

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 [Dopravní a manipulační technika](#)

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Lehký zdvihací nůžkový stůl

Autor: **Bc. David ŠPIDLEN**

Vedoucí práce: **Ing. Vladislav KEMKA, Ph.D.**

Akademický rok 2014/2015

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Špidlen	Jméno David	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 - Dopravní a manipulační technika		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kemka, Ph.D.	Jméno Vladislav	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Lehký zdvihací nůžkový stůl		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM		TEXTOVÁ ČÁST		GRAFICKÁ ČÁST	
---------------	--	---------------------	--	----------------------	--

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>V diplomové práci je proveden konstrukční návrh lehkého nůžkového zdvihacího stolu včetně inženýrských výpočtů. Dále je zde sestaveno technicko-ekonomické hodnocení výsledného produktu. V příloze práce je výkresová dokumentace potřebná pro zhotovení tohoto technického systému.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Konstrukce, inženýrské výpočty, životnost, funkčnost, jednoduchost, úspora nákladů</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Špidlen	Name David	
FIELD OF STUDY	N2301 - Transport Vehicles and Handling Machinery		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kemka, Ph.D.	Name Vladislav	
INSTITUTION	ZČU - FST – KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Lightweight scissor lift table		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY		TEXT PART		GRAPHICAL PART	
----------------	--	------------------	--	-----------------------	--

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	In the diploma work there is a proposal of a lightweight scissor lift table including engineering calculations. There is also a technical-economic evaluation of the final product. In the attachment there is a drawing documentation for building this technical system.
KEY WORDS	Design, engineering calculations, durability, functionality, simplicity, cost savings

Obsah

1. Úvod	11
2. Zadavatel práce	12
3. Rešerše soudobé techniky	14
3.1. Presentace zadání	14
3.2. Co je to nůžkový zvedák?	14
3.3. Přehled současné techniky	15
4. Plán práce	16
5. Specifikace požadavků na technický systém	17
5.1. Zadané hodnoty	17
5.2. Rozbor zadání	18
5.3. Seznámení s montážním systémem MayTec	19
5.3.1. Typy profilů	19
5.3.2. Základní typy spojů systému MayTec	19
5.3.3. Doplnkové komponenty MayTec	20
6. Návrh variant řešení	22
6.1. Obecná koncepce technického systému	22
7. Konstrukční návrhy variant	23
7.1.1. Varianta A	23
7.1.2. Varianta B	23
7.1.3. Varianta C	24
7.2. Hodnocení variant	25
7.2.1. Slovní hodnocení variant	25
7.2.2. Bodové hodnocení variant	27
8. Konstrukce nůžkového zvedáku	28
8.1. Určení základních rozměrů mechanismu	28
8.2. Konstrukční řešení	30
8.3. Výpočet silových poměrů v mechanismu	32
8.4. Návrh pohonného ústrojí s trapézovým šroubem	38
8.4.1. Návrh trapézového šroubu	38
8.4.2. Návrh motoru	40
8.5. Návrh pohonného ústrojí s kuličkovým šroubem	41

8.5.1.	Návrh kuličkového šroubu	41
8.5.1.	Návrh motoru	43
8.6.	Volba pohonného ústrojí	44
8.7.	Volba převodovky	44
8.8.	Osazení zvedáku příslušenstvím.....	45
8.9.	Simulace	47
8.9.1.	Ramena nůžkového mechanismu	47
8.9.2.	Podélný nosník spodního rámu	50
8.9.1.	Příčná vzpěra mechanismu pojezdu	51
8.9.1.	Držák pohybových kladek.....	53
8.9.1.	Domek matice pohybového šroubu.....	55
8.9.2.	Držák motoru.....	56
8.9.1.	Čep nůžkového mechanismu.....	57
9.	Vizualizace použití zvedáku v reálném provozu.....	59
10.	Ekonomické hodnocení TS	61
11.	Technologický postup výroby držáku pohonného ústrojí	64
12.	Závěr.....	65
13.	Seznam zdrojů	66
13.1.	Knižní publikace	66
13.2.	Internetové publikace	66

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Výrobní závod Engel, Kaplice [7].....	12
Obrázek 2 - Pobočky firmy Engel a jejích dceřiných společností [7].....	13
Obrázek 3 - Sestava pásového dopravníku se současným řešením výtahu.....	14
Obrázek 4 - Princip nůžkového zdvihu.....	14
Obrázek 5 - Těžkotonážní nůžkový zvedák [9].....	15
Obrázek 6 - Lehký mobilní zdvihací stůl [8].....	15
Obrázek 7 - Zvedák s vícenásobným nůžkovým zdvihem [10].....	15
Obrázek 8 - Základní profil MayTec [11].....	19
Obrázek 9 - Ukázka průřezů odvozených profilů MayTec [11].....	19
Obrázek 10 - Závitové destičky [11].....	20
Obrázek 11 - Sestava spojovacích prvků "Verbinder - Einzelteile" [11].....	20
Obrázek 12 - Příprava profilů pro hvězdicovité spojení systémem "Verbinder - " [11].....	20
Obrázek 13 - Reklama firmy MayTec prezentující pevnost spoje [11].....	20
Obrázek 14 - Ukázka příslušenství montážního systému MayTec [11].....	21
Obrázek 15 - Kompletní lineární jednotka MayTec [11].....	21
Obrázek 16 - Obecná funkční struktura navrhovaného mechanismu.....	22
Obrázek 17 - Ball bearing hinge – Item [12].....	22
Obrázek 18 - Konstrukční schéma - varianta A.....	23
Obrázek 19 - Systém posuvu prostřednictvím drážkového kolečka "Laufrolle".....	23
Obrázek 20 – Konstrukční schéma – varianta B.....	24
Obrázek 21 - Konstrukční schéma - Varianta C.....	24
Obrázek 22 - Rozměrové poměry konstrukčního řešení varianty A.....	25
Obrázek 23 - Držáky pohybových kladek - varianta C.....	26
Obrázek 25 - Konstrukční řešení zvedáku - ISO pohledy.....	30
Obrázek 27 - Zvedák s lineárním pojezdem řešeným kladkami Rolle 39.....	31
Obrázek 28 - Detail držáků kladek.....	31
Obrázek 26 - Detail rotačního spojení ramen nůžkového mechanismu.....	31
Obrázek 29 - Schéma mechanismu zjednodušeného pro výpočet metodou uvolňování.....	32
Obrázek 30 - početní schéma - objímka "2".....	32
Obrázek 31 - početní schéma - rameno "3".....	32
Obrázek 32 - početní schéma - rameno "4".....	33
Obrázek 33 - početní schéma - objímka "5".....	33
Obrázek 34 - početní schéma - horní rám zvedáku "6".....	33
Obrázek 35 - Plně osazený zvedák.....	46
Obrázek 36 - Detail uložení pohonného ústrojí.....	46
Obrázek 37 - Různá zobrazení uložení čtvercové trapézové matice v domku.....	46
Obrázek 38 - Detail uložení koncového spínače 1.....	47
Obrázek 39 - Detail uložení koncového spínače 2.....	47
Obrázek 40 - Ramena nůžkového mechanismu – průběh napětí v součástech.....	48
Obrázek 41 - Ramen nůžkového mechanismu – zobrazení posunutí součásti.....	48

Obrázek 43 - Ramena nůžkového mechanismu - zobrazení posunutí součástí.....	49
Obrázek 42 – Ramena nůžkového mechanismu – průběh napětí v součástech	49
Obrázek 44 - Podélný nosník spodního rámu zvedáku - průběh napětí v součásti	50
Obrázek 45 - Podélný nosník spodního rámu zvedáku - zobrazení posunutí součástí	51
Obrázek 46 - Příčná vzpěra mechanismu pojezdu - průběh napětí v součásti	51
Obrázek 47 - Příčná vzpěra mechanismu pojezdu - zobrazení posunutí součástí.....	52
Obrázek 48 - Příčná vzpěra mechanismu pojezdu - průběh napětí v součásti	52
Obrázek 49 - Příčná vzpěra mechanismu pojezdu - zobrazení posunutí součástí.....	53
Obrázek 50 - Držák pohybových kladek - průběh napětí v součásti.....	54
Obrázek 51 - Držák pohybových kladek - zobrazení posunutí součástí	54
Obrázek 52 - Domek matice pohybového šroubu - průběh napětí v součásti.....	55
Obrázek 53 - Domek matice pohybového šroubu - zobrazení posunutí součástí	56
Obrázek 54 - Držák motoru - průběh napětí v součásti.....	56
Obrázek 55 - Držák pohonného ústrojí - zobrazení posunutí součástí.....	57
Obrázek 56 - Čep nůžkového mechanismu - průběh napětí v součásti.....	58
Obrázek 57 - Čep nůžkového mechanismu - zobrazení posunutí součástí	58
Obrázek 59 - Sestava zvedáku a pásového dopravníku - dolní poloha zvedáku.....	59
Obrázek 60 - Sestava zvedáku a pásového dopravníku - horní poloha zvedáku	59
Obrázek 61 - Sestava pásového dopravníku s nůžkovým zdvihacím stolem 1	60
Obrázek 62 - Sestava pásového dopravníku s nůžkovým zdvihacím stolem 2.....	60

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Shrnutí požadavků na technický systém.....	17
Tabulka 2 - Vyhodnocení variant.....	27
Tabulka 3 - Tabulka vlastností trapézového šroubu.....	38
Tabulka 4 - Kritéria pro výběr elektromotoru	41
Tabulka 5 - Vlastnosti trapézového šroubu.....	41
Tabulka 6 - Vlastnosti kuličkové matice.....	41
Tabulka 7 - Srovnání navrhovaných koncepcí pohonu	44
Tabulka 8 - Výčet použitého materiálu - polotovary	61
Tabulka 9 - Cenová kalkulace použitých polotovarů	61
Tabulka 10 - Výčet a kalkulace nakoupených součástí.....	62
Tabulka 11 - Cenová kalkulace položek výrobního procesu	63
Tabulka 12 - Ekonomická charakteristika navrženého technického systému	63
Tabulka 13 - Technologický postup výroby držáku pohonného ústrojí.....	64

Seznam příloh

Typový výkres DP-01

Výkres držáku motoru DP-02

Výkres držáku pohybových kladek DP-03

Výkres čepu s přírubou DP-04

Seznam použitých jednotek

m	[kg]	hmotnost
S	[mm ²]	plocha
F	[N]	síla
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
R _m	[MPa]	mez pevnosti materiálu v tahu
R _e	[MPa]	mez kluzu materiálu v tahu
σ _{red}	[MPa]	redukované napětí
σ _d	[MPa]	dovolené napětí
k	[-]	koeficient bezpečnosti

1. Úvod

Úkolem této diplomové práce je provedení konstrukčního návrhu nůžkového zvedáku pro firmu Engel strojírenská spol. s.r.o. Elektromotorem poháněný zvedák bude používán pro překládání nákladu mezi patry dvouúrovňového pásového dopravníku. V práci bude provedeno shrnutí zadaných požadavků na tento technický systém, seznámení s konstrukčním materiálem a současnou technikou a následné sestavení tří možných konstrukčních variant. Ty budou dále bodově hodnoceny a nejlepší z nich bude rozpracována až do podoby uceleného konstrukčního návrhu včetně navržení pohonného ústrojí. Správnost řešení bude podložena simulacemi pevnosti a tuhosti.

Jelikož je předmětem této práce technický produkt, který bude reálně vyroben, bude při tvorbě celé této diplomové práce kladen důraz na maximální efektivitu a úsporu času a nákladů.

Pro zhotovení modelu sestavy a jednotlivých komponent bude použito softwaru Siemens NX, verze 8.0. Pro tvorbu simulací bude použit řešič NX Nastran, pracující pod výše zmíněným softwarem.

2. Zadavatel práce

Firma Engel strojírenská spol. s r.o. je dceřinou společností přímo náležící pod mateřskou korporaci Engel GmbH. Sídlo českého obchodního zastoupení firmy Engel se nachází v Praze, výrobní závod včetně konstrukčního oddělení je však situován z důvodu lepšího kontaktu s mateřskou centrálou do Česko-Rakouského příhraničí. Tento závod sídlí na adrese Českobudějovická 314, 382 41 Kaplice. Pobočku tedy dělí od firemního ředitelství v rakouském městě Schwertberg necelých 70 km a dojezdový čas osobním automobilem je přibližně jedna hodina. Tato poloha tedy umožňuje kaplickému závodu být v úzké spolupráci s vedením mateřské firmy, a proto se zaměstnanci závodu v Kaplici podílejí na přípravě těch největších projektů, jaké firma Engel v současné době realizuje. O tom, že je tato pobočka pro firmu stěžejním výrobním místem, svědčí i fakt, že závod v Kaplici zaměstnává více než 600 pracovníků a přesto se zázemí pobočky stále rozrůstá. Hlavním předmětem výroby v Kaplici jsou rámy a doplňková zařízení vstřikovacích lisů. V Kaplici se vyrábí různé dopravníky, zvedáky, pochozí plošiny, elektrické rozvaděče a různé výrobky z plechu. Kvůli flexibilitě a rychlosti montáže se zde ve velké míře používá montážní systém hliníkových extrudovaných profilů. O něm více v kapitole 5.3.



Obrázek 1 - Výrobní závod Engel, Kaplice [7]

Mateřská firma Engel GmbH sídlí v rakouském městě Schwertberg poblíž hornorakouské metropole Linz. Tato firma má zastoupení v 85 zemích světa, kde dohromady zaměstnává přibližně 4500 zaměstnanců. Roční obrát společnosti se pohybuje okolo 940 milionů Eur, v obchodním roce 2014/2015 má dokonce překonat hranici 1 mld Eur. Více než 95% výroby se exportuje mimo mateřské Rakousko. Tato fakta jsou omračující zejména v kontextu se skutečností, že je tato firma rodinnou společností a i v dnešní době je ze 100% vlastněna rodinou zakladatele Ludwiga Engela. Ten založil firmu v roce 1945. Od té doby zaznamenala firma ve své historii následující milníky:

- 1948 byl patentován první vstřikovací lis ENGEL
- 1952 byl poprvé zprovozněn první vstřikovací lis ENGEL
- 1959 byl první vstřikovací lis ENGEL uveden na trh
- 1965 převzala dcera zakladatele Irene se svým manželem Georgem Schwarzem management společnosti
- 1968 byla poprvé při řízení vstřikovacího lisu ENGEL použita elektronická řídicí jednotka
- 1972 byla založena první zahraniční dceřiná společnost

Od té doby začala firma masivně expandovat do zahraničí, například v roce 2000 do ČR, 2001 do Jižní Koreje, 2007 do Číny a v roce 2009 byl v Kaplici otevřen nový výrobní závod. V dnešní době je v daném odvětví Engel světovou jedničkou na trhu, vyrábí vstřikovací lisy pro velké projekty

(například pro BMW vyrobil Engel vstřikovací lisy na výrobu kompozitových dílů karoserie elektromobilu BMW i3) a ve světě funguje jeho výrobní program v 8 pobočkách – v Rakousku, Německu, České republice, USA, Číně a Koreji. Pro Engel také pracují lidé v 29 dceřiných společnostech.

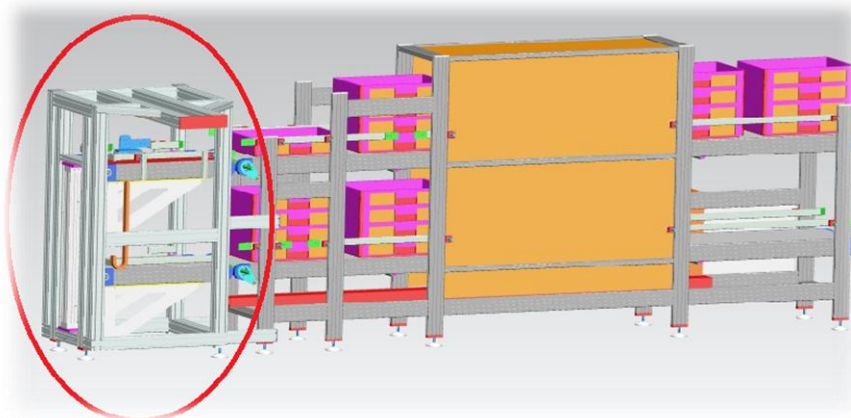


Obrázek 2 - Pobočky firmy Engel a jejich dceřiných společností [7]

3. Rešerše soudobé techniky

3.1. Presentace zadání

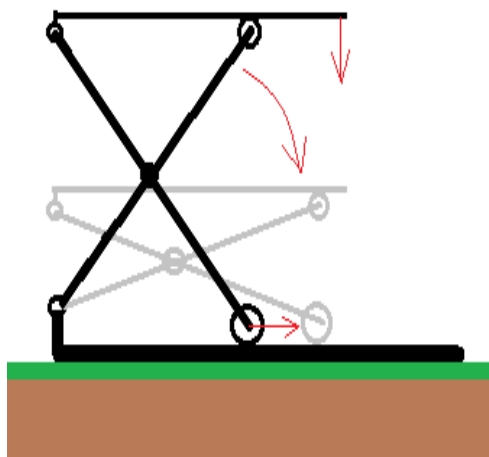
Předmětem zadání této diplomové práce je sestavit jednoduchý zdvihačí mechanismus s nůžkovým zdvihem pro překládání beden s lehkým nákladem (cca 5kg) mezi patry dvouúrovňového dopravníku. Tento zvedák ponese též elektromotorem poháněný pásový dopravník (hmotnost 72kg), který bude bedny s nákladem svým pohybem z jednoho patra linky nabírat a do druhého patra opět zakládat. Cílem je nahradit stávající podobu výtahu (vyznačen na obr.3) jednodušším, flexibilnějším a levnějším řešením.



Obrázek 3 - Sestava pásového dopravníku se současným řešením výtahu

3.2. Co je to nůžkový zvedák?

Nůžkový zvedák je zařízení, které povahou svého provozu spadá do kategorie manipulační techniky. Toto zařízení využívá mechanismu dvou ramen vzájemně spojených rotační vazbou. Na rozdíl od klasických nůžek, které používáme k dělení materiálu, je u nůžkového zvedáku potřeba pro vykonání požadované práce působit na mechanismus silou v opačném směru. Ramena nůžek se tedy při vykonávání práce rozevírají. Pro zajištění správné funkčnosti tohoto mechanismu je třeba ukotvit jedno rameno ve vodorovném směru pevně, tak, aby vykonávalo při svém pohybu pouze rotační pohyb se středem otáčení v čepu uložení na rámu. Druhé rameno musí být uloženo na rámu ve vodorovném směru volně, s možností rotace v tomto uložení. Při svém pohybu tedy vykonává obecný rovinný pohyb skládající se z pohybu rotačního a translačního. Obě ramena musí být spojena uprostřed svých délek čepem, aby byla zajištěna vzájemná závislost pohybu a silový přenos.



Obrázek 4 - Princip nůžkového zdvihu

3.3. Přehled současné techniky

V dnešní době je nůžkový zdvih v manipulační technice poměrně rozšířený, jelikož jde o konstrukčně jednoduché, spolehlivé a levné řešení. Pro svou vysokou únosnost vzhledem k nízké hmotnosti použitých komponent se lze setkat s tímto druhem zvedáku v mnoha odvětvích průmyslu či při různých řemeslných pracích. Nůžkový mechanismus zdvihu je naprosto univerzální a proto můžeme mít zvedáky tohoto typu různou velikost. V dnešní době se můžeme setkat s malými pojízdnými zvedáky, které slouží například pro usnadnění zakládání věcí do pater regálu, na druhou stranu může mít nůžkový zvedák i podobu dílenského zvedáku těžkých nákladních automobilů.



Obrázek 6 - Lehký mobilní zdvihací stůl [8]



Obrázek 5 - Těžkotónážní nůžkový zvedák [9]

Základní rozdělení tohoto typu zvedáků může být provedeno dle charakteru přenosu pohonné síly zvedáku na:

- a) mechanický
- b) elektrický
- c) pneumatický
- d) hydraulický

Zdrojem pohonné síly bývá většinou:

- a) lidská síla
- b) elektromotor
- c) spalovací motor (pouze ojediněle)

Dle konstrukce zvedáků je můžeme dělit na:

- a) zvedáky s jednoduchým nůžkovým zdvihem
- b) zvedáky s vícenásobným nůžkovým zdvihem



Obrázek 7 - Zvedák s vícenásobným nůžkovým zdvihem [10]

4. Plán práce

Pro ujasnění souvislostí a návazností všech činností, které je třeba provést pro zdárné dokončení této práce, je vytvořen následující pracovní postup, který slouží jako osnova celé práce.

