním ramen nůžkového mechanismu. Tyto části budu dimenzovat na ohyb, který zde jednoznačně převládá. Zároveň musím počítat s otvory pro čepy, které mi zmenší tuhost konstrukce na ohyb.

Jako první krok nejprve napíšu rovnice pro jednotlivé části mechanismu. Poté určím kritická místa (s největším ohybovým momentem – v tomto případě to budou krajní místa jednotlivých výpočtových polí). Zároveň ramena, na kterých bude připevněn píst, uvolním tak, že je nahradím momentem a silou působící v průřezu tohoto ramene a nosníku.

5.3.1. Těleso 1

Na těleso 1 působí síly od rámu (podlahy), tělesa 2 a tělesa 4. Zároveň na něj také působí píst na rameni. Toto vyjádřím pomocí momentu a síly.



Obr.: 32 Těleso 1 - uvolnění ohyb

Rovnice ohybového momentu pro těleso 1:

$$M_1 = F_p \cdot m_1 \quad (45)$$

$$x_1 \left(0, 424 \right)$$

$$M_{O_1} = R_{10y} \cdot x_1 \cdot \cos\psi - R_{10x} \cdot x_1 \cdot \sin\psi \quad (46)$$

$$x_2 \left(424, \frac{l}{2} \right)$$

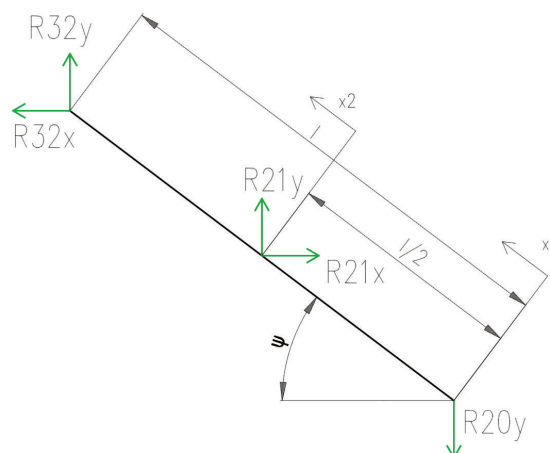
$$M_{O_2} = R_{10y} \cdot x_2 \cdot \cos\psi - R_{10x} \cdot x_2 \cdot \sin\psi + F_p \cdot \sin\Phi \cdot (x_2 - 424) \cdot \cos\psi - F_p \cdot \cos\Phi \cdot (x_2 - 424) \cdot \sin\psi - M_1 \quad (47)$$

$$x_3 \left(\frac{l}{2}, l \right)$$

$$M_{O_3} = R_{10y} \cdot x_3 \cdot \cos\psi - R_{10x} \cdot x_3 \cdot \sin\psi + F_p \cdot \sin\Phi \cdot (x_3 - 424) \cdot \cos\psi - F_p \cdot \cos\Phi \cdot (x_3 - 424) \cdot \sin\psi - M_1 + R_{21y} \cdot (x_3 - l/2) \cdot \cos\psi - R_{21x} \cdot (x_3 - l/2) \cdot \sin\psi \quad (48)$$

5.3.2. Těleso 2

Na těleso 2 působí síly od rámu (podlahy), tělesa 2 a tělesa 3.



Obr.: 33 Těleso 2 - uvolnění ohyb

Rovnice ohybového momentu pro těleso 2:

$$x_1 \left\langle 0, \frac{l}{2} \right\rangle \quad (49)$$

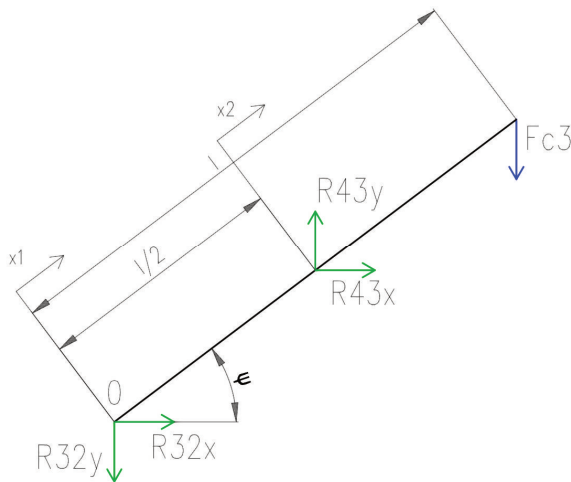
$$Mo_1 = R_{20y} \cdot x_1 \cdot \cos\psi$$

$$x_2 \left\langle \frac{l}{2}, l \right\rangle \quad (50)$$

$$Mo_2 = R_{20y} \cdot x_2 \cdot \cos\psi - R_{21x} \cdot (x_2 - l/2) \cdot \sin\psi - R_{21y} \cdot (x_2 - l/2) \cdot \cos\psi$$

5.3.3. Těleso 3

Na těleso 2 působí síly od tělesa 2, tělesa 4 a tíhová síla plošiny.



Obr.: 34 Těleso 3 - uvolnění ohyb

Rovnice ohybového momentu pro těleso 3:

$$x_1 \left\langle 0, \frac{l}{2} \right\rangle \quad (51)$$

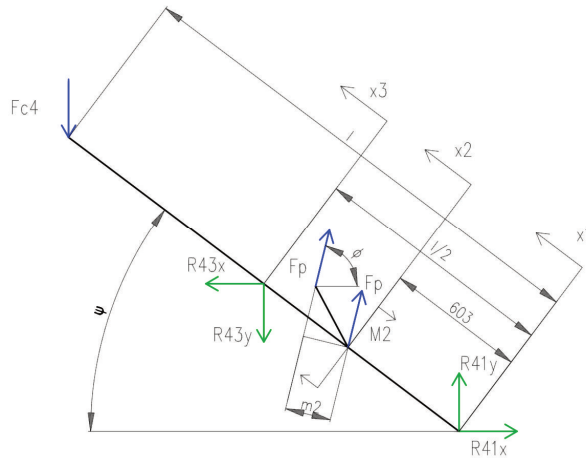
$$Mo_1 = R_{32y} \cdot x_1 \cdot \cos\psi + R_{32x} \cdot x_1 \cdot \sin\psi$$

$$x_2 \left\langle \frac{l}{2}, l \right\rangle \quad (52)$$

$$Mo_2 = R_{32y} \cdot x_2 \cdot \cos\psi + R_{32x} \cdot x_2 \cdot \sin\psi + R_{43x} \cdot (x_2 - l/2) \cdot \sin\psi - R_{43y} \cdot (x_2 - l/2) \cdot \cos\psi$$

5.3.4. Těleso 4

Na těleso 4 působí síly od tělesa 3, tělesa 1 a tíhová síla plošiny. Zároveň na něj také působí píst na rameni. Toto vyjádřím pomocí momentu a síly.



Obr.: 35 Těleso 4 - uvolnění ohyb

Rovnice ohybového momentu pro těleso 4:

$$M_2 = F_p \cdot m_2 \quad (53)$$

$$x_1 \langle 0, 603 \rangle \quad (54)$$

$$M_{o1} = -R_{41x} \cdot x_1 \cdot \sin\psi - R_{41y} \cdot x_1 \cdot \cos\psi \quad (54)$$

$$x_2 \langle 603, \frac{l}{2} \rangle \quad (55)$$

$$M_{o2} = -R_{41x} \cdot x_2 \cdot \sin\psi - R_{41y} \cdot x_2 \cdot \cos\psi - F_p \cdot \sin\Phi \cdot (x_2 - 603) \cdot \cos\psi - F_p \cdot \cos\Phi \cdot (x_2 - 603) \cdot \sin\psi + M_2$$

$$x_3 \langle \frac{l}{2}, l \rangle \quad (56)$$

$$M_{o3} = -R_{41x} \cdot x_3 \cdot \sin\psi - R_{41y} \cdot x_3 \cdot \cos\psi - F_p \cdot \sin\Phi \cdot (x_3 - 603) \cdot \cos\psi - F_p \cdot \cos\Phi \cdot (x_3 - 603) \cdot \sin\psi + M_2 + R_{43y} \cdot (x_3 - l/2) \cdot \cos\psi + R_{43x} \cdot (x_3 - l/2) \cdot \sin\psi$$

5.3.5. Známé hodnoty

Hodnoty vycházejí z 3D modelu.

