

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Modul výtahu z hliníkových profilů

Autor: **Bc. Jiří SYNÁČ**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Václav VANĚK, Ph.D.**

Akademický rok 2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jiří SYNÁČ**

Osobní číslo: **S14N0057P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**

Název tématu: **Modul výtahu z hliníkových profilů**

Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Konstrukční návrh vedení. Konstrukční návrh modulu, analýza zdvihů. Pevnostní analýza a dimenzování. Výběr vhodného pohonu.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše, specifikace požadavků, analýza stávajícího stavu
2. Varianty řešení
3. Hodnocení variant a výběr optimální varianty
4. Konstrukční návrh vybrané varianty
5. Zhodnocení práce, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1.. Brno: Computer-Press, 1999

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 2.. Brno: Computer-Press, 2000

REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F. Jeřáby 1.. Praha: SNTL, 1974

REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F. Jeřáby 2.. Praha: SNTL, 1975


Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Václav Vaněk, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Zbyněk Swaczyna**
Engel s.r.o., Kaplice

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2016**
Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2016

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

V Plzni dne

.....
podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl především poděkovat vedoucímu práce, panu Doc. Ing. Václavu Vaňkovi, Ph.D., za jeho odborné rady a čas, který věnoval tvorbě této diplomové práce.

Také bych rád poděkoval panu Ing. Miroslavu Duníkovi za jeho cenné rady v průběhu tvorby této práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Synáč	Jméno Jiří		
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Vaněk, Ph.D.	Jméno Václav		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Modul výtahu z hliníkových profilů			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	103	TEXTOVÁ ČÁST	84	GRAFICKÁ ČÁST	19
---------------	-----	---------------------	----	--------------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Předkládaná diplomová práce se zabývá řešením modulu výtahu pro přepravu komponent z prostoru obsluhy do pracovního prostoru robota a vstřikovacího lisu. Hlavním cílem práce bylo vytvoření konstrukčních variant modulu výtahu a provedení statické pevnostní kontroly pro vybranou konstrukční variantu. Práce dále zahrnuje dispoziční výkres, výkresy sestavení a výrobní výkresy.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">modul, funkční části, hlavní parametry, zatížení, statický výpočet, model, návrh konstrukce, pevnostní analýza, výkresová dokumentace</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Synáč	Name Jiří	
FIELD OF STUDY	2302T019 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of degrees) Doc. Ing. Vaněk, Ph.D.	Name Václav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Module of the lift from aluminium profiles		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	103	TEXT PART	84	GRAPHICAL PART	19
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The presented diploma thesis deals about a module lift solutions for component transport from the operator's space to work space robot and injection molding machine. The main purpose of this thesis was to create a design variants of the module of the lift and performing a static strength check for selected design variant. The thesis also includes layout drawing, drawings assemblies and production drawings.
KEY WORDS	module, functional parts, main parameters, load, static calculation, model, construction design, strength analysis, drawing documentation

Obsah

1. Úvod	1
1.1. Specifikace požadavků	1
1.2. Představení firmy	2
2. Rešerše	5
2.1. Historie výtahů	5
2.2. Rozdělení výtahů	7
2.3. Hlavní části výtahu	8
3. Základní druhy profilů dle materiálu	9
3.1. Ocelové profily	9
3.1.1. Otevřené ocelové profily	9
3.1.2. Uzavřené ocelové profily (jäckely)	10
3.2. Hliníkové profily	10
3.2.1. Otevřené hliníkové profily	11
3.2.2. Uzavřené hliníkové profily	11
3.2.3. Stavebnicové profily	11
4. Dopravníky	13
4.1. Rozdělení dopravníků	13
4.2. Pásové dopravníky	13
5. Koncepční varianty hlavních částí modulu výtahu	15
5.1. Rám	15
5.1.1. Ocelový rám	15
5.1.2. Hliníkový rám	16
5.2. Vedení	17
5.2.1. Lineární vedení	17
5.2.2. Vodítkové vedení	20
5.3. Pohon	24
5.3.1. Pneumatický lineární pohon	24
5.3.2. Výtahový stroj	26
5.3.3. Lineární aktuátory a kuličkové šrouby	29
5.3.4. Lineární jednotka úplná	34
5.4. Konzola	36
6. Varianty celkového řešení modulu	39
6.1. Varianta A	39
6.2. Varianta B	40

6.3. Varianta C	42
6.4. Současný stav	44
7. Hodnocení varianta a výběr optimální varianty	45
8. Výpočetní řešení metodou konečných prvků	46
8.1. Model	46
8.2. Náhrada svarů	47
8.3. Okrajové podmínky	47
8.4. Nastavení sítě	48
8.5. Výpočtový model	49
8.6. Prvotní výsledky	50
8.6.1. Deformační kontrola	50
8.6.2. Pevnostní kontrola	52
8.7. Úprava konstrukce	53
8.8. Výsledky po úpravě	54
8.8.1. Deformační kontrola	54
8.8.2. Pevnostní kontrola	56
8.9. Shrnutí výsledků	57
9. Konstrukční návrh vybrané varianty	59
9.1. Výpočet životnosti lineární jednotky úplné	61
9.2. Výsledky vypočtené životnosti	70
10. Zhodnocení práce, závěr	71
11. Seznam použité literatury	72
12. Seznam obrázků	73
13. Seznam tabulek	75
14. Seznam příloh	75

Přehled použitých zkratk a symbolů

Al	Aluminium (hliník)
Mg	Magnesium (hořčík)
Si	Silicium (křemík)
F	Fluor (flór)
MKP	Metoda konečných prvků
CNC	Computer numeric control
PC	Počítač
3D	Trojdimenzionální
ČSN	Česká státní norma
DIN	Deutsche Industrie-Norm (Německá národní norma)
PVC	Polyvinylchlorid

Poznámka:

V seznamu nejsou uvedeny symboly, zkratky a jednotky, které jsou vypsány přímo pod jednotlivými kapitolami.

1. Úvod

Tématem diplomové práce je návrh modulu výtahu z hliníkových profilů, který slouží k přepravě plastových přepravek, do nichž se umisťují výrobky ze vstřikovacích forem. Cílem je vytvoření konstrukčního návrhu výtahu se zaměřením na vedení, pohon a konzoly. Práce byla zadána firmou Engel strojírenská s. r.o., která bude představena v podkapitole níže.

Výrobky, které prošly procesem vstřikování, jsou přepravovány v plastových přepravekách a liší se zejména hmotnostmi, rozměry, počtem a typem materiálu. Rozměry výrobků se liší dle typu použité vstřikovací formy a stavu jejich opracování.

Modul výtahu slouží k přemístění beden, které jsou přepravovány po pásovém dopravníku od obsluhy na horní větvi až na výtah, který po naložení výrobků ze vstřikovací formy sjede do dolní úvratě na dolní větev a vrací se zpátky k obsluze. Výrobky jsou nakládány pomocí robotické ruky, protože dokáže pracovat i v prostředí pro člověka škodlivém a nebezpečném.

Je nutné provést pevnostní a deformační kontrolu konzoly, která je jednou z nejvíce namáhaných součástí celého modulu výtahu. Přenáší váhu od vlastní hmotnosti pásového dopravníku, jeho poháněcího ústrojí a přepravovaných výlisků v plastové přepravce.

Vzhledem k požadavkům bylo navrženo několik možných variant konstrukčního řešení hlavních částí modulu výtahu, z nichž byly vybrány tři varianty celkového řešení modulu. Následně došlo k detailnímu rozpracování optimální varianty. Výstupem práce jsou 3D modely a výkresová dokumentace. Všechny modely a výkresy byly vytvořeny v programu Autodesk Inventor 2010 a pevnostní kontrola, pomocí MKP, byla provedena v programu Siemens NX 11.0. Na závěr práce bylo provedeno technickoekonomické hodnocení vybraného řešení.

1.1. Specifikace požadavků

Patrový dopravník slouží pro přepravu komponent z prostoru obsluhy do pracovního prostoru robota a vstřikovacího lisu ENGEL a zpět. Navrhněte modul výtahu pro takovýto patrový dopravník. Základní konstrukci navrhněte z hliníkových profilů. Stávající lineární vedení s kuličkovým ložiskem porovnejte s dalšími možnostmi, např. se systémem „kladka v drážce“ hliníkového profilu a zvolte vhodné provedení. Proveďte kontrolu únosnosti a životnosti vedení. Navrhněte vhodný pohon zdvihu (pneumatický válec, elektromotor, elektrická osa, aj.). Navrhněte několik koncepčních variant a vyberte (sub)optimální řešení. Vypracujte konstrukční návrh vybrané varianty s ohledem na výrobní náklady, ergonomii obsluhy a bezpečnosti práce. Vypracujte výrobní výkresovou dokumentaci.

Zadané hodnoty: zdvih = 640 mm
 přepravní rychlost = 0,2 m/s

1.2. Představení firmy Engel strojírenská s.r.o.

Společnost ENGEL zajišťuje výrobu vstřikovacích lisů a konstrukcí strojů na zpracování plastů. Vyrábí také dopravníkové systémy, hliníkové systémy, podesty, zdvihací stoly a další. Zaměřuje se na karosérie, interiéry, osvětlení, klimatizace, bezpečnostní a ovládací prvky vozů, kbelíky, víčka či uzávěry.

Odborná způsobilost a blízkost k zákazníkům po celém světě: společnost ENGEL je zastoupena devíti výrobními závody na strategických místech v Evropě, Severní Americe a Asii. Každý z těchto závodů se specializuje na špičkovou výrobu vybraných produktových segmentů společnosti ENGEL a může rychle reagovat na požadavky příslušného trhu. [1]



Obrázek 1 - Budova firmy ENGEL v Kaplici

Historie společnosti ENGEL je příběhem o úspěchu, ve kterém společně se svými zaměstnanci dennodenně pokračuje.

- 1945 - založení firmy panem Ludwigem Engelem
- 1948 - patentován první lis na plasty ENGEL
- 1952 - na trh přichází první vstřikovací stroj ENGEL
- 1959 - kompletní řada vstřikovacích strojů ENGEL na trhu
- 1965 - dcera Ludwiga Engela Irene a její manžel Georg Schwarz přebírají vedení společnosti
- 1968 - ENGEL zavádí elektronické řízení jako standard
- 1972 - založení první zahraniční pobočky ENGEL
- 1977 - společnost ENGEL buduje první výrobní závod mimo Rakousko
- 1980 - zahájení vývoje a výroby lineárních robotů v Dietachu
- 1988 - otevření závodu na výrobu velkých strojů ENGEL v St. Valentinu
- 2001 - otevření výrobního závodu ENGEL v Pyungtaeku, Korea
- 2003 - Peter Neumann se stává předsedou vedení společnosti ENGEL HOLDING
- 2007 - otevření výrobního závodu pro velké stroje ENGEL v Šanghaji, Čína
- 2009 - otevření závodu ENGEL v Kaplicích, Česká republika
- 2013 - společnost ENGEL je vedoucí společností na trhu s výrobními pobočkami v Rakousku, České republice, Německu, Číně a Koreji i s 29 obchodními pobočkami po celém světě [1]

Široká škála uplatnění v různých typech oborů:

1) Automotive

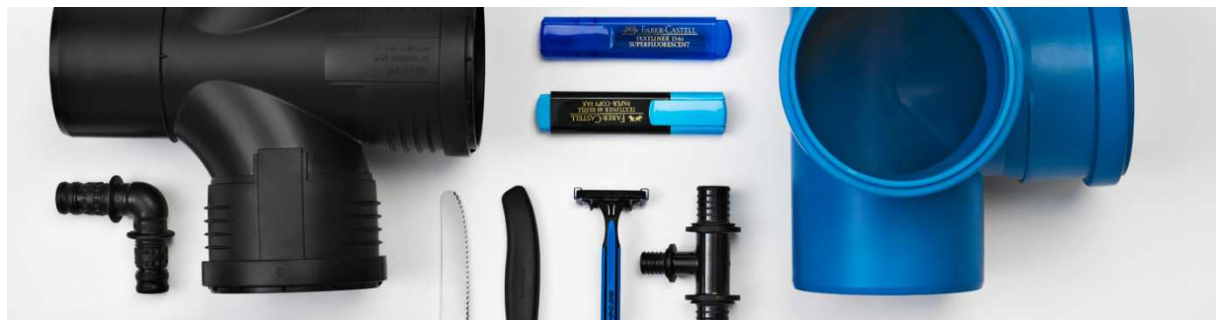
- karosérie
- interiér
- osvětlení
- klimatizace
- prostor motoru
- bezpečnostní a ovládací prvky
- kompozity



Obrázek 2 - Automotive [1]

2) Technical moulding

- armatury a vodárenská technika
- domácnost a bílé zboží
- stavba, zahrada a elektro
- nábytek a kancelářské potřeby
- hračky
- sport a volný čas



Obrázek 3 - Technical moulding [1]

3) Teletronics

- Mobilní komunikace
- Displeje
- Zábavní a počítačová elektronika
- Autoelektronika
- Konektory a senzory
- Funkční povrchy



Obrázek 4 - Teletronics [1]

4) Packaging

- Víčka a uzávěry
- Tenkostěnné nádoby
- Kbelíky a kulaté nádoby
- Velké nádoby a palety



Obrázek 5 - Packaging [1]

5) Medical

- Diagnostika
- Lékařská technika
- Farmaceutický průmysl
- Zdravotní péče



Obrázek 6 - Medical [1]

2. Rešerše

Tato část diplomové práce se zabývá počátky a historií výtahových systémů. Úsilí lidu zjednodušit si zdvihání těžkých břemen, nejčastěji při stavbách, dovedlo pokrok zdvihadel a výtahů až do dnešních podob 21. století.

2.1. Historie výtahů

Již ve 3. století př. n. l. cítili lidé potřebu ulehčit si zvedání těžkých břemen do výšin. Vynalezli tak první zdvihadla, předchůdce dnešních výtahů.

Slavný učenec Archimédes nejen nořil tělesa do kapaliny, ale také sestrojil první výtah velmi podobný těm, kterými jezdíme dnes. Kabina visela na konopném laně a do výšky ji zvedal ruční vrátek neboli rumpál.

Císař Nero (37 - 68 n. l.) vlastnil výtah s prvním bezpečnostním prvkem - případný pád tlumily nafouknuté kožené měchy.

O králi Slunce, Ludvíku XIV. (1638 - 1715), se traduje, že velmi nerad chodil do schodů. I proto mu jeho dvorní stavitel Velaye v roce 1743 postavil výtah, tehdy nazývaný jako létající židle. Jako první použil protizávaží, které vyvažovalo konstrukci výtahu. Ve Francii si výtah nesměl zřídit nikdo kromě krále. Všichni prapředkové dnešního výtahu byli tedy poháněni lidskou, případně zvířecí silou.

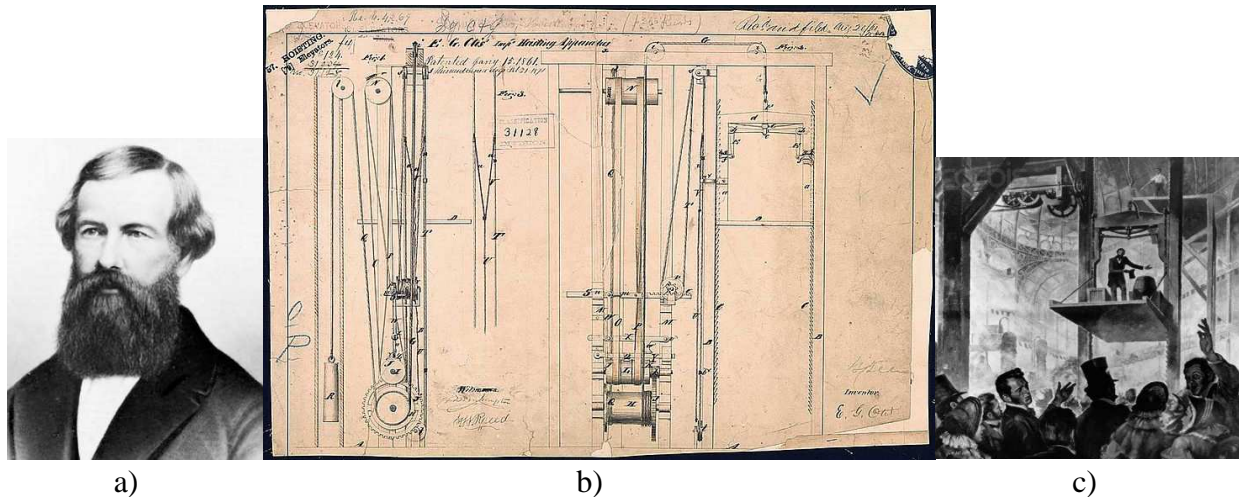
Důležitým mezníkem nejen pro výtahářství byla průmyslová revoluce. Za její symbol je považován vynález parního stroje. A ten byl v oblasti konstrukce výtahů náležitě využit.

V roce 1830 v anglickém městě Derby postavili Angličané Frost a Strutt první výtah na parní pohon.

V roce 1845 byl vynalezen první pneumatický výtah, o rok později byl uveden do provozu také první výtah s hydraulickým pohonem. Píst byl vložen do podzemního válce a kapalina (tehdy voda, dnes hydraulický olej) byla vstřikována do válce. Píst se tlakem vody zvedal a klesal, a tím se pohyboval i výtah. Tok vody ovládala obsluha lana určeného pro regulaci proudu vody. Hydraulické výtahy byly zvedány pístnicí umístěnou pod kabinou výtahu. Nepotřebovaly tedy protizávaží ani bezpečnostní zařízení - kabina výtahu klesala samotíží pouze takovou rychlostí, jakou se odpouštěla voda zpod pístu. Tento výtah byl instalován v císařském paláci ve Vídni. Později byla obsluha lany nahrazena pákovým ovládním, které bylo přesnější a plynulejší.

Éra nových výtahů byla započata v roce 1853 vynálezem výtahu s použitím lana, kladky a závaží. Tento výtah zvedal břemena podél šachtové zdi. Výtah měl tedy podobu dnešní konstrukce: po stranách byl veden vodítky a měl bezpečnostní zařízení, tzv. zachycovače, které v případě přetržení lana zabrzdlily kabinu výtahu.

Za tímto vynálezem stojí dnes už výtahářská legenda Elish G. Otis. Otisův výtah byl samozřejmě mnohem výkonnější než jeho předchůdce, a tak byl instalován nejprve v New York Crystal Palace, kde překovával dvě podlaží a později (v roce 1857) v obchodním domě E.V. Haughwout Co. v New Yorku. Obsluhoval pět podlaží rychlostí 0,2 m/s, což na tehdejší dobu byla nevídaná rychlost. Pro porovnání, dnešní výtahy jezdí obvyklou rychlostí do 2,5 m/s, nejrychlejší výtah na světě v Chalifově věži v Dubaji jezdí rychlostí 18 m/s, což je 65 km/h). [2]



a) Obrázek 7 - Elisha G. Otis [2]

b) Obrázek 8 - Patentový náčrt Otisova výtahu [2]

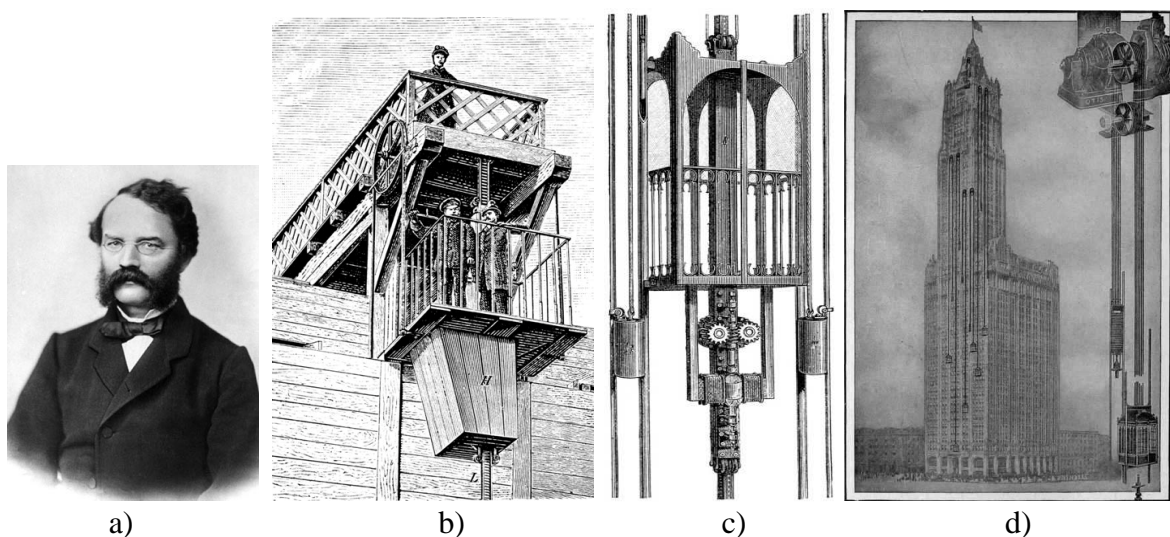
c) Obrázek 9 - Otisův výtah pro New York Crystal Palace [2]

V roce 1880 instaloval německý elektrotechnik a podnikatel Werner von Siemens výtah s elektrickým pohonem na průmyslové výstavě v Mannheimu. Jeho výtah měl elektromotor umístěný přímo pod podlahou a otáčel ozubeným pastorkem, který se tak posuňoval po ozubeném hřebenu.