1. Sestavení přehledu požadavků na TS a jejich specifikace.
2. Sestavení obecné funkční struktury technického systému.
3. Rozbor zadání a stanovení 3 variant konstrukce TS.
4. Výběr nejlepší konstrukční varianty
 - sestavení tabulky hodnocení kvality
 - sestavení tabulky hodnocení nákladů
 - vyhodnocení srovnání variant
5. Výpočet přesných rozměrů mechanismu
6. Výpočet silových poměrů uvnitř mechanismu.
7. Vytvoření modelu TS v softwaru Siemens NX 8.0.
8. Vytvoření simulace pracovního zatížení TS v softwaru Siemens NX 8.0.
9. Zpracování a zhodnocení výsledků simulace.
10. Návrh pohonného ústrojí.
11. Kompletace modelu TS.
12. Technicko-ekonomické zhodnocení TS.
13. Závěr.

5. Specifikace požadavků na technický systém

5.1. Zadané hodnoty

Požadavky na vnější vlastnosti TS	Požadovaná hodnota	Podmínka	Přání
Požadovaná technická specifikace			
- Půdorysná šířka mechanismu	690 mm	X	
- Půdorysná délka mechanismu	885 mm		X
- Výška pásu dopravníku v horní úvrati	1190 mm	X	
- Výška pásu dopravníku v dolní úvrati	550 mm		
- Zdvih	640 mm	X	
- Nosnost zvedáku	Pásový dopravník + 5 kg	X	
- Rychlost zdvihu mezi úvratěmi (v obou směrech)	Přibližně 4 s	X	
- Materiál na výrobu rámu zvedáku	MayTec	X	
- Materiál na komponenty nůžkového mechanismu	MayTec	X	
- Spojovací materiál	MayTec	X	
- Doplnkové komponenty	Vyrobené		X
- Druh pohonu	Strojní	X	
- Životnost systému	5 let	X	
- Rozměry použitých extrudovaných hliníkových profilů MayTec	Profil 30x60,6F,LP Profil 30x60,6F,SP Profil 30x100,8F,SP Profil 40x40,4E,LP Profil 40x40,4E,SP Profil 40x80, 6E,LP Profil 40x80,6E,SP Profil 80x80,8E,LP Profil 80x80,8E,SP Profil 80x120,10E,SP	X	
- Výrobce pohonného ústrojí	HI-WIN THK HENNLICH CHIARAVALLI ZIMM SIEMENS		X
- Kompatibilita se sestavou pásového dopravníku přiloženou zadavatelem práce k zadání – soubor s názvem: 2774-900-20-00-011		X	

Tabulka 1 - Shrnutí požadavků na technický systém

5.2. Rozbor zadání

Základní požadavky na technický systém byly stanoveny konzultantem DP, panem Ing. Martinem Sirovým, při schůzce dne 16.10.2014. Dále byla tento den učiněna prohlídka výrobního závodu a seznámení s výrobními možnostmi a technologiemi, jimiž Engel v Kaplici disponuje.

Dle zadání je nutné zhotovit technický systém z montážního programu firmy MayTec v největší možné míře. Z extrudovaných hliníkových profilů mají být sestrojeny všechny nosné komponenty technického systému – konkrétně - základní rám, ramena nůžkového mechanismu a stůl zvedáku. Spojovací materiál nakoupený od firmy MayTec má být též použitý v největším možném rozsahu. To je výhodné, jelikož tento montážní systém disponuje velmi důmyslnými možnostmi spojení komponent, které zajišťují snadnou a rychlou montáž a vysokou pevnost a tuhost spoje. Velikosti profilů, které na zhotovení TS mají být použity, jsou uvedeny v tabulce 1. Tyto profily nakupuje zadavatel práce výhodně, a proto mají být použity právě ony i za cenu předimenzování systému.

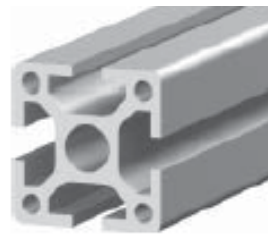
V případě, že nebude možné zadaný technický systém vytvořit pouze z komponent z portfolia firmy MayTec, mohou být nakoupeny komponenty od jiných firem vyrábějících tento druh hliníkových montážních systémů – např.: Schueco, Fath, Item, atd. Důležitá je pouze kompatibilita se stanoveným systémem. To platí i pro použití ostatních nakoupených komponent – např: ložiskových domků, atd. - a také v případě vyráběných komponent. Při konstrukci tohoto TS by však měla být snaha minimalizovat počet vyrobených komponent.

Výrobní závod Engel – Kaplice disponuje prostředky pro rychlou a operativní úpravu hliníkových extrudovaných profilů, a proto je pro zadavatele práce z hlediska času, pracnosti i nákladů nejvýhodnější zhotovení TS právě z tohoto montážního programu.

Vytvořený TS má být kompatibilní se sestavou pásového dopravníku přiloženou zadavatelem práce k zadání. Soubor s modelem této sestavy má název 2774-900-20-00-011. Jde o dvoupatrový pásový dopravník, na jehož konci je výtah pro překládání beden s nákladem mezi patry pásového dopravníku. Tento výtah je poháněn elektromotorem prostřednictvím ozubeného řemenu. Ten zajišťuje plošně svislý translační pohyb vzhledem k rámu, na němž je uložen. Tento výtah má být nahrazen nůžkovým zdvihacím stolem, jenž je předmětem této diplomové práce. Důvody jsou následující – lehčí a jednodušší konstrukce, snížení výrobních nákladů, jednodušší pohon. Rozměrové požadavky na TS jsou stanoveny rozměry pásového dopravníku. Půdorysná šířka zvedáku nesmí překročit 690 mm. Požadavek na půdorysnou délku zvedáku není omezen, měl by však být s ohledem na funkčnost a charakter zdvihu co nejkratší. Půdorysná délka dosud používaného výtahu je 885 mm. Zásadními rozměry, které musí být dodrženy, jsou výšky funkční plochy zvedáku nad zemí v krajních polohách. Ve spodní úvratí je výška pásu dopravníku připevněného ke zvedacímu stolu stanovena na 550 mm nad zemí, v horní úvratí je to 1190 mm. Nově navržený technický systém tedy musí umožňovat minimální zdvih 640 mm.

5.3. Seznámení s montážním systémem MayTec

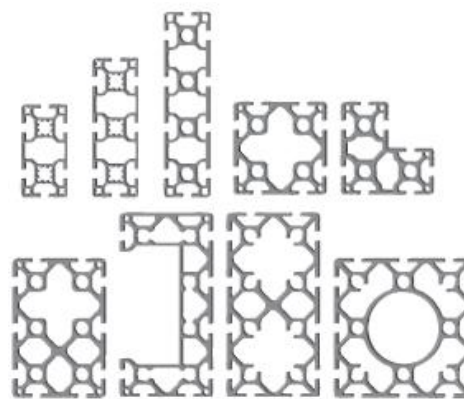
Jedná se o již zmíněný montážní systém, jehož hlavním stavebním prvkem je extrudovaný profil z hliníkové slitiny. Průřez základního profilu MayTec připomíná tvar písmene X. Po obvodě má však čtvercový tvar. Osazení takto tvarovaného profilu vytváří drážky, které slouží pro uchycení doplňkových komponent tohoto systému. Například mohou tyto drážky sloužit jako vedení při odvalování pohybových kladek po profilu. Hlavní funkce drážek ale spočívá v ukotvení spojovacích komponent. Drážky hrají roli ve spojení profilů téměř ve sto procentech případů.



Obrázek 8 - Základní profil MayTec [11]

5.3.1. Typy profilů

Nabídka profilů firmy MayTec je velice rozmanitá. Celá škála nabízených profilů vychází však jen z několika rozměrových variant základního typu profilu, kterým je profil čtvercového průřezu. Další tvary průřezů jsou již jen jeho optimalizacemi vzniklými většinou spojením průřezů dvou a více profilů. Základní profil čtvercového průřezu se vyrábí ve variantách s délkou strany čtverce 16, 20, 30, 40, 45, 50 a 60 mm. Dle těchto rozměrů pak dělíme i všechny ostatní druhy profilů do velikostních skupin, tzv. „Profilgruppe“ (značeno PG). Kategorie vycházející rozměrově ze základního profilu velikosti například 30 mm je tedy označen PG30.



Obrázek 9 - Ukázka průřezů odvozených profilů MayTec [11]

Profily se dále vyrábějí v několika materiálových variantách. Ty se na venek liší rozdílnou hmotností a též rozdílnými mechanickými vlastnostmi. MayTec označuje tyto profily následovně:

L – „leicht“ – lehký profil (základní),

S – „schwer“ – těžký profil (zlepšené mechanické vlastnosti, větší hmotnost)

X – „extra schwer“ – extra těžký profil

Různé profily mohou mít také různou velikost středových děr, tzv. „Kernloch“ a také různou velikost drážek. Na toto je třeba dbát při výběru dvou navzájem spojovaných profilů a příslušného spojovacího materiálu, aby byly vybrané součásti navzájem kompatibilní!

5.3.2. Základní typy spojů systému MayTec

Spojení pomocí závitových destiček - Jde o montážní prvek nasunutý do drážky profilu, v němž je zhotoven závit. Do tohoto závitu je možné k profilu přišroubovat řadu doplňkových komponent a v případě „pokročilých variant“ tohoto systému lze k sobě takto upevnit i dva profily. Jedná se především o komponenty „Gewindeplatte“, „Nuttsteine“ a „Hammermutter“. Princip upevnění těchto komponent je identický.

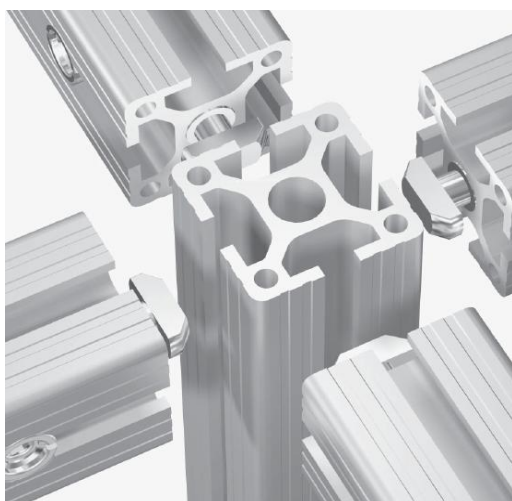


Obrázek 10 - Závítové destičky [11]

Spojení sadou komponent „Verbinder“ – Jedná se o sadu tří komponent, pomocí které upevníme jeden profil čelně ke druhému (kolmo nebo pod úhlem – záleží na typu montážní sady a na úhlu uříznutí profilu). První komponentou této sady je tzv. „Anker“ - kotva, která se svou kladivovitou hlavou zasune do jednoho profilu (stejným způsobem jako závítová destička). Do prefabrikované díry druhého profilu je vložen tzv. „Querstueck“. Dále je tento profil nasazen na „Anker“ svou středovou dírou a vzájemná poloha je zajištěna stavěcím šroubem našroubovaným do „Querstueck“. Ten při svém dotažení vytvoří pomocí kuželové jamky prefabrikované v komponentě „Anker“ předepnutý spoj dvou profilů, jenž je velmi přesný a pevný. Dle údajů firmy MayTec odolá tento spoj i tahovému zatížení o síle 18000 N.



Obrázek 11 - Sestava spojovacích prvků
"Verbinder - Einzelteile" [11]



Obrázek 12 - Příprava profilů pro hvězdicovitě
spojení systémem "Verbinder - " [11]



Obrázek 13 - Reklama firmy MayTec
prezentující pevnost spoje [11]

5.3.3. Doplnkové komponenty MayTec

Pro podporu použití svého výrobku nabízí MayTec ke svému montážnímu systému i řadu doplňkových komponent. Jsou jimi například stavěcí nohy, pohybové kladky, nastavitelné komponenty pro nehybná úhlová spojení, držáky čidel, dveřní a okenní panty, kliky, madla. MayTec dále dodává i rohové či kulaté profily, plastové krytky, tabule a drátová pletiva pro montáž na profily MayTec. Mimo jiné výrobce nabízí i celé jednotky pro lineární posuv a vlastní pásové dopravníky včetně pohonu.



Obrázek 14 - Ukázka příslušenství montážního systému MayTec [11]

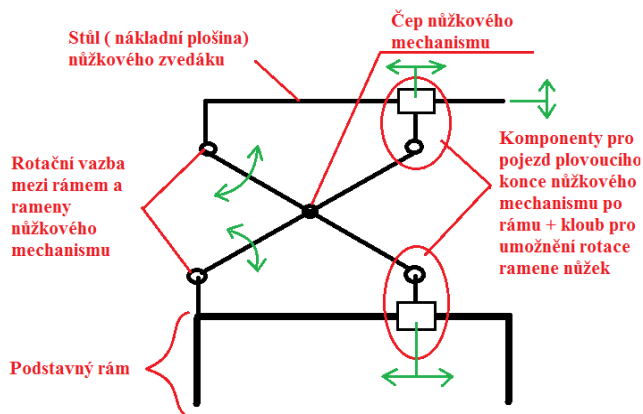


Obrázek 15 - Kompletní lineární jednotka MayTec [11]

6. Návrh variant řešení

6.1. Obecná koncepce technického systému

Vzhledem k požadavku na co nejmenší délku zvedáku je nůžkový mechanismus ve všech třech variantách umístěn na podstavném rámu, který umožňuje minimalizovat zdvih systému pouze na požadovanou hodnotu 640 mm. Tím je možné zkrátit ramena nůžkového mechanismu a tím i celou délku zvedáku.



Obrázek 16 - Obecná funkční struktura navrhovaného mechanismu

Charakter zdvihu je stanoven již v zadání, a proto se navržené varianty TS liší jen v určitých použitých komponentách. I tyto, na první pohled, drobné změny v konstrukci však zásadně ovlivňují funkčnost celého systému.

Pro lineární posuv volného konce nůžkového mechanismu nebudou v žádném ze tří případů použity lineární jednotky z důvodu jejich vysoké pořizovací ceny. Všechny tři varianty jsou navrženy tak, aby možnost jejich použití byla skutečně reálná.

Montážní program hliníkových extrudovaných profilů bývá používán většinou na konstrukci rámu, kójí, či pohyblivých systémů s komponentami konajícími přímočarý posuvný pohyb. V katalogách firem, které vyrábějí tyto montážní systémy, se však většinou neobjevují komponenty pro pohyblivá rotační spojení profilů. Jedinou komponentou tohoto druhu je ložiskový závěs „ball bearing hinge“ od firmy Item. Ten je z důvodu své ojedinělosti použit ve všech třech konstrukčních variantách. Pokud pevnostní analýza ukáže nevhodnost této komponenty pro reálné použití, bude se hledat náhradní řešení. Jím může být například použití ložiskových domků od firmy SKF, které nejsou přímo určené pro montážní systém MayTec, lze je však za určitých podmínek pro tento účel použít.

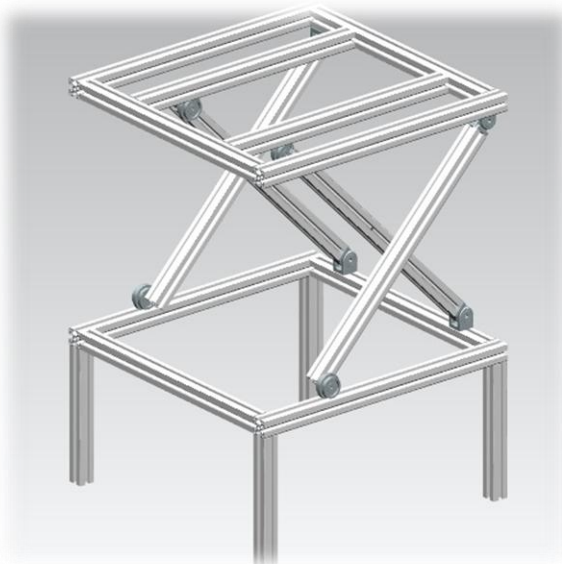


Obrázek 17 - Ball bearing hinge – Item [12]

7. Konstrukční návrhy variant

7.1.1. Varianta A

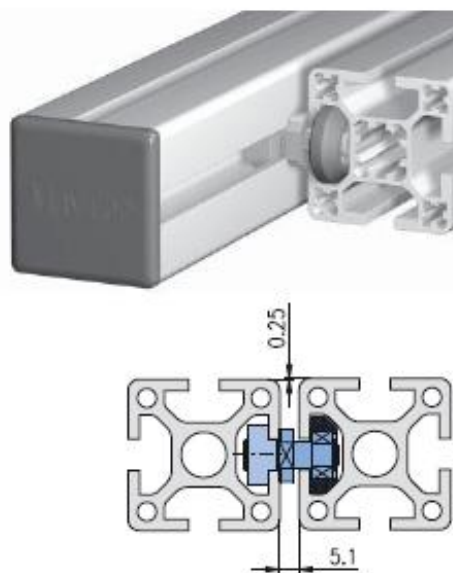
U první z variant je nůžkový mechanismus umístěn na základním rámu pevně pomocí výše zmíněných ložiskových domků firmy Item. Na plovoucím konci jsou ramena nůžkového mechanismu provrtána skrz a šroubem M6 je k nim připevněna kladka s ložiskem. Tato kladka je vybrána z katalogu MayTec, kde je vedena pod názvem „Rolle 39“. Kladka se svou funkční plochou odvaluje po profilu a její osazení zapadající do drážky profilu jí zajišťuje vedení v požadovaném směru. Rotační vazba mezi rameny nůžkového mechanismu je provedena čepovým spojem. Ramena nůžek jsou kotvena k rámu tak, aby byl jejich rozchod co nejširší. To zlepšuje stabilitu systému, na horním rámu je však nutné použít navíc dva podélně orientované profily, jako kolejnice pro kladky. V horní úvrati svírá rameno nůžek s vodorovným profilem základního rámu úhel 58 stupňů.



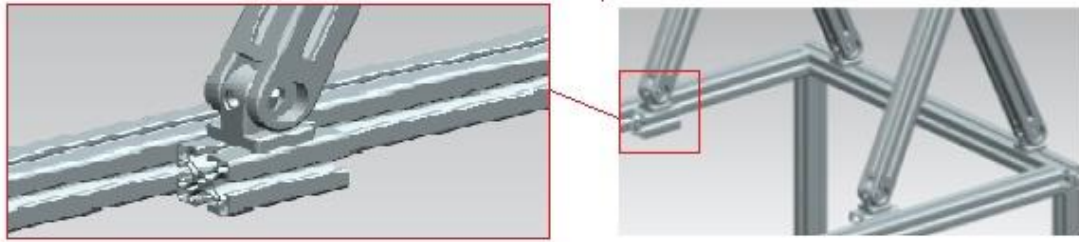
Obrázek 18 - Konstrukční schéma - varianta A

7.1.2. Varianta B

Varianta B je v porovnání s variantou A technologicky vyspělejší. Rotační vazba mezi rameny nůžek je provedena ložiskem uloženým v přírubovém ložiskovém domku. Ten je přišroubován vždy na jednom z dvojice ramen dvěma šrouby, které jsou zašroubovány do závitové destičky. Ta je vložena do drážky profilu. Předepnutím šroubů vznikne mezi komponentami dostatečné tření pro spolehlivý spoj. Dále je obměněno lineární vedení plovoucího konce nůžkového mechanismu. Zde jej zajišťují jezdce zhotovené z profilu MayTec 40x40 a z malých kladek, které se odvalují v drážce sousedního profilu. Tyto kladky se nacházejí v katalogu MayTec pod názvem „Laufrolle“ – česky lze nazvat drážkovým kolečkem. Na takto zhotoveném jezci je rameno nůžek uloženo na ložiskovém závěsu Item - „ball bearing hinge“. V horní úvrati svírá rameno nůžek s vodorovným profilem základního rámu úhel 58 stupňů.