$m_1 = 315 \text{ mm}$ (spodní poloha), 318 mm (horní poloha)

$m_2 = 297 \text{ mm}$ (spodní poloha), 160 mm (horní poloha)

5.3.6. Výsledné hodnoty

Tabulka 4: Tabulka výsledných ohybových momentů

Ohybový moment	Spodní poloha [N·mm]	Horní poloha [N·mm]
Těleso 1, $x_1=424 \text{ mm}$	$-17.3 \cdot 10^6$	$-14.5 \cdot 10^6$
Těleso 1, $x_2=424 \text{ mm}$	$-86.7 \cdot 10^6$	$-77.4 \cdot 10^6$
Těleso 1, $x_3=l/2 \text{ mm}$	$-21.5 \cdot 10^6$	$-20.8 \cdot 10^6$
Těleso 2, $x_1=l/2 \text{ mm}$	$-43.5 \cdot 10^6$	$-36.7 \cdot 10^6$
Těleso 3, $x_1=l/2 \text{ mm}$	$43.4 \cdot 10^6$	$36.7 \cdot 10^6$
Těleso 4, $x_1=603 \text{ mm}$	$34.2 \cdot 10^6$	$52.6 \cdot 10^6$
Těleso 4, $x_2=603 \text{ mm}$	$99.6 \cdot 10^6$	$84.1 \cdot 10^6$
Těleso 4, $x_3=l/2 \text{ mm}$	$43.4 \cdot 10^6$	$36.8 \cdot 10^6$

5.3.7. Návrh polotovaru

Z vypočtených hodnot vychází, že maximální ohybový moment je ve spodní poloze pro těleso 4, a to **99 600 000 N·mm**

Pro konstrukci ramen volím dva do krabice svařené profily U200

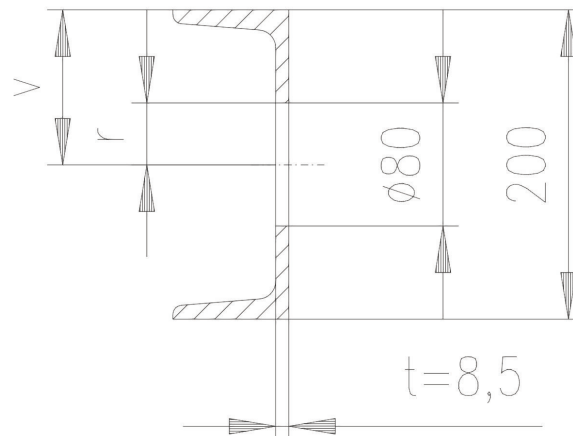
Parametry U200:

$$J_x = 1\,910\text{ cm}^4 \text{ [22]}$$

$$\text{Ocel 11 523, } Re = 275\text{ N} \cdot \text{mm [22]}$$

Minimální požadovaná bezpečnost $k=2$

Na ramenech jsou nekritičtější ta místa, kde prochází čep.



Obr.: 36 Profil U200 s dírou

$$J_{díry} = \frac{1}{12} \cdot t \cdot (2r)^3 = \frac{1}{12} \cdot 8,5 \cdot 80^3 = 36,3\text{ cm}^4 \quad (57)$$

$$J_{celkové} = J_{U200} - J_{díry} = 1\,910 - 36,3 = 1\,873,7 \quad (58)$$

$$W_{oc} = \frac{2 \cdot J_{celkové}}{v} = \frac{2 \cdot 1\,873,7}{10} = 374,7\text{ cm}^3 \quad (59)$$

Protože mám dva profily svařené k sobě, vynásobím W_0 dvěma.

$$k = \frac{2 \cdot Re \cdot W_{oc}}{M_{omax}} = \frac{2 \cdot 275 \cdot 374,7 \cdot 10^3}{99\,600\,000} = 2,01 \quad (60)$$

Z rovnice (56) vychází, že zvolený profil vyhovuje požadavkům.

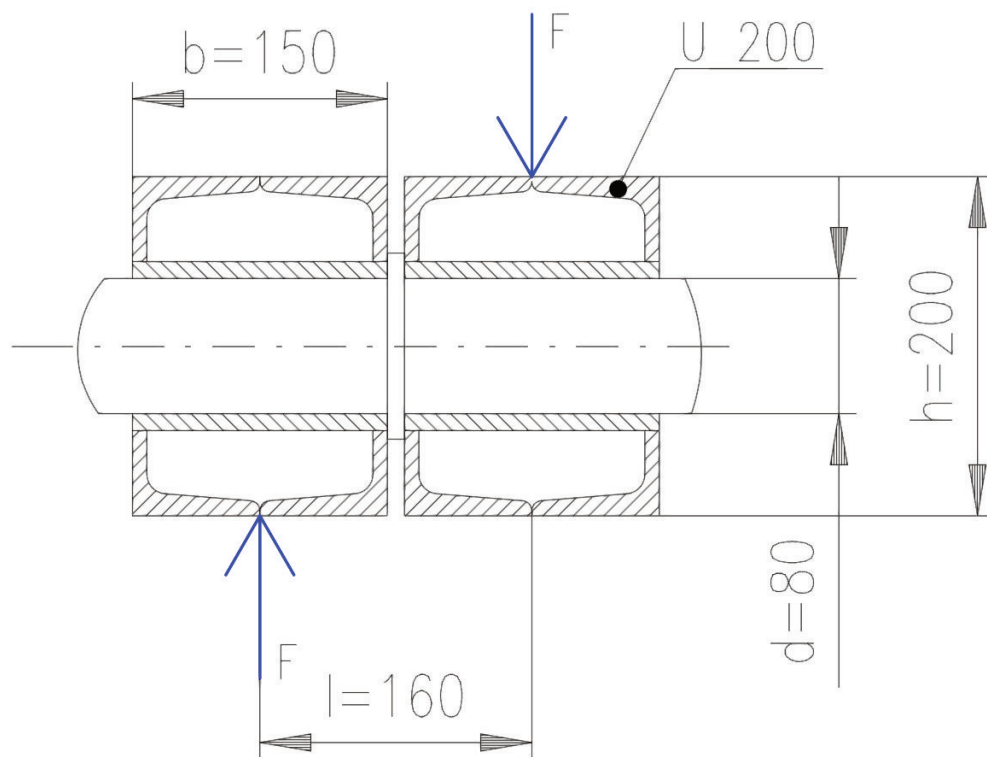
5.4. Čepy

V této kapitole se zaměřím na kontrolní výpočet čepů. Nejprve je třeba určit nejnamáhavější čep a poté zkontrolovat dovolený tlak, ohyb a stříh.

Z vypočtených hodnot určíme výslednou sílu vztahem: $F_{ij} = \sqrt{R_{ijx}^2 + R_{ijy}^2}$

Tabulka 5: Síly působící na čepy

Čep	Horní poloha [N]	Dolní poloha [N]
R ₁₀	41 169	41 132
R ₂₁	82 622	82 679
R ₄₁	88 902	152 707
R ₃₂	41 291	41 132
R ₄₃	82 541	82 561
R _{20y}	41 331	41 368
R _{3ploš}	41 250	41 250
R _{4ploš}	41 250	41 250



Obr.: 37 Schéma čepového spojení

Největší síla působící na čep vyšla 152 707 N. Protože výpočty jsou počítané pro celý mechanismus, musím získanou sílu vydělit dvěma.

$$F = \frac{152\,707}{2} = 76\,353.5\,N \quad (61)$$

Dovolený tlak

$p_{\max} = 12\, \text{Mpa}$ (Protože se v praxi může zanedbávat údržba stroje, budu uvažovat hodnotu pro pohyblivé nemazané čepy)

$$p = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{76\,353.5}{80 \cdot 150} = 6.4\, \text{Mpa} < p_{\max} \quad (62)$$

Ohyb + stříh

$$M_o = F \cdot l = 76\,353.5 \cdot 160 = 12.2 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (63)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 12.2 \cdot 10^6}{\pi \cdot 80^3} = 243 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (64)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = 5\,024 \text{ mm}^2 \quad (65)$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{76\,353.5}{5\,024} = 15.2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (66)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha \tau^2} = \sqrt{243^2 + 4 \cdot 15.2^2} = 245 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (67)$$

Volím ocel C60 (ČSN 12 061):

$$R_{e_{min}} = 500 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \text{ (tyč za tepla)} [22]$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{500}{245} = 2.04 \quad (68)$$

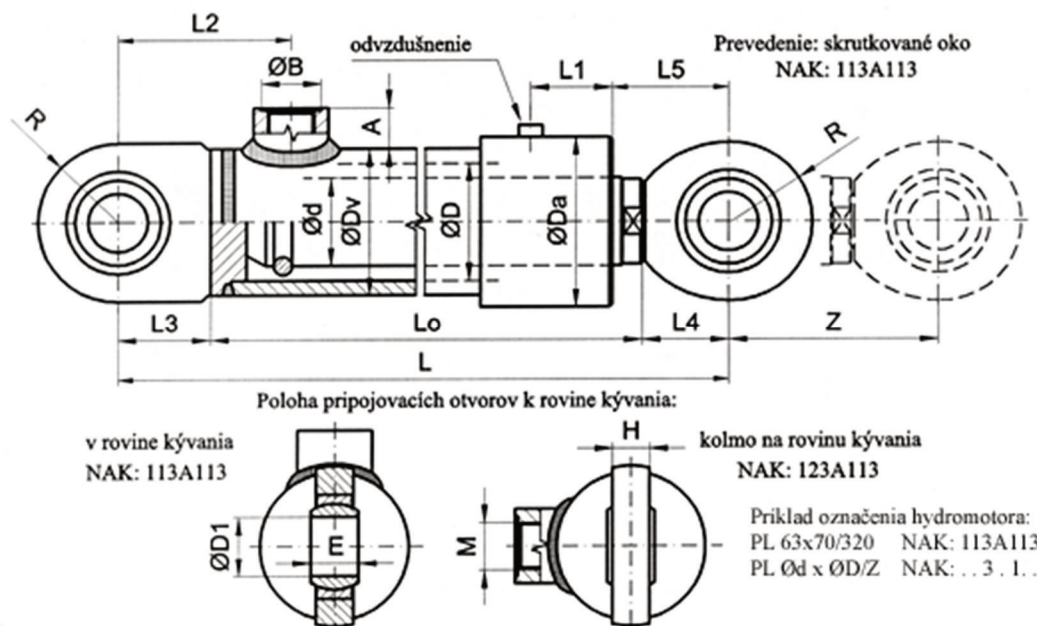
Z rovnic (58,64) vyplývá, že čepy splňují požadavky jak na dovolený tlak, tak i na ohyb se stříhem.

5.5. Hydraulický válec

Z výše uvedených výpočtů vyšla minimální požadovaná síla pro hydraulický válec 220 000 N. Protože uvažuji dvojici paralelně zapojených pístů, vydělím tuto sílu dvěma.

$$F_{1p} = \frac{F_p}{2} = \frac{220\,000}{2} = 110\,000 \text{ N} \quad (69)$$

Z katalogu volím jednočinný hydraulický válec od firmy Rerosa (HM1,2)PL 100x90/740 013A11.