S vývojem technologie se motor přesunul nad nejvyšší podlaží, kde poháněl lanový buben. Kabina tak byla opět zavěšena na lano. Nakonec však převládlo řešení, kdy je lano přehozeno přes lanovnici, kde je na jedné straně lano kabiny a na straně druhé lano závaží (tzv. lanové neboli trakční výtahy).

Toto řešení nabídlo staronové použití závaží. Uspořila se tak energie a bylo možné používat výtahy do výškových budov. Tam byly bubnové výtahy nepoužitelné - vzhledem k délce lana by tyto bubny dosahovaly neúnosných rozměrů.

V roce 1903 nahradil elektrický výtah ozubené převody a umožnil tak přepravovat náklad až 100 poschodí. Původní jednorychlostní motory byly nahrazeny motory multirychlostními a technologie elektromagnetu nahradila ruční přepínání a brzdění. Výtahy byly vybaveny ovládacími tlačítky a signálními systémy. [2]



a)

b)

c)

d)

- a) **Obrázek 10 - Werner von Siemens [2]**
- b) **Obrázek 11 - Siemensův elektrický výtah [2]**
- c) **Obrázek 12 - Motor Siemensova výtahu [2]**
- d) **Obrázek 13 - Výtah ve Woolworth Building v New Yourku [2]**

První (nákladní) výtah sestrojila ústecká firma Breitfeld - Daněk (jeden z předchůdců ČKD) v roce 1876 v pivovaru v Litoměřicích. Tato společnost se i později věnovala konstrukci především nákladních výtahů pro velké průmyslové podniky. S počátky výtahařství v Čechách jsou spjata jména jako Jan Prokop, A. Bílek či Edvard Schliegl.

První elektrický výtah s tlačítkovým zařízením jezdil v pražském hotelu Modrá hvězda. Také následník Rakousko - Uherského trůnu František Ferdinand d'Este si nechal ve svém sídle na zámku Konopiště postavit výtah.

O tom, že výtahy byly v minulosti královskou záležitostí, nás může přesvědčit kromě nechuti ke schodům Ludvíka XIV. a Františka Ferdinanda d'Este také nález pozůstatků jednoho z prvních výtahů u nás na zámku v Ploskovicích (datuje se do 20. let 18. století). Ve stejné době jako výtah v Ploskovicích vzniká pro potřeby Ferdinanda V. Dobrotivého výtah na zámku v Zákupích - ten je nejstarším dochovaným výtahem v českých zemích.

V letohrádku Belaria v zahradě českokrumlovského zámku se dochoval unikátní předchůdce jídelního výtahu. Připravené jídlo bylo tímto mechanismem přepraveno přímo do středu hodovní tabule. [2]

2.2. Rozdělení výtahů

Výtahy je možno rozdělit několika způsoby a podle různých kritérií:

1) dle druhu pohonu

- výtahy s elektrickým pohonem
- výtahy s hydraulickým pohonem
- výtahy s pneumatickým pohonem (téměř nepoužívané)

2) dle přepravovaných objektů

- výtahy pro přepravu osob a materiálu
- výtahy pro přepravu materiálu bez doprovodu osob
- lůžkové
- automobilové
- jídelní
- ad.

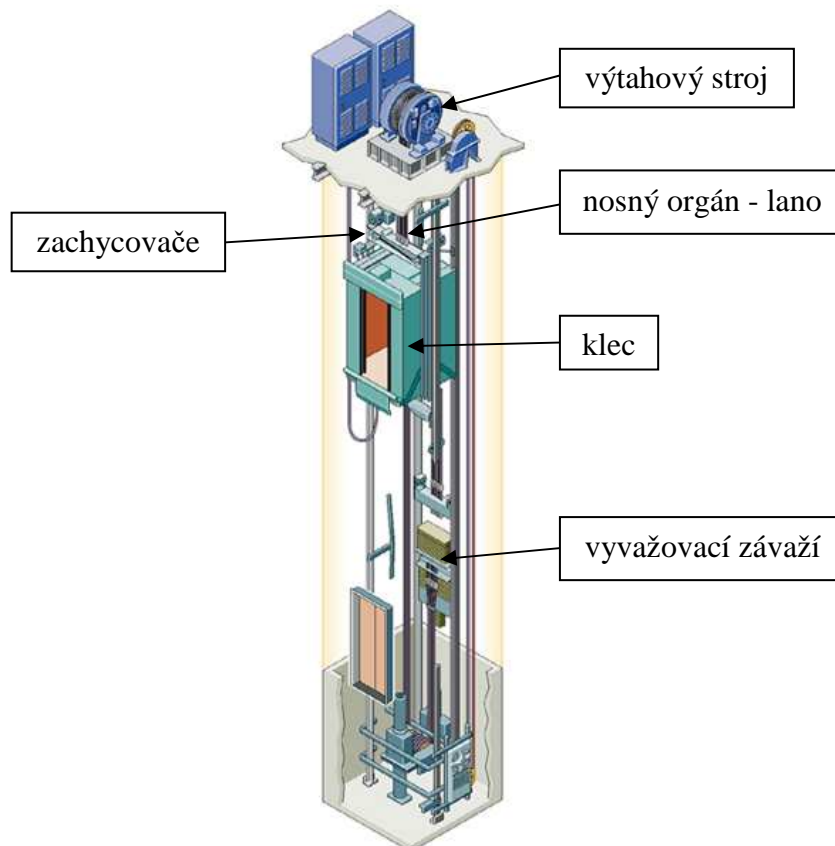
3) dle charakteru pracovního cyklu

- výtahy s přerušovaným cyklem (drtivá většina)
- výtahy s kontinuálním pracovním cyklem (páternostery) [14]

2.3. Hlavní části výtahu

Výtah je strojní zařízení, které je složeno z několika funkčních skupin a celků. V této podkapitole budou stručně popsány.

- 1) Nosné orgány - jedná se o řetězy, lana, plochá lana, na kterých je zavěšena klec a vyvažovací závaží.
- 2) Výtahový stroj - je zdvihacím ústrojím výtahu a je složen z hnacího elektromotoru, stavící brzdy, převodového ústrojí, z hnacího lanového kotouče (trakční pohon) nebo z navíjecího bubnu, případně řetězové kladky.
- 3) Klec - jde o část, ve které se přepravují osoby a náklady. Je tvořena ocelovým rámem, ve kterém je uložena kabina (u starších typů dřevěná, dnes většinou plechová). K rámu jsou připevněny:
 - závěs nosných orgánů
 - vodící prvky sloužící k vedení kabiny po vodítkách
 - zachycovače
- 4) Zachycovače - je to zařízení, které zachytí klec v případě přetržení nosných orgánů nebo překročí-li dopravní rychlost danou hodnotu. Impuls ke spuštění zachycovačů je dáván omezovačem rychlosti.
- 5) Vyvažovací závaží - vyvažuje váhu klece, příslušenství a část tíhy břemene (jmenovité nosnosti). Tato část je zpravidla 50%. U starších typů jde o betonový monolit, v dnešní době se používá ocelová konstrukce, do níž se vkládají betonové bloky.



Obrázek 14 - Hlavní části výtahu

3. Základní druhy profilů dle materiálu

Existuje mnoho druhů a rozsáhlé rozdělení hutního materiálu. V této kapitole budou představeny pouze dva základní druhy materiálů a jejich možné způsoby provedení.

Za nejčastěji používané se považují profily ocelové a profily hliníkové. Vysloužily si to svými mechanickými vlastnostmi, které jsou spjaty s vhodností pro většinu průmyslových odvětví, jako například: strojírenství, stavebnictví, těžký automobilový průmysl, doprava atp.

3.1. Ocelové profily

Ocelové profily se rozdělují podle způsobu využití na dva základní typy - otevřené a uzavřené profily. Často využívané jsou také ocelové profily pozinkované nebo z nerezové oceli.

Otevřené ocelové profily jsou válcovány na linkách, které umožňují dosažení vyšší flexibility produkce z hlediska nabízeného sortimentu o rozsahu dílčí zakázky. Dělí se převážně podle jejich tvaru na profily: I, L, U, C.

Uzavřené ocelové profily (jäckely) jsou vyráběny na válcovacích linkách určených k výrobě podélně svařovaných tenkostěnných profilů. Linky jsou vybaveny automatickými stříhacími mechanismy pro letný stříh. Dělí se převážně podle tvaru na profily: kruhové, čtvercové, obdélníkové a speciální.

Ocelové profily jsou zpravidla vyráběny z válcovaného pásu za tepla jakosti S235 či za studena válcovaného pásu jakosti DC 01 nebo pozinkovaného pásu. [5]



Obrázek 15 - Určité druhy ocelových profilů

3.1.1. Otevřené ocelové profily

Typy otevřených ocelových profilů:

a) Podle tvaru

- C profily
- L profily
- U profily
- I profily
- speciální profily

b) Podle rozměrů

- tenkostěnné
- silnostěnné

3.1.2. Uzavřené ocelové profily (jäckely)

Typy uzavřených ocelových profilů:

a) Podle tvaru

- kruhové profily
- čtvercové profily
- obdélníkové profily
- speciální profily

b) Podle rozměrů

- tenkostěnné
- silnostěnné

3.2. Hliníkové profily

Hliníkové profily se podobně jako ocelové profily, v podkapitole 3.1. výše, dělí na základní typy. Otevřené, uzavřené a speciální profily (stavebnicové).

Stavebnicové profily slouží ke stavbě nejrůznějších jednoúčelových strojů a zařízení. Základem systému jsou přesné eloxované hliníkové profily s podélnými drážkami a otvory pro upevnění spojovacích prvků a rozsáhlého příslušenství. Povrchové plochy jsou odolné proti korozi a poškrábání. Koncepce systému umožňuje velkou pružnost, vysokou přesnost i pevnost, ale také rychlou přestavitelnost a možnost opakovaného použití prvků systému.



Obrázek 16 - Určité druhy hliníkových profilů

3.2.1. Otevřené hliníkové profily

Typy otevřených hliníkových profilů:

a) Podle tvaru

- C profily
- L profily
- U profily
- I profily
- speciální profily

b) Podle rozměrů

- tenkostěnné
- silnostěnné

3.2.2. Uzavřené hliníkové profily

Typy uzavřených hliníkových profilů:

a) Podle tvaru

- kruhové profily
- čtvercové profily
- obdélníkové profily
- speciální profily

b) Podle rozměrů

- tenkostěnné
- silnostěnné

3.2.3. Stavebnicové profily

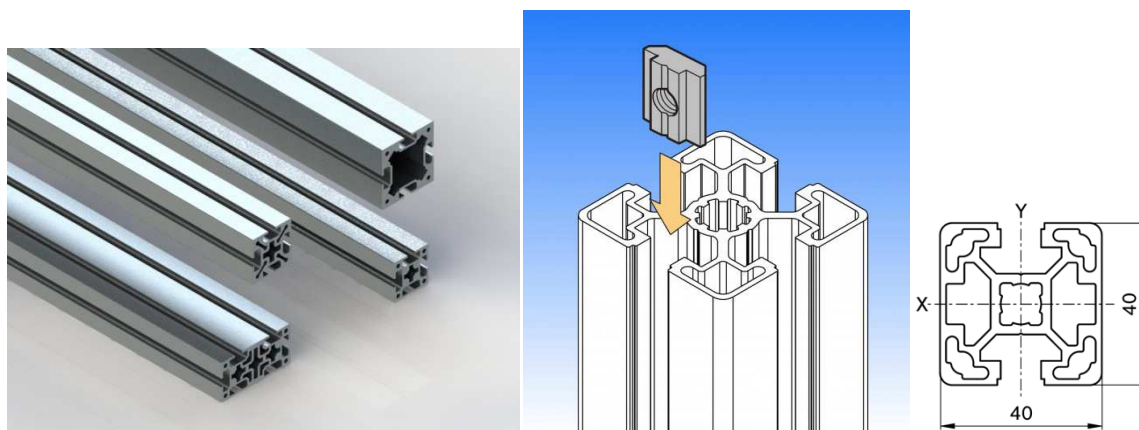
Stavebnicové profily nabízí širokou škálu využití. Řada různého příslušenství pak umožňuje sestavit vysoce funkční a přitom estetické aplikace. Hliníkové konstrukční stavebnicové profily MayTec lze využít především v průmyslu jako např.:

- výrobní linky
- rámy strojů
- dopravníkové a lineární systémy
- oplocení linek a robotických pracovišť
- protiprachový systém
- dílenská a montážní pracoviště [15]

Profily jsou z materiálu Al Mg Si 0,5 F 25 dle DIN 3.3206.72 opatřené přírodním eloxem o tloušťce 15 mikronů. Tato povrchová úprava dává profilům velice pěkný vzhled, a tudíž se hodí i pro interiérové použití. Velkou roli zde hraje i specifická hmotnost tohoto materiálu - 1/3 oproti železu. Z toho vyplývá, že při zachování stejných mechanických vlastností stroje dosáhneme nižší hmotnosti, což je velmi žádoucí efekt.

Hliníkový konstrukční systém umožňuje rychlost, jednoduchost realizace a adaptabilitu. Jakýkoliv komponent může být spojen s ostatními, aniž by vyžadoval speciální nástroje nebo sváření. [16]

Postupem času se rozšířila řada konstrukčních profilů na více než 100 typů, takže dnes pokrývá všechny běžně používané velikostní řady 20, 30, 40, 45, 50, 60, 80, 90, 100 mm. Původní sortiment několika spojovacích prvků se rozrostl na téměř tři desítky různých prvků, které umožňují spojení profilů s opracováním i bez opracování konců profilů. [17]



Obrázek 17 - Stavebnicové hliníkové profily

4. Dopravníky

Definice dopravníků:

Dopravní zařízení určené k dopravě nebo plynulému zásobování dílen a pracovišť polotovary, výrobky nebo součástmi pro montáž, případně sypkých materiálů na skládku, do vagónů atp. [3]

4.1. Rozdělení dopravníků

Základní dělení dopravníků:

- dopravníky s tažným elementem - pásové, článkové, korečkové, podvěsné, okružní vozíkové, pohyblivá schodiště
- dopravníky bez tažného elementu - šnekové, válečkové, paletovací vozíky

V této čtvrté kapitole se bude dále psát pouze o pásových dopravnících.

4.2. Pásové dopravníky

Materiál se přepravuje ve vodorovném nebo mírně šikmém směru. Pásový dopravník je jeden z nejčastěji používaných typů dopravníků z důvodu vysoké dopravní výkonnosti a rychlosti, velkých dopravních vzdáleností, možnosti nakládat a vykládat přepravovaný materiál kdekoli po celé délce dopravníku a z důvodu nízké spotřeby energie. Nevýhodou pásových dopravníků je nutnost mazat rotující části a omezení úhlu sklonu dopravníku v závislosti na dopravovaném materiálu. Tento úhel se však dá zvětšit například použitím vhodného profilového pásu.

Parametry:

- délka: od cca 1 m do stovek metrů
- rychlost přepravy: od cca 0,1 do 6 m/s
- šířka pásu: může být podle potřeby od 0,1 m až do 3 m

Rozdělení pásových dopravníků dle ČSN 26 0001

Podle tažného elementu (druhu pásu):

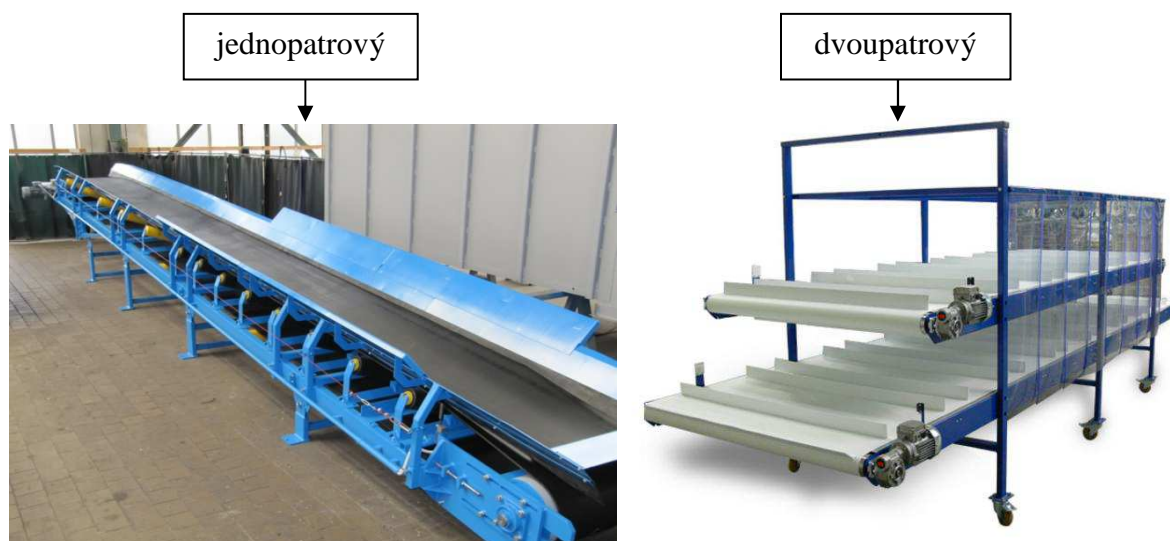
- dopravníky s gumovým pásem (nebo pásem z PVC)
- dopravníky s ocelovým pásem
- dopravníky s ocelogumovým pásem
- dopravníky s pásem z drátěného pletiva

Podle provedení nosné konstrukce:

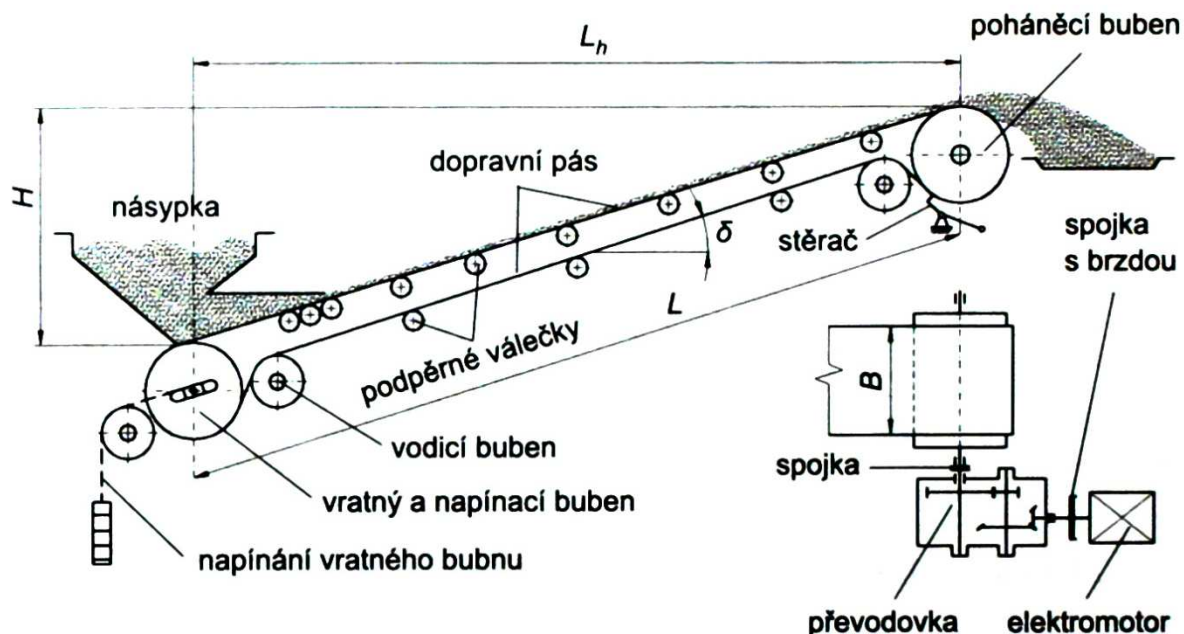
- stabilní, jejichž nosná konstrukce je pevně spojena se základem
- pojízdné a přenosné pro malá dopravní množství a malé dopravní délky
- přestavitelné, charakterizované velkou dopravní rychlostí a velkou dopravní délkou (jsou používány na povrchových dolech)

Konstrukce pásových dopravníků

Pásový dopravník patří do skupiny dopravníků s tažným elementem. Tažnou a nosnou funkci vykonává dopravní pás, který je podpíráný rovinnou plochou nebo nosnými válečky, uloženými ve válečkových stolicích. Pás je opásán kolem dvou koncových bubnů, kde jeden je hnací a druhý vratný. Hnací buben přenáší obvodovou sílu na dopravní pás z poháněcí stanice. K vratnému bubnu bývá připevněno napínací zařízení, které vytváří potřebné napětí v pásu, aby nedocházelo k prokluzu mezi bubnem a pásem. Na straně vratného bubnu je přiváděn dopravovaný materiál na pás, po němž je nosnou větví dopravníku unášen k přepradové straně v místě hnacího bubnu. Prázdný pás je vratnou větví dostáván zpět do místa přiváděného materiálu na pás. [18]



Obrázek 18 - Vodorovný pásový dopravník



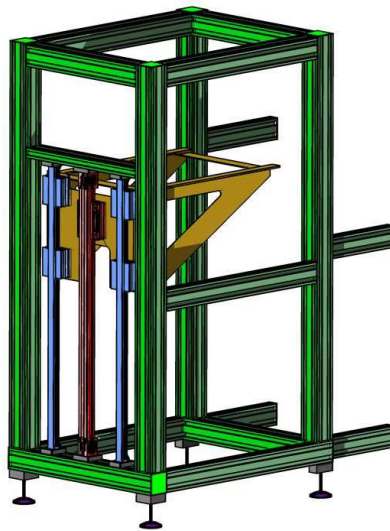
Obrázek 19 - Schéma šikmého pásového dopravníku

5. Koncepční varianty hlavních částí modulu výtahu

Při návrhu modulu výtahu z hliníkových profilů bylo navrženo několik konstrukčních variant hlavních částí modulu, mezi které patří rám, vedení, pohon a konzola. Základní ilustrace uspořádání těchto částí, na stávajícím konstrukčním provedení firmy, je zobrazena na obrázku 20 níže.