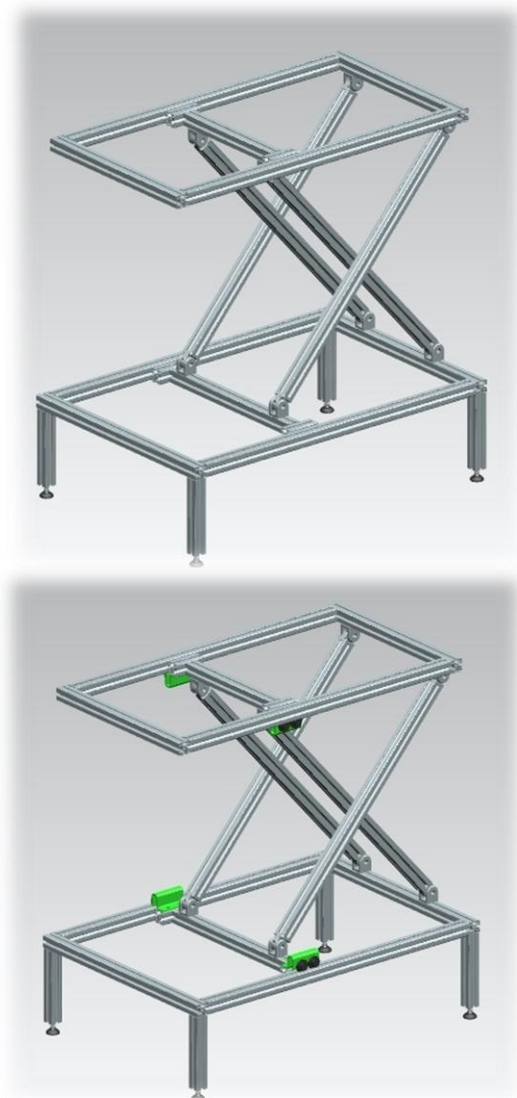
Obrázek 19 - Systém posuvu prostřednictvím drážkového kolečka "Laufrolle"



Obrázek 20 – Konstrukční schéma – varianta B

7.1.3. Varianta C

Jelikož konstruovaný technický systém má být ve své výsledné podobě prototypem určeným pro testování, byla v tomto konstrukčním návrhu zrealizována možnost zkoušky obou již zmíněných druhů lineárního posuvu. Skloubení obou možností přineslo výsledek, který je zbaven neduhů obou předešlých variant. Varianta C přináší, stejně jako varianta B, uložení jezdce na základním rámu pomocí drážkových koleček, avšak při případné nefunkčnosti tohoto způsobu vedení v reálných podmínkách je možné drážková kolečka z jezdce demontovat a namontovat na něj jednoduchý držák kladek. Ten by musel být jednou z vyrobených součástí, avšak jeho konstrukce by byla jednoduchá a nenáročná. Po namontování kladek by byl zvedák schopný dalšího provozu. Díky spojení jezdců vzpěrou by v obou případech byla ramena nůžek na plovoucím konci mechanismu uložena na „Item ball bearing hinge“. Toto řešení oproti variantě A, výrazně zpřesní funkčnost mechanismu. Rotační vazba mezi rameny nůžek je provedena ložiskem jako u varianty B. V horní úvratí svírá rameno nůžek s vodorovným profilem základního rámu úhel 50 stupňů – celý zvedák je tedy delší než v předešlých dvou případech, ale v horní úvratí je stabilnější.



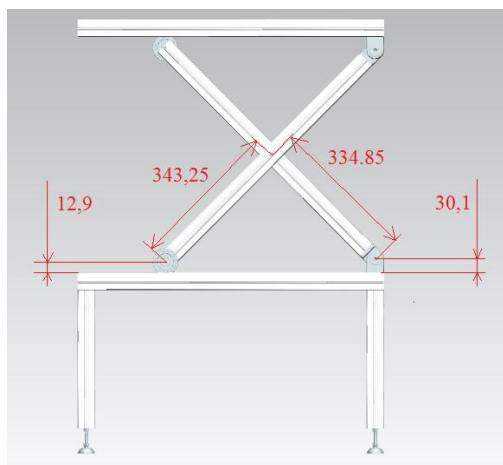
Obrázek 21 - Konstrukční schéma - Varianta C

7.2. Hodnocení variant

7.2.1. Slovní hodnocení variant

Hodnocení varianty A

Varianta A je nejjednodušší a nejlevnější variantou. Na druhou stranu se jedná o řešení, jehož konstrukce přináší ze své podstaty nejnižší životnost, potřebu údržby a hlavně největší pracovní nepřesnost. Čepový spoj mezi rameny nůžek vyžaduje časté a pravidelné mazání, a i přesto disponuje ze všech tří variant největším třecím odporem. Čep je ukotven do ramene nůžek pouze v jedné vyvrtané díře (čímž se liší od ložiskových domků přišroubovaných dvěma šrouby), a tím je větší vrubový účinek a namáhání součásti v daném místě. Oproti variantě C je sice tento zvedák z hlediska zástavbových rozměrů skladnější vlivem menší délky, v závislosti na ní je však v horní úvratí méně stabilní, jelikož ramena nůžek svírají menší úhel. Dalším negativem je nepřesnost mechanismu, jelikož výška středů otáčení ramen nůžek v jejich uložení na rámu je různá a tudíž je různá i geometrie jejich pohybu. Tento fakt lze do jisté míry eliminovat excentrickým umístěním čepu na ramenech nůžek. Numericky lze přesně vyjádřit jeho polohu tak, aby nákladní plocha zvedáku byla při pohybu stále ve vodorovné poloze. V praxi však vzhledem k počtu desetinných míst tohoto čísla nelze tohoto stavu dosáhnout. V počítačové simulaci provedené v systému Siemens NX 8.0 bylo dosaženo rozdílu natočení plošiny zvedáku mezi krajními polohami o velikosti 1,2 stupně. To vše při přesnosti uložení čepu na setiny milimetru. Rozměrové poměry situace jsou uvedeny na obrázku 22. Zde je zobrazena obecná poloha mechanismu, pro niž je dosaženo přibližné rovnoběžnosti nákladní plochy zvedáku s podstavou. Při pohybu mechanismu znamená vychýlení z této polohy narůstající nepřesnost. Při vychýlení mechanismu různým směrem se projeví odchylka v různém smyslu otáčení. Hodnota odchylky v obou krajních polohách je přibližně $\pm 0,6$ stupně. V praxi by zřejmě tato odchylka vzhledem k povaze provozu zařízení byla zanedbatelná, nicméně nelze v tomto případě hovořit o zcela zdařilém řešení.



Obrázek 22 - Rozměrové poměry konstrukčního řešení varianty A

Hodnocení varianty B

Varianta B je přesnější a elegantnější obdobou varianty A. Ložisko použité na místě čepu nůžkového mechanismu má větší životnost než čep a oproti němu je též téměř bezúdržbové. Upevnění ložiskového domku na profilu pomocí závitových destiček je z hlediska pevnosti tím nejlepším ze všech tří navržených způsobů. Do profilu se nemusí vrtat, ten není zeslaben a je tím také vyloučen vrubový účinek při zatěžování. Problémem je však montáž takto navrženého spoje. Aby byla zajištěna správná geometrie pohybu ramen nůžek, je nutné ložiskový domek na profil upevnit v přesné poloze. Ta se ale při montáži musí v tomto případě odměřit, jelikož není stanovena žádným prefabrikovaným prvkem vytvořeným v přesné poloze při přípravě komponent. Pro montáž by tedy bylo vhodné vytvořit přesný montážní přípravek. Komponentou zajišťující posuv volného konce nůžek je zde jezdec vytvořený z profilu MayTec a z několika drážkových koleček. V tomto případě však panuje drobná nedůvěra ve funkčnost tohoto systému, jelikož kolečka mají v drážce profilu jen velmi malou vůli ve svém axiálním směru (tuto vůli výrobce neuvádí) a proto je možné, že při provozu dojde ke

„skřípnutí“ koleček v drážce profilu vlivem „křížení“ mechanismu, které může být způsobené již jen nedokonalou tuhostí všech komponent a spojů. Řešení posuvu pomocí drážkových koleček bylo proto konzultováno s konzultantem DP. Po společné diskusi došlo ke vzájemné shodě v názoru, že by v případě prototypu bylo zajímavé toto řešení testovat. Bylo by však vhodné provést konstrukční řešení tak, aby byla v případě nefunkčnosti tohoto systému možná náhrada za zaručeně funkční řešení, kterým je použití kladky z varianty A. Tato obměna by měla být samozřejmě co nejjednodušší. Tato myšlenka dala následně vzniknout konstrukčnímu řešení varianty C.

Hodnocení varianty C

Varianta C je technologicky nejnávratnější a především umožňuje operativní změnu mezi použitými technologiemi pro translační pohyb volného konce nůžkového mechanismu. V případě použití uložení na drážkových kolečkách zde stále panuje nedůvěra ve funkčnost tohoto systému, avšak spojení jezdců rozpěrou podstatně zvyšuje tuhost této části mechanismu a k potenciálnímu křížení mechanismu by docházet nemuselo. Při přestavbě druhu lineárního pojezdu je nejprve nutná demontáž drážkových koleček ze šoupátka, po té je na šoupátko možné namontovat držák pro kladky „Rolle 39“. Tento držák se montuje do drážky šoupátka pomocí závitových destiček a příslušných šroubů. Polohu držáku na šoupátku je možné díky prefabrikovaným excentrům zcela přesně nastavit tak, aby se kladky v drážce profilu (kolejnice) bezproblémově odvalovali. Ložiskový domek na pozici čepu nůžkového mechanismu je přišroubován k profilu v prefabrikovaných přesně umístěných otvorech. Pokud by počítačová simulace pevnosti prokázala, že vrtané otvory nežádoucím způsobem zeslabují profily a jsou tak přílišnými koncentratory napětí, bude od tohoto řešení upuštěno a ložiskový domek bude k profilu přišroubován prostřednictvím závitových destiček. Pokud nastane nutnost použití tohoto řešení, bude zhotoven také patřičný montážní přípravek, který zajistí spojení součástí ve správné poloze.



Obrázek 23 - Držáky pohybových kladek - varianta C

7.2.2. Bodové hodnocení variant

Kritéria		Var. A	Var. B	Var. C	Ideál D
Kritéria jakosti Q	Funkčnost	4	2	4	4
	Odolnost/spolehlivost/životnost	2	3	4	4
	Přesnost	2	3	4	4
	Stabilita	3	2	3	4
	Konstrukční náročnost	4	3	2	4
	celkové součtové hodnocení	15	13	17	20
	celkové normativní hodnocení	0,75	0,65	0,85	1
Kritéria nákladů C	náklady na výrobu	4	3	2	4
	náklady na opravy	3	2	4	4
	náklady na údržbu	2	3	3	4
	celkové součtové hodnocení	9	8	9	12
	celkové normativní hodnocení	0,75	0,66	0,75	1
Celkové pořadí		2	3	1	

Tabulka 2 - Vyhodnocení variant

Dále bude rozpracována nejlépe hodnocená varianta C .

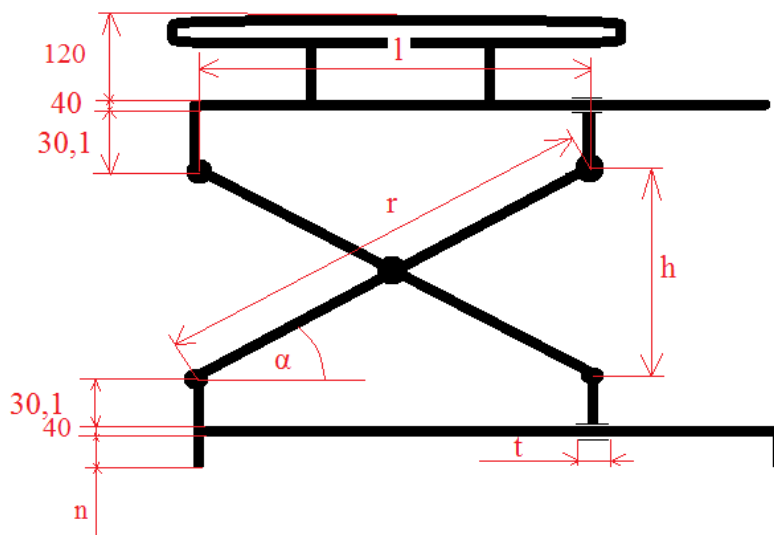
Výběr variant byl konzultován se zadavatelem práce, který s dalším řešením varianty C souhlasil. Na základě vzájemné diskuse bylo však rozhodnuto o několika změnách v této konstrukci. Jsou jimi následující:

- 1) Přírubový ložiskový domek a čep rotačního spoje uprostřed nůžkového mechanismu musí být uchycen v drážce profilu závitovými destičkami. Provrtání profilu, a následná montáž šrouby vedenými skrz profil, by příliš zmenšilo jeho průřez v daném místě.
- 2) Z hlediska stability v horní poloze mechanismu budou použity tři páry ramen nůžkového mechanismu.
- 3) Spodnímu obvodovému rámu mechanismu budou odebrány nohy a zvedák tak bude snížen. Z kinematiky mechanismu to vede ke zvětšení délky zvedáku, avšak zlepší se silové poměry v mechanismu v jeho dolní poloze a zlepší se podmínky pro montáž a případný servis pohonného ústrojí.

8. Konstrukce nůžkového zvedáku

8.1. Určení základních rozměrů mechanismu

Při konstrukci je třeba nejprve stanovit základní rozměrové veličiny mechanismu. Při jejich volbě bude vycházeno z rozměrů stanovených zadáním a též z rozměrů komponent, jejichž použití v mechanismu je nevyhnutelné. Nejprve je určena velikost profilu pro zhotovení konstrukce. Dle zadavatele práce je nutné z hlediska ceny použít základní profily řady 30 nebo 40 (profily které je možno použít jsou konkrétně uvedeny v Tabulce 1). Jak již bylo řečeno v předešlých kapitolách, bude pro pohyblivá rotační spojení mezi rámem a rameny nůžek použita komponenta „ball Bering hinge“ od výrobce Item. Tato komponenta je kompatibilní s profily PG40 s drážkou 8. Jelikož i kladky, které budou použity pro lineární posuv, jsou kompatibilní pouze s tímto typem profilu, **bude na stavbu zvedáku použit profil PG40 se středovou drážkou 8 mm, neboť jde o nejuvhodnější variantu.**

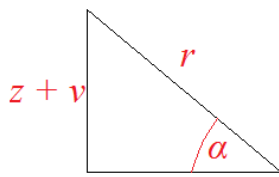


Obrázek 24 - Rozměrové schéma - varianta C1

Nyní budou vypočítány základní rozměry komponent mechanismu, které jsou znázorněny a popsány na obr. 24. Při výpočtu je třeba vycházet ze zadání, z rozměrů komponent, které jsou známé, a z kinematiky mechanismu. V mechanismu se nacházejí některé komponenty, které jsou nakoupeny dle katalogu a již nejsou pro zástavbu v mechanismu upraveny. Jejich rozměry jsou známé. Jedná se o následující komponenty.

„Ball Bearing Hinge“ – Ložiskový závěs ramen nůžek je rozměrově symetrický. Vzdálenost obou styčných ploch s protikusy od osy otáčení je 30,1 mm.

Pásový dopravník – Pásový dopravník nesený zdvihacím stolem má výšku 100 mm. Pro výpočet zahrneme do této hodnoty i určitou montážní vůli, budeme tedy počítat s celkovou výškou této podsestavy 120 mm (měřeno od horní plochy stolu nůžkového zvedáku – viz obr. 24).



Obrázek 25 - Výpočtové schéma
délky ramene varianty C1

$$(h = z + v)^1$$

V dolní úvrati:

$$z = 0 \quad \rightarrow \quad h = v$$

V horní úvrati:

$$z = 640 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad h = 640 + v$$

$$h_{horni} = z + v$$

$$h_{horni} = 640 + 228,7 = 868,7 \text{ mm}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{h}{r}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{868,7}{1100}$$

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left(\frac{868,7}{1100} \right)$$

$$\alpha_2 = 52,16^\circ$$

$$52,16 < 55$$

Kontrola rozměrů v dolní úvrati:

$$120 + 40 + 30,1 + 228,7 + 30,1 + 40 = 488,9 \text{ mm}$$

$$550 - 488,9 = 61,1 \text{ mm}$$

Úhel natočení ramene v horní úvrati mechanismu vyhovuje zadaným kritériím, z hlediska rozměrů navrhovaný mechanismus vyhovuje. Stavěcí nohy budou nastaveny na výšku 61,1 mm.

→ Volím úhel α v dolní úvrati jako: $\alpha_1 = 12^\circ$

→ Volím délku ramene (osovou vzdálenost rotačních vazeb) jako: $r = 1100 \text{ mm}$

$$\sin \alpha_1 = \frac{v}{r}$$

$$v = r \cdot \sin \alpha_1$$

$$v = 1100 \cdot \sin 12$$

$$v = 228,7 \text{ mm}$$

$$\cos \alpha_1 = \frac{l}{r}$$

$$l = r \cdot \cos \alpha_1$$

¹ $h = z + v$, kde z = zdvih mechanismu, v = vůle v dolní poloze mechanismu – ta je zde ponechána pro montáž motoru a pro zlepšení silových poměrů v mechanismu v jeho dolní poloze

$$l = 1100 \cdot \cos 12$$

$$l = 1076 \text{ mm}$$

Horizontální osová vzdálenost ložiskových závěsů „ball bearing hinge“ je v dolní úvratí mechanismu 1076 mm.

Pro zajištění lepší stability a omezení vůlí v lineárním vedení je zvětšena délka jezdců na hodnotu $t = 200 \text{ mm}$.

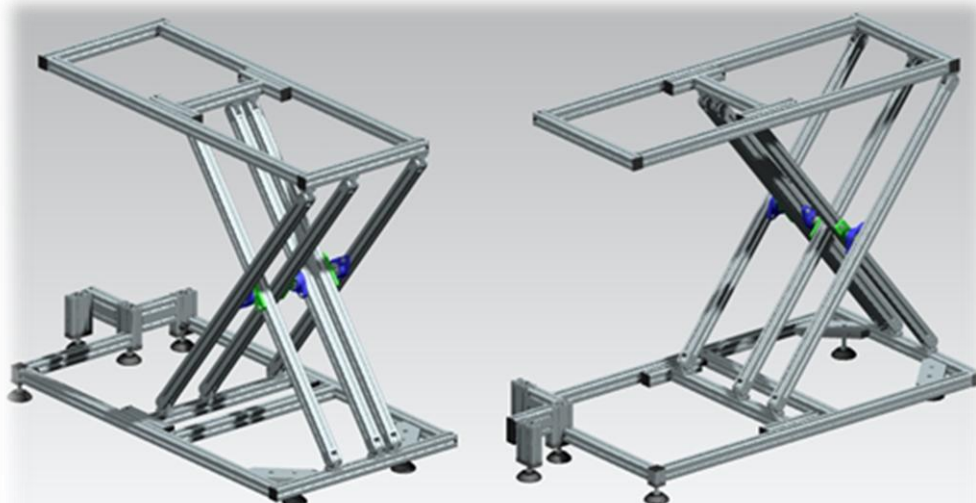
Minimální celková délka zvedáku je pak:

$$d = l + \frac{\text{šířka profilu}}{2} + \frac{t}{2} + \text{šířka profilu} = 1076 + 20 + 100 + 40 = 1236 \text{ mm.}$$

→ Volím celkovou délku konstrukce $D = 1300 \text{ mm}$.

8.2. Konstrukční řešení

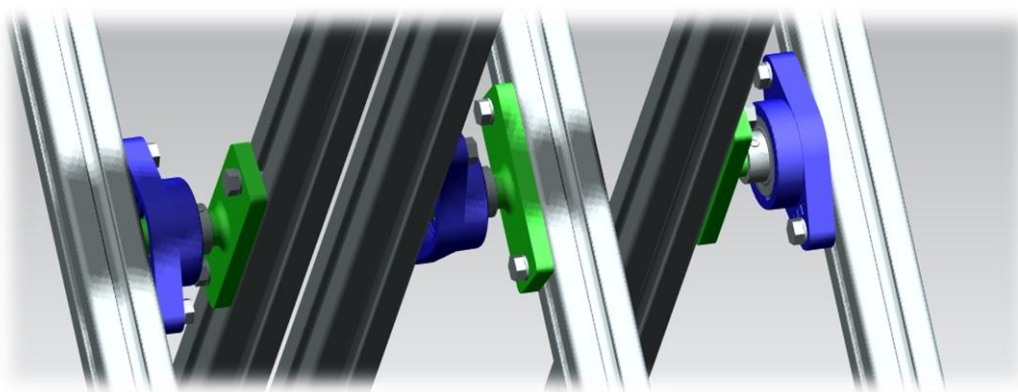
Na obr. 25 je vizualizace dvou různých ISO pohledů na zvedák. V jeho přední části se nachází příprava pro zavěšení pohonného mechanismu zhotovená z profilů 80x40. Zbytek konstrukce je složen z profilů 40x40, nůžkový mechanismus má tři páry ramen.