Obr.: 38 Jednočinný hydraulický válec [23]

Parametry zvoleného válce:

Délka $L=1\ 060\ \text{mm}$

Zdvih $Z=780\ \text{mm}$

Průměr oka $R=52\ \text{mm}$

Vnitřní průměr válce $\varnothing D=100\ \text{mm}$

Dle tabulky od výrobce tento válec při zdvihu $740\ \text{mm}$ vyhovuje na vzpěr. [23]

Maximální pracovní tlak $p=20\ \text{Mpa}$, zkušební tlak $p=24\ \text{Mpa}$ [23]

Výsuvná síla při tlaku $p=20\ \text{MPa} \rightarrow 149,2\ \text{KN}$ [23]

$p=24\ \text{Mpa} \rightarrow 180\ \text{KN}$ [23]

Bezpečnost vůči zkušebnímu tlaku:

$$k = \frac{F_{\text{zkušební}}}{F_{p1}} = \frac{180}{110} = 1.64 \quad (70)$$

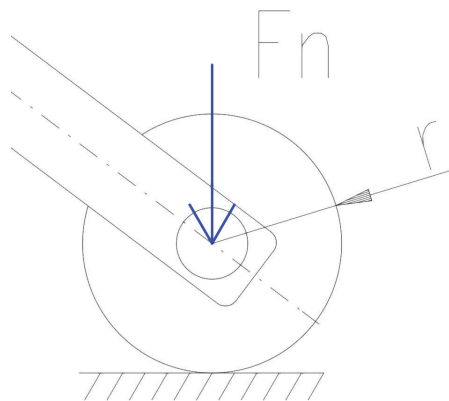
Tento válec vyhovuje všem konstrukčním požadavkům. Zvolený hydraulický válec je katalogový standardně vyráběný, v případě požadavku na vyšší bezpečnost lze zvolit vysokotlaké písty (až do $35\ \text{MPa}$), které výrobce na zakázku také vyrábí.

5.6. Kontaktní tlak

Jak již bylo zmíněno v úvodu, v nůžkovém mechanismu je jedno rameno spojeno napevno čepem s plošinou a rámem (podlahou) a druhé rameno je spojeno posuvnou vazbou. Tato vazba je realizována pomocí kovového kolečka, které se při pohybu mechanismu odvaluje. V místě styku kolečka s rámem či plošinou vzniká kontaktní tlak. Pro výpočty tohoto jevu se používá Hertzova teorie. V tomto konkrétním případě při kontaktu válce s plochou dochází k čárovému (přímkovému) styku a styková plocha při zatížení má přibližně tvar obdélníku.

Pro výpočty budu uvažovat tyto předpoklady: [24]

- Materiály obou těles jsou homogenní a izotropní
- Mez pružnosti materiálu není překročena
- Ve stykové ploše není odpor (tření)
- Styková plocha je rovinná a má nepatrnou velikost
- U obou těles budu uvažovat materiálové konstanty: $E=2.1 \cdot 10^5\ \text{Mpa}$, $\nu=0.33$



Obr.: 39 Schéma čárového styku

5.6.1. Zkratky:

F_n [N]	normálová síla působící na kolečko
r [mm]	poloměr kolečka
l_a [mm]	funkční šířka válce
g [mm ⁻¹]	křivost

5.6.2. Hodnoty

Hodnoty převzaty z 3D modelu a z tabulky Tab. 3. F_n je síla působící na dvě kolečka, je třeba vydělit dvěma.

$$F_n = \frac{\max(F_{20y}, F_{c3}, F_{c3})}{2} = \frac{41\,400}{2} = 20\,700 \text{ N}$$

$$r = 145 \text{ mm}$$

$$l_a = 150 \text{ mm}$$

5.6.3. Výpočet

Nejprve potřebuji určit křivosti válce q_1 a plochy q_2 . Rovnice použity z [24]

$$q_1 = \frac{1}{r} = \frac{1}{145} \text{ mm}^{-1} \quad (71)$$

$$q_2 = \frac{1}{r} = \frac{1}{\infty} \rightarrow 0 \quad (72)$$

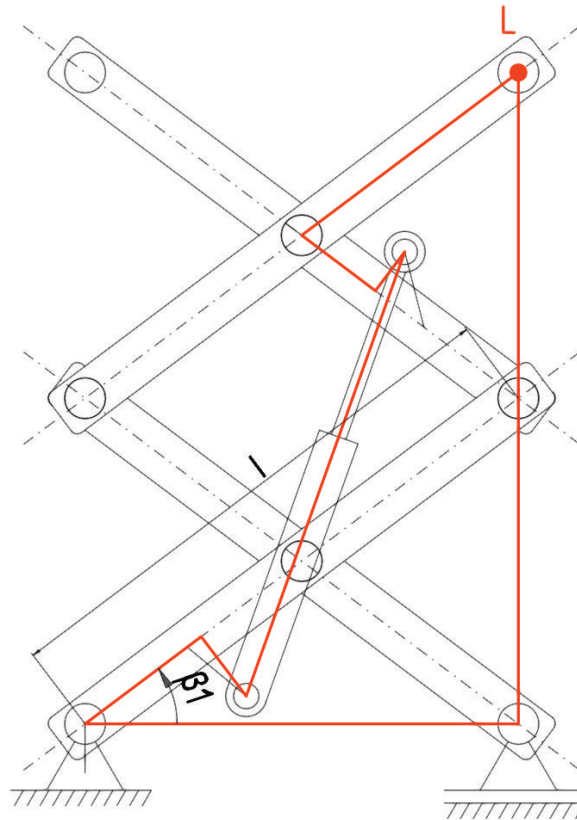
Za výše uvedených předpokladů pro výpočet p_{max} platí: [24]

$$\sigma_{max} = p_{max} \approx 190.9 \cdot \sqrt{\frac{F_n \cdot \sum q}{l_a}} = 190.9 \cdot \sqrt{\frac{20\,700 \cdot \frac{1}{145}}{150}} = 186 \text{ MPa} \quad (73)$$

5.7. Mechanika mechanismu

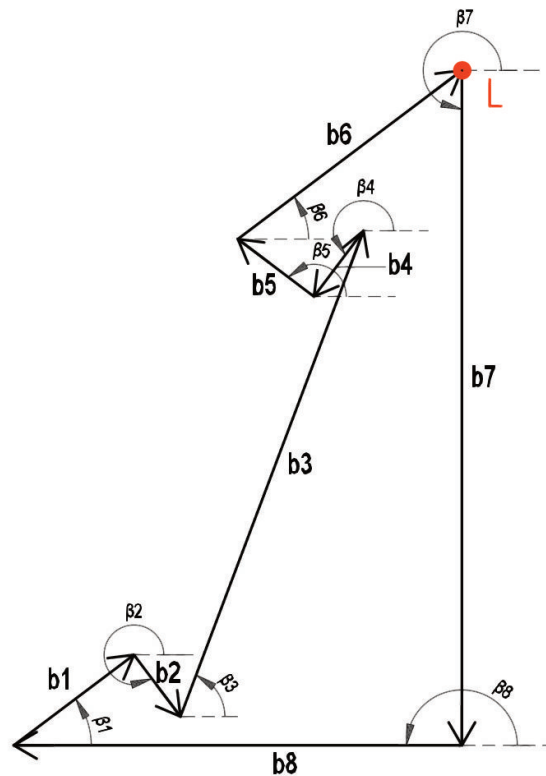
V této části se budu zabývat výpočty pro zjištění závislosti polohy plošiny na výsuvu pístu, rychlosti a zrychlení plošiny. Tyto údaje jsou důležité pro automatizované řízení mechanismu, kde může řídit program vyhodnocovat polohu plošiny na základě výsuvu pístu a také pro případné výpočty na dynamické zatěžování.

Protože přímé vyjádření závislosti zdvihu pístu na poloze plošiny a následné získání rychlosti a zrychlení derivováním za použitím trigonometrické metody je velmi obtížné, rozhodl jsem se použít vektorovou smyčku.



Obr.: 40 Naznačení vektorové smyčky

Z takto naznačeného náčrtku vytvořím vektorovou smyčku.



Obr.: 41 Vektorová smyčka

Jako nezávislou souřadnici uvažuji výsuv pístu b3. Z náčrtu mi vychází celkem čtyři závislé souřadnice, konkrétně β_1 , β_3 , b_7 a b_8 . Abych k výpočtům mohl použít pouze jednu

smyčku, vyjádřil jsem souřadnice b_7 a b_8 pomocí trigonometrické metody v závislosti na zbylých závislých souřadnicích. Tím jsem dostal celkem dvě nezávislé souřadnice a můžu mechanismus řešit za pomoci jedné vektorové smyčky.