Rozdělení hlavních částí modulu dle barev na obrázku 20:

- **rám** - zelená barva
- **vedení** - modrá barva
- **pohon** - červená barva
- **konzole** - žlutá barva



Obrázek 20 - Ilustrační zobrazení hlavních částí modulu stávajícího provedení

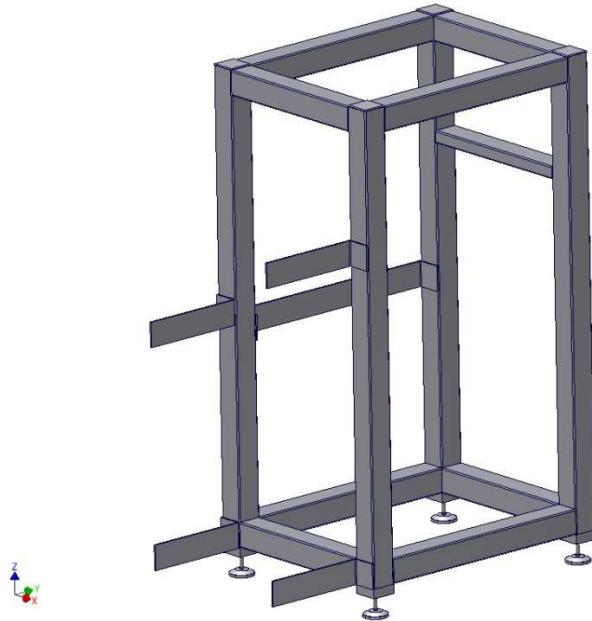
5.1. Rám

První hlavní částí modulu výtahu je rám. Rám slouží jako nosná konstrukce pro všechny ostatní potřebné součásti, které jsou k rámu přišroubovány nebo přivařeny. Jaký druh připevnění bude zvolen záleží především na typu vybraného materiálu samotného rámu. Do úvahy vzešly dva druhy rámu.

5.1.1. Ocelový rám

Jako prvotní návrh rámu byl zvolen ocelový rám. Skládá se z ocelových profilů různých tvarů a nožiček, které umožňují výškové nastavení celého rámu a vyrovnání případných nerovností povrchu. Profily, které tvoří hlavní konstrukci, jsou uzavřené čtvercové. Dále byl použit jeden uzavřený obdélníkový profil, otevřené U profily a L profily. Tyto ocelové profily byly k sobě přivařeny. Čtyři L profily, jak je vidět na obrázku 21, slouží k uchycení modulu k lince. Obdélníkový profil slouží jako základna pro uchycení vedení a pohonu.

Po konzultaci s firmou Engel strojírenská s.r.o. byla tato varianta zavrhnuta z důvodu vyšší hmotnosti a nemožné přestavby jednotlivých vzdáleností modulu výtahu vůči lince.

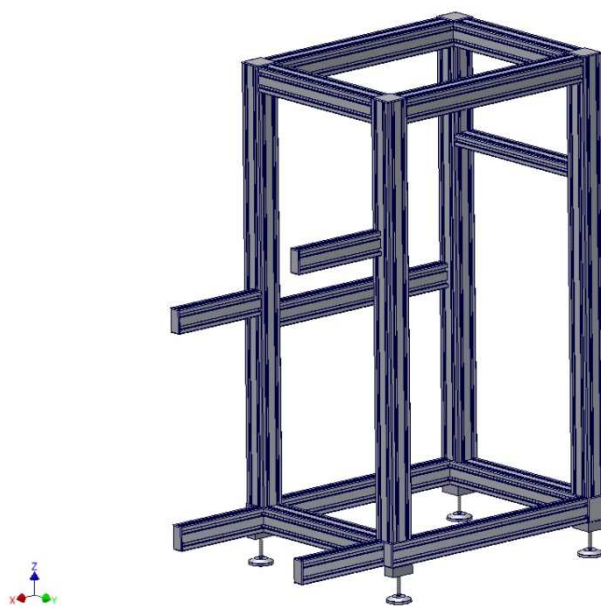


Obrázek 21 - 3D model ocelového rámu

5.1.2. Hliníkový rám

Po zavrnutí varianty rámu z ocelových profilů (po konzultaci se zadavateli) jsem přistoupil pouze na konstrukční varianty s hliníkovými profily. Popis hliníkového rámu je obdobný jako u ocelového rámu v oddílu 5.1.1. s tím rozdílem, že je tvořen ze stavebnicových profilů MayTec, popsaných v oddílu 3.2.3.

Dále v této práci bude uvažována pouze varianta s hliníkovým rámem.



Obrázek 22 - 3D model hliníkového rámu

5.2. Vedení

Druhou hlavní částí modulu výtahu je vedení. Vedení má širokou škálu využití, zejména tam, kde je zapotřebí určité přesnosti posunutí. Existuje mnoho druhů, ale v této práci bude podrobněji prozkoumáno vedení lineární vůči valivému.

5.2.1. Lineární vedení

Lineární vedení je momentálně používaný druh vedení firmou Engel strojírenská s.r.o. Jedná se o typ THK, konkrétně THK SHKS20V. Mají široké využití převážně v těchto odvětvích: obráběcí centra, číslicově řízená bruska, vrtačka, manipulátory, transportní systémy, atp.



Obrázek 23 - Lineární vedení THK

Výhody:

- + dlouhá doba životnosti a dlouhá provozní doba bez údržby
- + vysoká rychlost
- + nízká hladina hluku
- + hladký pohyb
- + nízká emise nečistot

Nevýhoda:

- pořizovací náklady

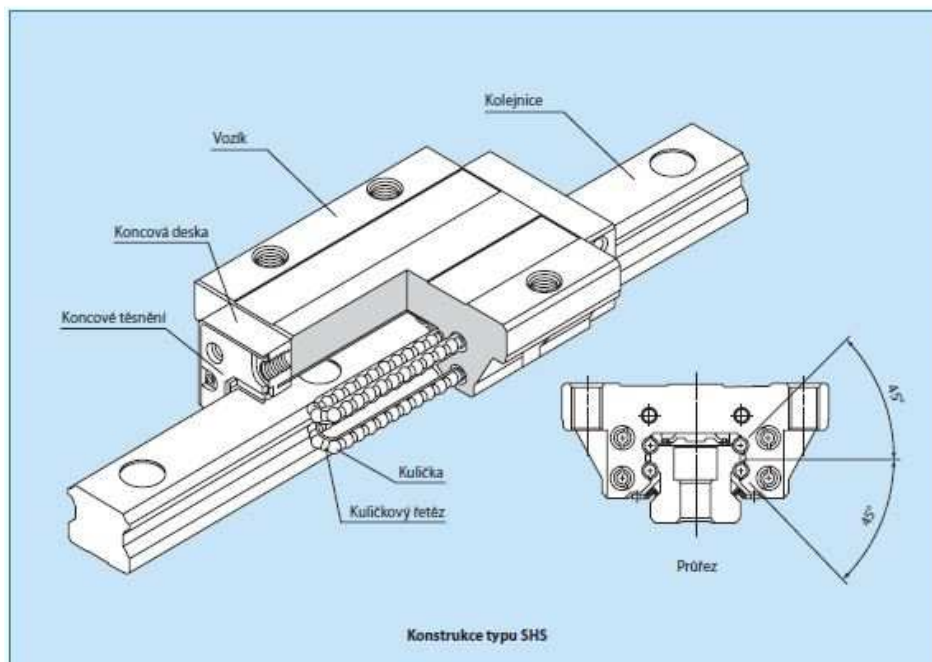
Druhy valivých tělísek:

- jehličky
- válečky
- kuličky

Kuličky se odvalují ve čtyřech řadách přesně broušené vodící dráhy v zatížené zóně mezi kolejnicí a vozíkem. V koncové desce se otáčejí a vracejí zpětnými kanály zpět. Každá řada kuliček je umístěna pod dotykovým úhlem 45° , takže jmenovitá zatížení, působící na vozík ve čtyřech směrech, jsou stejná (radiálním směrem, protiradiálním směrem a bočními směry), což umožňuje použití vedení v jakékoliv poloze. Kromě toho může být na vozíku nastaveno předpětí zvyšující tuhost ve čtyřech uvedených směrech, přičemž je zachován konstantní nízký koeficient tření. Nízká výška průřezu a vysoká tuhost konstrukce vozíku typu SHS umožňuje dosáhnout velice přesný a stabilní přímý pohyb. [19]

Světově standardizované rozměry Lineární vedení s kuličkovým řetězem

SHS

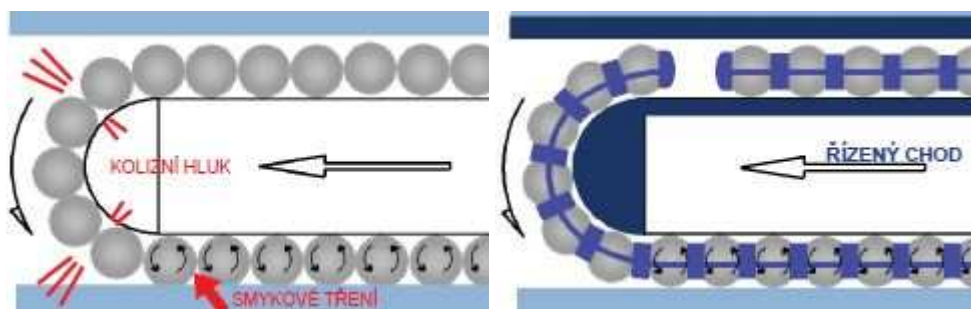


Obrázek 24 - Lineární vedení typu SHS [19]

Vliv klece kuličkového ložiska (řetězu)

Na prvopočátku měla kuličková ložiska formu ložisek s celými kuličkami bez klecí. Tření mezi kuličkami působilo velký hluk, znemožňovalo rychlé otáčení a zkracovalo dobu životnosti. O dvacet let později bylo vyvinuto kuličkové ložisko s kuličkami v kleci. Tento nový design umožňoval rychlé otáčení s nízkou hlučností a prodlouženou dobou životnosti, i když bylo použito méně kuliček. V historii kuličkových ložisek to znamenalo zásadní posun.

V případě kuličkových ložisek bez klecí (s celými kuličkami) se kuličky vzájemně dotýkají kov na kov a dělají velký hluk. Kromě toho se otáčejí opačnými směry, díky čemuž kluzný kontakt mezi dvěma sousedními kuličkami nastává při rychlosti dvakrát větší, než je rychlost otáčení kuliček. Výsledkem je značné opotřebení a zkrácená doba životnosti. Kuličky bez klecí se kromě toho dotýkají bodově, což zvyšuje tlakové tření a dále přispívá k porušení olejového filmu. Naproti tomu kulička v kleci se dotýká klece velkou plochou. Olejový film se tak neporuší, hladina hluku je nižší a kuličky se mohou otáčet vysokou rychlostí, výsledkem je dlouhá doba životnosti. [19]



Obrázek 25 - Vliv klece kuličkového ložiska [20]

Přehled typů vozíků SHS

Model SHS-C

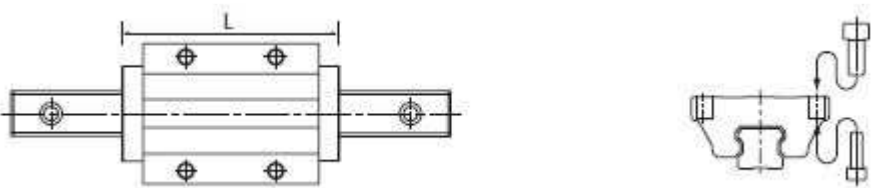
Příruba vozíku má otvory se závitem. Může se připevnit shora nebo zespu. Dá se použít v případě, kdy deska/stůl nemá průchozí otvory pro montážní šrouby. [19]



Obrázek 26 - Model SHS-C [20]

Model SHS-LC

Vozík má tutéž stavebnicovou podobu jako u modelu SHS-C, ale je celkově delší (délka L) a má větší jmenovité zatížení. [19]



Obrázek 27 - Model SHS-LC [20]

Model SHS-V

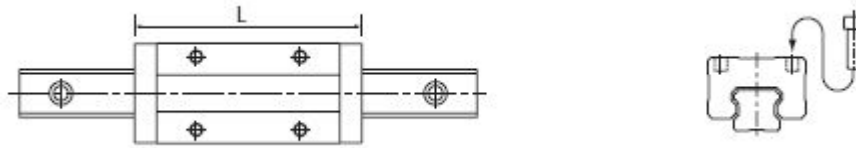
Vozík je užší (šířka W) a je vybaven otvory se závitem. Je vhodný do míst, kde je omezené místo pro šířku stolu. [19]



Obrázek 28 - Model SHS-V [20]

Model SHS-LV

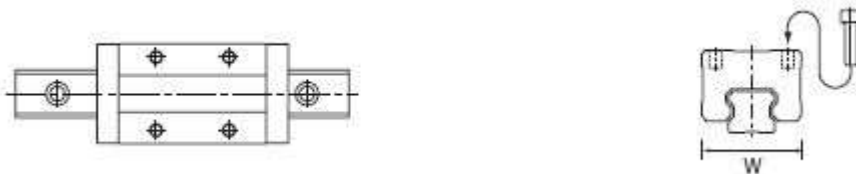
Vozík má tutéž stavebnicovou podobu jako u modelu SHS-V, ale je celkově delší (délka L) a má větší jmenovité zatížení. [19]



Obrázek 29 - Model SHS-LV [20]

Model SHS-R

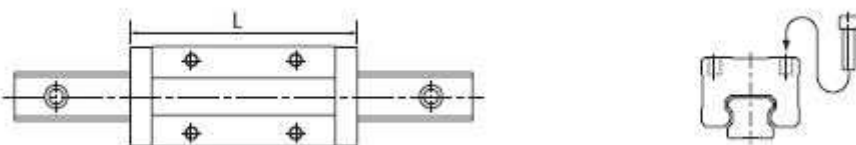
Vozík je užší (šířka W) a montážní otvory jsou se závitem. Výškové rozměry jsou shodné s podobným typem HSR-R. Krátký vozík. [19]



Obrázek 30 - Model SHS-R [20]

Model SHS-LR

Vozík má tutéž stavebnicovou podobu jako u modelu SHS-R, ale je celkově delší (délka L) a má větší jmenovité zatížení. [19]



Obrázek 31 - Model SHS-LR [20]

5.2.2. Vodítkové vedení

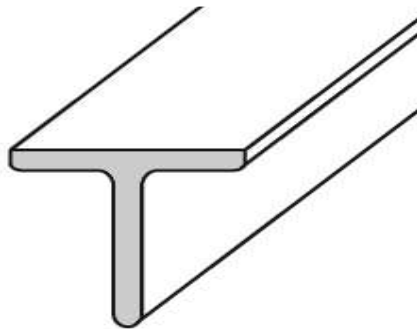
Jak již bylo psáno v podkapitole 5.2., zaměříme se na valivé vedení a nebudeme dále uvažovat například variantu kluzného vedení, z důvodu nevhodného použití pro zadanou problematiku této práce.

Vodítkové vedení se skládá z dvou hlavních částí:

- samotného vodička
- kladky nebo trojkladky

Vodítka

Vodítka tvoří dvě pevné ocelové tyče válcovaného profilu ve tvaru T . Tyče mohou být přišroubované k základnímu rámu celé konstrukce. Valivá tělesa (kladky, trojkladky) se odvalují po T profilu a zajišťují tak přesné vedení konzoly po celé její dráze.



Obrázek 32 - Válcovaný T profil vodítek

Vodící kladka

Vodící kladka je kompaktní ložisko s mimořádně tuhou hřídelkou a integrovaným jehlovým ložiskem. Poskytuje optimální řešení pro použití jako vodící kladka pro mechanismy a lineární pohony automatizovaných a speciálních strojů.