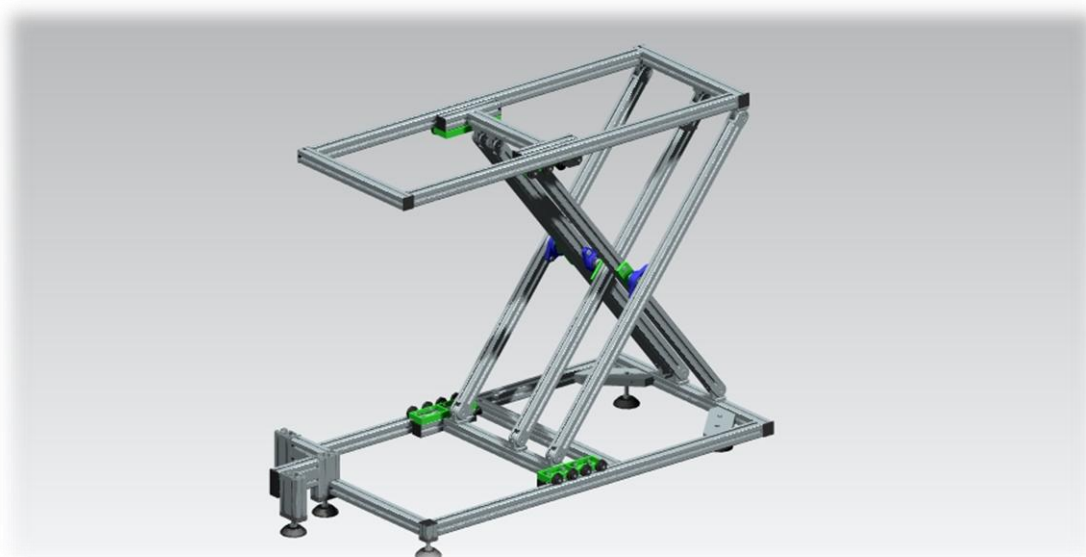
Obrázek 24 - Konstrukční řešení zvedáku - ISO pohledy

Na obrázku 26 je zobrazen detail rotačního uložení ramen nůžkového mechanismu. Skládá se ze sestavy přírubového ložiskového domku SKF a z čepu s přírubou, který je jednou z vyrobených součástí. Obě komponenty jsou na profily montované pomocí závitových kamenů a k jejich montáži je použit montážní přípravek zajišťující kolinearitu os všech tří ložisek.

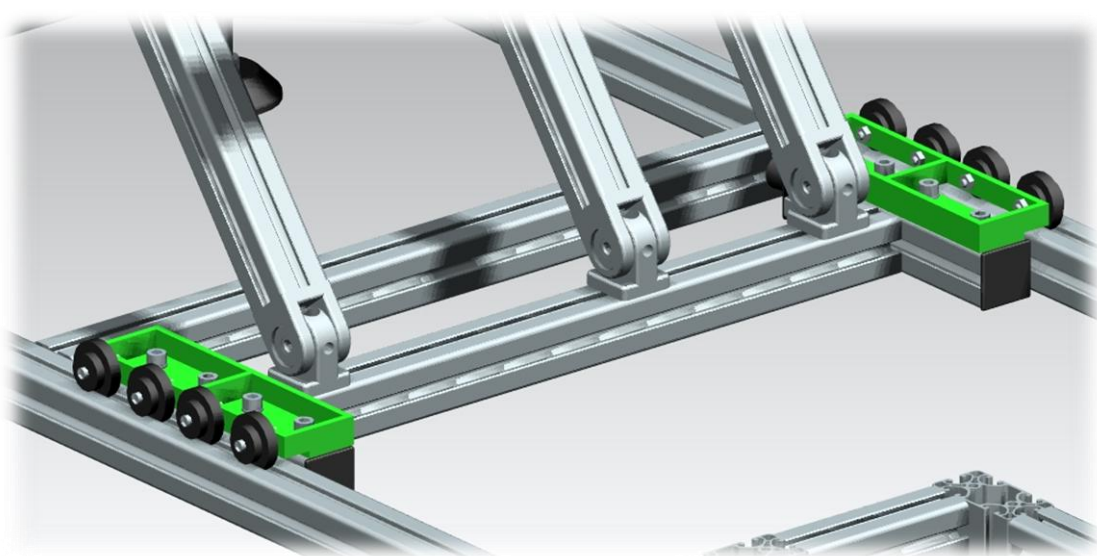
Na obr. 27 je vyobrazen zvedák se změněnou koncepcí lineárního posuvu. Tato varianta je navržena hlavně z důvodu případné špatné funkčnosti koncepce s drážkovými kolečky a má umožnit snadnou a neinvazivní přeměnu lineárního posuvu. Z tohoto důvodu jsou použity svařené držáky kladek pojezdu, které jsou další z vyrobených součástí. Ty se v případě potřeby připevní na jezdec pomocí čtyř závitových kamenů a šroubů M8. Konstrukce zvedáku zůstane jinak nezměněna.



Obrázek 25 - Detail rotačního spojení ramen nůžkového mechanismu



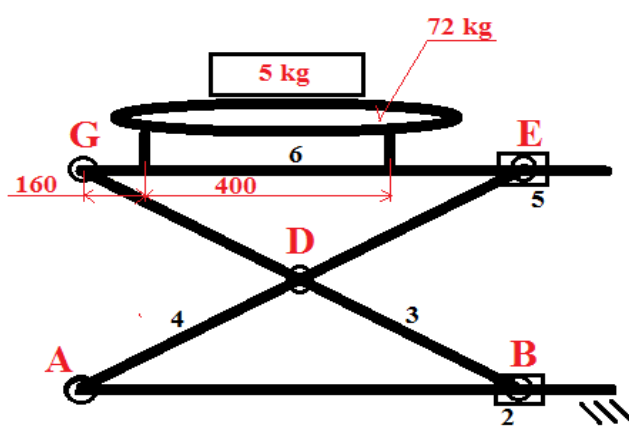
Obrázek 26 - Zvedák s lineárním pojezdem řešeným kladkami Rolle 39



Obrázek 27 - Detail držáků kladek

8.3. Výpočet silových poměrů v mechanismu

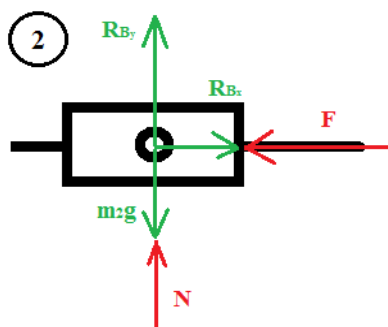
Silové poměry v hlavních uzlech mechanismu budou vypočítány metodou uvolňování. Pro tento případ byl mechanismus převeden na rovinný a byl mírně zjednodušen. Výpočtové schéma je znázorněno na obr. 29. Celý mechanismus je reálně zatížen silou od hmotnosti břemene 5 kg a od hmotnosti pásového dopravníku 72 kg. Pro výpočet je však mechanismus rozpuštěn, jelikož se celý zdvihací mechanismus skládá právě ze dvou nůžkových dvojic. Na každou z nich pak působí silové účinky poloviční velikosti – tedy 2.5 kg hmotnosti břemene a 36 kg z hmotnosti pásového dopravníku. S těmito hodnotami je kalkulováno při výpočtu. Po odvození rovnic budou do jejich konečných tvarů dosazovány nejprve hodnoty odpovídající dolní úvrati mechanismu, jelikož zde je očekáváno větší namáhání celého technického systému. V případě, že mechanismus se projeví v simulaci sestavené pro dolní polohu jako dostatečně pevný a tuhý, bude následně řešena i horní poloha.



Obrázek 28 - Schéma mechanismu zjednodušeného pro výpočet metodou uvolňování

Uvolňování komponent a výpočet stupňů volnosti

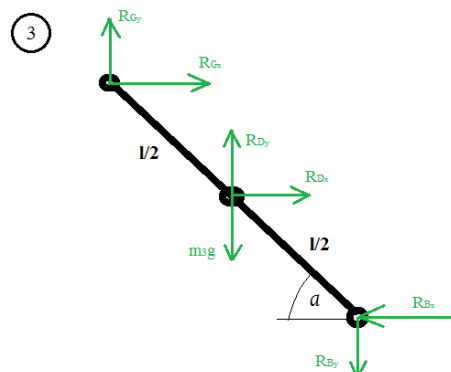
$$n = 3(m - 1) - 2(r + p + v) - o = 3(6 - 1) - 2(5 + 2 + 0) - 0 = 1 \rightarrow \text{mechanismus}$$



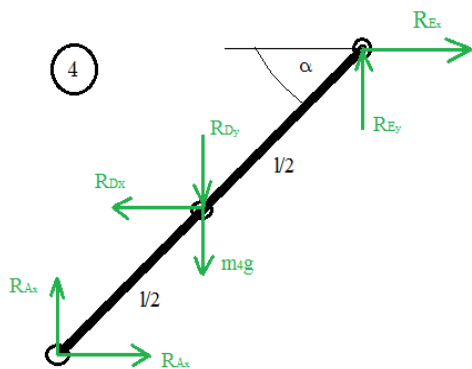
Obrázek 29 - počtení schéma - objímka "2"

$$\begin{aligned} 3 \quad x: & R_{Gx} + R_{Dx} - R_{Bx} = 0 \\ 4 \quad y: & R_{Gy} + R_{Dy} - m_3g - R_{By} = 0 \\ 5 \quad M_D: & R_{Gy} \frac{\ell}{2} \cos \alpha + R_{Gx} \frac{\ell}{2} \sin \alpha + R_{By} \frac{\ell}{2} \cos \alpha + \\ & R_{Bx} \frac{\ell}{2} \sin \alpha = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 1 \quad x: & -F + R_{Bx} = 0 \\ 2 \quad y: & N_2 - m_2g + R_{By} = 0 \\ & M_B = 0 \end{aligned}$$



Obrázek 30 - počtení schéma - rameno "3"



Obrázek 31 - početní schéma - rameno "4"

$$6 \quad x: R_{Ex} - R_{Dx} + R_{Ax} = 0$$

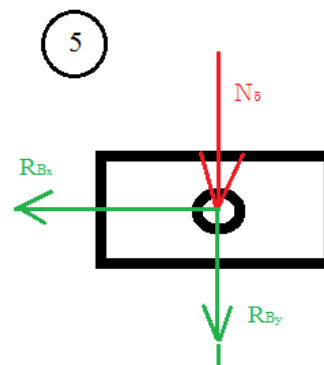
$$7 \quad y: R_{Ay} - R_{Dy} - m_4g + R_{Ey} = 0$$

$$8 \quad M_D: R_{Ay} \frac{l}{2} \cos \alpha - R_{Ax} \frac{l}{2} \sin \alpha - R_{Ey} \frac{l}{2} \cos \alpha + R_{Ex} \frac{l}{2} \sin \alpha = 0$$

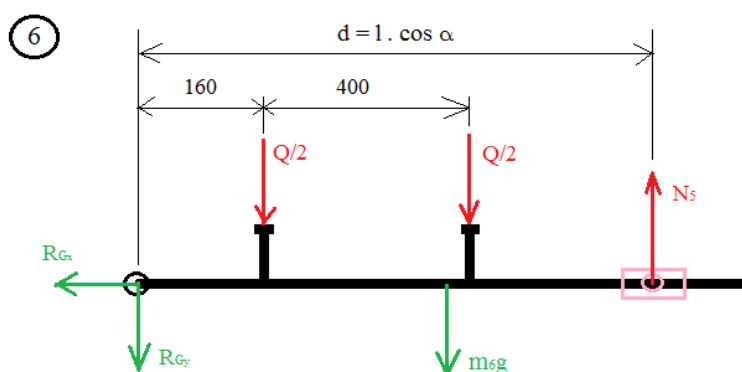
$$9 \quad x: -R_{Ex} = 0$$

$$10 \quad y: -N_5 - m_5g - R_{Ey} = 0$$

$$M_E: 0$$



Obrázek 32 - početní schéma - objímka "5"



Obrázek 33 - početní schéma - horní rám zvedáku "6"

$$11 \quad x: -R_{Gx} = 0$$

$$12 \quad y: -R_{Gy} - Q - m_6g + N_5 = 0$$

$$13 \quad M_G: \frac{Q}{2} \cdot a + \frac{Q}{2} \cdot b + m_6g \cdot \frac{l_6}{2} - N_5d = 0$$

Hodnoty hmotností komponent, které jsou při výpočtu dosazeny do rovnic, jsou vygenerované softwarem Siemens NX 8.0 z modelu sestavy zvedáku.

Při výpočtu je vycházeno z již provedeného odvození rovnic z kapitoly 7.2 a aktuální číselné hodnoty jsou dosazeny již do konečných tvarů rovnic. Hodnoty hmotností komponent jsou pro výpočet, stejně jako v kapitole 7.2, vygenerovány softwarem z modelu sestavy zvedáku.

Zatížení celého mechanismu zvedáku je následující:

$$m_{celk} = m_{dopravník} + m_{břemeno} = 72 + 5 = 77 \text{ kg}$$

Toto zatížení působí na zvedák ve svislém směru a generuje tak zatěžující sílu

$$M = m_{celk} \cdot g = 77 \cdot 9,81 = 755 \text{ N}$$

Tato síla působí na celý zvedák a rovnoměrně se rozkládá na tři dvojice ramen nůžkového zdvihacího mechanismu. Na jednu dvojici ramen tedy působí svislá síla velikosti

$$Q = \frac{M}{3} = \frac{755}{3} = 252 \text{ N}$$

Při převedení technického systému na zjednodušený rovinný mechanismus lze dosazovat do rovnic z kapitoly 7.2 následujícím způsobem:

Silové poměry v dolní úvratí mechanismu

$$\frac{\frac{Q}{2} \cdot a + \frac{Q}{2} \cdot b + \frac{m_6 g}{3} \cdot \frac{d}{2}}{l} = N_5$$
$$\frac{\frac{252}{2} \cdot 0,16 + \frac{252}{2} \cdot 0,56 + \frac{15,22 \cdot 9,81}{3} \cdot \frac{1,28}{2}}{1,08} = N_5$$
$$N_5 = 113,5 \text{ N}$$

Dosazení N_5 do rovnice 10

$$-N_5 - m_5 g - R_{Ey} = 0$$
$$-N_5 - m_5 g = R_{Ey}$$
$$113,5 - 4,39 \cdot 9,81 = R_{Ey}$$
$$R_{Ey} = -156,6 \text{ N}$$

Dosazení N_5 do rovnice 12

$$-Q - \frac{m_6 g}{3} + N_5 = R_{Gy}$$
$$-252 - \frac{15,22}{3} \cdot 9,81 + 113,5 = R_{Gy}$$
$$R_{Gy} = -188,26 \text{ N}$$
$$R_{Ex} = 0$$

9

Dosazení R_{Ex} do 6

$$R_{Ex} - R_{Dx} + R_{Ax} = 0 \rightarrow R_{Dx} = R_{Ax}$$

Vyjádření R_{Ay} z 7

$$R_{Ay} - R_{Dy} - m_4 g + R_{Ey} = 0$$
$$R_{Ay} = R_{Dy} + m_4 g - R_{Ey}$$

15

Dosazení R_{Ay} ze 7 do 8

$$(R_{Dy} + m_4g - R_{Ey}) \frac{\ell}{2} \cos \alpha - R_{Dx} \frac{\ell}{2} \sin \alpha - R_{Ey} \frac{\ell}{2} \cos \alpha + R_{Ex} \frac{\ell}{2} \sin \alpha = 0$$

$$(R_{Dy} + m_4g - R_{Ey}) \frac{\ell}{2} \cos \alpha - R_{Ey} \frac{\ell}{2} \cos \alpha = R_{Dx} \frac{\ell}{2} \sin \alpha$$

$$\cos \alpha (R_{Dy} + m_4g - R_{Ey} - R_{Ey}) = R_{Dx} \sin \alpha$$

$$\cos \alpha (R_{Dy} + m_4g - 2R_{Ey}) = R_{Dx} \sin \alpha$$

$$R_{Dx} = \cotg \alpha (R_{Dy} + m_4g - 2R_{Ey})$$

$$\cos \alpha (R_{Dy} + m_4g - 2R_{Ey}) = R_{Dx} \quad 16$$

$$-R_{Gx} = 0 \quad 11$$

Dosazení 11 do 3

$$R_{Gx} + R_{Dx} - R_{Bx} = 0$$

$$R_{Dx} = R_{Bx}$$

Vyjádření R_{By} ze 4

$$R_{Gy} + R_{Dy} - m_3g - R_{By} = 0$$

$$R_{By} = R_{Gy} + R_{Dy} - m_3g \quad 17$$

Dosazení vyjádřených reakcí do 5

$$R_{Gy} \frac{\ell}{2} \cos \alpha + R_{Gx} \frac{\ell}{2} \sin \alpha + R_{By} \frac{\ell}{2} \cos \alpha + R_{Bx} \frac{\ell}{2} \sin \alpha = 0$$

$$R_{Gy} \frac{\ell}{2} \cos \alpha + 0 + (R_{Gy} + R_{Dy} - m_3g) \frac{\ell}{2} \cos \alpha + R_{Dx} \frac{\ell}{2} \sin \alpha = 0$$

$$R_{Gy} \cos \alpha + (R_{Gy} + R_{Dy} - m_3g) \cos \alpha + (R_{Dy} + m_4g - 2R_{Ey}) \cos \alpha = 0$$

$$\cos \alpha \cdot (R_{Gy} + R_{Gy} + R_{Dy} - m_3g + R_{Dy} + m_4g - 2R_{Ey}) = 0 \quad / \quad : \cos \alpha$$

$$2R_{Gy} + 2R_{Dy} - m_3g + m_4g - 2R_{Ey} = 0$$

$$R_{Dy} = \frac{-2R_{Gy} + m_3g - m_4g + 2R_{Ey}}{2} \quad 19$$

$$R_{Gy} + R_{Dy} - m_3g - R_{By} = 0$$

$$R_{By} = R_{Gy} + R_{Dy} - m_3g$$

Dosazení z 19

$$R_{By} = R_{Gy} - m_3g + \frac{2R_{Ey} + m_3g - m_4g - 2R_{Gy}}{2} \quad 20$$

$$R_{By} = R_{Gy} - m_3g + R_{Ey} + \frac{m_3g}{2} - \frac{m_4g}{2} - R_{Gy}$$

$$R_{By} = -\frac{m_3g}{2} + R_{Ey} - \frac{m_4g}{2} \quad 21$$

Dosazení do 15

$$R_{Ay} = R_{Dy} + m_4g - R_{Ey}$$

$$R_{Ay} = m_4g - R_{Ey} + \frac{2R_{Ey} + m_3g - m_4g - 2R_{Gy}}{2}$$

$$R_{Ay} = m_4g + \frac{m_3g}{2} - \frac{m_4g}{2} - R_{Gy}$$

$$R_{Ay} = \frac{m_4g}{2} + \frac{m_3g}{2} - R_{Gy}$$

Dosazení 19 do 16

$$R_{Dx} = \cotg \alpha (R_{Dy} + m_4g - 2R_{Ey})$$

$$R_{Dx} = \cotg \alpha \left(m_4g - 2R_{Ey} + \frac{-2R_{Gy} + m_3g - m_4g + 2R_{Ey}}{2} \right)$$

$$R_{Dx} = \cotg \alpha (m_4g - 2R_{Ey} + R_{Ey} + \frac{m_3g}{2} - \frac{m_4g}{2} - R_{Gy})$$

$$R_{Dx} = \cotg \alpha \left(\frac{m_4g}{2} - R_{Ey} + \frac{m_3g}{2} - R_{Gy} \right)$$