Souřadnice a jejich derivace (hodnoty převzaty z 3D modelu):

Tabulka 6: Souřadnice a jejich derivace

Souřadnice	Hodnota	$\frac{d}{dt}$	$\frac{d^2}{dt^2}$
β_1	z_1	\dot{z}_1	\ddot{z}_1
β_2	$\beta_1 + \frac{3}{2}\pi$	$\dot{\beta}_1$	$\ddot{\beta}_1$
β_3	z_2	\dot{z}_2	\ddot{z}_2
β_4	$\frac{3}{2}\pi - \beta_1$	$-\dot{\beta}_1$	$-\ddot{\beta}_1$
β_5	$\pi - \beta_1$	$-\dot{\beta}_1$	$-\ddot{\beta}_1$
β_6	β_1	$\dot{\beta}_1$	$\ddot{\beta}_1$
β_7	$\frac{3}{2}\pi$	0	0
β_8	π	0	0
b_1	568 mm	0	0
b_2	292 mm	0	0
b_3	q	\dot{q}	\ddot{q}
b_4	205 mm	0	0
b_5	238 mm	0	0
b_6	$\frac{l}{2}$	0	0
b_7	$2 \cdot l \cdot \sin(\beta_1)$	$2 \cdot l \cdot \cos(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1$	$-2 \cdot l \cdot \sin(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2$ $+ 2 \cdot l \cdot \cos(\beta_1) \cdot \ddot{\beta}_1$
b_8	$l \cdot \cos(\beta_1)$	$-l \cdot \sin(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1$	$-l \cdot \cos(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2$ $- l \cdot \sin(\beta_1) \cdot \ddot{\beta}_1$

$$l = 2\,120 \text{ mm}$$

$$\underline{b_1} + \underline{b_2} + \underline{b_3} + \underline{b_4} + \underline{b_5} + \underline{b_6} + \underline{b_7} + \underline{b_8} = 0 \quad (74)$$

Poloha:

$$x: b_1 \cdot \cos\beta_1 + b_2 \cdot \cos\beta_2 + b_3 \cdot \cos\beta_3 + b_4 \cdot \cos\beta_4 + b_4 \cdot \cos\beta_4 + b_5 \cdot \cos\beta_5 + b_6 \cdot \cos\beta_6 + b_7 \cdot \cos\beta_7 + b_8 \cdot \cos\beta_8 = 0 \quad (75)$$

$$y: b_1 \cdot \sin\beta_1 + b_2 \cdot \sin\beta_2 + b_3 \cdot \sin\beta_3 + b_4 \cdot \sin\beta_4 + b_4 \cdot \sin\beta_4 + b_5 \cdot \sin\beta_5 + b_6 \cdot \sin\beta_6 + b_7 \cdot \sin\beta_7 + b_8 \cdot \sin\beta_8 = 0 \quad (76)$$

Rychlost:

$$\dot{x}: -b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1 - b_2 \cdot \sin\beta_2 \cdot \dot{\beta}_2 + b_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 - b_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 - b_4 \cdot \sin\beta_4 \cdot \dot{\beta}_4 - b_5 \cdot \sin\beta_5 \cdot \dot{\beta}_5 - b_6 \cdot \sin\beta_6 \cdot \dot{\beta}_6 + b_7 \cdot \cos\beta_7 \cdot \dot{\beta}_7 + b_8 \cdot \cos\beta_8 \cdot \dot{\beta}_8 = 0 \quad (77)$$

$$\dot{y}: b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1 + b_2 \cdot \cos\beta_2 \cdot \dot{\beta}_2 + \dot{b}_3 \cdot \sin\beta_3 + b_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 + b_4 \cdot \cos\beta_4 \cdot \dot{\beta}_4 + b_5 \cdot \cos\beta_5 \cdot \dot{\beta}_5 + b_6 \cdot \cos\beta_6 \cdot \dot{\beta}_6 + \dot{b}_7 \cdot \sin\beta_7 + \dot{b}_8 \cdot \sin\beta_8 = 0 \quad (78)$$

Zrychlení:

$$\begin{aligned} \ddot{x}: & -b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 - b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \ddot{\beta}_1 - b_2 \cdot \cos\beta_2 \cdot \dot{\beta}_2^2 - b_2 \cdot \sin\beta_2 \cdot \ddot{\beta}_2 \\ & + \ddot{b}_3 \cdot \cos\beta_3 - 2 \cdot \dot{b}_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 - b_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3^2 - b_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \ddot{\beta}_3 \\ & - b_4 \cdot \cos\beta_4 \cdot \dot{\beta}_4^2 - b_4 \cdot \sin\beta_4 \cdot \ddot{\beta}_4 - b_5 \cdot \cos\beta_5 \cdot \dot{\beta}_5^2 - b_5 \cdot \sin\beta_5 \cdot \ddot{\beta}_5 \\ & - b_6 \cdot \cos\beta_6 \cdot \dot{\beta}_6^2 - b_6 \cdot \sin\beta_6 \cdot \ddot{\beta}_6 + \ddot{b}_7 \cdot \cos\beta_7 + \ddot{b}_8 \cdot \cos\beta_8 = 0 \end{aligned} \quad (79)$$

$$\begin{aligned} \ddot{y}: & -b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 + b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \ddot{\beta}_1 - b_2 \cdot \sin\beta_2 \cdot \dot{\beta}_2^2 + b_2 \cdot \cos\beta_2 \cdot \ddot{\beta}_2 \\ & + \ddot{b}_3 \cdot \sin\beta_3 + 2 \cdot \dot{b}_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 - b_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3^2 + b_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \ddot{\beta}_3 \\ & - b_4 \cdot \sin\beta_4 \cdot \dot{\beta}_4^2 + b_4 \cdot \cos\beta_4 \cdot \ddot{\beta}_4 - b_5 \cdot \sin\beta_5 \cdot \dot{\beta}_5^2 + b_5 \cdot \cos\beta_5 \cdot \ddot{\beta}_5 \\ & - b_6 \cdot \sin\beta_6 \cdot \dot{\beta}_6^2 + b_6 \cdot \cos\beta_6 \cdot \ddot{\beta}_6 + \ddot{b}_7 \cdot \sin\beta_7 + \ddot{b}_8 \cdot \sin\beta_8 = 0 \end{aligned} \quad (80)$$

Před tím, než budu moci napsat samotné matice Jz a Jq a vektor jqz , je potřeba dosadit za \ddot{b}_7 a \ddot{b}_8 podle tabulky 6, protože se v nich nachází druhé derivace závislých souřadnic.

$$\begin{aligned} \ddot{x}: & -b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 - b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \ddot{\beta}_1 - b_2 \cdot \cos\beta_2 \cdot \dot{\beta}_2^2 - b_2 \cdot \sin\beta_2 \cdot \ddot{\beta}_2 \\ & + \ddot{b}_3 \cdot \cos\beta_3 - 2 \cdot \dot{b}_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 - b_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3^2 - b_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \ddot{\beta}_3 \\ & - b_4 \cdot \cos\beta_4 \cdot \dot{\beta}_4^2 - b_4 \cdot \sin\beta_4 \cdot \ddot{\beta}_4 - b_5 \cdot \cos\beta_5 \cdot \dot{\beta}_5^2 - b_5 \cdot \sin\beta_5 \cdot \ddot{\beta}_5 \\ & - b_6 \cdot \cos\beta_6 \cdot \dot{\beta}_6^2 - b_6 \cdot \sin\beta_6 \cdot \ddot{\beta}_6 - 2 \cdot l \cdot \sin(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2 \cdot \cos\beta_7 \\ & + 2 \cdot l \cdot \cos(\beta_1) \cdot \ddot{\beta}_1 \cdot \cos\beta_7 - l \cdot \cos(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2 \cdot \cos\beta_8 - l \cdot \sin(\beta_1) \cdot \ddot{\beta}_1 \cdot \cos\beta_8 \\ & = 0 \end{aligned} \quad (81)$$

$$\begin{aligned} \ddot{y}: & -b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 + b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \ddot{\beta}_1 - b_2 \cdot \sin\beta_2 \cdot \dot{\beta}_2^2 + b_2 \cdot \cos\beta_2 \cdot \ddot{\beta}_2 \\ & + \ddot{b}_3 \cdot \sin\beta_3 + 2 \cdot \dot{b}_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 - b_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3^2 + b_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \ddot{\beta}_3 \\ & - b_4 \cdot \sin\beta_4 \cdot \dot{\beta}_4^2 + b_4 \cdot \cos\beta_4 \cdot \ddot{\beta}_4 - b_5 \cdot \sin\beta_5 \cdot \dot{\beta}_5^2 + b_5 \cdot \cos\beta_5 \cdot \ddot{\beta}_5 \\ & - b_6 \cdot \sin\beta_6 \cdot \dot{\beta}_6^2 + b_6 \cdot \cos\beta_6 \cdot \ddot{\beta}_6 - 2 \cdot l \cdot \sin(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2 \cdot \sin\beta_7 \\ & + 2 \cdot l \cdot \cos(\beta_1) \cdot \ddot{\beta}_1 \cdot \sin\beta_7 - l \cdot \cos(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2 \cdot \sin\beta_8 - l \cdot \sin(\beta_1) \cdot \ddot{\beta}_1 \cdot \sin\beta_8 \\ & = 0 \end{aligned} \quad (82)$$

Výpočet:

$$\underline{Jz} \cdot \underline{\ddot{z}} + \underline{Jq} \cdot \underline{\ddot{q}} + \underline{jqz} = 0 \quad (83)$$

Pro samotný výpočet použijí K-řešič (skript pro Matlab) vytvořený jako pomůcka pro řešení vektorových smyček v Mechanice II umístěný na Moodle. [26]

Vstupem do toho programu jsou $\underline{Jz}, \underline{\dot{z}}, \underline{Jq}, \underline{\dot{q}}, \underline{jqz}$, geometrické vlastnosti mechanismu (rozměry) a počáteční podmínky pro nezávislou souřadnici q (výsuv pístu). Program na základě numerických operací provede výpočet všech souřadnic v závislosti na čase.