Typy vodících kladek:

Typ CFN

Tento model je doplněn o axiální ložisko pro příjem axiálního zatížení, které nastává v důsledku montážních nepřesností. Při konstrukci a montáži vodících převodovek by ovšem měly být díly s axiální zátěží minimalizovány nebo úplně vyloučeny. [8]



Obrázek 33 - Vodící kladka typu CFN [8]

Typ CFH

Na základě excentricity mezi dříkem a hlavou lze uložení kladky přesně nastavit. Tím se dají znatelně snížit náklady na předpřípravu i samotnou montáž. [8]



Obrázek 34 - Vodící kladka typu CFH [8]

Typ CFT

V principu shodný typ se standardními vodícími kladkami, má ale na čele dříku otvor pro mazání, kam lze připojit přívod centrálního mazání. [8]



Obrázek 35 - Vodící kladka typu CFT [8]

Typ CF

Obvyklé provedení vodící kladky se zářezem v hlavě s vnitřním šestihranem. Tento typ je možný i v nerezové variantě. [8]



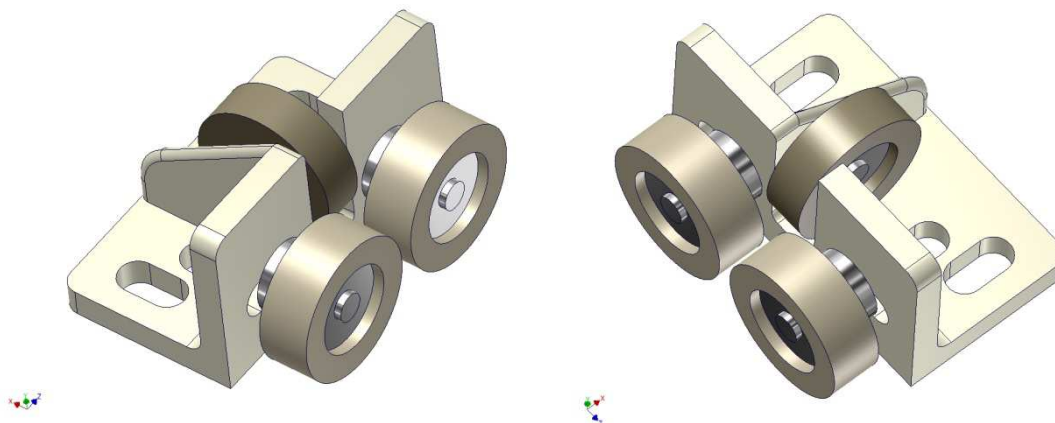
Obrázek 36 - Vodící kladka typu CF [8]

Aplikace pro všechny typy vodících kladek:

- vodící převodovky automatických strojů
- nosné systémy
- dopravníky
- vázací stroje pro vázání knih
- výměníky nástrojů u obráběcích center
- výměníky palet
- obsluha regálů

Vodící trojkladka

U vodící trojkladky je to stejný popis jako u vodících kladek výše s tím rozdílem, že trojkladka umožňuje zachycování sil a klopných momentů, působících na modul výtahu, v noha směrech. Na obrázku 37 je vidět 3D model vodící trojkladky.



Obrázek 37 - Vodící trojkladka

5.3. Pohon

Další hlavní částí modulu výtahu je pohon. V této práci bude dále navrženo několik vhodných variant pro pohon zdvihu. Z požadavků zadavatele práce mám navrhnout vhodný pohon zdvihu. Při navrhování je nutné vzít v potaz požadavky, které jsou na konstrukci kladeny. U zdvihání konzoly, společně s pásovým dopravníkem a plastovou přeprávkou s výlisky, je nutné dbát na tichý chod zařízení, malé nároky na údržbu, životnost atp.

5.3.1. Pneumatický lineární pohon

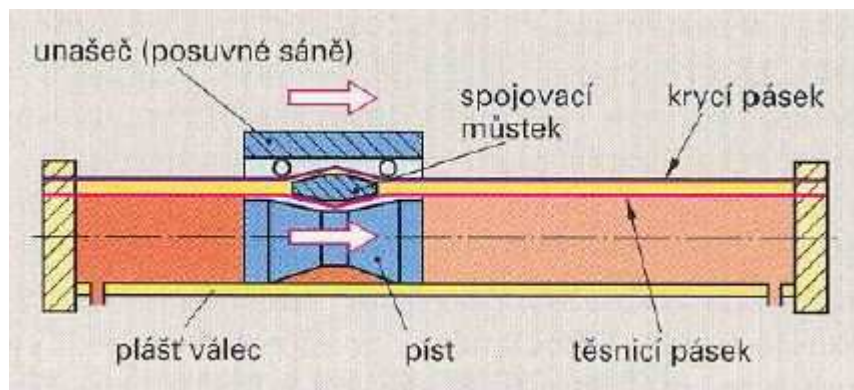
Pneumatický lineární pohon je momentálně používaný druh pohonu firmou Engel strojírenská s.r.o., který lze rozdělit podle druhu pneumatického válce na:

- a) bez pístní tyče
- b) s pístní tyčí

a) Pneumatický válec bez pístní tyče

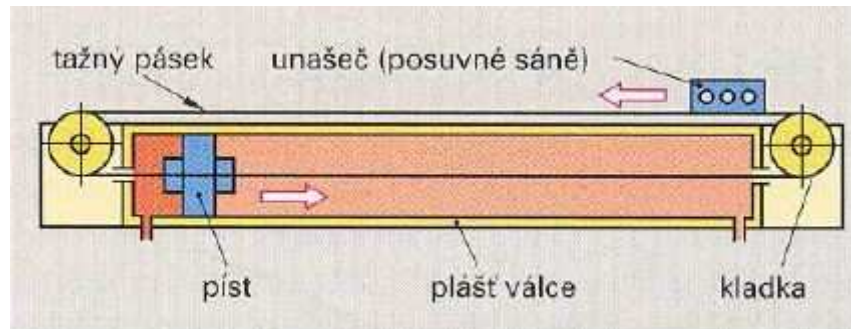
Válce bez pístní tyče zabírají méně místa než válce s pístní tyčí. Principy těchto válců jsou znázorněny na následujících obrázcích 38 a 39 níže.

Tento druh pneumatického válce má přímý pohon unašeče pomocí spojovacího můstku (obrázek 38). Pohyb pístu se může přenášet mechanicky nebo magneticky. Při mechanickém přenosu síly na unašeč (vně válce) se pohyb přenáší můstkem, zapadajícím do pístu i do unašeče. Můstek se pohybuje v podélné drážce válce kryté zevnitř i zvenku ocelovým páskem. Pásky se vzdálí od stěn válce jen v místě můstku. Vnitřní pásek utěšňuje válec proti úniku vzduchu a vnější pásek je ochranou proti nečistotám. [21]



Obrázek 38 - Pneumatický válec bez pístní tyče - přímý pohon [21]

Další druh pneumatického válce je nepřímý pohon unašeče pomocí tažného pásku (obrázek 39). Tento pneumatický válec používá způsob mechanického přenosu síly využívajícího lana nebo pásku upevněného v pístu a vedeného přes kladky na vnější unašeč, který se pohybuje ve vedení na válci jako saně a může přenášet síly působící na píst. [21]



Obrázek 39 - Pneumatický válec bez pístní tyče - nepřímý pohon [21]

b) Pneumatický válec s pístní tyčí

Pneumatické válce s pístní tyčí lze rozdělit podle druhu pneumatických válců na:

- jednočinné
- dvojčinné

Jednočinné válce

Přívod stlačeného vzduchu je pouze na jedné straně válce. Síla, vyvinutá tlakem vzduchu na plochu pístu jednočinného válce, působí pouze v jednom směru. Podle provedení válce ji lze využít jako sílu tažnou nebo jako sílu tlačnou. Po přerušení přívodu stlačeného vzduchu do válce je pístnice vrácena do původní polohy silou pružiny. Z konstrukčního hlediska se jednočinné válce používají pro zdvihy do 50 mm. K ovládní jednočinných válců se používají zejména 3/2 ventily. Jednočinné válce mají dva základní druhy provedení: [21]

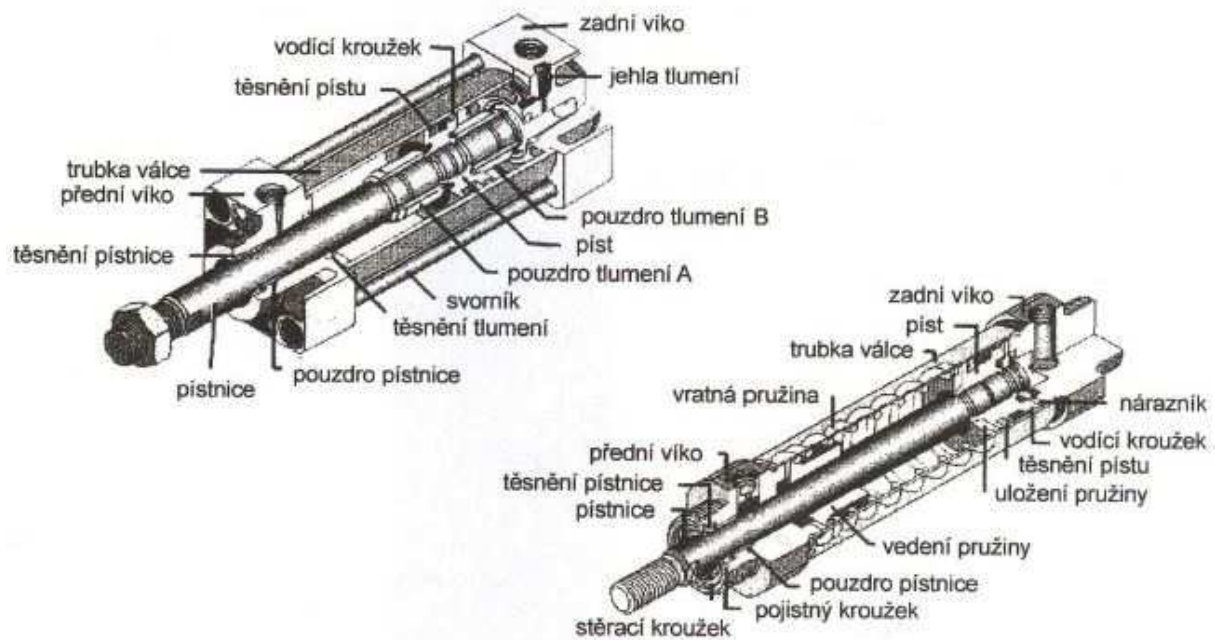
- s pístnicí v klidové poloze zasunutou
- s pístnicí v klidové poloze vysunutou

Ve srovnání s dvojčinnými válci stejných rozměrů mají menší spotřebu vzduchu. Síla šroubové pružiny působí proti síle vyvinuté tlakem vzduchu na plochu pístu, takže využitelná síla je menší o sílu pružiny. Doraz ve válci brání dosednutí závitů pružiny. Šroubová pružina má také svoji délku, proto jsou jednočinné válce proti dvojčinným válcům, se stejným průměrem a zdvihem, delší.

Dvojčinné válce

Síla vyvinutá tlakem vzduchu na plochu pístu dvojčinného válce působí podle přívodu vzduchu střídavě v obou směrech pohybu pístu. Dvojčinné pneumatické válce se používají tam, kde mechanismus i při zpětném pohybu má vykonávat práci. Při zasouvání pístnice vyvinou dvojčinné pneumatické válce menší sílu než při vysouvání, protože účinná plocha pístu je menší o plochu danou průměrem pístnice. Jeho výhodou je možnost dodat podstatně větší množství zdvihů než u jednočinných válců. K ovládní dvojčinných válců se používají zejména 5/2 a 5/3 ventily. Dvojčinné válce mají více druhů provedení: [21]

- s tlumením v koncových polohách
- s nastavitelným tlumením
- s průběžnou pístnicí
- s dutou pístnicí



Obrázek 40 - Schéma dvojčinného a jednočinného válce [21]

5.3.2. Výtahový stroj

Další možnou variantou čím udělit pohyb konzoly, která nese pásový dopravník, je výtahovým strojem pro malé nákladní výtahy. Pro konkrétní požadavky diplomové práce přicházejí v úvahu dva typy strojů:

- a) s trakčním kolem - rychlost 0,34 - 0,49 m/s (podle průměru trakčního kola)
- b) s bubnem - rychlost 0,24 m/s

Oba tyto typy strojů se skládají z těchto hlavních částí:

- elektromotor
- převodovka
- brzda
- trakční kolo / buben

Každý typ s dvěma velikostními provedeními:

- Scrap BS 070
- Scrap BS 085

Technická data strojů Scrap BS 070 a Scrap BS 085 jsou uvedena v tabulce 1 níže:

	Scrap BS 070	Scrap BS 085
Příkon motoru	0,75 kW	1,1 kW
Počet pólů motoru	4	4
Otáčky motoru	1500 ot/min	1500 ot/min
Rozběhový proud	2,6 A	12,9 A
Jmenovitý proud	2 A	2,8 A
Váha stroje	40 kg	46 kg

Tabulka 1 - Technická data výtahových strojů [7]

a) Výtahový stroj s trakčním kolem

První typ je výtahový stroj s trakčním kolem pro závěsné lano. Může být v provedení Scrap BS 070 nebo Scrap BS 085.

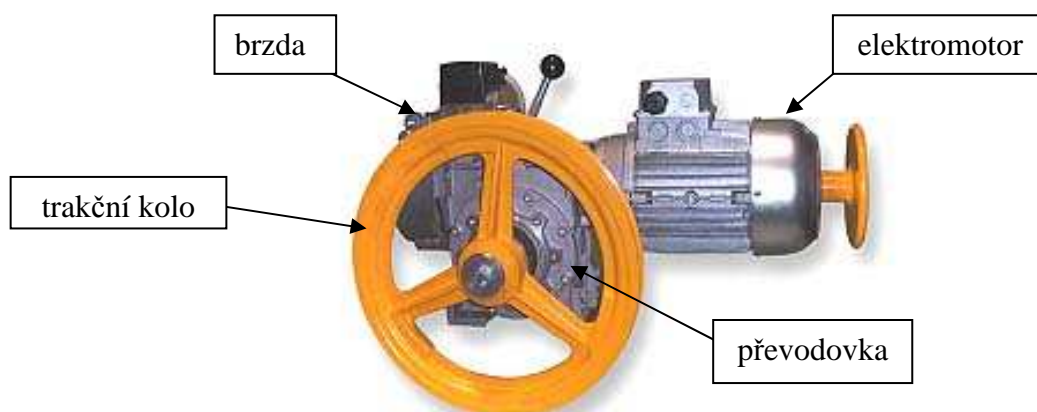
Tato varianta vyžaduje vyvažovací závaží, tzv. protiváhu, která slouží k zajištění třecí schopnosti na trakčním kole výtahového stroje. Vzhledem k poměrně malému požadovanému zdvihu (640 mm) a omezenému prostoru je použití protiváhy nevhodné.

Výhody výtahového stroje s trakčním kolem v porovnání s výtahovým strojem s bubnem:

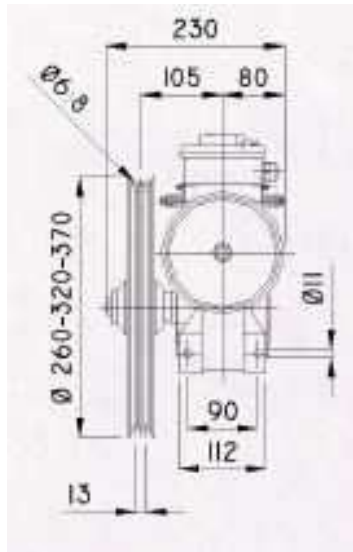
- + větší rychlosti přepravy
- + větší jmenovité zatížení

Nevýhody výtahového stroje s trakčním kolem v porovnání s výtahovým strojem s bubnem:

- nutnost použití protiváhy
- větší zástavový prostor



Obrázek 41 - Výtahový stroj s trakčním kolem [7]



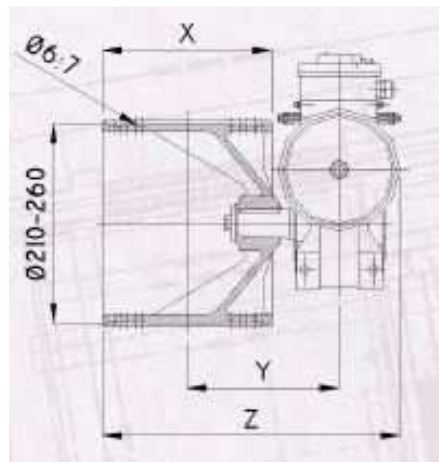
Obrázek 42 - Schéma výtahového stroje s trakčním kolem [7]

b) Výtahový stroj s bubnem

Druhý typ je výtahový stroj s bubnem pro navíjení závěsného lana. Tato varianta nevyžaduje protiváhu a splňuje všechny zadané požadavky, kladené na pohon, pro tuto práci.



Obrázek 43 - Výtahový stroj s bubnem [7]



Obrázek 44 - Výtahový stroj s bubnem - schéma [7]

Vzhledem k požadavkům, pro konstrukční návrhy, bude vhodnější použít výtahový stroj s bubnem, který má vyhovující maximální přepravní rychlost 0,24 m/s. Pro zvolení počtu lan je rozhodujícím faktorem vzdálenost X . Pro modul výtahu je dostačující jedno lano $\Rightarrow X = 125$ mm (viz tabulka 2). Základní rozměrové parametry výtahového stroje s bubnem jsou zobrazeny v následující tabulce 2.

Ø bubnu [mm]	počet lan	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
210	1	125	210	420
	2	250		

Tabulka 2 - Parametry výtahového stroje s bubnem [7]

5.3.3. Lineární aktuátory a kuličkový šroub

Přesné lineární aktuátory lze využít jako náhradu za pneumatické pohony se zachováním stávajícího připojení. Zatímco pneumatické systémy pracují s 15% účinností, lineární aktuátory řady RA se vyznačují až 80% účinností. U aktuátorů RAVEO je možné zapojení se servomotory nebo krokovými motory. [8]

Krokový motor

Krokový motor je speciální druh vícepólového synchronního motoru využívající elektromagnetické indukce. Využívá se především tam, kde je potřebné řídit nejen otáčky, ale také konkrétní polohu rotoru. Používají se v přesné mechanice, regulační technice, robotice, apod. Krokové motory jsou využívány pro svou přesnost při nastavování požadované polohy. Nejčastěji se s malými krokovými motory lze setkat v kancelářské technice (PC, tiskárny, faxy, atd.), projekční technice a v lékařských přístrojích, kde je jejich použití nesporné. Výkonnější krokové motory jsou používány v průmyslu, především v balících, tiskařských, dřevoobráběcích, manipulačních a CNC strojích.

Základní princip krokového motoru:

Proud, procházející cívkou statoru, vytvoří magnetické pole, které přitáhne opačný pól magnetu rotoru. Motor je schopný v této poloze stát a to, pokud krouticí moment vyvolaný magnetickým polem je větší, než krouticí moment působící na hřídel motoru. Vhodnou kombinací zapojení cívek vznikne rotující krokové magnetické pole, které nejen že otáčí rotorem, ale zabezpečuje i jeho polohu vůči statoru. Krok je definován jako odezva na jeden řídicí impuls. Kvůli přechodovým jevům je rychlost otáčení motoru limitovaná, tudíž posuvové rychlosti jsou menší oproti servomotorům.



Obrázek 45 - Krokové motory různé velikosti

Servomotor

Servomotor (zkráceně servo) je motor pro pohony (většinou elektrické, ale existují také hydraulické, pneumatické či dokonce parní serva), u kterých lze na rozdíl od běžného motoru nastavit přesnou polohu natočení osy. Ovládají se jim například posuvy CNC strojů a dalších zařízení.

Elektrické servomotory jsou řízeny prakticky výhradně tranzistorovými měniči s pulzní šířkovou modulací. Poloha hřídele servomotoru je zajišťována elektricky pomocí fotoelektrického snímače (encoder) nebo pomocí rozkladače (selsynu). Pro levné aplikace lze použít optické snímání pomocí kódového kotoučku či proužku. Nedoporučuje se potenciometr. Signál snímače polohy je přiveden zpětnou vazbou na regulátor, který porovnává skutečnou polohu motoru s žádanou polohou. Na základě rozdílu žádané a skutečné polohy regulátor řídí měnič, a tak nastavuje motor na žádanou polohu.

Střídavé (AC) servomotory jsou bezkartáčové synchronní motory s permanentními magnety na rotoru a třífázovým vinutím ve statoru. Optimalizovaná konstrukce motoru s použitím nových magnetických materiálů (neodym-železo-bór) dovoluje až pětinasobné momentové přetížení a tyto motory jsou proto vhodné pro dynamicky náročné úlohy. Doplněním vhodnou planetovou převodovkou je možno optimalizovat potřebný moment k otáčkám pohonu.

Servomotory s osmipólovou konstrukcí se vyrábí do výkonu 2,2 kW, s šestipólovou konstrukcí až do výkonu 9,7 kW. Malé servomotory, které jsou šestipólové, se vyrábí do výkonu 630 W. Tyto motory mají jmenovité otáčky až 12.000 min^{-1} . Novinkou jsou malé kompaktní servopohony se zabudovanou řídicí jednotkou s on-line komunikací.