Z rovnic 1, 3 a 6 plyne, že

$$\mathbf{R_{Dx} = R_{Bx} = R_{Ax} = F}$$

Dosazení 21 do 2

$$N_2 - m_2g + R_{By} = 0$$

$$N_2 = m_2g - R_{By} = m_2g - \left(\frac{m_3g}{2} + R_{Ey} - \frac{m_4g}{2} \right)$$

$$N_2 = m_2g + \frac{m_3g}{2} - R_{Ey} + \frac{m_4g}{2}$$

$$N_2 = 3,5 \cdot 9,81 + \frac{4,83 \cdot 9,81}{2} + 156,6 + \frac{4,83 \cdot 9,81}{2}$$

$$\mathbf{N_2 = 238,32 N}$$

$$R_{By} = m_2g - N_2 = 3,5 \cdot 9,81 - 238,32$$

$$\mathbf{R_{By} = -204 N}$$

$$R_{Dy} = m_3g + R_{By} - R_{Gy} = 4,83 \cdot 9,81 - 204 + 188,26$$

$$\mathbf{R_{Dy} = 31,64 N}$$

$$R_{Ay} = m_4g + R_{Dy} - R_{Ey} = 4,83 \cdot 9,81 + 31,64 + 152$$

$$\mathbf{R_{Ay} = 231 N}$$

$$R_{Ay} \frac{l}{2} \sin \alpha = R_{Ay} \frac{l}{2} R_{Ey} \frac{l}{2} \cos \alpha$$

$$R_{Ax} \sin \alpha = R_{Ay} \cos \alpha - R_{Ey} \cos \alpha$$

$$R_{Ax} = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} (R_{Ay} - R_{Ey})$$

$$R_{Ax} = R_{Dx} = R_{Bx} = F = \frac{\cos 12}{\sin 12} (231 + 156,6)$$

$$\mathbf{R_{Ax} = R_{Dx} = R_{Bx} = F = 1823,5 \text{ N}}$$

Silové poměry v horní úvratí mechanismu

$$\frac{\frac{Q}{2} \cdot a + \frac{Q}{2} \cdot b + \frac{m_6 g}{3} \cdot \frac{d}{2}}{l} = N_5$$

$$\frac{\frac{252}{2} \cdot 0,16 + \frac{252}{2} \cdot 0,56 + \frac{15,22 \cdot 9,81}{3} \cdot \frac{1,28}{2}}{0,675} = N_5$$

$$\mathbf{N_5 = 181,6 \text{ N}}$$

$$-N_5 - m_5 g = R_{Ey}$$

$$-181,6 - 4,39 \cdot 9,81 = R_{Ey}$$

$$\mathbf{R_{Ey} = -224,7 \text{ N}}$$

$$-Q - \frac{m_6 g}{3} + N_5 = R_{Gy}$$

$$-252 - \frac{15,22}{3} \cdot 9,81 + 181,6 = R_{Gy}$$

$$\mathbf{R_{Gy} = -120,17 \text{ N}}$$

$$N_2 = m_2 g + \frac{m_3 g}{2} - R_{Ey} + \frac{m_4 g}{2}$$

$$N_2 = 3,5 \cdot 9,81 + \frac{4,83 \cdot 9,81}{2} + 224,7 + \frac{4,83 \cdot 9,81}{2}$$

$$\mathbf{N_2 = 306,42 \text{ N}}$$

$$R_{By} = m_2 g - N_2 = 3,5 \cdot 9,81 - 306,42$$

$$\mathbf{R_{By} = -272,09 \text{ N}}$$

$$R_{Dy} = m_3 g + R_{By} - R_{Gy} = 4,83 \cdot 9,81 - 272,09 + 188,26$$

$$\mathbf{R_{Dy} = -36,45 \text{ N}}$$

$$R_{Ay} = m_4 g + R_{Dy} - R_{Ey} = 4,83 \cdot 9,81 - 36,45 + 224,7$$

$$\mathbf{R_{Ay} = 235,6 \text{ N}}$$

$$R_{Ax} = R_{Dx} = R_{Bx} = F = \frac{\cos \alpha_1}{\sin \alpha_1} (R_{Ay} - R_{Ey}) = \frac{\cos 52,16}{\sin 52,16} (235,6 + 224,7)$$

$$\mathbf{R_{Ax} = R_{Dx} = R_{Bx} = F = 357,6 \text{ N}}$$

8.4. Návrh pohonného ústrojí s trapézovým šroubem

8.4.1. Návrh trapézového šroubu

Na přání zadavatele práce bude pro pohon mechanismu řešeno použití trapézového šroubu poháněného elektromotorem, jelikož jde zřejmě o nejjednodušší a nejlevnější formu pohonu. Při volbě vhodného pohonného ústrojí bude vycházeno ze zatěžujících silových účinků vypočítaných v kapitole 8.3 a z parametrů trapézových šroubů odečtených z katalogu distributora Matis s.r.o. [13].

Při dimenzování je počítáno z vypočteným silovým účinkem $F = 1823,5 \text{ N}$ (viz kap. 8.3). Tato síla odpovídá svým směrem a polohou působitě ovládací síle potřebné pro pohyb mechanismu. Je však nutné mít na paměti zjednodušení mechanismu při výpočtu, který byl převeden na rovinný a v souladu s touto operací byl zatížen třetinovou silou, jelikož byly zkoumány silové poměry pouze v jednom ze tří párů ramen nůžkového mechanismu. Pro výpočet trapézového šroubu je již potřeba počítat s celkovou silou potřebnou pro pohon zvedáku. Tato síla působící v ose pohybového šroubu má velikost:

$$F_o = 3 \cdot F = 3 \cdot 1823,5 = 5470,5 \text{ N}$$

Vzhledem k velikosti vypočtené zatěžující síly volím pro výpočet trapézový šroub **TR20x4**, jehož parametry jsou uvedené v tabulce 3.

Trapézový šroub		TR20x4
Závit d x P	[mm]	20 x 4
Střední Ø d ₂	[mm]	17,640
Jádro Ø d ₃	[mm]	14,8
Hmotnost	[kg/m]	2
Materiál		Cementační ocel Ck 15 ČSN 12023
Pevnost v tahu R _m	[MPa]	550 až 900 MPa
Mez kluzu R _e	[MPa]	350 MPa

Tabulka 3 - Tabulka vlastností trapézového šroubu

Výpočet osového napětí trapézového šroubu

$$\sigma_D = \frac{F_o}{\pi \frac{d_3^2}{4}} = \frac{5470,5}{\pi \frac{14,8^2}{4}} = 31,8 \text{ MPa}$$

Výpočet momentu tření v závitě šroubu

$$M_{TZ} = F_o \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \varphi) \frac{d_2}{2} ,$$

kde:

Ψ = úhel stoupání

φ = úhel tření v závitě

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{P_h}{\pi d_2} \rightarrow \Psi = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{P_h}{\pi d_2} \right) = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{4}{\pi 17,64} \right) = 4,13^\circ$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \rightarrow \varphi = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{0,12}{\cos \frac{30}{2}} \right) = 7,082^\circ$$

Dosazení do Ψ a φ do rovnice momentu tření v závitě

$$M_{TZ} = 5470,5 \cdot \operatorname{tg}(4,13 + 7,082) \frac{17,64}{2} = 9564,2 \text{ Nmm}$$

Kontrola samosvornosti

$$4,13 < 7,08$$

$$\Psi < \varphi$$

Zvolený trapézový šroub je samosvorný.

Smykové napětí od tření v závitě

$$\tau = \frac{M_{TZ}}{W_K} = \frac{M_{TZ}}{\pi \frac{d_3^3}{16}} = \frac{9564,2}{\pi \frac{14,8^3}{16}} = 15,03 \text{ MPa}$$

Redukované napětí v trapézovém šroubu

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_D^2 + 4 \tau^2} = \sqrt{32,92^2 + 4 \cdot 15,03^2} = 44,6 \text{ MPa}$$

Výpočet koeficientu bezpečnosti

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{350}{44,6} = 7,85$$

Největší přípustné otáčky šroubu pro použití matice CuSn8 a CuSn12

$$n_{max} = \frac{(v \cdot 1000)}{(d \cdot \pi)}$$

kde:

$$v = \frac{p_v}{p_{dov}}$$

kde:

$$p_v = \text{rychlostní součinitel, } p_v = 400 \\ p_{dov} = 5 \text{ N.nm}^{-2}$$

Dosazení

$$v = \frac{400}{5} = 80 \text{ m. min}^{-1}$$

$$n_{max} = \frac{(80 \cdot 1000)}{(20 \cdot \pi)} = 1273,23 \text{ min}^{-1}$$

Pracovní otáčky šroubu jsou:

$$n = 1203,6 \text{ min}^{-1}$$

$$1203,6 < 1273,23$$

$$n < n_{max}$$

Velikost bezpečnostního koeficientu je po konzultaci se zadavatelem práce shledána za vyhovující. Z hlediska pracovních otáček zvolený šroub vyhovuje. Pro pohon mechanismu bude použit trapézový šroub TR20x4.

8.4.2. Návrh motoru

Potřebný výkon motoru

$$P_M = M_k \cdot \omega \cdot \frac{1}{\eta_{mec h}},$$

kde:

M_k = kroutící moment – musí být větší než moment tření v závitu M_{TZ} aby byl mechanismus uveden do pohybu

ω = úhlová rychlost matice klouzající po závitu šroubu při pohybu mechanismu

$\eta_{mec h}$ = mechanická účinnost

→ $M_k > M_{TZ}$ → $M_k > 9564,2 \text{ Nmm}$

→ Úhlová rychlost matice bude vypočtena z rychlosti jejího lineárního posuvu po trapézovém šroubu. Čas pro zdvih mechanismu je určen zadavatelem práce a neměl by být delší než 5 sekund. Za tento časový úsek musí matice šroubu urazit následující vzdálenost:

$$k = d_{dolejší} - d_{horní}$$

$$k = r \cdot \cos\alpha_1 - r \cdot \cos\alpha_2$$

$$k = 1100 \cdot \cos 12^\circ - 1100 \cdot \cos 52,16^\circ = 401,16 \text{ mm}$$

Lineární rychlost matice tedy musí být nejméně

$$v = \frac{401,16}{5} = 80,232 \text{ mms}^{-1}$$

Otáčky potřebné pro tuto rychlost lineárního pohybu jsou

$$n = \frac{v}{P} = \frac{80,232}{4} = 20,06 \text{ ot. s}^{-1} = 1203,6 \text{ min}^{-1}$$

Úhlová rychlost matice při pohybu je

$$\omega = 2 \pi n = 2 \cdot \pi \cdot 20,06 = 126,04 \text{ rad. s}^{-1}$$

→ Mechanická účinnost mechanismu je vyjádřena vztahem

$$\eta_{mec h} = \eta_{sr} \cdot \eta_{kl}$$

kde:

η_{kl} = celková účinnost ložiskových uložení v mechanismu. Ztráty v ložiskách budou však při výpočtu zanedbány a bude pracováno s hodnotou $\eta_{kl} = 1$.

η_{sr} = účinnost pohybového šroubu

$$\eta_{sr} = \frac{tg \Psi}{tg (\Psi + \varphi)} = \frac{tg 4,13}{tg (4,13 + 7,082)} = 0,36$$

Dosazení do rovnice mechanické účinnosti

$$\eta_{mech} = 0,36 \cdot 1 = 0,36 \quad \rightarrow \quad \text{účinnost mechanismu je 36\%}$$

Potřebný výkon motoru je:

$$P_M = M_k \cdot \omega \cdot \frac{1}{\eta_{mech}} = 9,6 \cdot 126,04 \cdot \frac{1}{0,36} = 3361,1 \text{ W}$$

Výkon	[kW]	3,4
Krouticí moment	[Nm]	10
Otáčky	[ot.min ⁻¹]	1204

Tabulka 4 - Kritéria pro výběr elektromotoru

8.5. Návrh pohonného ústrojí s kuličkovým šroubem

8.5.1. Návrh kuličkového šroubu

Vzhledem k nízké účinnosti trapézového šroubu a následné potřebě použití velkého a těžkého motoru bude nyní provedena analýza řešení s použitím kuličkového šroubu. Ten je vybrán z katalogu dodavatele HI-WIN [14]. Vzhledem k nízkému počtu pouze krátkých pracovních cyklů stroje, je šroub s maticí vybrán dle své statické únosnosti. Největší zatížení působící axiálně na šroub/matici vyplývá z výpočtu, provedeném v kap. 8.3. a má hodnotu:

$$F_z = 1823,5 \cdot 3 = 5470,5 \text{ N}$$

Z katalogu dodavatele je vybrána následující technika:

- Kuličkový šroub válcovaný **R20-05K4-FSCDIN**

Velikost závitu [mm]	Průměr hřídele [d_k] [mm]	Dyn. únosnost C_{dyn} [N]	Stat. Únosnost C_o [N]
20 x 5	16,9	13400	32740

Tabulka 5 - Vlastnosti trapézového šroubu

- Kuličková matice – typ **KOSTKA R20-05B1-SSV**

Velikost závitu [mm]	Dyn. únosnost C_{dyn} [N]	Stat. Únosnost C_o [N]
20 x 5	7450	15260

Tabulka 6 - Vlastnosti kuličkové matice

Z hodnot uvedených v tabulkách 5 a 6 vyplývá, že zvolený kuličkový šroub a kuličková matice z hlediska statické únosnosti vyhovují.

Zdvih matice pohybového šroubu byl vypočten v kap. 8.4.2. a jeho hodnota činí po zaokrouhlení 400 mm. Vzhledem k tomu, že má zdvih mezi krajními polohami probíhat po dobu nejdéle 5 s, musí být rychlost lineárního posuvu alespoň:

$$v = \frac{400}{5} = 80 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

Stoupání zvoleného kompletu kuličkového šroubu má hodnotu:

$$p = 5 \text{ mm}$$

Při zdvihu matice mezi krajními polohami mechanismu musí šroub vykonat:

$$v = \frac{400}{5} = 80 \text{ ot}$$

Úhlová rychlost kuličkového šroubu při jeho pohybu musí tedy být:

$$v = \frac{80}{5} = 16 \text{ s}^{-1}$$

$$v = 16 \cdot 60 = 960 \text{ min}^{-1}$$

Kontrola maximálních otáček kuličkového šroubu:

$$n_{max} = n_K \cdot 0,8$$

$$n_K = k_d \cdot \frac{d_K}{l_d^2} \cdot 10^8 \quad , \quad \text{kde:}$$

n_{max} = maximální povolené otáčky kuličkového šroubu/matice [ot.min⁻¹]

n_K = kritické otáčky kuličkového šroubu/matice [ot.min⁻¹]

k_d = koeficient uložení kuličkového šroubu [-]

d_K = průměr hřídele kuličkového šroubu [mm]

l_d = vzdálenost mezi ložisky, na nichž je uložen kuličkový šroub [mm]

$$n_K = 1,88 \cdot \frac{16,9}{780^2} \cdot 10^8 = 5222 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{max} = n_K \cdot 0,8 = 5222 \cdot 0,8 = 4178 \text{ min}^{-1}$$

4178 > 960 → Vyhovuje

Kontrola vzpěrné tuhosti kuličkového šroubu:

$$F_{max} = F_K \cdot 0,5$$

$$F_K = k_K \cdot \frac{d_K^4}{l_K^2} \cdot 10^5$$

F_{max} = maximální povolená axiální síla působící na kuličkový šroub [N]

F_K = kritická síla působící na kuličkový šroub v axiálním směru [N]

k_K = koeficient uložení kuličkového šroubu [-]

d_K = průměr hřídele kuličkového šroubu [mm]

l_K = největší nepodepřená délka kuličkového šroubu [mm]

$$F_K = 2,05 \cdot \frac{16,9^4}{630^2} \cdot 10^5 = 42132,73 \text{ N}$$

$$F_{max} = 42132,73 \cdot 0,5 = 21066 \text{ N}$$

$$21066 > 5470,5 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$D_n = \emptyset D \cdot n_p < 70000 \quad , \text{ kde:}$$

D_n = otáčkový faktor [-]

n_p = největší provozní otáčky [$ot. min^{-1}$]

$\emptyset D$ = jmenovitý průměr kuličkového šroubu [mm]

$$D_n = 20 \cdot 960 = 19200 < 70000 \quad \rightarrow \quad \text{Vyhovuje}$$

8.5.1. Návrh motoru

Výpočet potřebného ovládacího momentu:

$$M = \frac{F \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} \quad , \text{ kde:}$$

F = největší axiální síla působící na kuličkový šroub [N]

P = stoupání závitu [mm]

η = účinnost kuličkového šroubu ($\eta=0,88$)

$$M = \frac{5470,5 \cdot 5}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 4,95 \text{ Nm}$$

Výpočet potřebného výkonu motoru:

$$P = \frac{M \cdot n}{9550} = \frac{4,95 \cdot 960}{9550} = 0,5 \text{ kW}$$

8.6. Volba pohonného ústrojí

Pro volbu pohonného ústrojí je sestavena srovnávací tabulka, pomocí které bude zvolena výhodnější z obou navržených variant. V tabulce 7 se nachází přehled vybrané techniky včetně orientačních cen. Součástí tabulky je i bodové hodnocení vlastností jednotlivých typů lineárního posuvu a následný přepočet ceny použité techniky za jeden bod.

Pohonné ústrojí	Kuličkový šroub s maticí 20x5	Trapézový šroub s maticí TR20x4
Vybraná technika	- Šroub R20-05K4-FSCDIN - 1850 Kč/1000mm - Matice R20-05B1-SSV - 2000 Kč/ks - Přírubový elektromotor Siemens 1LA7080-2AA, 0.75kW, 2855ot - 2600 Kč/ks	- Šroub TR20x4 - 400 Kč/1000mm - Matice TR20x4 čtyřhranná - 200 Kč/ks - Přírubový elektromotor Siemens 1LE1002-1AA6, 4kW, 2850ot - 5700 Kč/ks
Celková cena pohonného ústrojí	6080 Kč	6220 Kč
Spolehlivost	9/10	8/10
Provozní náročnost	9/10	6/10
Funkčnost	10/10	7/10
Bodový součet	28	21
Cena za 1 bod	217,14 Kč	296,19 Kč

Tabulka 7 - Srovnání navrhovaných koncepcí pohonu

Cenový rozdíl jednotlivých variant, který vyplývá z tabulky 7, je zanedbatelný a v praxi se může i mírně změnit dle aktuální nabídky dealerů. Z orientační cenové kalkulace ale vyplývá, že cenová hladina obou variant je naprosto shodná. Výběr pohonu tedy může proběhnout zcela dle vhodnosti a efektivity použití a podle nároků na provoz. V těchto ohledech je nepochybně výhodnější použití kuličkového šroubu a malého lehkého elektromotoru. Proto bude dále pracováno právě s touto technikou.

8.7. Volba převodovky

Pro minimalizaci zástavbových prostor je výhodné uložit motor na rámu zvedáku napříč. Pro přenos krouticího momentu na kuličkový šroub je tedy nutné zvolit převodovku s pravoúhlým tokem momentu. Správnou volbou bude tedy volba jednoduché kuželové převodovky s jednou výstupní hřídelí. Převodový poměr zvolené rychlostní skříně bude odvozen z krouticího momentu použitého motoru a z jeho maximálních otáček. Největší krouticí moment použitého elektromotoru lze vyjádřit z hodnot uvedených výrobcem (výkon, otáčky) následujícím způsobem:

$$P = \frac{M \cdot n}{9550}$$

$$M = \frac{P \cdot 9550}{n}$$

$$M = \frac{0,75 \cdot 9550}{2855} = 2,508 \text{ Nm}$$

Největší krouticí moment, který bude muset motor překonat k uvedení mechanismu do provozu má hodnotu 4,95 Nm (vypočteno v kap. 8.5.1.). Proto volím převodovku výrobce **POWERJACKS lifting and positioning solutions**, model **Range-N series 35** s převodovým poměrem 2:1.