$$s_3 = -b_1 \cdot \sin\beta_1 - b_2 \cdot \sin\beta_2 + b_4 \cdot \sin\beta_4 + b_5 \cdot \sin\beta_5 - b_6 \cdot \sin\beta_6 + 2 \cdot l \cdot \cos\beta_1 \cdot \cos\beta_7 - l \cdot \sin\beta_1 \cdot \cos\beta_8 \quad (84)$$

$$s_4 = b_1 \cdot \cos\beta_1 + b_2 \cdot \cos\beta_2 - b_4 \cdot \cos\beta_4 - b_5 \cdot \cos\beta_5 + b_6 \cdot \cos\beta_6 + 2 \cdot l \cdot \cos\beta_1 \cdot \sin\beta_7 - l \cdot \sin\beta_1 \cdot \sin\beta_8 \quad (85)$$

$$\underline{Jz} = \begin{bmatrix} s_3 & -b_3 \cdot \sin\beta_3 \\ s_4 & b_3 \cdot \cos\beta_3 \end{bmatrix} \quad (86)$$

$$\underline{\dot{z}} = \begin{bmatrix} \dot{\beta}_1 \\ \dot{\beta}_3 \end{bmatrix} \quad (87)$$

$$\underline{Jq} = \begin{bmatrix} \cos\beta_3 \\ \sin\beta_3 \end{bmatrix} \quad (88)$$

$$\underline{\dot{q}} = [\dot{\beta}_3] \quad (89)$$

$$s_5 = -b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 - b_2 \cdot \cos\beta_2 \cdot \dot{\beta}_2^2 - 2 \cdot \dot{\beta}_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 - b_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3^2 - b_4 \cdot \cos\beta_4 \cdot \dot{\beta}_4^2 - b_5 \cdot \cos\beta_5 \cdot \dot{\beta}_5^2 - b_6 \cdot \cos\beta_6 \cdot \dot{\beta}_6^2 - 2 \cdot l \cdot \sin(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2 \cdot \cos\beta_7 - l \cdot \cos(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2 \cdot \cos\beta_8 \quad (90)$$

$$s_6 = -b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 - b_2 \cdot \sin\beta_2 \cdot \dot{\beta}_2^2 + 2 \cdot \dot{\beta}_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 - b_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3^2 - b_4 \cdot \sin\beta_4 \cdot \dot{\beta}_4^2 - b_5 \cdot \sin\beta_5 \cdot \dot{\beta}_5^2 - b_6 \cdot \sin\beta_6 \cdot \dot{\beta}_6^2 - 2 \cdot l \cdot \sin(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2 \cdot \sin\beta_7 - l \cdot \cos(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2 \cdot \sin\beta_8 \quad (91)$$

$$\underline{jqz} = \begin{bmatrix} s_5 \\ s_6 \end{bmatrix} \quad (92)$$

Pro zjištění polohy, rychlosti a zrychlení bodu L (naznačen na obr. 34,35), který je důležitý z hlediska popisu pohybu plošiny, zadáme do K-řešiče následující rovnice:

Poloha:

$$x_L: b_1 \cdot \cos\beta_1 + b_2 \cdot \cos\beta_2 + b_3 \cdot \cos\beta_3 + b_4 \cdot \cos\beta_4 + b_4 \cdot \cos\beta_4 + b_5 \cdot \cos\beta_5 + b_6 \cdot \cos\beta_6 \quad (93)$$

$$y_L: b_1 \cdot \sin\beta_1 + b_2 \cdot \sin\beta_2 + b_3 \cdot \sin\beta_3 + b_4 \cdot \sin\beta_4 + b_4 \cdot \sin\beta_4 + b_5 \cdot \sin\beta_5 + b_6 \cdot \sin\beta_6 \quad (94)$$

Rychlost:

$$\dot{x}_L: -b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1 - b_2 \cdot \sin\beta_2 \cdot \dot{\beta}_2 + \dot{\beta}_3 \cdot \cos\beta_3 - b_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 - b_4 \cdot \sin\beta_4 \cdot \dot{\beta}_4 - b_5 \cdot \sin\beta_5 \cdot \dot{\beta}_5 - b_6 \cdot \sin\beta_6 \cdot \dot{\beta}_6 \quad (95)$$

$$\dot{y}_L: b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1 + b_2 \cdot \cos\beta_2 \cdot \dot{\beta}_2 + \dot{\beta}_3 \cdot \sin\beta_3 + b_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 + b_4 \cdot \cos\beta_4 \cdot \dot{\beta}_4 + b_5 \cdot \cos\beta_5 \cdot \dot{\beta}_5 + b_6 \cdot \cos\beta_6 \cdot \dot{\beta}_6 \quad (96)$$

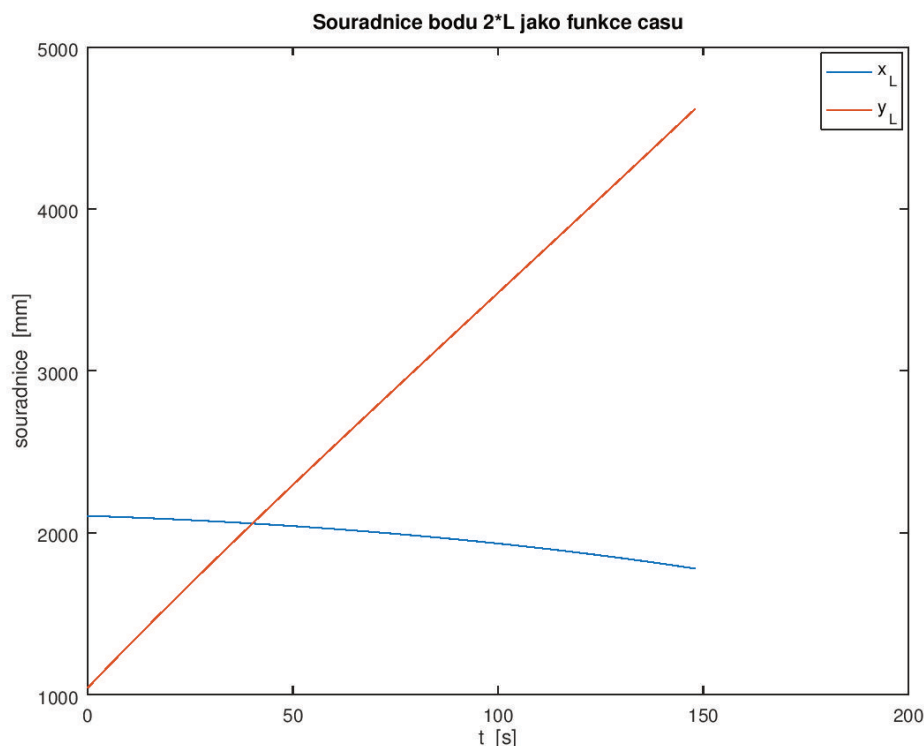
Zrychlení:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_L: & -b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 - b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \ddot{\beta}_1 - b_2 \cdot \cos\beta_2 \cdot \dot{\beta}_2^2 - b_2 \cdot \sin\beta_2 \cdot \ddot{\beta}_2 \\ & + \ddot{b}_3 \cdot \cos\beta_3 - 2 \cdot \dot{b}_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 - b_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3^2 - b_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \ddot{\beta}_3 \\ & - b_4 \cdot \cos\beta_4 \cdot \dot{\beta}_4^2 - b_4 \cdot \sin\beta_4 \cdot \ddot{\beta}_4 - b_5 \cdot \cos\beta_5 \cdot \dot{\beta}_5^2 - b_5 \cdot \sin\beta_5 \cdot \ddot{\beta}_5 \\ & - b_6 \cdot \cos\beta_6 \cdot \dot{\beta}_6^2 - b_6 \cdot \sin\beta_6 \cdot \ddot{\beta}_6 \end{aligned} \quad (97)$$

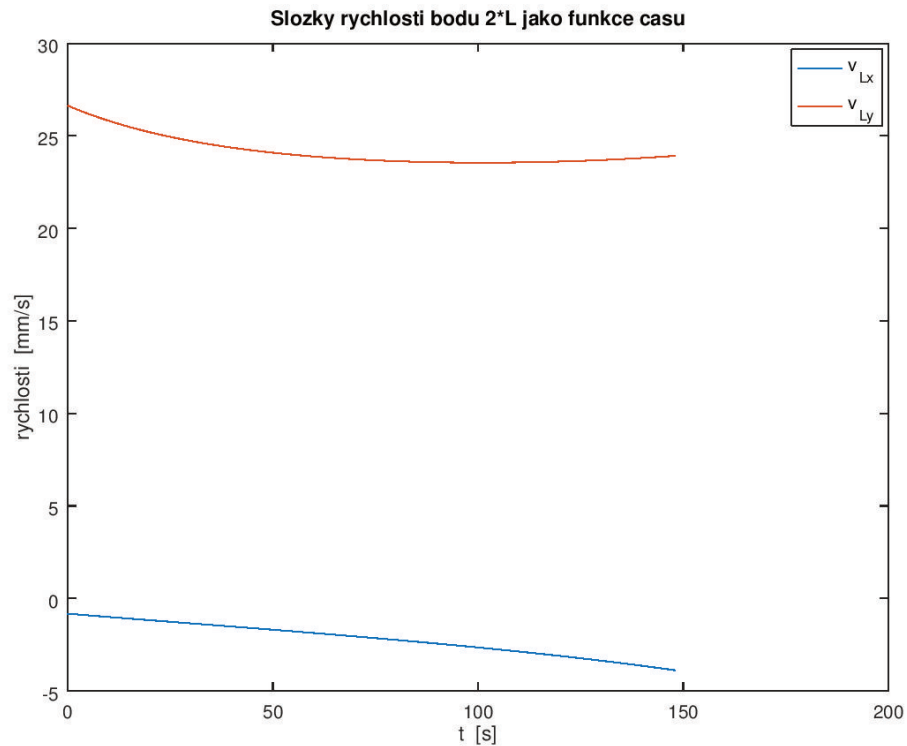
$$\begin{aligned} \ddot{y}_L: & -b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 + b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \ddot{\beta}_1 - b_2 \cdot \sin\beta_2 \cdot \dot{\beta}_2^2 + b_2 \cdot \cos\beta_2 \cdot \ddot{\beta}_2 \\ & + \ddot{b}_3 \cdot \sin\beta_3 + 2 \cdot \dot{b}_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3 - b_3 \cdot \sin\beta_3 \cdot \dot{\beta}_3^2 + b_3 \cdot \cos\beta_3 \cdot \ddot{\beta}_3 \\ & - b_4 \cdot \sin\beta_4 \cdot \dot{\beta}_4^2 + b_4 \cdot \cos\beta_4 \cdot \ddot{\beta}_4 - b_5 \cdot \sin\beta_5 \cdot \dot{\beta}_5^2 + b_5 \cdot \cos\beta_5 \cdot \ddot{\beta}_5 \\ & - b_6 \cdot \sin\beta_6 \cdot \dot{\beta}_6^2 + b_6 \cdot \cos\beta_6 \cdot \ddot{\beta}_6 \end{aligned} \quad (98)$$

Protože navržený mechanismus je čtyřnůžkový, ale výpočet bodu je L je prováděn pro dvounůžkový mechanismus, je potřeba hodnoty pro bod L ve směru y (ve vertikálním směru) vynásobit dvěma a tím získám skutečné hodnoty pro zdvihanou plošinu. Hodnoty ve směru x (horizontálním) jsou shodné pro dvounůžkový i čtyřnůžkový.