Z důvodu požadavku na stále menší rozměry servomotorů a požadavku na provozování servomotorů při nízkých otáčkách, byla vyvinuta nová řada tzv. segmentových servomotorů. Název segmentové servomotory vychází z provedení statoru servomotoru. Zatímco u běžných servomotorů je vinutí vkládáno do již hotového statoru, u segmentových servomotorů se předem navinou jednotlivé fáze na segmenty statoru, z kterých se poté vytvoří svazek. Segmentové složení statorového svazku umožňuje navíjet každý segment (pól-fázi) vinutí zvlášť v rozloženém stavu. Samostatné navíjení segmentů umožňuje dosáhnout lepšího plnění vinutí a tím zvýšení hustoty magnetického pole generované statorem a také zkrácení čel vinutí. Jak zvýšení plnění, tak zkrácení čel vinutí má za následek celkové zkrácení svazku

o 40% až 50%. Řada servomotorů *H* se vyznačuje zkrácenou délkou motoru o 20% až 30% v porovnání se servomotory se stejným krouticím momentem. [10]



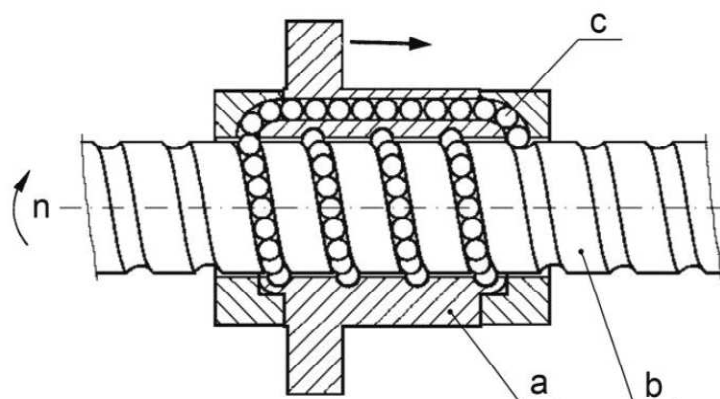
Obrázek 46 - Servomotory různé velikosti [10]

Kuličkový šroub

Kuličkové šrouby jsou konstrukční prvky, které se vyznačují vysokou účinností, přesností a tuhostí. Aby bylo dosaženo těchto vlastností, musí být kuličkový šroub uložen s vysokou přesností a tuhostí. Tolerance rovnoběžnosti uložení osy kuličkového šroubu a vodících ploch je max. 0,02 mm na 1000 mm délky. Také kolmost uložení matice je max. 0,02 mm na 1000 mm. Síla, která působí na maticovou jednotku, musí být vyvozena pouze v axiálním směru. Proto u dlouhých a tenkých kuličkových šroubů nesmí docházet k průhybu jejich hmotností. Díky své vysoké účinnosti, která je dána valivým odporem kuliček, nachází kuličkový šroub využití v mnoha oblastech strojírenství:

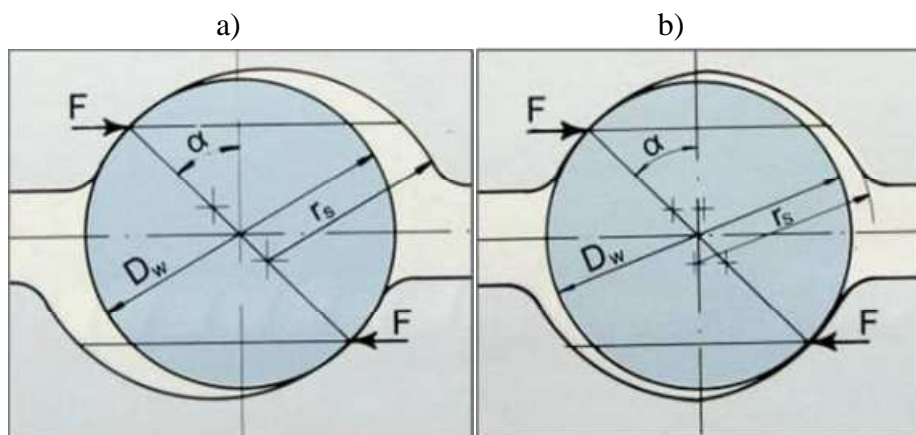
- tvářecí a obráběcí stroje
- zdvihací zařízení
- vstřikovací lis
- manipulační a automatizační technika
- zdravotnický průmysl
- automobilový průmysl, aj. [11]

Mezi kuličkovým šroubem, kuličkami a maticí vzniká valivé tření, které je vyvozeno odvalováním kuliček v závitovém profilu. Valivý odpor kuliček je výrazně nižší než odpor, který vzniká při tření konvenčního kluzného šroubu. Je tedy dosaženo hodnot mechanické účinnosti přes 90 % při nízkém vývinu tepla. Kuličky (obrázek 47-c) jsou uloženy ve valivých drahách, kde dochází při otáčení šroubu (obrázek 47-b) k jejich odvalování. Kuličky při odvalování mění svou polohu vůči matici (obrázek 47-a), až dosáhnou konce funkční dráhy v tělese matice, kde jsou pomocí deflektoru usměrněny do převáděcího kanálku v matici. Kuličky, které se pohybují ve valivé dráze, tlačí na kuličky v převáděcím kanálku, a poté jsou deflektorem opět vráceny do závitu. [11]



Obrázek 47 - Princip kuličkového šroubu [13]

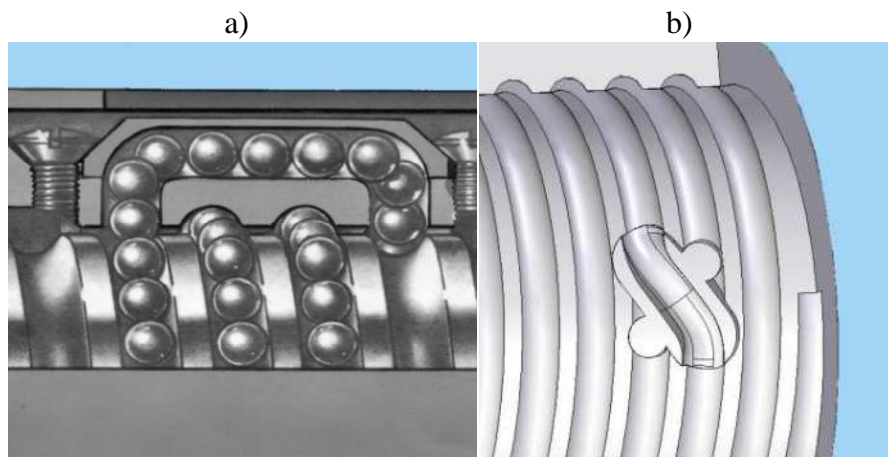
Pro odvalování kuliček se využívají dvě možnosti provedení profilu valivé dráhy – gotický a kruhový (obrázek 48). Nejvíce rozšířený je gotický profil. Jeho výroba je složitější než u kruhového profilu, ale má vyšší mechanickou účinnost a přesnost odměřování. U gotického profilu lze volit různé předepnutí matice. Je tedy možné dosáhnout i minimální vůle. Profil má v patě závitu vytvořenou drážku, ve které je shromažďováno mazivo, jenž slouží k nižšímu tření, a tím i k delší životnosti šroubu. Kruhový profil je výrobně jednodušší, převod však vykazuje velké axiální vůle. Veškeré výpočty kuličkových šroubů se počítají pro úhel styku α mezi kuličkami a šroubem s maticí o hodnotě 45° . Při tomto úhlu styku dochází k největší mechanické účinnosti kuličkového šroubu. [12]



Obrázek 48 - Profily valivé dráhy, a) kruhový, b) gotický [11]

Převod kuliček v kuličkovém šroubu je realizován pomocí několika způsobů. Nejčastější je externí a interní převod kuliček. Při použití externího převodu (obrázek 49-a) je kulička zavedena do závitové dráhy z převáděcího kanálku v matici. Na konci závitové dráhy v matici je umístěn deflektor, který kuličku plynule převede z pracovního prostoru zpět do převáděcího kanálku. Jedná se tedy o uzavřený cyklus. Převod je realizován přes několik stoupání závitu kuličkového šroubu. Externí převod je vhodný do provozů, kde se dosahuje vysokého namáhání. V případě interního převodu (obrázek 49-b) je v matici umístěno převáděcí lůžko, které kuličku převádí pouze v rámci jednoho stoupání závitu kuličkového šroubu. Kuličky jsou neustále v kontaktu s povrchem hřídele a pro jeden převáděcí okruh

slouží jedno převáděcí lůžko. Pro zvýšení tuhosti se využívá převáděcí pero, kde je umístěno několik převáděcích drážek v jednom tělese. [11]



Obrázek 49 - Převod kuliček, a) externí, b) interní [11]

Tuhost převodu lze ovlivnit předepnutím matice. Předepnutí matice je vytvoření pružné deformace v kuličkách a závitových drážkách šroubu a matice. Účelem předepnutí je eliminace axiální vůle mezi šroubem a maticí a zvýšení tuhosti soustavy. Při použití dvojitě matice lze předepnutí zajistit dvěma způsoby. První je vložení distančního kroužku mezi matice, a tím dosažení tlakového napětí. Lze využít i distanční kroužek, který vyvolává tlakové napětí v opačném směru, ale toto použití je vzácné. Tyto způsoby se využívají, je-li zapotřebí dosáhnout vysokých hodnot předepnutí (10 % dynamické únosnosti). Dalším způsobem je použití pružiny. Předepnutí lze realizovat i u jedné matice a lze je rozdělit na dva způsoby. První je nabroušení diference ve stoupání v nefunkční části závitů matice. Tohoto provedení se využívá pro kratší délky matic. Druhý způsob je použití kuliček, které jsou větší o hodnotu vyvolávající předepnutí. Užívá se pro krátké matice s nízkou mírou předepnutí a tuhostí (5 % dynamické únosnosti). [12]

Předepnutím matice se zvýší tuhost, ale projeví se i negativní jevy, které jsou s předepnutím spojené:

- soustava vyžaduje vyšší točivý moment (větší síla otočit šroubem)
- zvýšení tvorby tepla → větší teplotní roztažnost → vyšší nároky na přesnost polohování
- zkrácení životnosti kuličkového šroubu

Výhody kuličkových šroubů:

- + výhodná cena
- + vysoká tuhost, nastavitelná hodnotou předepnutí
- + možnost přenosu velkých axiálních sil
- + možnost úplného odstranění vůle pro konkrétní zatížení
- + potlačení vzniku trhavých pohybů

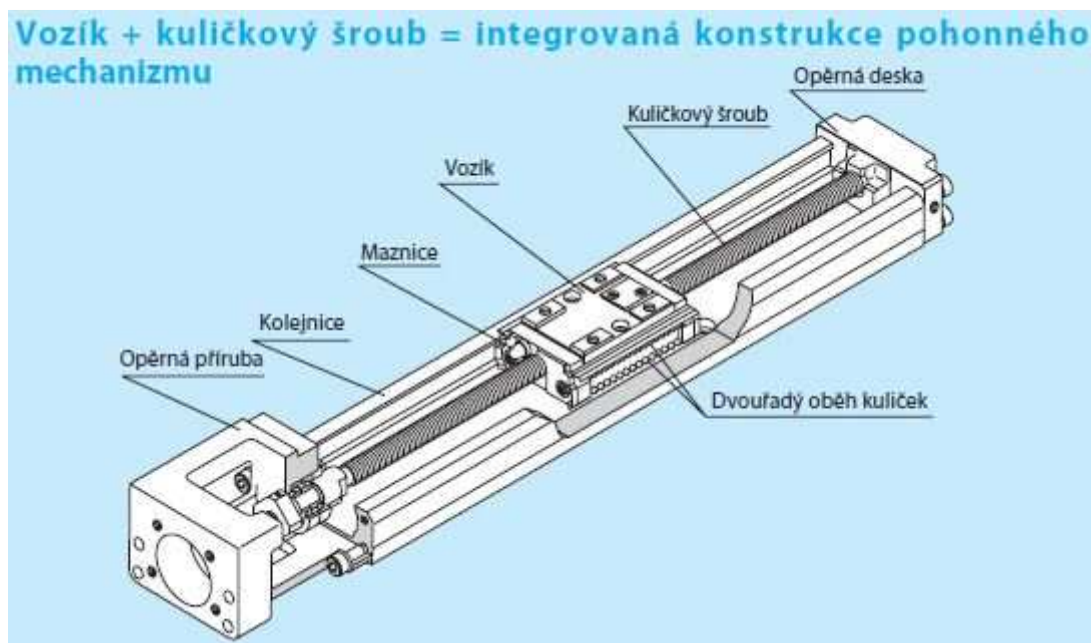
Nevýhody kuličkových šroubů:

- omezení rychlosti posuvu a délky zdvihu
- tepelná roztažnost sestavy
- nutnost mazání

5.3.4. Lineární jednotka úplná

Konstrukce a vlastnosti

Lineární jednotka KR nabízí vysokou tuhost, velice přesnou funkci a úsporu prostoru. Je to díky důmyslné konstrukci, kde je integrována kolejnice, jejíž profil ve tvaru U je velice tuhý, se dvěma valivými jednotkami na obou bočních stěnách vozíku a s kuličkovým šroubem ve středu vozíku. Každá řada kuliček je umístěna pod dotykovým úhlem 45° , takže zatížení, působící na blok pouzdra ve čtyřech směrech (radiálním a protiradiálním směrem a dvou bočních směrech), vykazuje stejné jmenovité zatížení. Díky tomu lze lineární jednotku KR použít v jakékoliv poloze.



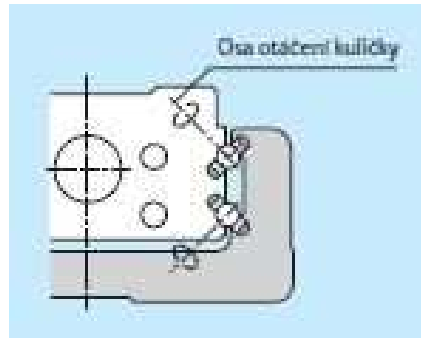
Obrázek 50 - Konstrukce modelu lineární jednotky KR [9]

Vysoká tuhost:

Lineární jednotka KR se liší od běžných vedení použitím vnější kolejnice, což ještě více zlepšuje tuhost vůči nadměrnému momentu zatížení. Profil kolejnice ve tvaru širokého U byl odlehčen, minimalizuje prohýbání a umožňuje použití jak s jednostranným, tak i oboustranným podepřením.

Vysoká přesnost:

Čtyři řady kuliček jsou uspořádány v osvědčené dvoubodové konfiguraci kruhového oblouku, takže je možné nastavit požadované předpětí a tak realizovat vysoce tuhé vedení bez vůlí. Protože je kolísání posuvového odporu při změnách zatížení zmenšeno na minimum, může tak být zaručena poziční a opakovaná přesnost řadově v mikronech.



Obrázek 51 - Konstrukce kontaktu modelu KR [9]

Úspora místa:

Díky použití vnější kolejničky a integrace valivých jednotek vedení a kuličkového šroubu do kompaktního vozíku, může lineární jednotka KR sloužit jako pohonný mechanismus s vysokou tuhostí a vysokou přesností na minimálním prostoru.

Typy

KR-A (s jedním dlouhým vozíkem): Standardní model KR.



Obrázek 52 - KR-A [9]

KR-B (se dvěma dlouhými vozíky): K dosažení vyšší tuhosti, vyšší nosnosti a vyšší přesnosti jsou použity dva vozíky KR-A.



Obrázek 53 - KR-B [9]

KR-C (s jedním krátkým vozíkem): Krátký vozík *KR-C* k dosažení delšího zdvihu.



Obrázek 54 - KR-C [9]

KR-D (se dvěma krátkými vozíky): Jsou použity dva krátké vozíky *KR-C*. Tím je dosaženo při určitých podmínkách vysoké tuhosti.



Obrázek 55 - KR-D [9]

5.4. Konzola

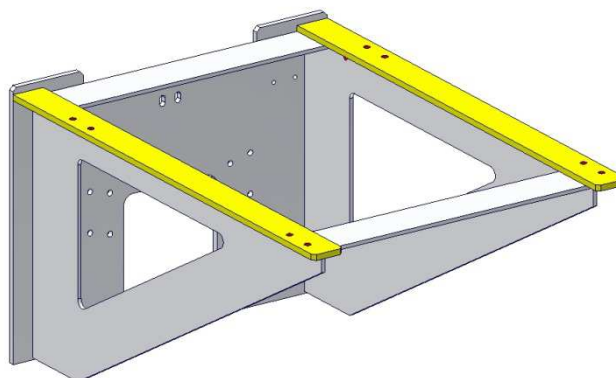
Konzola je důležitou částí celého modulu výtahu. Jedná se o celosvařovanou konstrukci. Přenáší zatížení od vlastní hmotnosti pásového dopravníku (včetně jeho poháněcího ústrojí) a plastové přepravky, která je naložená pomocí robotické ruky a nepřesahuje maximální hmotnost 5 kg. Na základě toho bude konzola optimální varianty podrobena kontrolnímu pevnostnímu výpočtu v kapitole 8 dále.

Pro varianty celkového řešení modulu výtahu (varianta A, B, C), v následující kapitole, byly navrženy různé druhy provedení (při zajištění požadované funkce celého zařízení), které jsou zobrazeny na obrázcích 56 až 59 níže. Pro variantu A byl navrhnut ocelový rám jako náhrada za konzoly.

Provedení konzol:

- pro současný stav
- pro variantu A
- pro variantu B
- pro variantu C

1) Současný stav



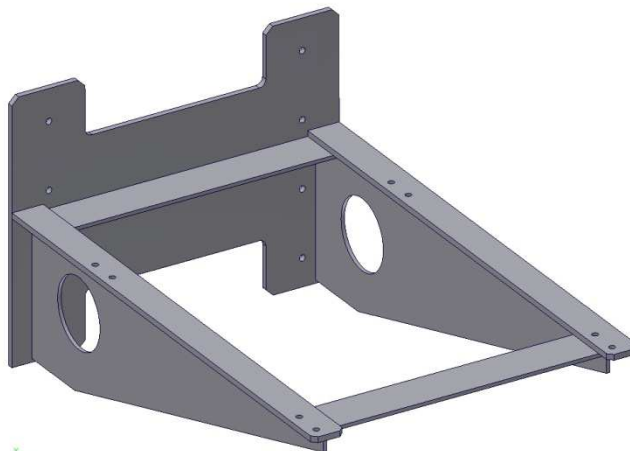
Obrázek 56 - Současný stav konzoly

2) Náhrada konzoly ocelovým rámem pro variantu A



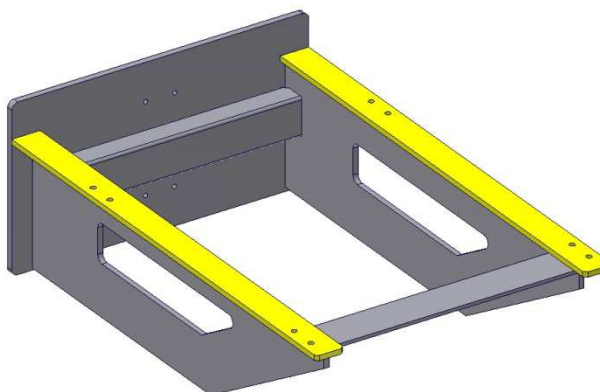
Obrázek 57 - Náhrada konzoly ocelovým rámem pro variantu A

3) Konzola varianty B



Obrázek 58 - Konzola pro variantu B

4) Konzola varianty C



Obrázek 59 - Konzola pro variantu C

6. Varianty celkového řešení modulu

V 5. kapitole (koncepční varianty hlavních částí modulu výtahu) byly navrženy různé způsoby konstrukce rámu, vedení, pohonu a konzoly pro modul výtahu.

V této kapitole je popsán současný stav a navržené tři konstrukční varianty (A, B, C), které se následně vyhodnotí a vybere optimální varianta. V jednotlivých variantách jsou použita konceptní provedení hlavních částí modulu výtahu. V tabulce 3 je zobrazen přehled všech možných návrhů, včetně již dále neuvažovaných možností po konzultaci s konzultantem firmy Engel Strojírenská s.r.o.