Kontrola zpřevodování z hlediska maximálních otáček:

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

$$2 = \frac{2855}{n_2}$$

$$n_2 = \frac{2855}{2} = 1427,5 \text{ min}^{-1}$$

1427,5 > 960 → Vyhovuje

Kontrola zpřevodování z hlediska krouticího momentu:

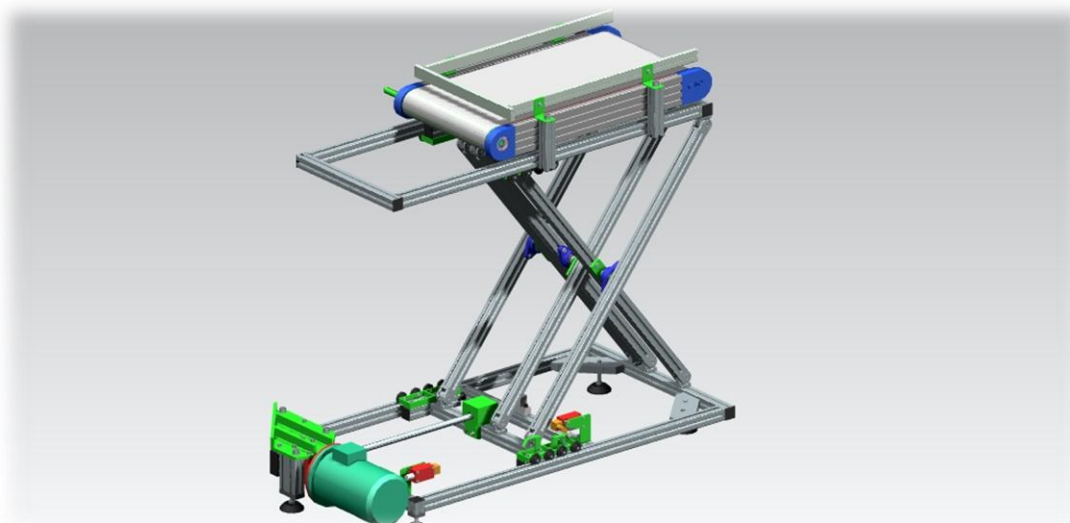
$$M \cdot 2 = 2,508 \cdot 2 = 5,016 \text{ Nm}$$

5,016 > 4,95 → Vyhovuje

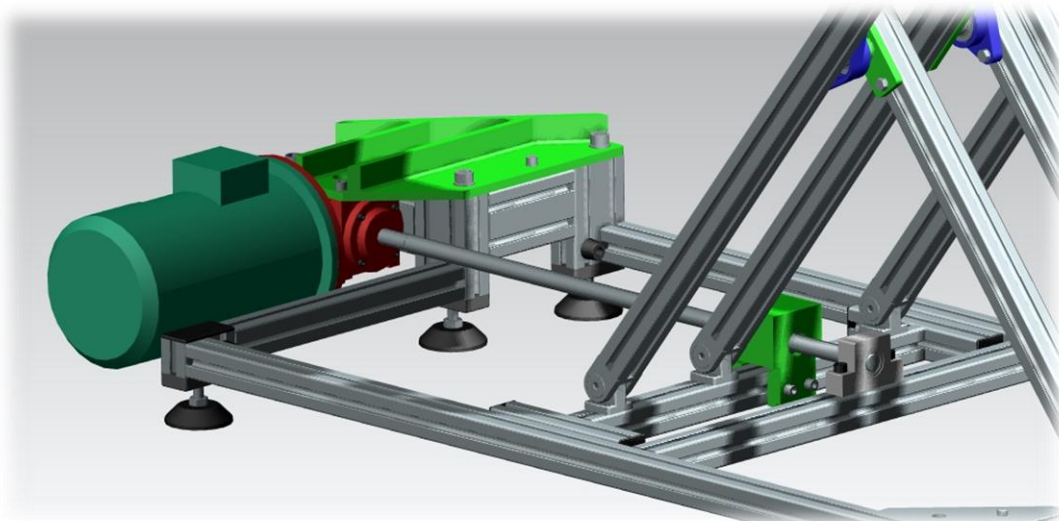
8.8. Osazení zvedáku příslušenstvím

Na obr. 35 je zobrazen zvedák osazený veškerým příslušenstvím. Komponenty vyznačené světle zelenou barvou jsou vyráběné, zbylý materiál je nakoupený. Zvedák nese pásový dopravník, který je schopen manipulace s neseným nákladem, pohon je zajištěn horizontálně orientovaným kuličkovým šroubem poháněným elektromotorem Siemens přes kuželovou převodovku s převodovým poměrem 2:1. Na levé straně zvedáku jsou umístěny koncové spínače s příslušnými držáky, které zajišťují zabrzdění pohybu zvedáku v požadované poloze.

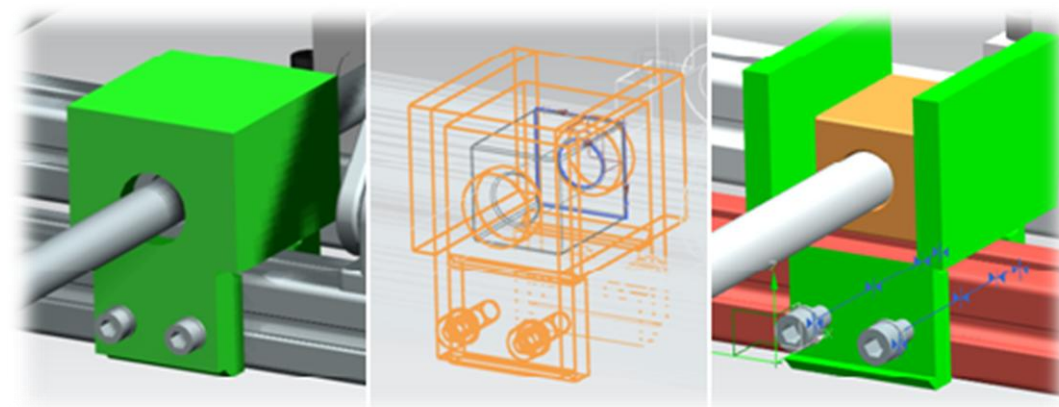
Na obr. 36 je zachycen detail uložení motoru a převodovky. Motor je čtyřmi šrouby připevněn prostřednictvím příruby na převodovku a ta je následně přišroubována na masivní držák svařený z plechu tloušťky 10 mm, vyztužený žebrováním. Koncepce uložení matice pohybového šroubu je provedena v souladu s požadavky zadavatele práce. Matice je umístěna plovoucím způsobem v domku, v němž má vůli 10 mm v podélném směru a 8 mm v obou směrech kolmých na osu šroubu. Díra pro šroub má průměr 30 mm (šroub 20 mm). Případné křížení či pružení mechanismu tak nezatěžuje kuličkový šroub ve směru kolmém na jeho osu. Detailně je toto uložení zobrazeno na obr. 37, kde je vidět zakrytování matice šroubu, řez domkem a také drátový model této části mechanismu.



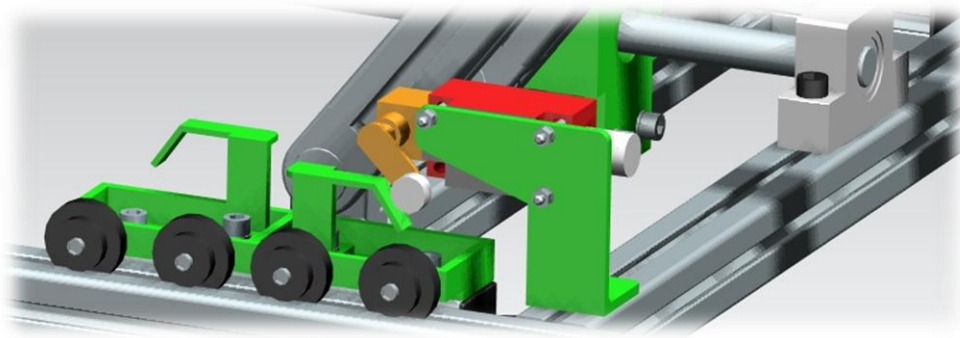
Obrázek 34 - Plně osazený zvedák



Obrázek 35 - Detail uložení pohonného ústrojí

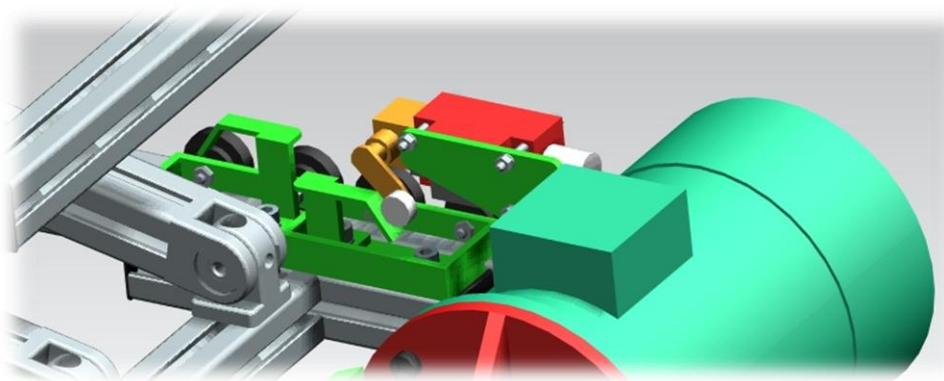


Obrázek 36 - Různá zobrazení uložení čtvercové trapézové matice v domku



Obrázek 37 - Detail uložení koncového spínače 1

Model koncového spínače byl dodán zadavatelem práce. Jde o produkt výrobce **Bernstein**, typ **ENK-UV1Z AHS-V**. Tento spínač je uložen na vyrobeném držáku z plechu tloušťky 3mm, který je na příslušné profily připevněn závitovými kameny a šrouby M8. Spínač je ovládán páčkou svařenou z plechu tloušťky 3 mm, která je šrouby M8 připevněna prostřednictvím závitového kamene na držák pojezdových kladek, v případě pojezdu provedeného drážkovými kolečky je páčka připevněna rovnou na jezdec a pro správnou funkci je podložena podložkou z plechu 5 mm.



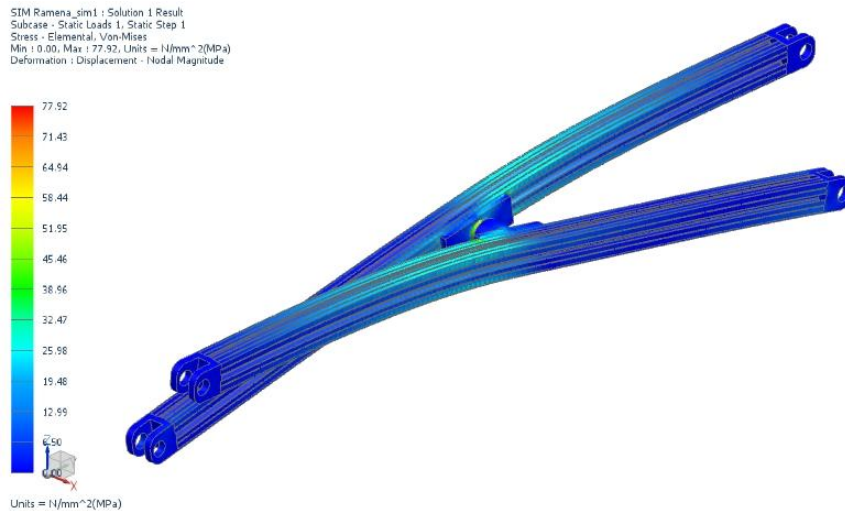
Obrázek 38 - Detail uložení koncového spínače 2

8.9. Simulace

8.9.1. Ramena nůžkového mechanismu

Profily Maytec 40x40, z nichž jsou ramena nůžkového mechanismu vytvořena, byla pro tuto simulaci zjednodušena odebráním radiusů. To výrazně zjednodušilo model a zkrátilo dobu trvání simulace. Sestava ramen byla v přípravné fázi simulace vyplněna prostorovou sítí konečných prvků 3D Tetrahedral Mesh(10). Na každém rameni byla zvlášť vygenerována automatická velikost elementů. Na příslušné přírubě každého z ramen byla vytvořena rigidová hvězdice. Středů těchto hvězdic byly spojeny jednorozměrným prvkem pomocí funkce „node to node“. Pro získání maximální přesnosti výpočtu byl komponentám přiřazen materiál, který byl v knihovně softwaru nově vytvořen a jehož hodnoty mechanických vlastností souhlasí s údaji výrobce Maytec, uvedenými v katalogu 1/2011. Definování komponent v prostoru bylo provedeno funkcí „Fixed constraint“ na ložiskových domkách, které jsou uloženy na spodním rámu zvedáku. Ložiskové domky na opačných koncích ramen byly zatíženy silami odpovídajícími svým směrem i velikostí silám, vypočteným v kapitole 8.3. Konzultantem stanovený největší možný průhyb těchto komponent je 4 mm.

Simulace ramen v dolní poloze zvedáku



Obrázek 39 - Ramena nůžkového mechanismu – průběh napětí v součástech

$$\sigma_{max} = 77,92 \text{ MPa}$$

Materiálová hodnota meze kluzu je dle výrobce hliníkových profilů MayTec

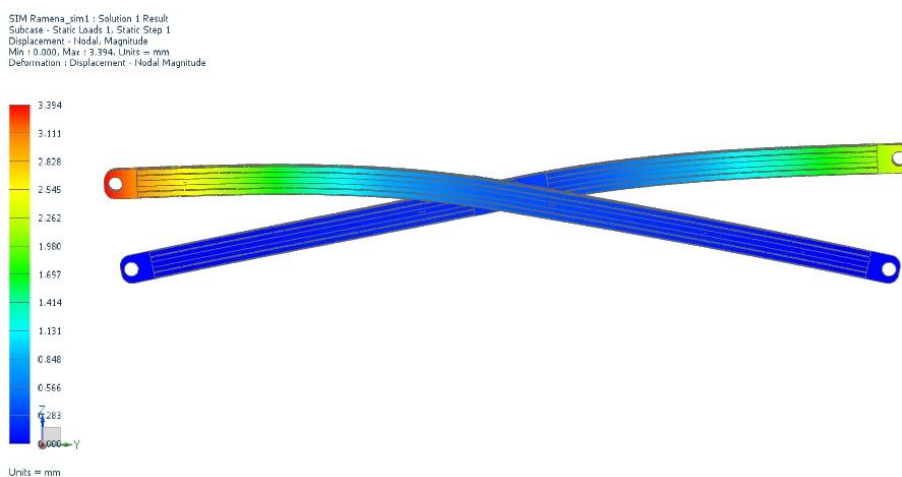
$$R_p 0,2 = 200 \text{ MPa}$$

Vyhodnocení velikosti napětí

$$200 > 77,92 \rightarrow R_p 0,2 > \sigma_{max}$$

$$k = \frac{R_p 0,2}{\sigma_{max}} = \frac{200}{77,92} = 2,57$$

Součást z pevnostního hlediska vyhovuje s koeficientem bezpečnosti $k = 2,57$.



Obrázek 40 - Ramena nůžkového mechanismu – zobrazení posunutí součásti

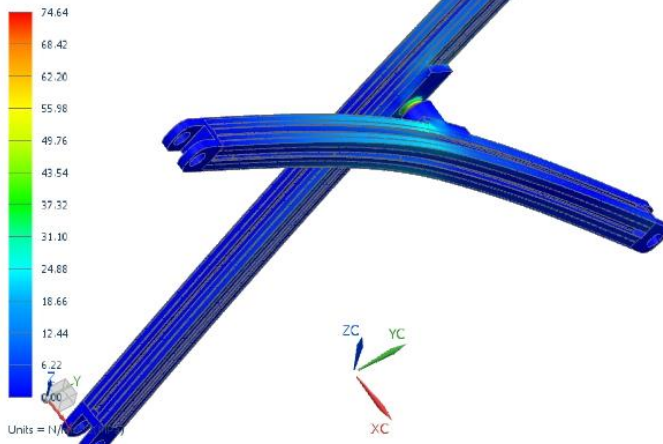
$$v_{max} = 3,39 \text{ mm}$$

$$4 > 3,39 \rightarrow v_D > v_{max}$$

Součást z hlediska požadované tuhosti vyhovuje.

Simulace ramen v horní poloze zvedáku

SIM ramena horní uvrat mechanismu 1_sim2 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element / Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 74.64, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



$$\sigma_{max} = 74,64 \text{ MPa}$$

$$R_p 0,2 = 200 \text{ MPa}$$

Vyhodnocení velikosti napětí:

$$200 > 74,64$$

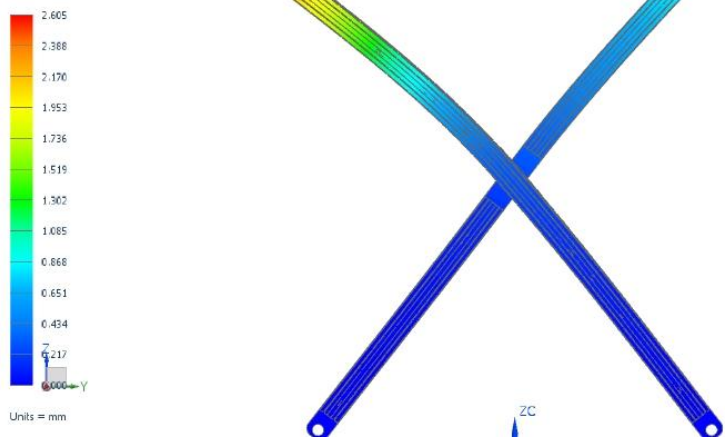
$$R_p 0,2 > \sigma_{max}$$

$$k = \frac{R_p 0,2}{\sigma_{max}} = \frac{200}{74,64} = 2,68$$

Obrázek 41 – Ramena nůžkového mechanismu – průběh napětí v součástech

Součást z pevnostního hlediska vyhovuje s koeficientem bezpečnosti $k = 2,68$

SIM ramena horní uvrat mechanismu 1_sim2 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 2.605, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 42 - Ramena nůžkového mechanismu - zobrazení posunutí součástí

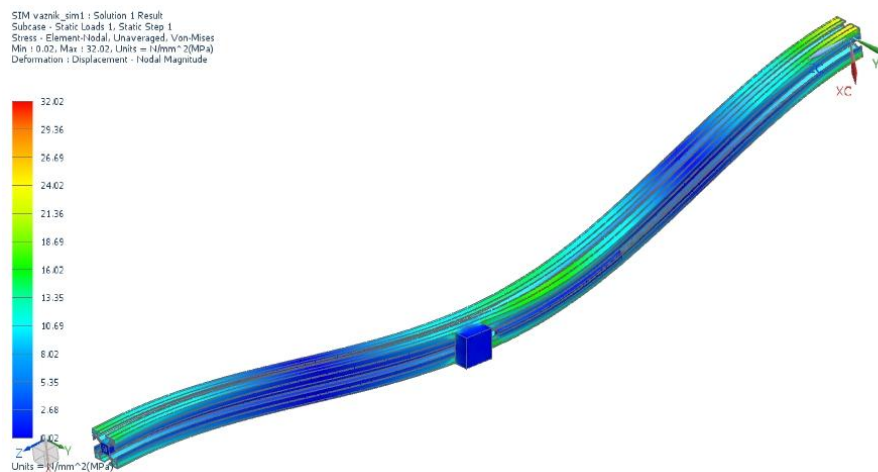
$$v_{max} = 2,6 \text{ mm}$$

$$4 > 2,6 \quad \rightarrow \quad v_D > v_{max}$$

Součást z hlediska požadované tuhosti vyhovuje.

8.9.2. Podélný nosník spodního rámu

Tato komponenta je tvořena profilem 40x40, jenž byl pro provedení simulace mírně upraven. Profil byl definován v prostoru funkcí „Fixed constraint“, která byla aplikována na každém konci profilu z čela. Dále byl pomocí funkce „User defined constraint“ zakázán profilu pohyb ve směru osy Y – tato funkce byla aplikována na průřez výstupku na boku profilu, který simuluje příčnou vzpěru rámu. Uvnitř drážky profilu byla vysunuta ploška délky 200 mm, která představuje styčnou plochu profilu a drážkových koleček v horní poloze mechanismu. Ta je následně zatížena silou vyplývající z výpočtů v kapitole 8.3. V horní poloze mechanismu je z celého jeho pracovního rozsahu největší zatížení této komponenty. Proto je provedena simulace právě pro tuto polohu. Komponenta byla v simulaci vyplněna prostorovou sítí konečných prvků 3D Tetrahedral Mesh(10) s automaticky vygenerovanou velikostí elementů. Materiál komponenty byl v knihovně softwaru nově vytvořen a hodnoty jeho mechanických vlastností souhlasí s údaji výrobce Maytec, uvedenými v katalogu 1/2011. Vzhledem k tomu, že jde o základní nosnou komponentu, je po konzultaci se zadavatelem práce stanovena hodnota jejího maximálního dovoleného průhybu 1 mm.



Obrázek 43 - Podélný nosník spodního rámu zvedáku - průběh napětí v součásti

$$\sigma_{max} = 32,02 \text{ MPa}$$

Materiálová hodnota meze kluzu je dle výrobce hliníkových profilů MayTec

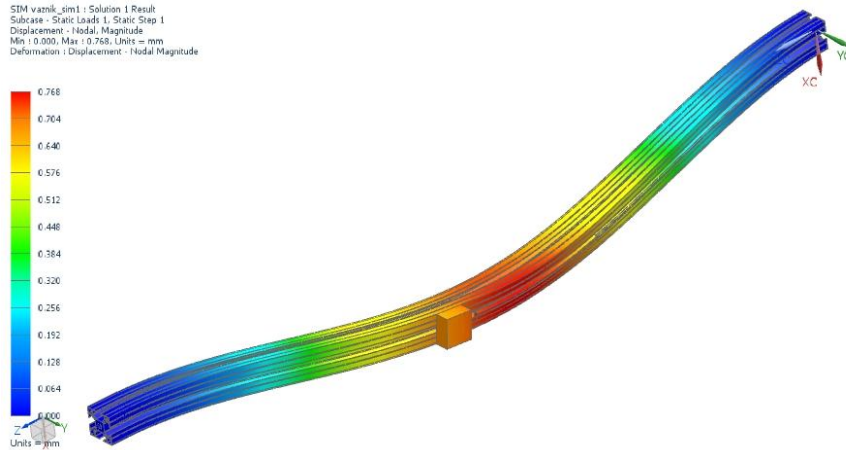
$$R_p 0,2 = 200 \text{ MPa}$$

Vyhodnocení velikosti napětí

$$200 > 32,02 \rightarrow R_p 0,2 > \sigma_{max}$$

$$k = \frac{R_p 0,2}{\sigma_{max}} = \frac{200}{32,02} = 6,25$$

Součást z pevnostního hlediska vyhovuje s koeficientem bezpečnosti $k = 6,25$.