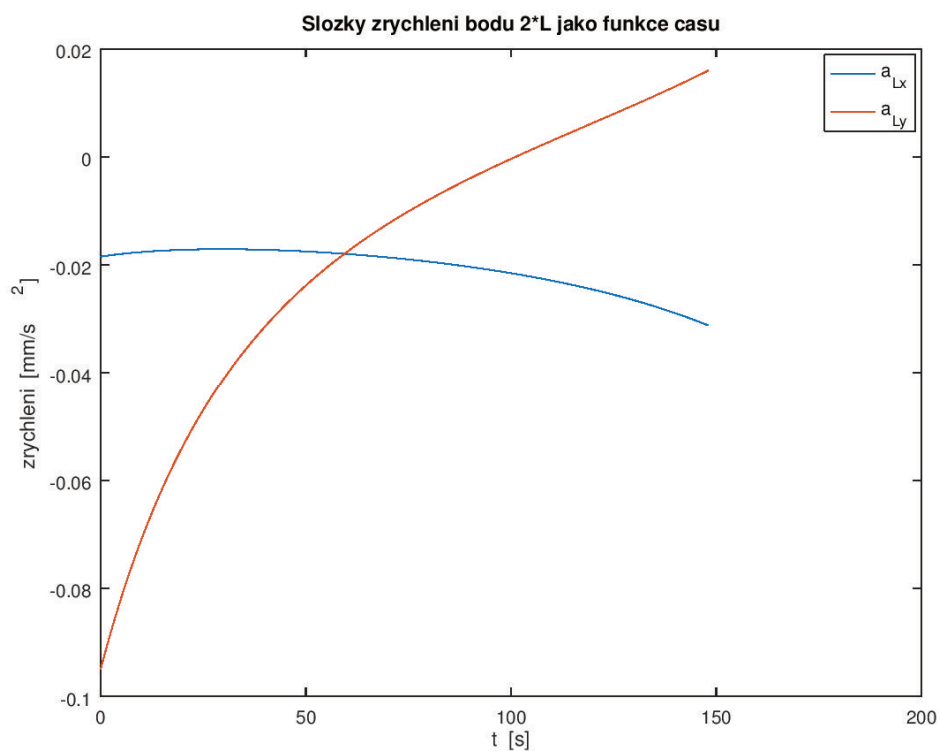
Zobrazené grafy jsou pro rychlost výsuvu pístu 5 mm/s.



Obr.: 42 Souřadnice bodu L jako funkce čas

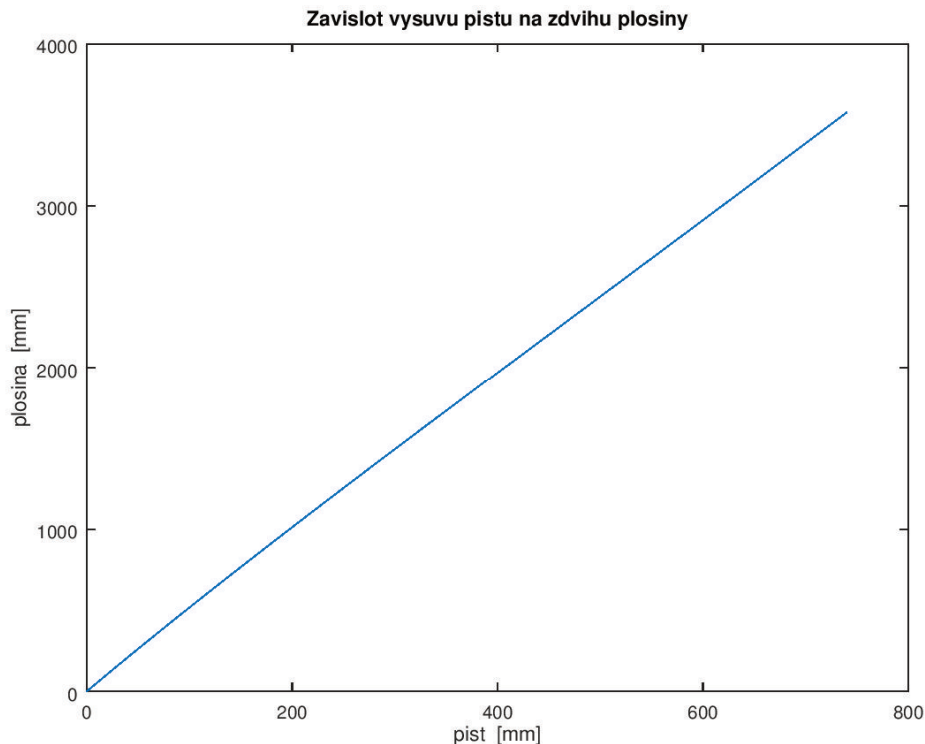


Obr.: 43 Složky rychlosti bodu L jako funkce času



Obr.: 44 Složky zrychlení bodu L jako funkce času

Poté ještě vyneseme závislost výsuvu pístu na zdvihu plošiny.



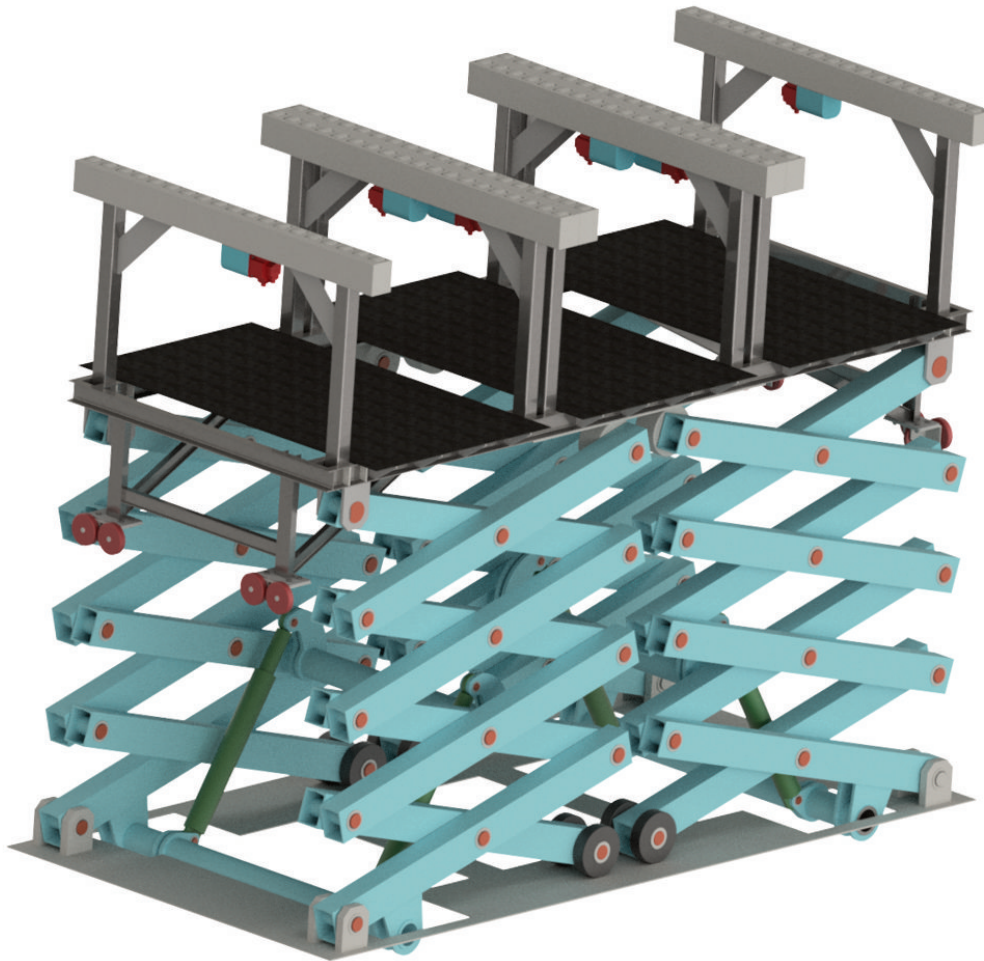
Obr.: 45 Závislost výsuvu pístu na zdvihu plošiny

Všechny výše uvedené grafy byly generovány v programu Octave, za využití modifikovaného a mírně upraveného K-řešiče. [26]