Rám	ocelový		hliníkový	
Vedení	lineární vedení	vodítka + kladky (trojkladky)	lineární jednotka úplná	
Pohon	pneumatický válec	krokový motor	servomotor	výtahový stroj
Konzola	náhrada nosným rámem	s kruhovými otvory	s tvarovými otvory vyztužená jáckelem	

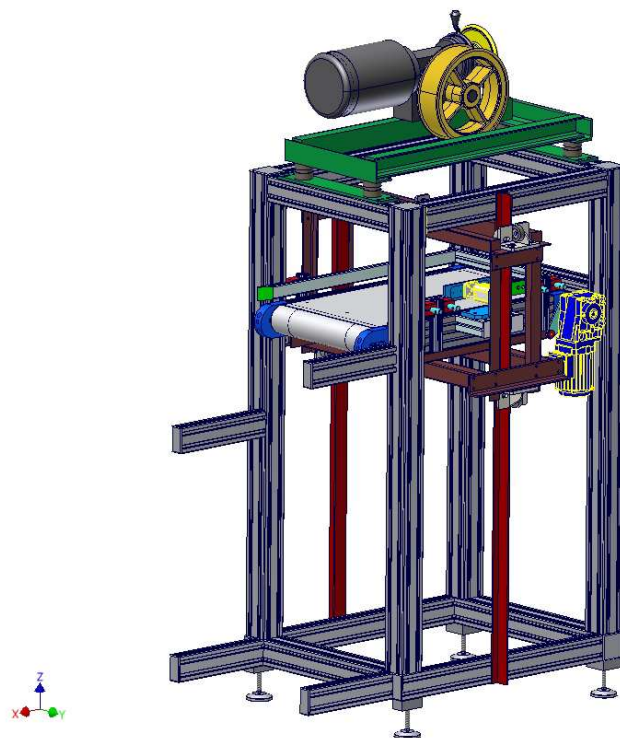
Tabulka 3 - Přehled návrhů hlavních částí modulu výtahu

6.1. Varianta A

Jedná se o variantu s centrálním uspořádáním. Jako první byla navržena varianta s využitím hliníkového rámu ze stavebnicových profilů. Dále bylo využito dvou vodítek ve tvaru T z válcovaného profilu. Vodítka se uchycují pomocí tzv. žabek z boku k základnímu rámu. Další hlavní částí je pohon. V této variantě je jako pohon využit výtahový stroj typu a velikosti Scrap BS 070 v bubnovém provedení se jmenovitým zatížením 110kg (1100 N). Stroj zdvihá nosný rám pomocí ocelového lana, které je navíjeno na buben. Funkci konzoly zde nahrazuje nosný rám, tvořený z ocelových profilů, které jsou k sobě svařeny a přišroubovány. K nosnému rámu jsou dále připevněny (příšroubovány) trojkladky, které vedou celý rám i s ostatními komponenty. Díky trojkladkám, odvalujících se po vodítkách, jsou vymezeny možné vůle v mnoha směrech a udržují klidný a plynulý chod celého zařízení.

Přehled použitých koncepčních variant:

- rám - hliníkový
- vedení - vodítka + trojkladky
- pohon - výtahový stroj
- konzola - náhrada nosným rámem



Obrázek 60 - Varianta A

Požadavek - snížení základního rámu kvůli nakládání plastových přepravek z horní strany

V průběhu tvorby této práce byl zmíněn požadavek na snížení horní části základního rámu. Pro některé speciální případy je rám přestavěn do snížené varianty pro více prostoru z horní části, kvůli nakládání přepravek plastovými výlisky.

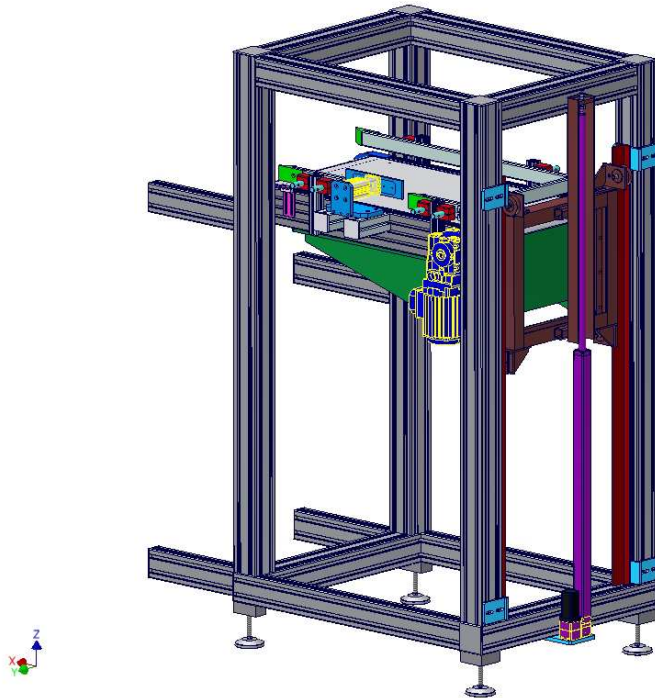
Varianta A neumožňuje splnit požadavek se sníženým základním hliníkovým rámem kvůli pohonu, který je umístěn po celé ploše horní části rámu.

6.2. Varianta B

Jedná se o variantu se zadním uspořádáním. Jako druhá byla navržena varianta taktéž s využitím hliníkového rámu ze stavebnicových profilů a jako vedení dvě vodítka uchycena pomocí žabek ze zadní části k základnímu rámu. V druhé variantě je jako pohon využit přesný lineární aktuátor, který se skládá ze servomotoru a kuličkového šroubu. Oproti krokovým motorům mají servomotory větší rychlosti, a tudíž i větší zdvihovou rychlost. Velikost kuličkového šroubu je 12x05 (průměr 12 mm se stoupáním 0,5 mm). Je využit lineární aktuátor řady RA velikosti 25. Tento typ má maximální rychlost 250 mm/s a maximální možný zdvih 800 mm. Požadavek na zdvih je 640 mm a na přepravní rychlost 200 mm/s. Tyto parametry lineární jednotka splňuje, a tudíž je vhodným pohonem pro modul výtahu. Lineární aktuátor zdvihá konzoly, která je pomocí šroubů přišroubována k nosnému rámu, jenž je tvořen z ocelových profilů. Ty jsou k sobě přivařeny a tvoří celosvařovanou konstrukci - svařenec. K nosnému rámu jsou dále přišroubovány kladky, které se odvalují po vodítkách a udržují klidný a plynulý chod celého zařízení.

Přehled použitých koncepčních variant:

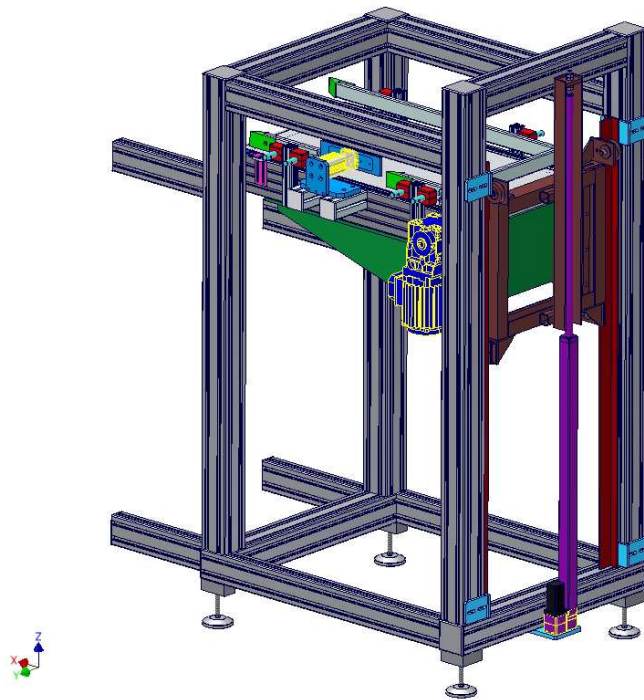
- rám - hliníkový
- vedení - vodítka + kladky
- pohon - servomotor
- konzola - s kruhovými otvory



Obrázek 61 - Varianta B

Požadavek - snížení základního rámu kvůli nakládání plastových přepravek z horní strany

Varianta B umožňuje variantu se sníženým základním hliníkovým rámem. Rám je ale snížen pouze ze tří stran. Poslední čtvrtá strana nelze snížit kvůli maximálnímu zdvihu zvoleného lineárního aktuátoru.



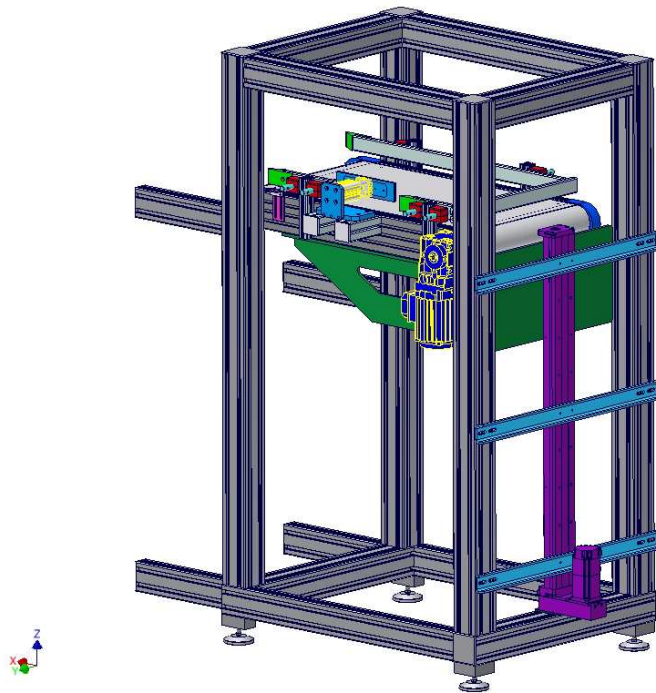
Obrázek 62 - Varianta B se sníženým rámem

6.3. Varianta C

Obdobně jako ve variantě B se jedná o uspořádání zadní. I u poslední navržené varianty je využito hliníkového rámu ze stavebnicových profilů. Zde už nejsou použita vodítka jako vodící člen, nýbrž lineární jednotka úplná, která plní funkci vedení a pohonu zároveň. Lineární jednotka se skládá z lineárního vedení, kuličkového šroubu, nosného ložiska a dvou vozíků. Je využit lineární aktuátor řady KR velikosti 46 v provedení typu D (se dvěma krátkými vozíky). Tento typ má maximální rychlost 430 mm/s a maximální možný zdvih 773 mm. Taktéž, jako varianty A a B, splňuje požadavky na velikost zdvihu a přepravní rychlost.

Přehled použitých koncepčních variant:

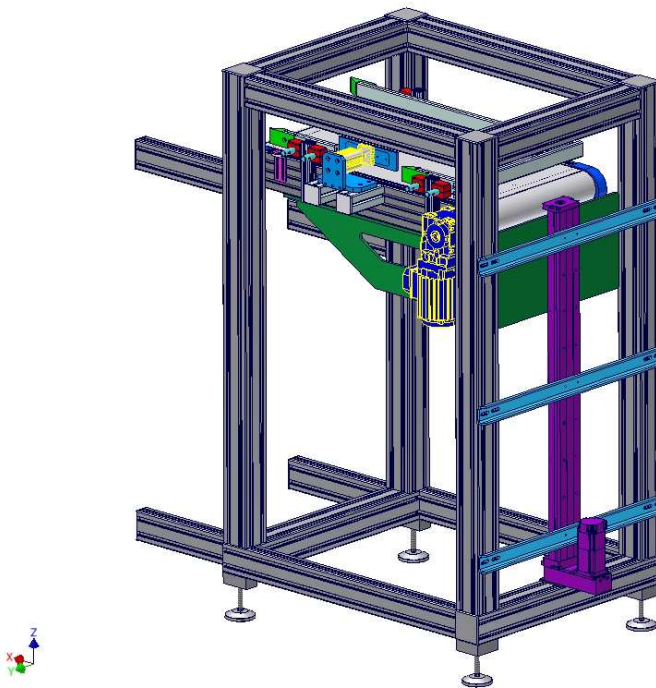
- rám - hliníkový
- vedení - lineární jednotka úplná
- pohon - servomotor
- konzola - s tvarovými otvory vyztužená jáckelem



Obrázek 63 - Varianta C

Požadavek - snížení základního rámu kvůli nakládání plastových přepravek z horní strany

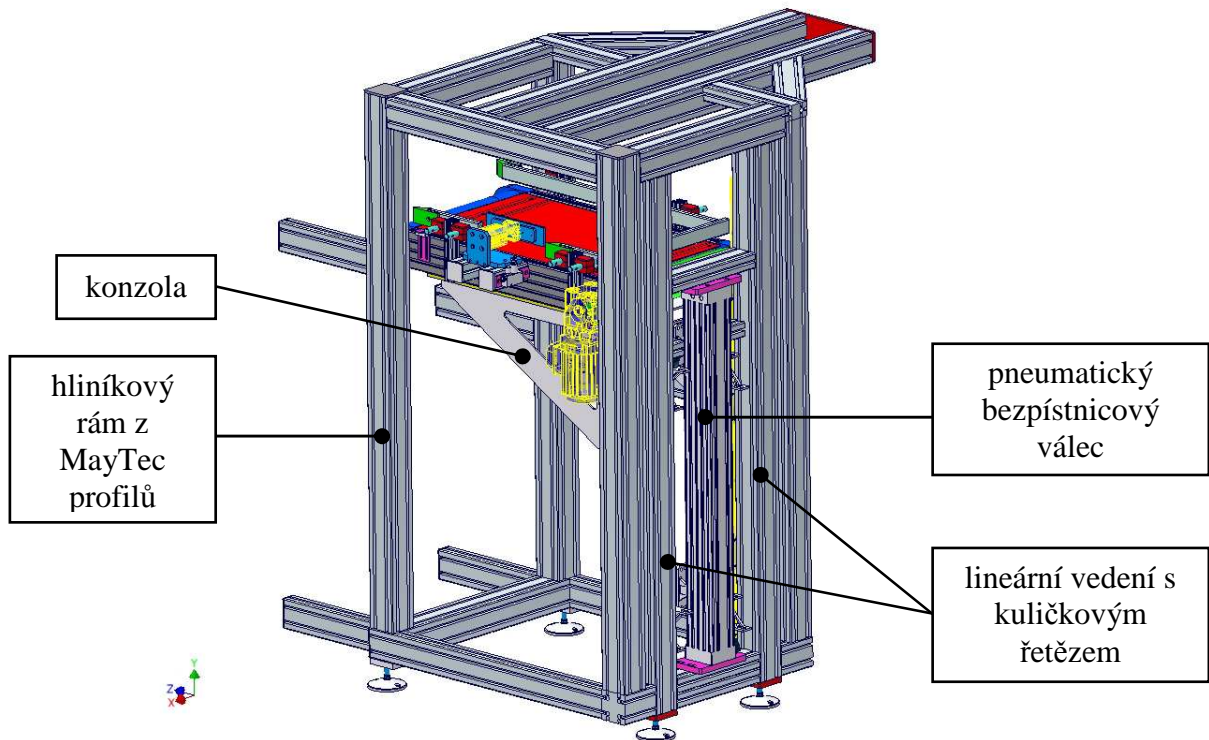
Varianta C umožňuje variantu se sníženým základním hliníkovým rámem. Rám je snížen ze všech čtyř stran a nejlépe vyhovuje požadavku na snížení horní části základního rámu.



Obrázek 64 - Varianta C se sníženým rámem

6.4. Současný stav

Firma Engel strojírenská s.r.o. aktuálně využívá modul výtahu s pneumatickým bezpístnicovým válcem, lineárním vedením s kuličkovým řetězem, hliníkovým rámem ze stavebnicových profilů MayTec s přestavěnou horní částí a konzolí.



Obrázek 65 - Současný stav

7. Hodnocení variant a výběr optimální varianty

V tabulce 4 je znázorněno bodové hodnocení všech tří variant. Je zaveden třibodový systém, kde je:

- 1 - nejméně výhodné provedení
- 2 - méně výhodné provedení
- 3 - nejvýhodnější provedení

Čím má varianta větší počet bodů, tím je výhodnější.

	Varianta A	Počet bodů	Varianta B	Počet bodů	Varianta C	Počet bodů
Rám	hliníkový	3	hliníkový	3	hliníkový	3
Vedení	vodítka + trojkladky	2	vodítka + kladky	1	lineární jednotka úplná	3
Pohon	výtahový stroj	1	lineární aktuátor	2	servomotor	3
Σ		6		6		9

Tabulka 4 - Hodnocení variant

Z tabulky 4 vyplývá, že varianta C má nejlepší hodnocení, a proto bude uvažována jako optimální varianta, která bude dále rozpracována v kapitole 9.

Pro stanovení vah jednotlivých kritérií je použita bodovací metoda. Při bodovací metodě se důležitost kritérií ohodnotí počtem bodů (čím je kritérium důležitější, tím má větší počet bodů). Bodovací stupnice může mít větší či menší rozsah - např. 1 až 5, 1 až 10 apod. Přidělený počet bodů se převádí na normovanou váhu. Zvláštním případem bodovací metody je alokace 100 bodů (zvaná též Metfesselova alokace), kdy se mezi jednotlivá kritéria v souladu s jejich důležitostí rozdělují 100 bodů. Normované váhy jsou potom stokrát menší, než příslušný počet bodů. [22]

V tabulce 5 byly přiřazeny body jednotlivým kritériím K (optimální varianty C) a barevně vyznačeno kritérium s největší vahou, kde je:

- K_1 - rychlost přepravy
- K_2 - cena zařízení
- K_3 - hmotnost modulu
- K_4 - splnění požadavku na snížený rám
- K_5 - přesnost polohování

Kritérium	Počet bodů	Váha
K_1	5	0,05
K_2	15	0,15
K_3	28	0,28
K_4	30	0,3
K_5	22	0,22
Celkem	100	1

Tabulka 5 - Stanovení vah kritérií

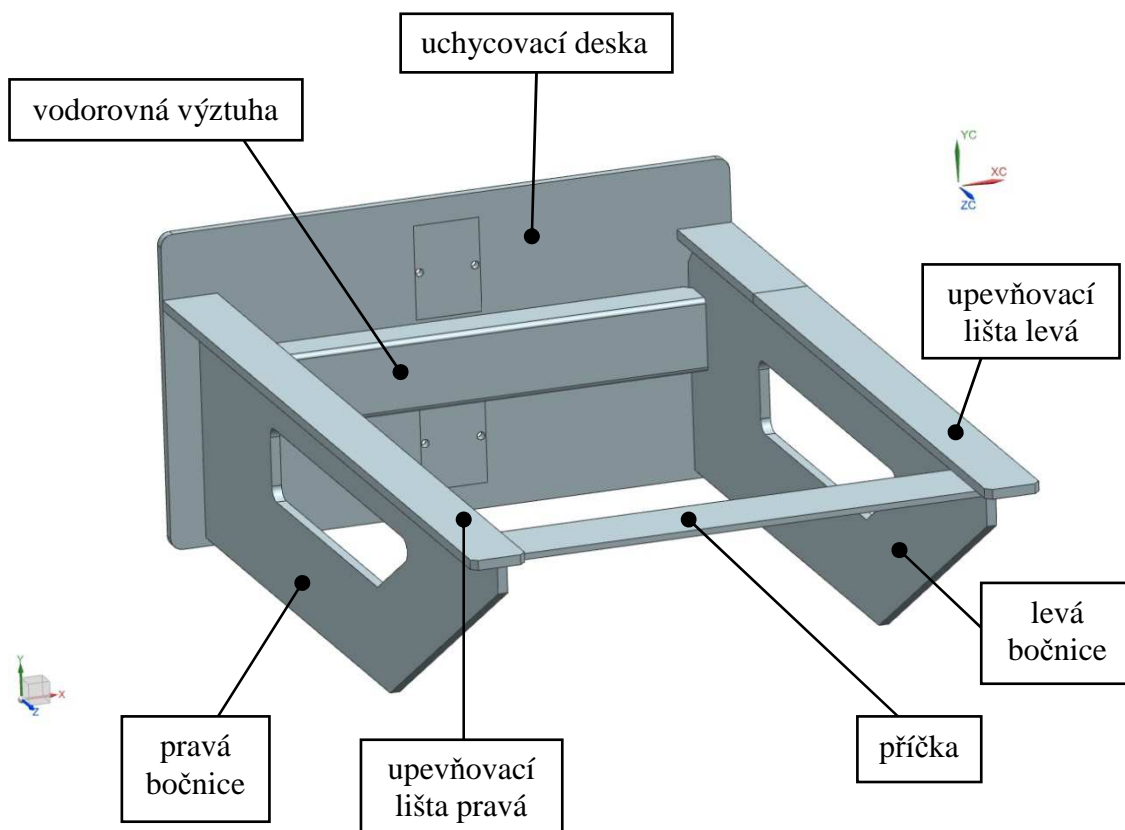
8. Výpočetní řešení metodou konečných prvků

Na základě hodnocení variant vzešla nejlépe varianta C. Jako model pro výpočetní řešení byla zvolena konzola této varianty. Z kontrolních výpočtů v podkapitolách níže bylo následně uvažováno o několika variantách konzoly, která byla v některých místech vyztužena pro dosažení nižších hodnot deformace a napětí.