Obrázek 44 - Podélný nosník spodního rámu zvedáku - zobrazení posunutí součásti

$$v_{max} = 0,768 \text{ mm}$$

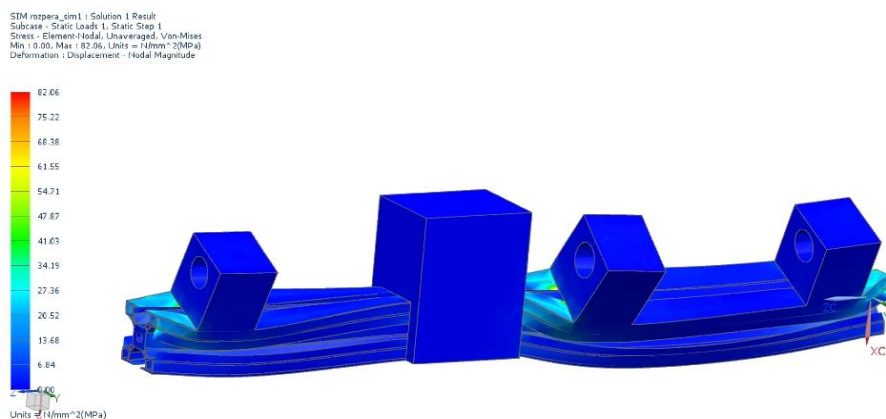
$$1 > 0,768 \quad \rightarrow \quad v_D > v_{max}$$

Součást z hlediska požadované tuhosti vyhovuje.

8.9.1. Příčná vzpěra mechanismu pojezdu

Tato komponenta je tvořena profilem 40x40, jenž byl pro simulaci upraven odstraněním radiusů. Dále byly na modelu profilu vysunuty objemové prvky simulující komponenty, s tímto profilem pevně spojené. Ty byly následně zatíženy všemi příslušnými silovými účinky, které byly spočítány pro uzel „B“ v kapitole 8.3. Profil byl zafixován pomocí funkce „User defined constraint“, která zakazuje pohyb ve směru osy Y na domku matice pohybového šroubu a funkce „Fixed constraint“, která je aplikována na obou koncích profilu z čela. Komponenta byla v simulaci vyplněna prostorovou sítí konečných prvků 3D Tetrahedral Mesh(10) s automaticky vygenerovanou velikostí elementů. Materiál komponenty byl v knihovně softwaru nově vytvořen a hodnoty jeho mechanických vlastností souhlasí s údaji výrobce Maytec, uvedenými v katalogu 1/2011. Simulace byla provedena pro obě krajní polohy mechanismu.

Simulace součásti v horní poloze mechanismu



Obrázek 45 - Příčná vzpěra mechanismu pojezdu - průběh napětí v součásti

$$\sigma_{max} = 82,06 \text{ MPa}$$

Materiálová hodnota meze kluzu je dle výrobce hliníkových profilů MayTec

$$R_p 0,2 = 200 \text{ MPa}$$

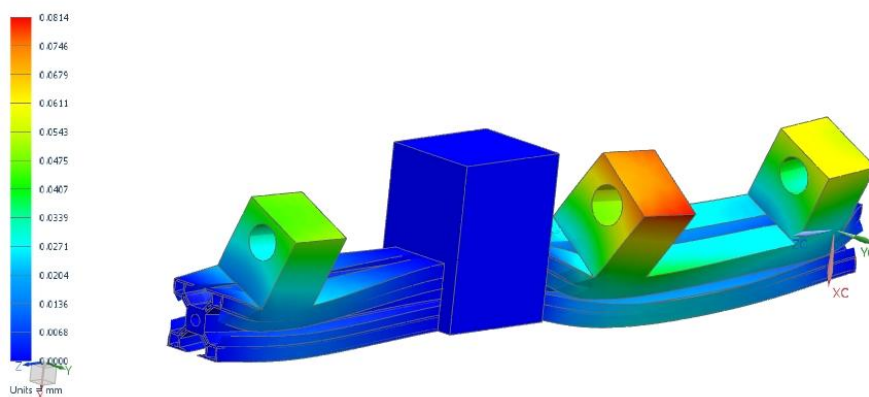
Vyhodnocení velikosti napětí

$$200 > 82,06 \rightarrow R_p 0,2 > \sigma_{max}$$

$$k = \frac{R_p 0,2}{\sigma_{max}} = \frac{200}{82,06} = 2,44$$

Součást z pevnostního hlediska vyhovuje s koeficientem bezpečnosti $k = 2,44$.

SIM rozpera_sim1 : Solution 1 Result
Subcase = Static Loads 1: Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0814, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 46 - Příčná vzpěra mechanismu pojezdu - zobrazení posunutí součásti

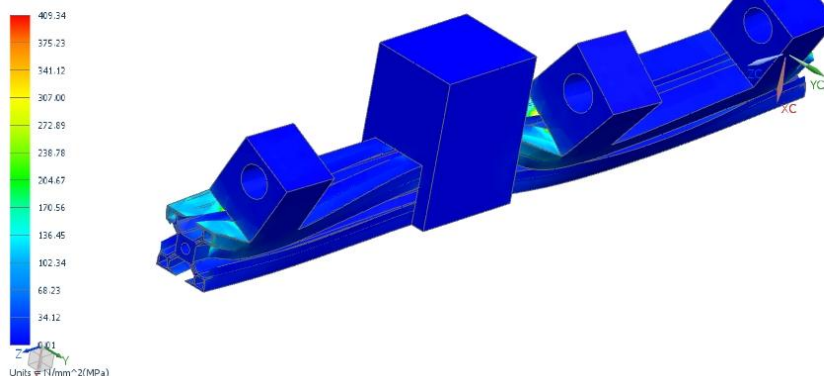
$$v_{max} = 0,08 \text{ mm}$$

$$1 > 0,08 \rightarrow v_D > v_{max}$$

Součást z hlediska požadované tuhosti vyhovuje.

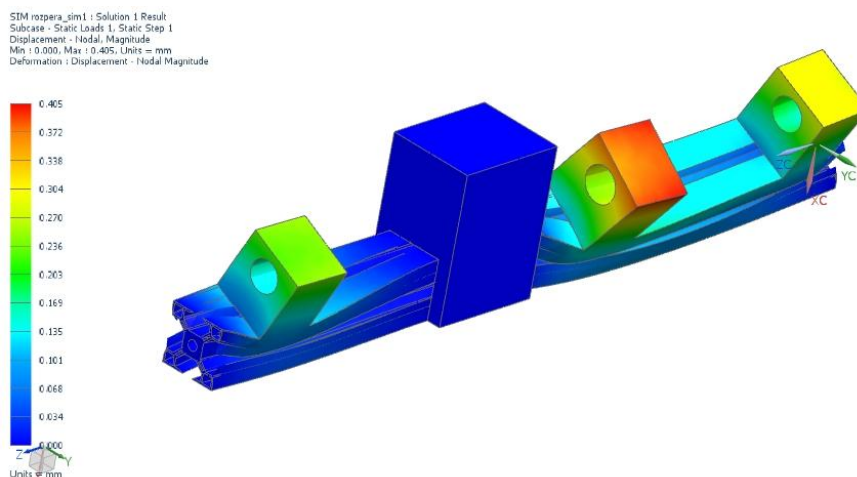
Simulace součásti v dolní poloze mechanismu

SIM rozpera_sim1 : Solution 1 Result
Subcase = Static Loads 1: Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.01, Max : 409.34, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 47 - Příčná vzpěra mechanismu pojezdu - průběh napětí v součásti

Při vyhodnocení této simulace je zapotřebí provést krátký rozbor výsledků. Ve výsledcích se objevují špičky napětí dosahující hodnot až 400 MPa. Po důkladné prohlídce barevného zmapování průběhu napětí je zřejmé, že se tyto špičky napětí objevují v rozích pevného spojení profilu a přidružených komponent. Tento spoj je však v simulaci zjednodušen a jeho podoba zcela neodpovídá realitě. Špičky napětí se též objevují jen lokálně a jsou koncentrovány do několika málo uzlů sítě konečných prvků. Lze tedy tvrdit, že reálné napětí bude v daných místech řádově menší a že vysoké hodnoty maximálního napětím, které vzešly ze simulace, jsou zapříčiněny nedokonalostí výpočtu. Z průběhu napětí a též ze simulace posunutí součásti je zřejmé, že napětí v celém objemu součásti je rozloženo rovnoměrně a jeho hodnota se pohybuje v intervalu do 100 MPa. V závislosti na tomto tvrzení jsou vzniklé špičky napětí zanedbány a součást je pokládána za vyhovující.



Obrázek 48 - Příčná vzpera mechanismu pojezdu - zobrazení posunutí součásti

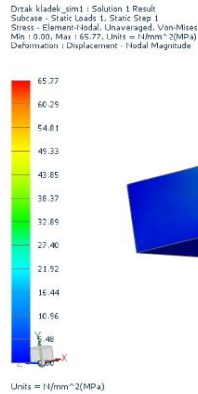
$$v_{max} = 0,405 \text{ mm}$$

$$1 > 0,405 \quad \rightarrow \quad v_D > v_{max}$$

Součást z hlediska požadované tuhosti vyhovuje.

8.9.1. Držák pohybových kladek

Tato součást je jednou z vyrobených komponent. Jde o svařenec z ocelového plechu tloušťky 5 mm. Pro simulaci byla tato součást vyplněna prostorovou sítí konečných prvků 3D Tetrahedral Mesh(10) s automaticky vygenerovanou velikostí elementů a jako materiál byla z knihovny softwaru vybrána ocel – „Steel“. Součást je v simulaci definována v prostoru pomocí funkce „Fixed constraint“ použité na styčné ploše s profilem pojezdového mechanismu. Vertikální zatěžující síla vypočítaná v kapitole 8.3. působí na otvory pro čepy kladek pojezdu. Maximální stanovený průhyb je 1 mm, mez kluzu zvoleného materiálu je 220 MPa.



Obrázek 49 - Držák pohybových kladek - průběh napětí v součásti

$$\sigma_{max} = 65,77 \text{ MPa}$$

Materiálová hodnota meze kluzu pro ocel 11 373, z níž je součást vyrobena, je

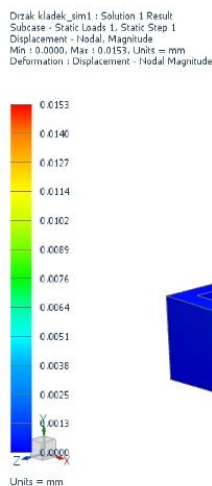
$$R_e = 220 \text{ MPa}$$

Vyhodnocení velikosti napětí

$$220 > 65,77 \rightarrow R_e > \sigma_{max}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{220}{65,77} = 3,35$$

Součást z pevnostního hlediska vyhovuje s koeficientem bezpečnosti $k = 3,35$.



Obrázek 50 - Držák pohybových kladek - zobrazení posunutí součásti

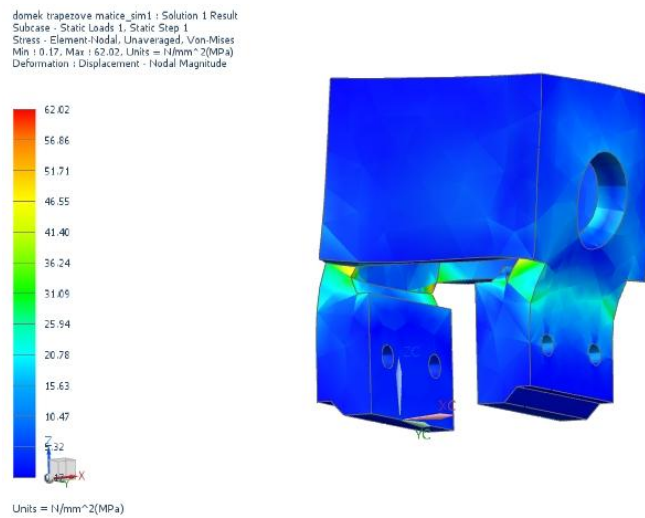
$$v_{max} = 0,405 \text{ mm}$$

$$1 > 0,405 \rightarrow v_D > v_{max}$$

Součást z hlediska požadované tuhosti vyhovuje.

8.9.1. Domek matice pohybového šroubu

Domek matice pohybového šroubu je konstruován jako svařenec z ocelového plechu tloušťky 10 mm. Pro simulaci byla tato součást vyplněna prostorovou sítí konečných prvků 3D Tetrahedral Mesh(10) s automaticky vygenerovanou velikostí elementů a jako materiál byla z knihovny softwaru vybrána ocel – „Steel“. Součást je v simulaci definována v prostoru pomocí funkce „Fixed constraint“ použité na obou styčných plochách s profilem 40x40, který tvoří příčnou vzpěru mechanismu pojezdu. Horizontální zatěžující síla vypočítaná v kapitole 8.3. (pro spodní polohu mechanismu – největší zatížení součásti) působí na vnitřní stěnu domku. Maximální stanovený průhyb součásti je 1 mm, mez kluzu zvoleného materiálu je 220 MPa.



Obrázek 51 - Domek matice pohybového šroubu - průběh napětí v součásti

$$\sigma_{max} = 62,02 \text{ MPa}$$

Materiálová hodnota meze kluzu pro ocel 11 373, z níž je součást vyrobena, je

$$R_e = 220 \text{ MPa}$$

Vyhodnocení velikosti napětí

$$220 > 62,02 \rightarrow R_e > \sigma_{max}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{220}{62,02} = 3,55$$

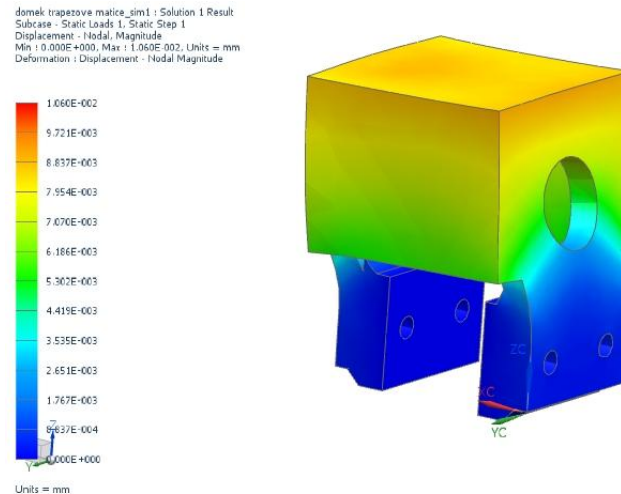
Součást z pevnostního hlediska vyhovuje s koeficientem bezpečnosti $k = 3,55$.

Vyhodnocení tuhosti součásti

$$v_{max} = 0,01 \text{ mm}$$

$$1 > 0,01 \rightarrow v_D > v_{max}$$

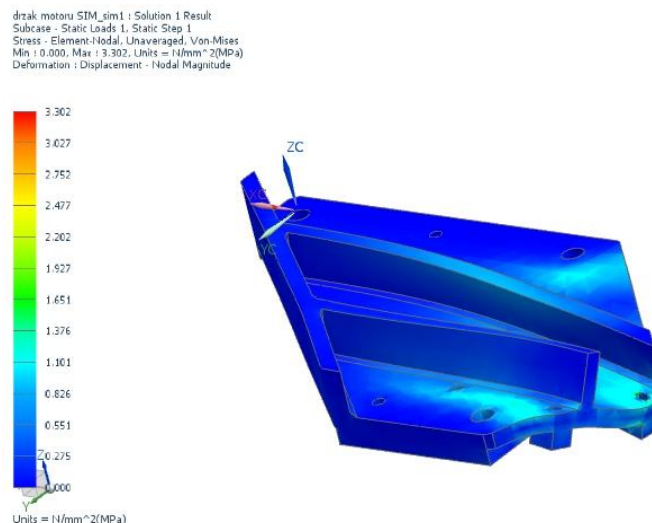
Součást z hlediska požadované tuhosti vyhovuje.



Obrázek 52 - Domek matice pohybového šroubu - zobrazení posunutí součásti

8.9.2. Držák motoru

Držák motoru je svařený z ocelového plechu tloušťky 10 mm. Pro simulaci byla tato součást vyplněna prostorovou sítí konečných prvků 3D Tetrahedral Mesh(10) s automaticky vygenerovanou velikostí elementů a jako materiál byla z knihovny softwaru vybrána ocel – „Steel“. Součást je v simulaci definována v prostoru pomocí funkce „Fixed constraint“ použité na styčných plochách s profily 80x40, k nimž je držák přimontován. Vertikální síla od hmotnosti pohonného ústrojí zavěšeného na držáku působí na dosedací plošky, které byly na modelu součásti pro simulaci vytvořeny. Zátěžná síla má hodnotu 216 N. Maximální stanovený průhyb součásti je 0,1 mm, mez kluzu zvoleného materiálu je 220 MPa.



Obrázek 53 - Držák motoru - průběh napětí v součásti

$$\sigma_{max} = 3,3 \text{ MPa}$$

Materiálová hodnota meze kluzu pro ocel 11 373, z níž je součást vyrobena, je

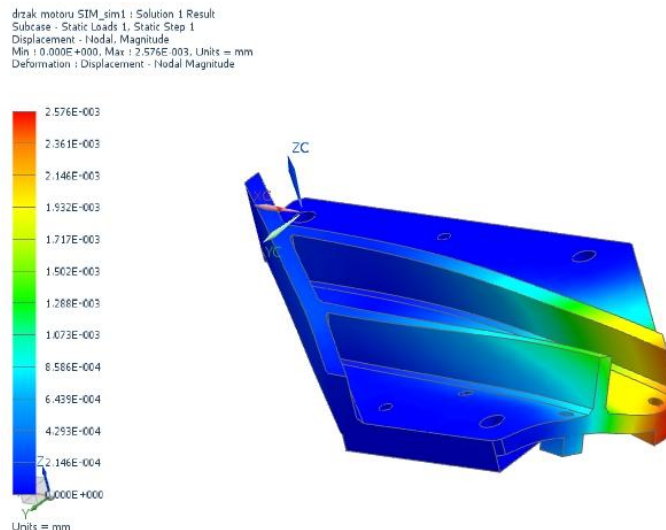
$$R_e = 220 \text{ MPa}$$

Vyhodnocení velikosti napětí

$$220 > 3,3 \quad \rightarrow \quad R_e > \sigma_{max}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{220}{3,3} = 66,7$$

Součást z pevnostního hlediska vyhovuje s koeficientem bezpečnosti $k = 66,7$.



Obrázek 54 - Držák pohonného ústrojí - zobrazení posunutí součásti

$$v_{max} = 0,003 \text{ mm}$$

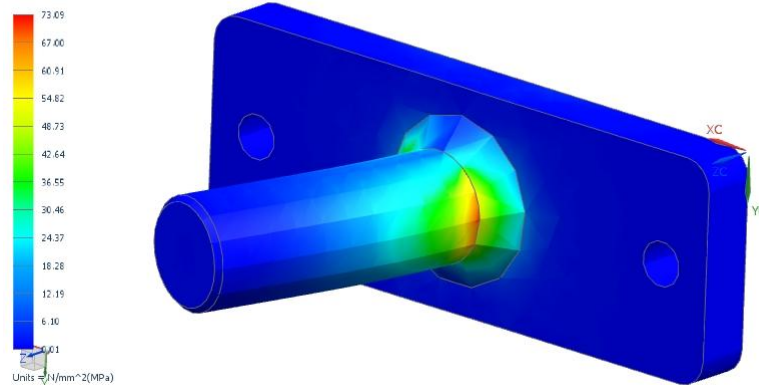
$$0,1 > 0,003 \quad \rightarrow \quad v_D > v_{max}$$

Součást z hlediska požadované tuhosti vyhovuje.