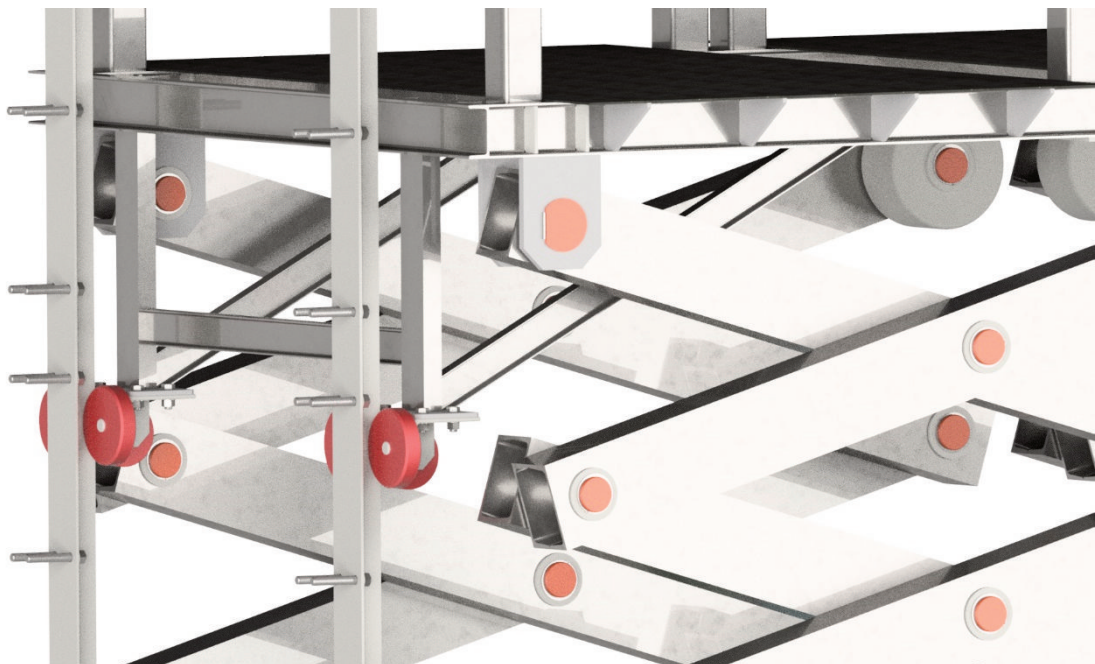
6. Finální 3D model

Dle zadání a na základě vypočtených dílčích prvků jsem sestavil 3D model v programu Autodesk Inventor. 3D model nevznikl až na konci po vypočtení všech součástí, ale vznikl průběžně během práce a vždy po provedení výpočtu byly jednotlivé prvky upraveny či přidány. Tento způsob práce byl volen s ohledem na to, že jsem potřeboval pro jednotlivé výpočty znát alespoň přibližnou geometrii finálního nůžkového zvedáku. Proto jsem vždy sestavil 3D model na základě odhadnutých velikostí a parametrů, odměřil geometrické údaje a provedl výpočet. Poté jsem sestavil finální model, provedl korekci geometrických údajů a údaje přepočítal kvůli ujištění se, že vše vyhovuje požadovaným parametrům.

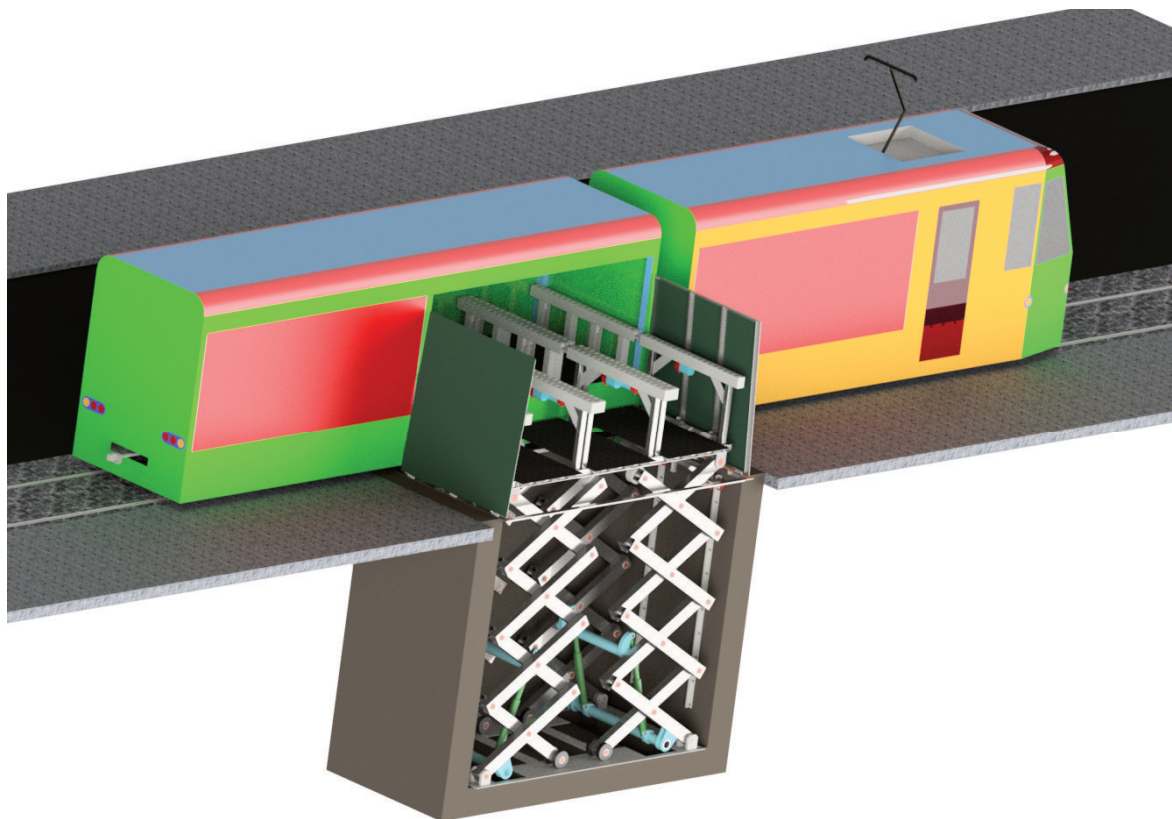
Finální zvolené řešení se skládá z tandemového čtyřnůžkového mechanismu s plošinou určenou k manipulaci s kontejnery. 3D model nůžkového mechanismu přesně odpovídá vypočteným údajům, horní plošina je ve fázi návrhu, jelikož nebyla předmětem této bakalářské práce. 3D model válečkových dopravníků byl vytvořen v rámci předmětu SK IV – autor: David Eliáš. 3D model tramvaje vytvořen také v rámci SKIV – autor: Matěj Procházka.



Obr.: 46 3D model nůžkového zvedáku v obecné poloze



Obr.: 47 3D model - detail bočního vedení



Obr.: 48 3D model - celkový pohled

7. Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout řešení nůžkového zvedáku pro zásobování obchodů. Tato práce částečně navazuje na projekt Smart city – tramvajová nákladní doprava z předmětu SK IV.

V první části této práce jsem se zaměřil na rešerši používaných nůžkových zvedáků a možná řešení bočního vedení. Na základě rešerše jsem provedl návrhové a kontrolní výpočty a sestavil v programu Autodesk Inventor 3D model. Navržený mechanismus splňuje všechny požadované vlastnosti, všechny dílčí prvky jsou dimenzovány na minimální bezpečnost $k=2$. Zvedák je uzpůsoben pro manipulaci a přepravu požadovaných kontejnerů.

I když navržený zvedák splňuje všechny požadavky a je plně funkční, před případnou realizací by bylo vhodné provést analýzu dalších možných konstrukčních řešení zvedáku, v úvahu připadá především zvedák s vertikálními hydraulickými písty či lanový zvedák. Jelikož navržený nůžkový zvedák je velmi masivní, je možné, že by alternativní konstrukční řešení nabídly ekonomicky výhodnější varianty.

Seznam použité literatury

- [1] Hydraulické válce - CHARVÁT Group s.r.o.. Homepage - CHARVÁT Group s.r.o. [online]. Copyright © 2019 Charvát Group s.r.o. [cit. 13.03.2019]. Dostupné z: <https://www.charvat-chs.cz/produkty/hydraulicke-valce/>
- [2] Dodáváme a montujeme hydraulické nůžkové plošiny | ZDVIH servis s.r.o.. Dodáváme nůžkové plošiny a samonakladače Innolift | ZDVIH servis s.r.o. [online]. Copyright © 2013 [cit. 13.03.2019]. Dostupné z: <http://www.zdvihservis.cz/nase-reseni/nuzkove-plosiny/>
- [3] LM METAL LIFT s.r.o. [online]. Copyright © [cit. 17.04.2019]. Dostupné z: <http://www.metallift.cz/data/voditka/KOVANE-A-PLECHOVE-PRICHYTKY-VODITEK.pdf>
- [4] LM METAL LIFT s.r.o. [online]. Copyright © [cit. 19.03.2019]. Dostupné z: http://www.metallift.cz/data/prislusenstvi/hlinikove_vodici_celisti_pro_zavazi.pdf
- [5] LM METAL LIFT s.r.o. [online]. Copyright © [cit. 19.03.2019]. Dostupné z: http://www.metallift.cz/data/prislusenstvi/litinove_vedeni.pdf
- [6] LM METAL LIFT s.r.o. [online]. Copyright © [cit. 19.03.2019]. Dostupné z: http://www.metallift.cz/data/prislusenstvi/valive_vedeni.pdf
- [7] Forbes [online]. Copyright © 2019 Forbes Media LLC. All Rights Reserved [cit. 10.04.2019]. Dostupné z: <https://www.forbes.com/sites/stevebanker/2016/01/11/robots-in-the-warehouse-its-not-just-amazon/#3d0a1b1640b8>
- [8] A look under the hood of Kiva Systems warehouse robots - IEEE Spectrum. IEEE Spectrum: Technology, Engineering, and Science News [online]. Copyright © Copyright 2019 IEEE Spectrum [cit. 10.04.2019]. Dostupné z: https://spectrum.ieee.org/automaton/robotics/robotics-software/a_look_under_the_hood_of_kiva_systems_warehouse_robots
- [9] Singularity Hub. Singularity Hub - News and Insights from Singularity University [online]. Copyright © 2019 Singularity Education Group. All Rights Reserved. [cit. 10.04.2019]. Dostupné z: <https://singularityhub.com/2012/03/21/amazon-goes-robotic-acquires-kiva-systems-makers-of-the-warehouse-robot/#sm.00005uhfa17dcf13pq72g3i6t620o>
- [10] Drive Unit - ROBOTS: Your Guide to the World of Robotics. ROBOTS: Your Guide to the World of Robotics [online]. Copyright © Copyright 2019 IEEE [cit. 10.04.2019]. Dostupné z: <https://robots.ieee.org/robots/kiva/>
- [11] Hydraulic Lift Table - Hydraulic Scissor Lift Tables. Material Handling Equipment Manufacturer - Air Technical Industries [online]. [cit. 12.06.2019] Dostupné z: <https://www.airtechnical.com/product/hydraulic-lift-table-hydraulic-scissors-lift-tables/>
- [12] Plošiny - nůžková pracovní plošina GS 12 RT (GS 3390 RT) | SICO Rent SICO SICO . SICO Rent | Pronájem a servis pracovních plošin SICO [online]. [cit. 13.03.2019] Dostupné z: <https://www.sico.cz/plosiny/gs-12-rt/>