8.1. Model

Model byl vytvořen v programu Autodesk Inventor 2010 a následně převeden do programu NX 11.0, od firmy Siemens, pro vytvoření výpočetního řešení metodou konečných prvků pro kontrolu hodnot deformace a napětí.

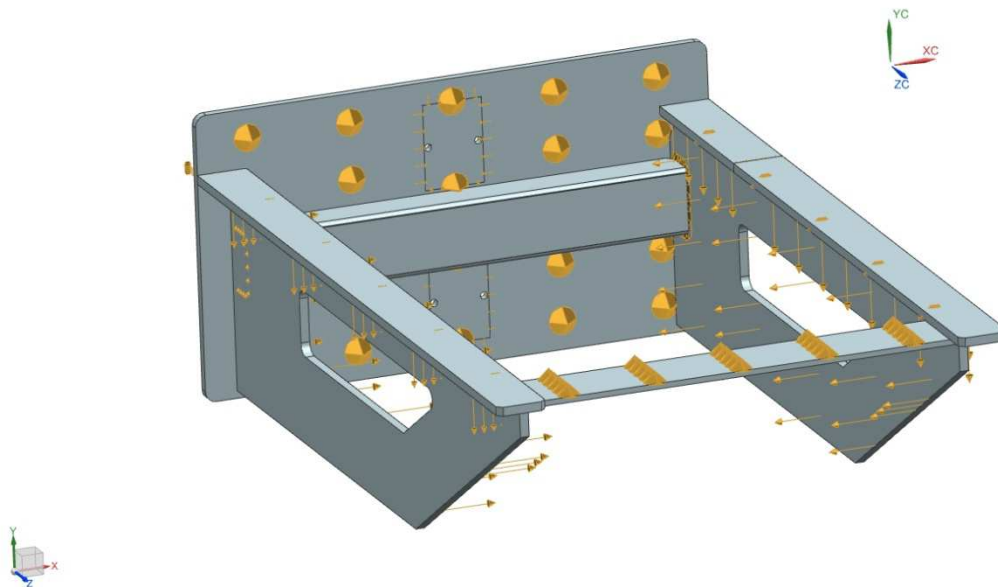
Jedná se o zcela svařovanou konzolu, která nese a zdvihá pásový dopravník. Na pásovém dopravníku se přepravují přepravky s plastovými výlisky. Přepravka nepřekračuje maximální hmotnost 5 kg. Do konzoly vstupuje síla od vlastní hmotnosti pásového dopravníku, jeho poháněcího ústrojí a přepravované bedny. Při výpočtu jde hlavně o zjištění průběhu napětí a deformace. V případě nevyhovujících hodnot bude provedena následná úprava některých dílů konstrukce konzoly. Pro MKP výpočet byly z modelu odstraněny přebytečné otvory pro šrouby, z důvodu zjednodušení modelu, sítě, a tím snížení výpočetního času.



Obrázek 66 - Model konzoly

8.2. Náhrada svarů

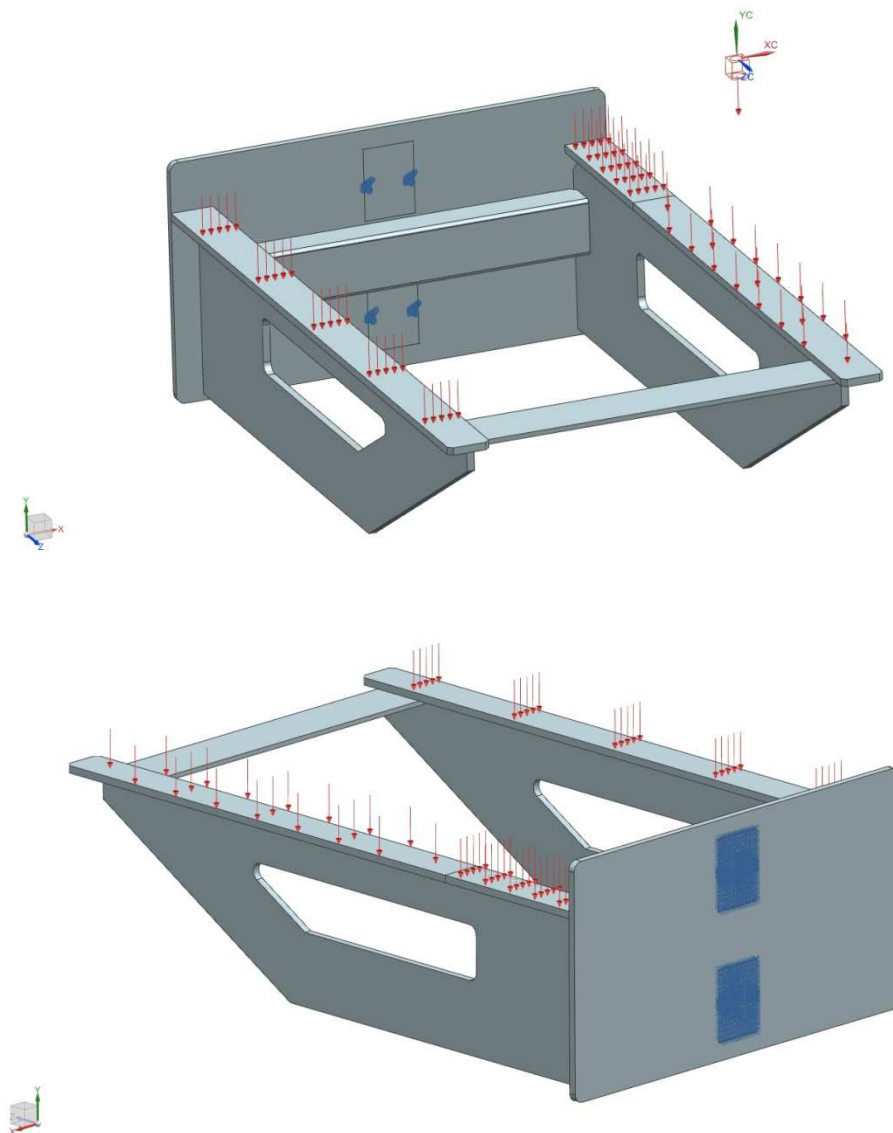
Konzola je celosvařovaná konstrukce (jak již bylo několikrát zmíněno), proto je nutné celou konstrukci nadefinovat tak, aby se chovala jako svařenec. K tomu byla zvolena funkce *gluing* (lepení) druhu *Surface to surface gluing*. Upřesněná formulace této funkce byla nastavena jako *Weld like connection* (svařované spojení). Pro slepení byly přednastaveny regiony pro plochy, které se následně spojily funkcí *gluing*. Zvolený materiál pro celou konstrukci je ocel.



Obrázek 67 - Model konzoly po slepení funkcí *gluing*

8.3. Okrajové podmínky

Konzola je přišroubována čtyřmi šrouby velikosti M6 za zadní uchycovací desku k samotným vozíkům pohonu lineární jednotky úplné typu KR46-D. Kontaktní plocha těchto vozíků s uchycovací deskou je zobrazena pomocí funkce *Split body* (naseknutí plochy). Dírák pro šrouby bylo odebráno šest stupňů volnosti (tři posuvy v osách X, Y, Z a jejich natočení podél těchto tří os). Dvě podélné upevňovací lišty jsou zatíženy silami, odpovídajícími nejhoršímu možnému zátěžovému stavu, který nastává po najetí přepravky na pásový dopravník. Celková hmotnost činí 86 kg. Z toho 66 kg váží pásový dopravník, 15 kg motor, jenž pohání hnací buben pásového dopravníku a 5 kg naplněná přepravka, která je pomocí přídavného zařízení, před jízdou do dolní úvratě, centrována. Celkové zatížení je rozloženo na dvě podélné upevňovací lišty a to tak, že pravá lišta byla zatížena silou 330 N a levá lišta je opět pomocí funkce *Split body* naseknuta a rozdělena na dvě části. Zadní část lišty (dotýkající se zadní uchycovací desky) je zatížena 505 N z důvodu umístění motoru pro pohánění pásu, který je na levé straně (ze zadního pohledu na konzolu) a způsobuje větší namáhání na této straně. Přední část je zatížena obdobně jako pravá lišta. Jako poslední silový účinek byla zavedena gravitační síla ve směru -YC.



Obrázek 68 - Modely konzoly po nadefinování okrajových podmínek

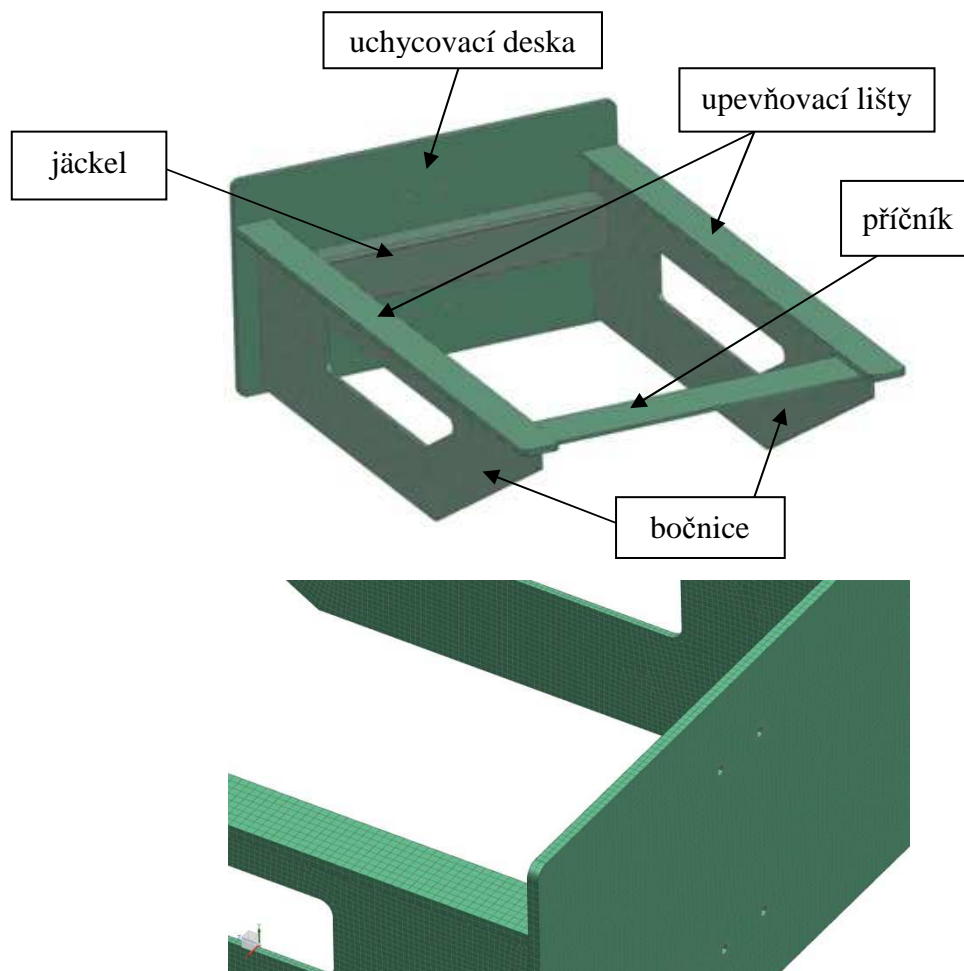
8.4. Nastavení sítě

Byla použita síť *3D Swept Mesh*, neboli tažená síť, u všech dílů konzoly až na jediný, a to vyztužující příčný uzavřený profil, tzv. jäckel. Ten byl zasítován pomocí sítě *3D Tetrahedral Mesh*. U *3D Swept Mesh* sítě je použit způsob *Unil Target*. Jedná se o tažení sítě od jedné plochy k druhé a zasítuje se tak celý objem modelu. Pod vlastnostmi elementů je zvolen typ *Chexa* (20). Dále je využita funkce *Use Layers*. Ta umožňuje vybrat libovolný počet vrstev mezi zvolenými plochami. Na přiblíženém obrázku 69 je možné vidět síť s dvěma vrstvami elementů. Dvě vrstvy jsou použity u všech dílů kromě vyztužného jäckelu s tetrahedrovou sítí.

Byly využity různé velikosti elementů:

- bočnice - 4 mm
- upevňovací lišty - 6 mm
- příčník - 6 mm
- uchycovací deska - 5 mm

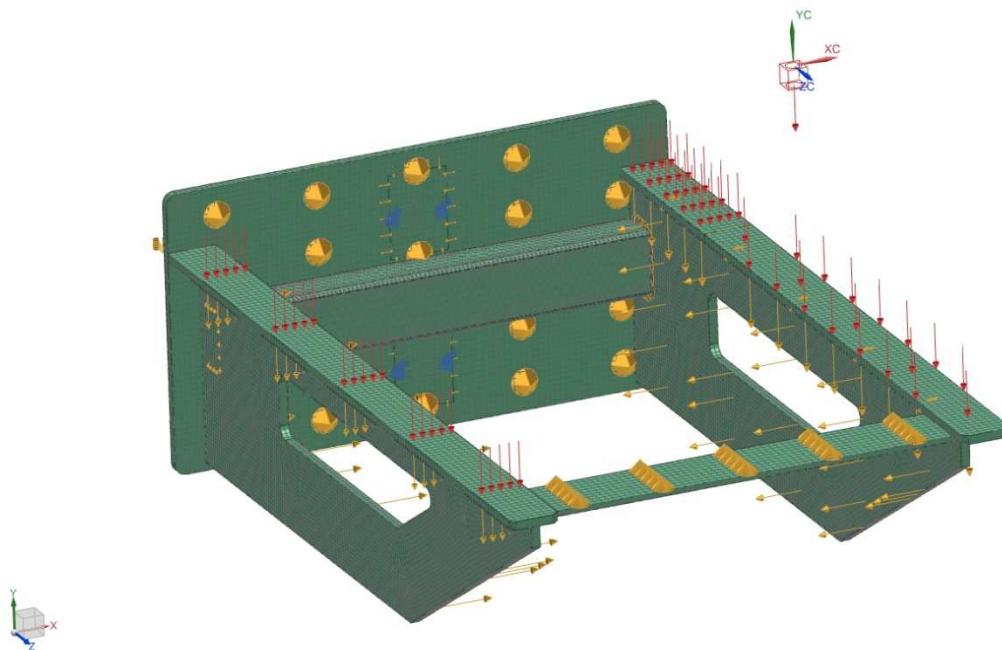
U 3D *Tetrahedral Mesh* sítě je pod vlastnostmi elementů zvolen typ *Ctetra (10)* o velikosti 8 mm.



Obrázek 69 - Zasít'ovaný model

8.5. Výpočtový model

Jedná se o výpočtový model, který zobrazuje veškeré použité funkce v simulaci v prostředí FEM a SIM.



Obrázek 70 - Výpočtový model prvotního návrhu

8.6. Prvotní výsledky

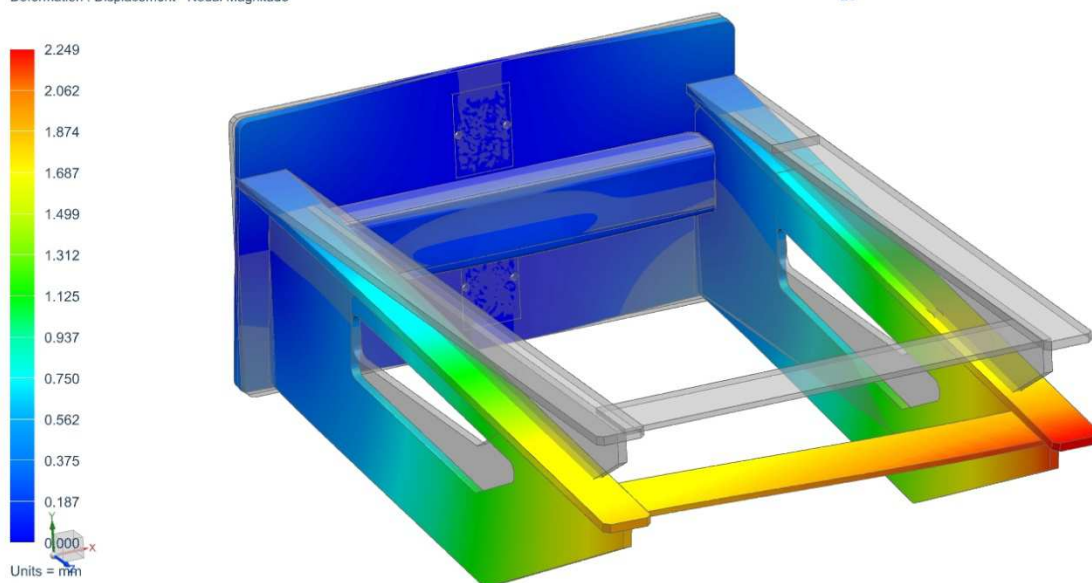
Prvotní výsledky se zaměřují na vypočítání nastávajícího průhybu a stavu napětí v konstrukci vzhledem k velikosti zatížení a okrajovým podmínkám stanoveným v předchozích podkapitolách. V důsledku získaných hodnot bude rozhodnuto o následné úpravě konstrukce, za účelem snížení dílčích posunutí a napětí na požadovanou mez. Všechny obrázky s výslednými hodnotami jsou nastaveny v *Primary display* jako *Feature*.

8.6.1. Deformační kontrola

Na obrázku 71 jsou zobrazeny výsledky deformační kontroly, s desetiprocentním vizuálním zvětšením deformace, v porovnání s nedeformovaným modelem. Ten je vykreslen průhledně šedivou barvou. Maximální hodnota posunutí, která činí 2,249 mm, se nachází na levé straně (ze zadního pohledu na konzolu). To způsobuje především umístění motoru pro pohánění pásového dopravníku, který váží 15 kg. Maximální hodnota posunutí 2,249 mm je příliš vysoká a je nutné provést úpravu konstrukce a zvýšit její tuhost. Například zvětšením tloušťky zadní uchycovací desky.

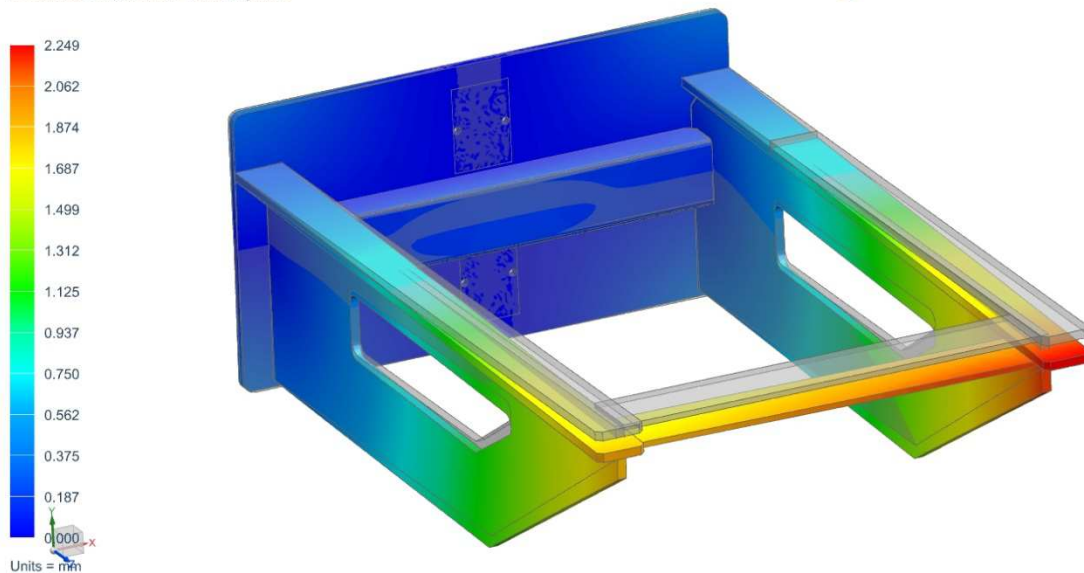
Dále jsou na obrázku 72 zobrazeny výsledky absolutní deformace, taktéž s desetiprocentním vizuálním zvětšením posunutí, v porovnání s nedeformovaným modelem. Obrázek 73 je zobrazen pouze čistě, bez porovnávání s nedeformovaným modelem.