8.9.1. Čep nůžkového mechanismu

Čep nůžkového mechanismu je svařen z ocelového plechu tloušťky 10 mm a ocelové tyče Ø20 mm. Pro simulaci je tato součást vyplněna prostorovou sítí konečných prvků 3D Tetrahedral Mesh(10) s automaticky vygenerovanou velikostí elementů a jako materiál byla z knihovny softwaru vybrána ocel – „Steel“. Součást je v simulaci definována v prostoru pomocí funkce „Fixed constraint“ použité na styčné ploše příruby s profilem. Čep součásti je zatížen silou vypočtenou pro spodní polohu mechanismu (největší zatížení). Maximální stanovený průhyb součásti je 0,1 mm, mez kluzu zvoleného materiálu je 220 MPa.

priruba - kloub_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.01, Max : 73.09, Units = N/mm²(MPa)
Deformation - Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 55 - Čep nůžkového mechanismu - průběh napětí v součásti

$$\sigma_{max} = 73,09 \text{ MPa}$$

Materiálová hodnota meze kluzu pro ocel 11 373, z níž je součást vyrobena, je

$$R_e = 220 \text{ MPa}$$

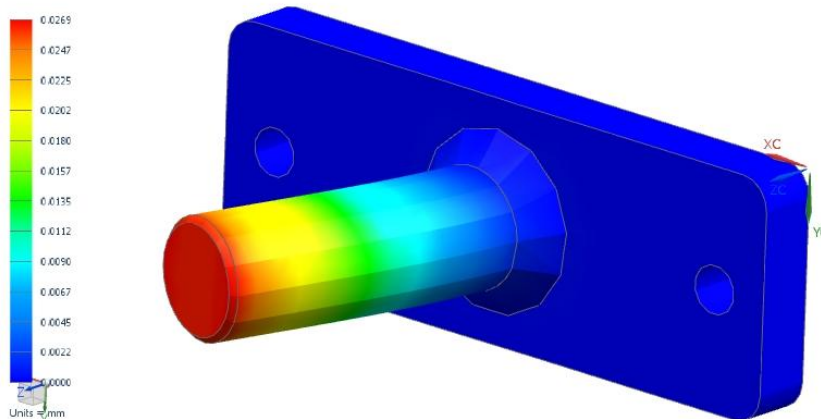
Vyhodnocení velikosti napětí

$$220 > 73,09 \rightarrow R_e > \sigma_{max}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{220}{73,09} = 3$$

Součást z pevnostního hlediska vyhovuje s koeficientem bezpečnosti $k = 3$.

priruba - kloub_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0269, Units = mm
Deformation - Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 56 - Čep nůžkového mechanismu - zobrazení posunutí součásti

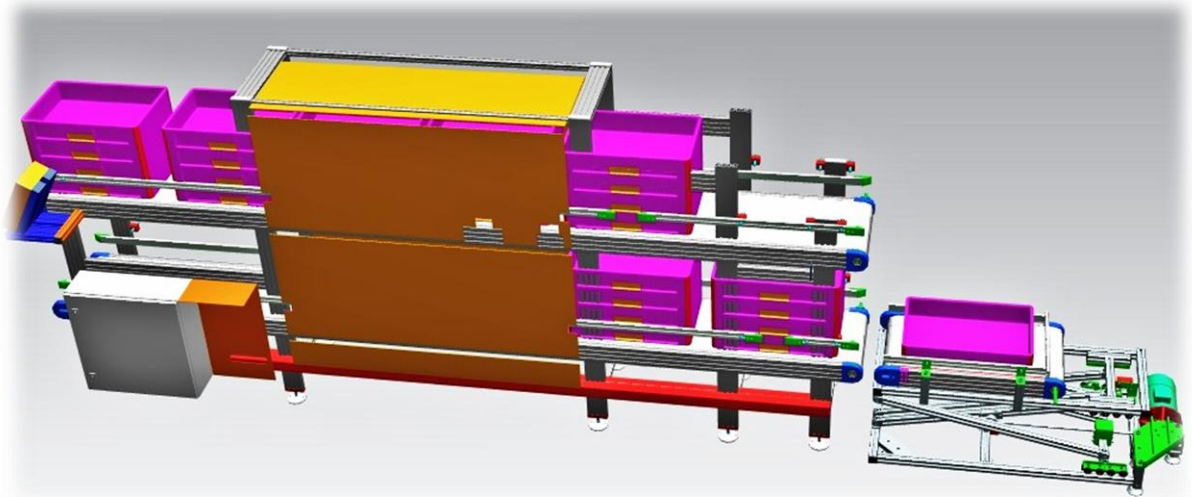
$$v_{max} = 0,026 \text{ mm}$$

$$0,1 > 0,026 \rightarrow v_D > v_{max}$$

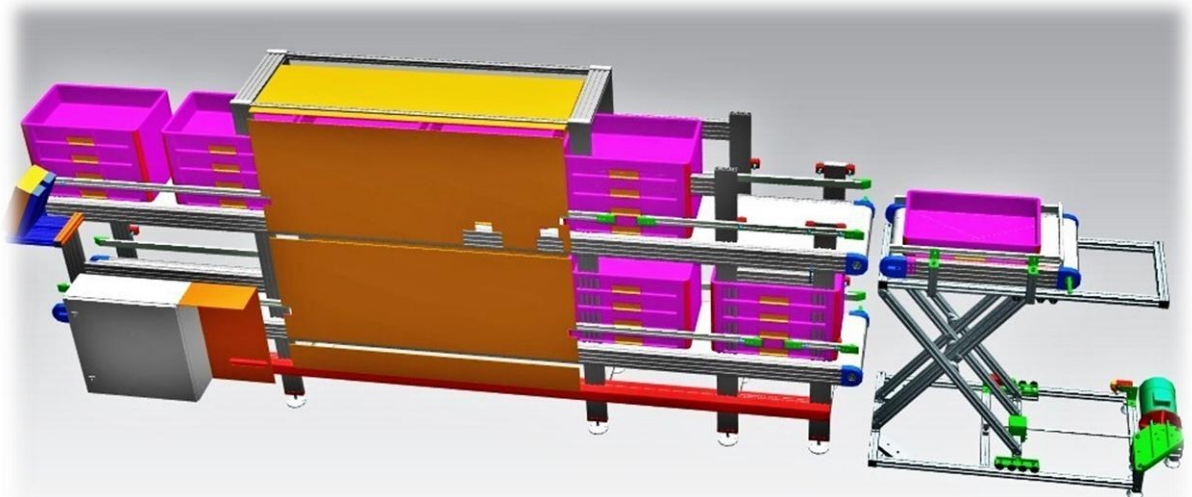
Součást z hlediska požadované tuhosti vyhovuje.

9. Vizualizace použití zvedáku v reálném provozu

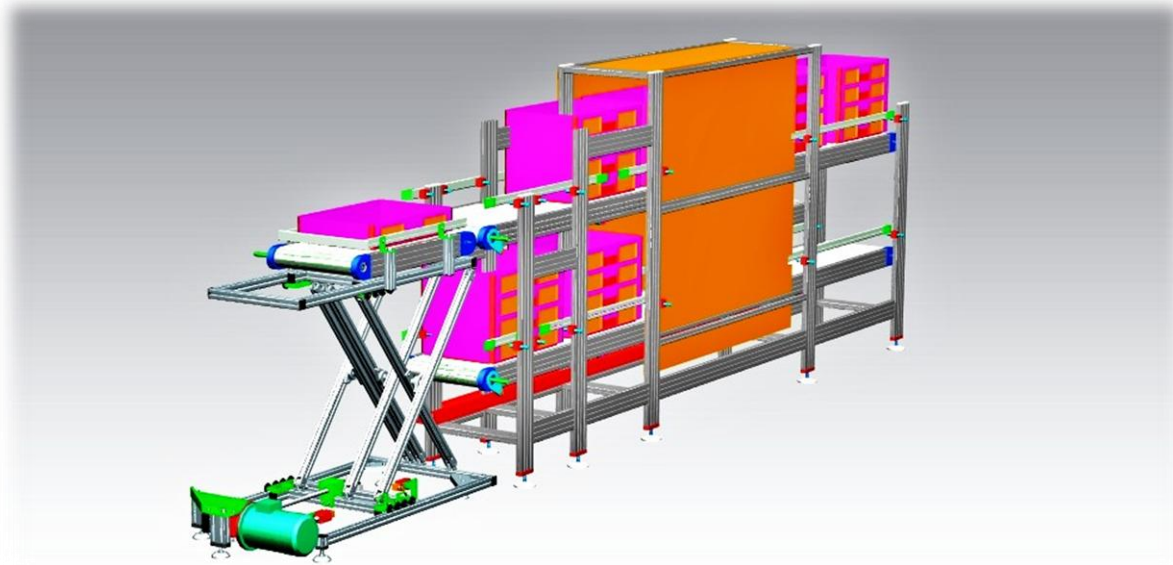
Na obr. 59 a 60 je zobrazen zvedák v sestavě pásového dopravníku, v níž nahrazuje řemenový výtah, který byl součástí původního řešení. Zvedák je na následujících obrázcích zobrazen ve svých krajních polohách – 550 a 1190 mm nad zemí.



Obrázek 57 - Sestava zvedáku a pásového dopravníku - dolní poloha zvedáku

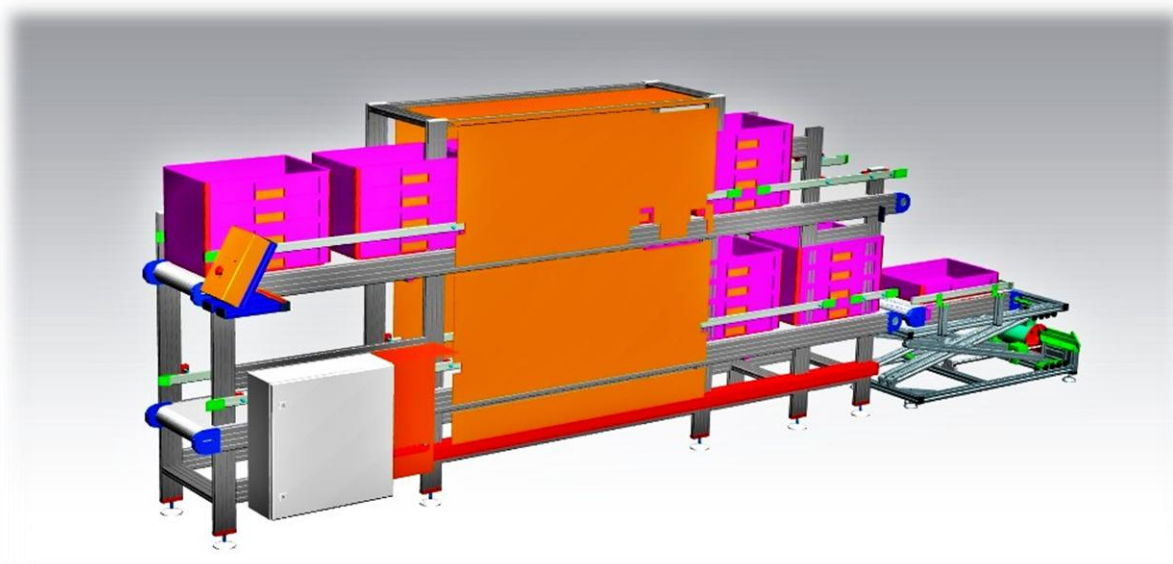


Obrázek 58 - Sestava zvedáku a pásového dopravníku - horní poloha zvedáku



Obrázek 59 - Sestava pásového dopravníku s nůžkovým zdvihacím stolem 1

Zvedák sbírá přepravky s nákladem z horního patra zvedáku a zakládá je do spodního patra a naopak. Pohyb přepravek je proveden navíjením pásu dopravníku neseného zvedákem. Zdvih zvedáku trvá přibližně 5 sekund, četnost zdvihů je v průměru 6 za hodinu v obou směrech.



Obrázek 60 - Sestava pásového dopravníku s nůžkovým zdvihacím stolem 2

10. Ekonomické hodnocení TS

Kalkulační schéma:

Přímý materiál + Ostatní přímé náklady
<hr/>
= Materiál celkem + Přímé mzdy + Výrobní režie
<hr/>
= Vlastní náklady výroby + Správní a odbytová režie
<hr/>
= Úplné vlastní náklady + Zisk
<hr/>
= Cena při prodeji za hotové + Rabat
<hr/>
= Prodejní cena

Polotovary použité na stavbu zvedáku

Polotovar	Množství
Profil 40x40 4E, LP	16 770 mm
Tyč Ø20 ČSN 42 5510.12 – 11 373.0	225 mm
Plech P10 – ČSN 42 5310.11 – 11 373	0,03 m ²
Plech P5 – ČSN 42 5310.11 – 11 373	0,05 m ²
Plech P3 – ČSN 42 5310.11 – 11 373	0,03 m ²

Tabulka 8 - Výčet použitého materiálu - polotovary

Druh materiálu	Jednotková cena	Celková cena [Kč]
Profil MayTec 40x40 4E,LP	128,- Kč/m	2146
Ocel	85,- Kč/kg	1105
Cena celkem		3251,-Kč

Tabulka 9 - Cenová kalkulace použitých polotovarů

Nakoupené součásti

Materiál	Počet [ks]	Cena celkem [Kč]
Laufrolle E4	32	6176
ITEM Ball bearing hinge	12	4560
Sada spojovacích komponent „Verbinder“	20	557
Závitová destička „Nutstein“	90	540
Noha 14x100	6	282
Talířek k noze 14x100	6	246
Ložiskový komplet SKF FYTB 504 M	3	968
ŠROUB M8 x 20 ČSN 02 1111-8.8	35	24
ŠROUB M8 x 30 ČSN 02 1111-8.8	36	30
ŠROUB M8 x 40 ČSN 02 1111-8.8	2	2
ŠROUB M14 x 50 ČSN 02 1111-8.8	7	56
ŠROUB M6 x 60 ČSN 02 1111-8.8	6	6
PODLOŽKA 8 ČSN 02 1740.11	75	60
PODLOŽKA 6 ČSN 02 1740.11	12	8
PODLOŽKA 14 ČSN 02 1740.11	7	12
MATICE M8 ČSN 02 1740.11	32	48
MATICE M6 ČSN 02 1740.11	6	6
Poklička profilu 40x40	25	200
Poklička profilu 40x80	1	16
Závitová destička pro stavěcí nohy pro Profil 40x40	1	22
Závitová destička pro stavěcí nohy pro Profil 40x80	3	105
Kladka Rolle 39	16	3680
Rohová závitová destička pro stavěcí nohy	2	265
Sestava pohonného ústrojí	1	6080
CELKEM		23 949

Tabulka 10 - Výčet a kalkulace nakoupených součástí

Přímý materiál celkem = cena polotovaru + cena nakoupených komponent

$$3251 + 23\,949 = 27\,200, -\text{Kč}$$


POLOŽKA	KALKULAČNÍ ZÁKLADNA	SAZBA [%]	ČÁSTKA [Kč]
Přímé mzdy	Přímý materiál	100	27 200,-
Ostatní přímé náklady	Přímý materiál	5	1360,-
Výrobní režie	Přímé mzdy	110	29 920,-
Správní a odbytová režie	Vlastní náklady výroby	33,3	28 560,-
Zisk	Úplné vlastní náklady	12,5	14 280,-
Rabat	Cena (prodej za hotové)	20	48 552,-

Tabulka 11 - Cenová kalkulace položek výrobního procesu

Přímý materiál	27 200
+Ostatní přímé náklady	1360
= Materiál celkem	28 560
+Přímé mzdy	27 200
+ Výrobní režie	29 920
= Vlastní náklady výroby	85 680
+ Správní a odbytová režie	28 560
=Úplné vlastní náklady	114 240
+ Zisk	128 520
= Cena při prodeji za hotové	242 760
+ Rabat	11 198
Prodejní cena	291 312

Tabulka 12 - Ekonomická charakteristika navrženého technického systému

11. Technologický postup výroby držáku pohonného ústrojí

 <p>Západočeská univerzita v Plzni Fakulta strojní</p>		Technologický postup		Číslo výkresu: DW-2014-003		
		Název součásti: Držák pohonného ústrojí		Materiál: 11 373		Polotovar: Plech P10
				Hmotnost: 5,97 [kg]		Ks/rok:
						Ks/dávka: Dávka/rok:
Č. o.	Č. prac.	Popis operace	Typ stroje			
1	1-4	1 x Vypálit 375x225 a současně 6 x Ø 8, 3 x Ø 14 a 1 x Ø 20 dle výkresu DP-1 P10 – ČSN 42 5310.11	Laser			
2	1-4	1 x Vypálit 213x30 P10 – ČSN 42 5310.11	Laser			
3	1-4	1 x Vypálit 280x30 P10 – ČSN 42 5310.11	Laser			
4	1-4	1 x Vypálit 200x30 P10 – ČSN 42 5310.11	Laser			
5	4-1	Svařit (2) a (1) dle výkresu	Svařovací stolice			
6	4-1	Svařit (3) a (1) dle výkresu	Svařovací stolice			
7	4-1	Svařit (4) a (1) dle výkresu	Svařovací stolice			
8	4-2	Kontrola rozměrů, rovnání				
9	5-1	Očištění povrchu	Pískovací box			
10	5-2	Odmaštění povrchu				
11	5-3	Lakování základní	Pneumat.pistole			
12	5-3	Pneumat.pistole	Pneumat.pistole			

Tabulka 13 - Technologický postup výroby držáku pohonného ústrojí

12. Závěr

Tato diplomová práce byla vytvořena v duchu reálného pracovního procesu. Po zmapování trhu byla sestavena trojice modelů splňujících obecné požadavky na daný produkt. Tato konstrukční řešení byla porovnána a bylo z nich vybráno právě to, které bylo shledáno za nejvýhodnější. I toto řešení bylo však v průběhu detailního zpracování konstrukce operativně modifikováno. Tyto modifikace byly učiněny v návaznosti na provedené výpočty tak, aby výsledné konstrukční řešení bylo co nejvýhodnější z hlediska funkčnosti, životnosti, výrobních nákladů apod. Všechny návrhy a výsledky výpočtů byly interaktivně konzultovány se zákazníkem (konzultantem) tak, aby bylo docíleno nejlepšího možného pochopení zákaznických požadavků na technický systém a jejich následného splnění. Všechny učiněné konzultace proběhly formou rovnocenné diskuse.

Původní záměr zákazníka na použití trapézového šroubu pro pohon mechanismu byl změněn na základě provedených výpočtů a cenového srovnání navržených pohonných aparátů. Zvedák je tedy poháněn kuličkovým šroubem a menším elektromotorem. Tato změna je dobrým příkladem smysluplnosti učiněných konzultací. Zákazníkovi byl též předložen návrh konstrukce, v němž byla ramena nůžkového mechanismu tvořena výpalky z ocelového plechu. To by minimalizovalo pružení mechanismu při změně pohybu, z hlediska výrobních nákladů a operability konstrukce se však ukázalo toto řešení jako nevýhodné.

Výsledný konstrukční návrh je funkční a splňuje všechny stanovené požadavky. Provedené simulace pevnosti a tuhosti potvrdily únosnost tohoto technického produktu a z cenového hlediska je zvedák vůči původnímu řešení konkurenceschopný. Výběr z obou řešení tedy záleží jen na uživatelských požadavcích, neboť každý zvedák se svými rozměry hodí do jiných zástavbových prostor a umožňuje různý přístup k nákladní ploše.

13. Seznam zdrojů

13.1. Knižní publikace

- [1] DRAŽAN, F., JEŘÁBEK, K.: *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL, 1979.
- [2] HOSNEDL, S.: *Systémové navrhování technických produktů*. Plzeň: ZČU, 2004.
- [3] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.: *Příručka strojního inženýra 1*. Brno: Computer Press, 1999.
- [4] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.: *Příručka strojního inženýra 2*. Brno: Computer Press, 2000.
- [5] KLEINOVÁ, J.: *Ekonomické hodnocení výrobních procesů*. Plzeň: ZČU, 2009.
- [6] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA, 2003.

13.2. Internetové publikace

- [7] Engel [online]. 2015 [cit. 2015-02-03]. Dostupný z WWW:
< <http://www.engelglobal.com>>.
- [8] The handling and storage shop [online]. 2015 [cit. 2015-02-03]. Dostupný z WWW: < <http://shop.handling-storage.co.uk>>.
- [9] Solvinginc [online]. 2015 [cit. 2015-02-03]. Dostupný z WWW:
< <http://www.solvinginc.com>>.
- [10] Brightcast Powered Access [online]. 2015 [cit. 2015-02-03]. Dostupný z WWW:
<www.brightcast.co.uk>.
- [11] MayTec [online]. 2015 [cit. 2015-02-03]. Dostupný z WWW:
<<http://www.maytec.org>>.
- [12] Item international [online]. 2015 [cit. 2015-02-03]. Dostupný z WWW:
< <http://www.item24.com>>.
- [13] Matis industrial components [online]. 2015 [cit. 2015-03-06]. Dostupný z WWW: < <http://www.matis.cz>>.
- [14] HI-WIN [online]. 2015 [cit. 2015-05-02]. Dostupný z WWW:
< <http://www.hiwin.cz>>.