- [13] Přímočarý jednočinný hydromotor ZHPL - Hydraulics s.r.o.. Hydraulické válce české výroby - Hydraulics s.r.o. [online]. Copyright © 2017, HYDRAULICS s.r.o. [cit. 18.03.2019]. Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/24976-zhpl-linearni-primocary-hydromotor-jednocinny-plunzr>
- [14] Teleskopické hydraulické válce - Fisatech. Výroba a prodej strojních součástí pro průmysl - Fisatech [online]. Copyright ©2017 Fisatech s.r.o. [cit. 18.03.2019]. Dostupné z: <http://www.fisatech.cz/teleskopicke-hydraulicke-valce/>
- [15] NŮŽKOVÝ HEVER 1500 kg. KUBI e-shop | Osvěžovače vzduchu, autokosmetika, autodoplňky [online] [cit. 18.03.2019]. Dostupné z: <https://www.kubi.cz/nuzkovy-hever-1500-kg>
- [16] Nůžkový zvedák prahový HANTtechnik, Heavytech s.r.o. [online]. Praha 10, 2019 [cit. 2019-03-18]. Dostupné z: <https://www.naradi-pro.cz/nuzkovy-zvedak-prahovy-hanttechnik>
- [17] Nůžkový zvedák na podlahu 3 t. Golemtech - vybavení autoservisů a pneuservisů [online]. Copyright © 2019 [cit. 18.03.2019]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/nuzkove-zvedaky-hydraulicke/85-nuzkovy-zvedak-3000-kg.html>
- [18] Tandemový nůžkový zdvihací stůl | Find a high quality Scissor Lift Table manufacturer and supplier's guide, with a factory in Taiwan [online] [cit. 18.03.2019]. Dostupné z: <https://www.bestscissorliftable.com/cs/tandem-scissor-lift-table.html>
- [19] LM METAL LIFT s.r.o. [online]. Copyright © [cit. 17.04.2019]. Dostupné z: <http://www.metallift.cz/data/voditka/STROJOVE-BROUSENA-VODITKA.pdf>
- [20] LM METAL LIFT s.r.o. [online]. Copyright © [cit. 17.04.2019]. Dostupné z: <http://www.metallift.cz/data/voditka/ZA-STUDENA-TAZENA-VODITKA.pdf>
- [21] The Polish kingdom of Amazon robots. More machines than people - Trans.INFO. Portal i forum dla transportu i logistyki - Trans.INFO [online]. Copyright © 2010 [cit. 10.04.2019]. Dostupné z: <https://trans.info/en/polish-kingdom-amazon-robots-machines-people-74909>
- [22] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-857-8095-X.
- [23] Rerosa - Přímočarý hydromotor PL jednočinný bez vedení. Rerosa - prodej a servis hydraulických válců [online]. Copyright © 2017 [cit. 06.05.2019]. Dostupné z: <http://www.rerosa.cz/pljednocinny.htm>
- [24] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-030-0046-7.
- [25] DAŇHEL, Ondřej. *Jeřábový most 50T-27M* [online]. Brno, 2009 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17979. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
- [26] MMM CVUT, FAKULTA STROJNÍ, ÚSTAV MECHANIKY, BIOMECHANIKY A MECHANIKY, ODBOR MECHANIKY A MECHATRONIKY, K-ŘEŠIC, [matlab scrip].



[přístup 15.5.2019], dostupné z (pouze s přihlášením CVUT): <https://moodle-vyuka.cvut.cz/mod/resource/view.php?id=32656>

Seznam obrázků

Obr.: 1 Princip nůžkového mechanismu	5
Obr.: 2 Nůžkový zvedák [11]	6
Obr.: 3 Pojízdna stavební plošina [12]	7
Obr.: 4 Jednočinný hydraulický válec [13]	8
Obr.: 5 Teleskopický hydraulický válec [14].....	8
Obr.: 6 Příklad nůžkového zvedáku s mechanickým systémem a ručním pohonem [15]	8
Obr.: 7 Jednonůžkový zvedák [16].....	9
Obr.: 8 Dvounůžkový zvedák [17]	9
Obr.: 9 Tandemový zvedák [18].....	9
Obr.: 10 Úchyty vodítek [3]	10
Obr.: 11 Vodítko [19]	10
Obr.: 12 Hliníková čelist s plastovou vložkou [4]	11
Obr.: 13 Litinová čelist [5].....	11
Obr.: 14 Valivé čelisti [6].....	11
Obr.: 15 Robotické vozítko Amazon robotics [21]	12
Obr.: 16 Návrh nůžkového zvedáku.....	13
Obr.: 17 Rozmístění kontejnerů na plošině – boční pohled	14
Obr.: 18 Rozmístěn kontejnerů na plošině – půdorys	14
Obr.: 19 Rozmístění sil na nosníku - kontejnery na dopravnících.....	15
Obr.: 20 Grafické znázornění momentů - horní poloha, kontejnery na dopravnících.....	16
Obr.: 21 Grafické znázornění momentů - spodní poloha, kontejnery nesený.....	17
Obr.: 22 Rozmístění sil na nosníku - kontejnery nesený roboty	17
Obr.: 23 Grafické znázornění momentů - horní poloha, kontejnery nesený roboty	18
Obr.: 24 Grafické znázornění momentů - spodní poloha, kontejnery nesený roboty	19
Obr.: 25 Plošina spodní pohled - výztuha	20
Obr.: 26 Výpočetní model.....	21
Obr.: 27 Těleso 1 – uvolnění	22
Obr.: 28 Těleso 2 – uvolnění	22
Obr.: 29 Těleso 3 – uvolnění	23
Obr.: 30 Těleso 4 – uvolnění	23
Obr.: 31 Geometrické závislosti v mechanismu.....	24
Obr.: 32 Těleso 1 - uvolnění ohyb.....	27
Obr.: 33 Těleso 2 - uvolnění ohyb.....	27
Obr.: 34 Těleso 3 - uvolnění ohyb.....	28
Obr.: 35 Těleso 4 - uvolnění ohyb.....	29
Obr.: 36 Profil U200 s dírou	30
Obr.: 37 Schéma čepového spojení	31
Obr.: 38 Jednočinný hydraulický válec [23]	32
Obr.: 39 Schéma čárového styku	33
Obr.: 40 Naznačení vektorové smyčky	35
Obr.: 41 Vektorová smyčka.....	35
Obr.: 42 Souřadnice bodu L jako funkce čas.....	39
Obr.: 43 Složky rychlosti bodu L jako funkce času	40
Obr.: 44 Složky zrychlení bodu L jako funkce času	40
Obr.: 45 Závislost výsuvu pístu na zdvihu plošiny.....	41
Obr.: 46 3D model nůžkového zvedáku v obecné poloze.....	42
Obr.: 47 3D model - detail bočního vedení.....	42
Obr.: 48 3D model - celkový pohled	43

Seznam tabulek

Tabulka 1: Ohybové momenty - 1. případ	16
Tabulka 2: Ohybové momenty - 2. případ	18
Tabulka 3: Tabulky výsledných reakcí.....	26
Tabulka 4: Tabulka výsledných ohybových momentů	29
Tabulka 5: Síly působící na čepy	31
Tabulka 6: Souřadnice a jejich derivace.....	36

Seznam výkresové dokumentace

- NŮŽKOVÝ ZVEDÁK, Sestavný výkres + kusovník, č. výkresu: 2019-OP-0100, č. kusovníku: 2019-OP-K0100
- RAMENO ÚPLNÉ, výkres svařence, č. výkresu: 2019-OP-0200
- ČEP, výrobní výkres, č. výkresu: 2019-OP-0500

Seznam příloh na CD

- NŮŽKOVÝ ZVEDÁK, Sestavný výkres + kusovník, č. výkresu: 2019-OP-0100, č. kusovníku: 2019-OP-K0100
- RAMENO ÚPLNÉ, výkres svařence, č. výkresu: 2019-OP-0200
- ČEP, výrobní výkres, č. výkresu: 2019-OP-0500
- 3D model nůžkového zvedáku