KONZOLE PRO NX_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 2.249, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



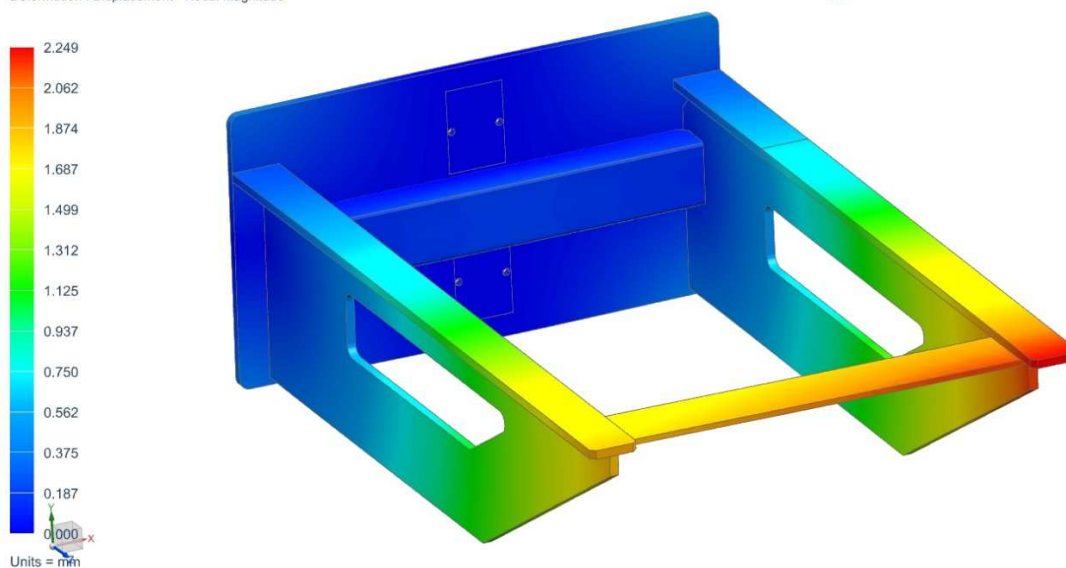
Obrázek 71 - Vizuálně zvětšená deformace o 10% z modelu

KONZOLE PRO NX_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 2.249, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 72 - Vizuálně zvětšená absolutní deformace o 10%

KONZOLE PRO NX_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 2.249, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

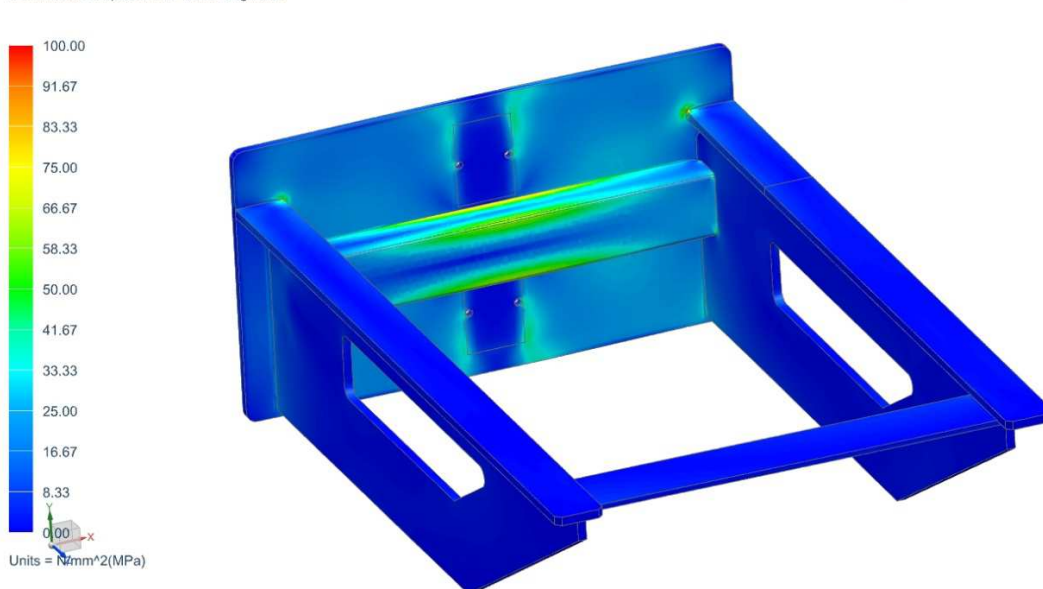


Obrázek 73 - Displacement (posunutí)

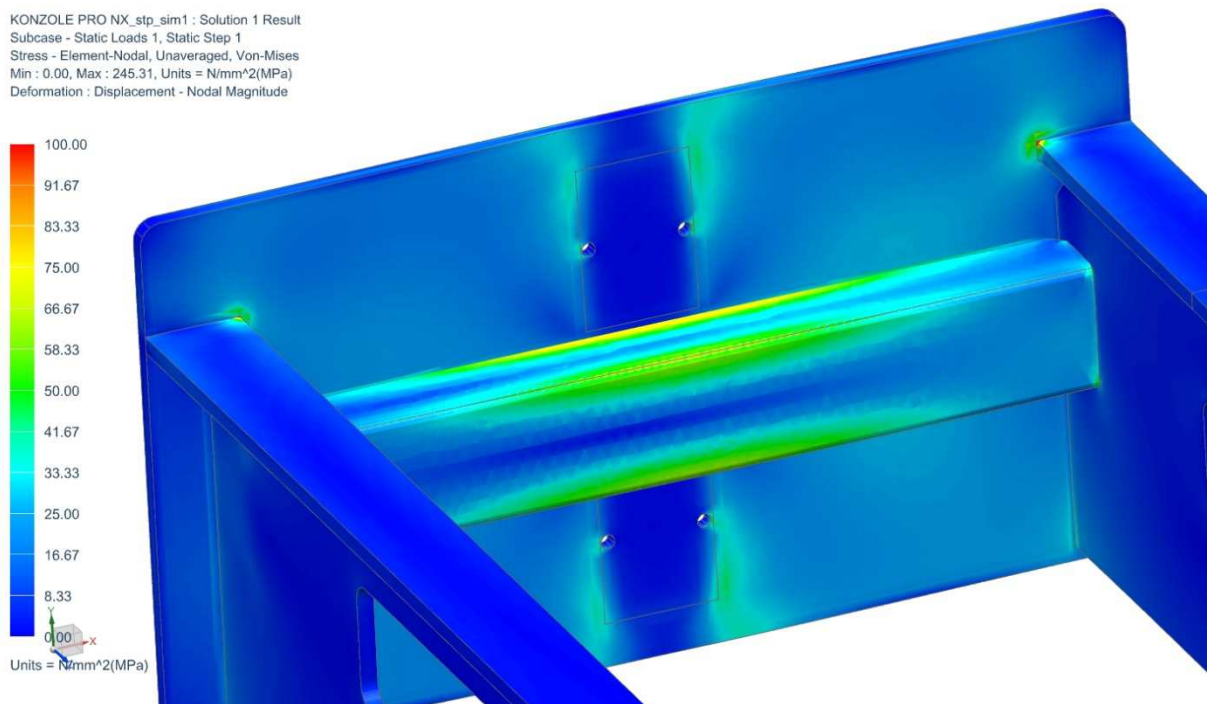
8.6.2. Pevnostní kontrola

Na obrázcích 74 a 75 jsou zobrazeny výsledky pevnostní kontroly dle Von Misesovy hypotézy. Oblasti se zvýšenými hodnotami redukovaného napětí jsou převážně na uzavřeném ocelovém profilu (jäckelu), zadní uchycovací desce a v místě svaru upevňovacích lišt se zadní deskou, kde dochází ke koncentraci napětí. Maximální špičkové hodnoty napětí v konstrukci jsou 245,31 MPa. Stupnice je zobrazena do 100 MPa.

KONZOLE PRO NX_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 245.31, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 74 - Napětí dle HMM



Obrázek 75 - Napětí dle HMH - detailní pohled

8.7. Úprava konstrukce

Na základě výsledků v podkapitole 8.6. byla provedena úprava konstrukce za účelem zvýšení tuhosti konstrukce, a tím snížení hodnot deformace a napětí.

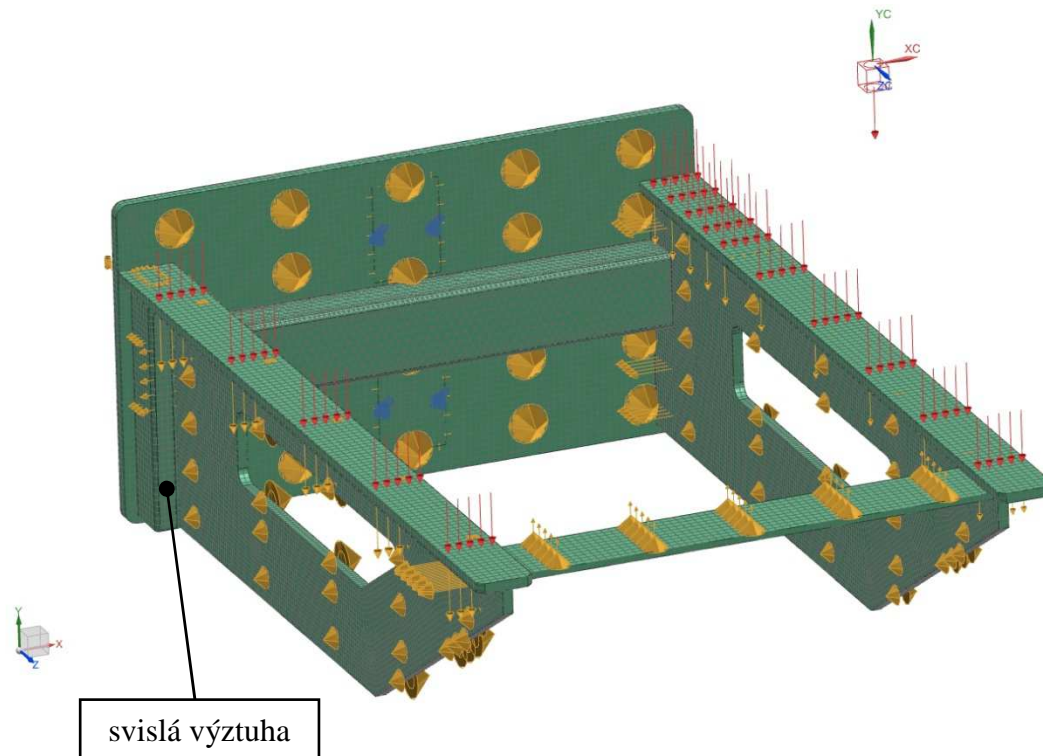
Model je obdobný jako u prvotní konstrukce, s tím rozdílem, že po stranách bočnic jsou přidány navařené svislé výztuhy. Jako výztuha slouží uzavřený obdélníkový ocelový profil tzv. jáckel. Další úpravou byla změna tloušťky zadní desky z 8 mm na 10 mm.

Náhrada svarů je opět za pomoci funkce *Surface to surface gluing* s upřesněnou formulací *Weld like connection*.

Okrajové podmínky, po úpravě konstrukce konzoly, zůstaly stejně nadefinované jako v podkapitole 8.3. na obrázku 68 u prvotní varianty.

Zasítování jáckelů, pro zvětšení tuhosti celé konstrukce, bylo provedeno funkcí *3D Swept Mesh* způsobem *Until Target*. Pod vlastnostmi elementů je zvolen typ *Chexa (20)*. Narozdíl od většiny ostatních dílů, u výztužných jáckelů není využita funkce *Use Layers*, a tudíž jsou jednotlivé elementy o velikosti 5 mm v jedné vrstvě.

Na obrázku 76 níže je vidět výpočtový model konzoly po úpravě. Výpočtový model zahrnuje veškeré použité funkce při simulaci.



Obrázek 76 - Výpočtový model po úpravě

8.8. Výsledky po úpravě

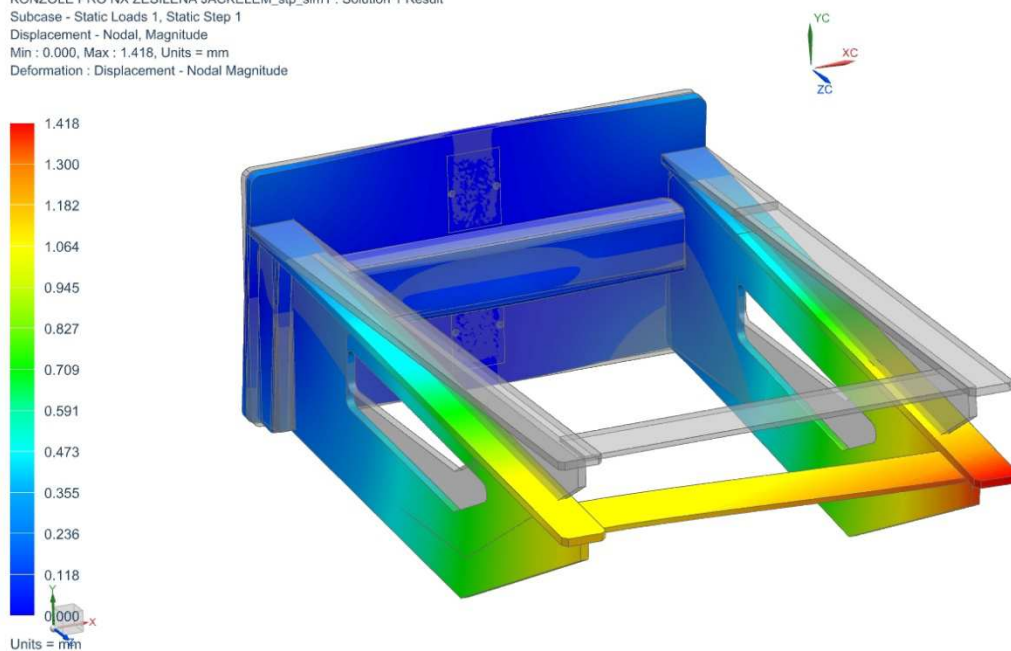
V důsledku úpravy konstrukce konzoly získáme z deformační a pevnostní kontroly již příznivější hodnoty. Výsledné hodnoty deformace jsou zobrazeny v oddílu 8.8.1. a hodnoty napětí v oddílu 8.8.2. Všechny obrázky s výslednými hodnotami jsou nastaveny v *Primary display* jako *Feature*.

8.8.1. Deformační kontrola

Na obrázku 77 jsou zobrazeny výsledky deformační kontroly, po úpravě konstrukce, s desetiprocentním vizuálním zvětšením deformace, v porovnání s nedeformovaným modelem. Ten je vykreslen průhledně šedivou barvou. Maximální hodnota posunutí je již 1,418 mm a nachází se obdobně na levé straně (ze zadního pohledu na konzolu).

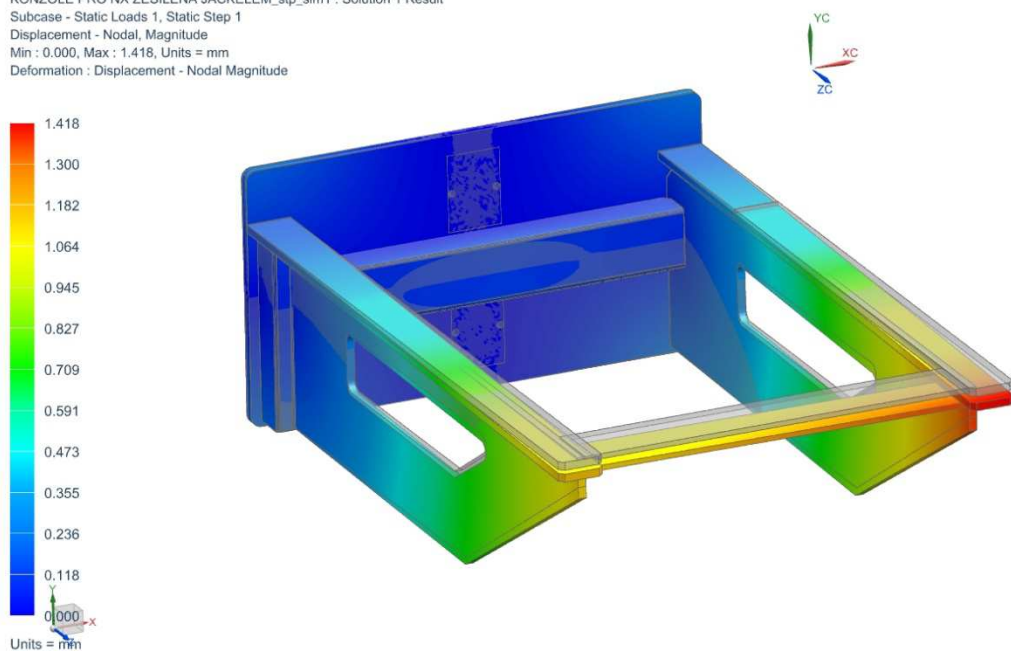
Dále jsou na obrázku 78 zobrazeny výsledky absolutní deformace, taktéž s desetiprocentním vizuálním zvětšením posunutí, v porovnání s nedeformovaným modelem. Obrázek 79 je zobrazen pouze čistě, bez porovnávání s nedeformovaným modelem.

KONZOLE PRO NX ZESÍLENÁ JACKELEM_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 1.418, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



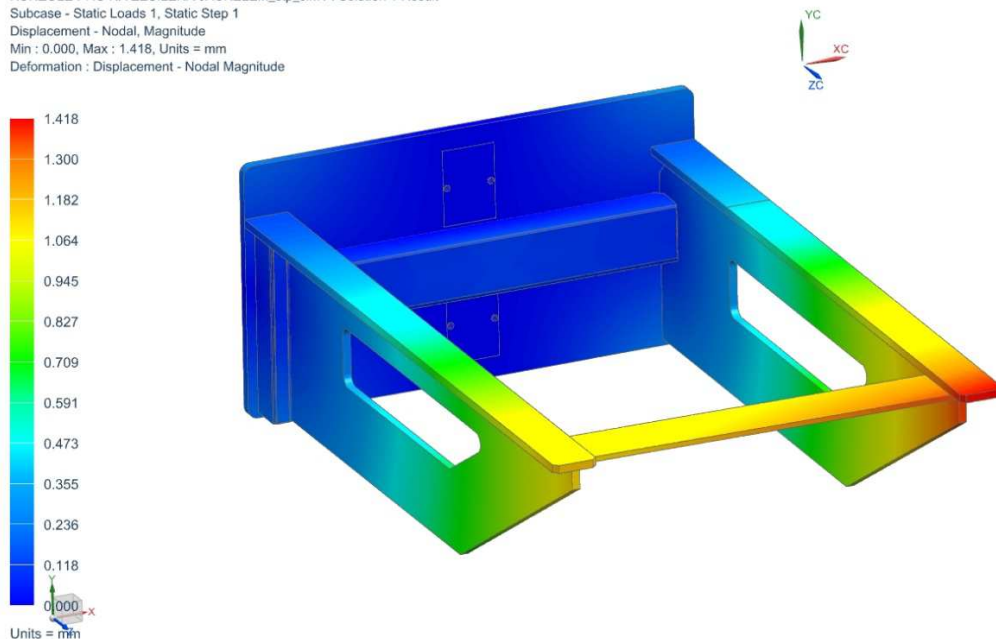
Obrázek 77 - Vizuálně zvětšená deformace o 10% z modelu po úpravě

KONZOLE PRO NX ZESÍLENÁ JACKELEM_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 1.418, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 78 - Vizuálně zvětšená absolutní deformace o 10% po úpravě

KONZOLE PRO NX ZESÍLENÁ JACKELEM_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 1.418, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

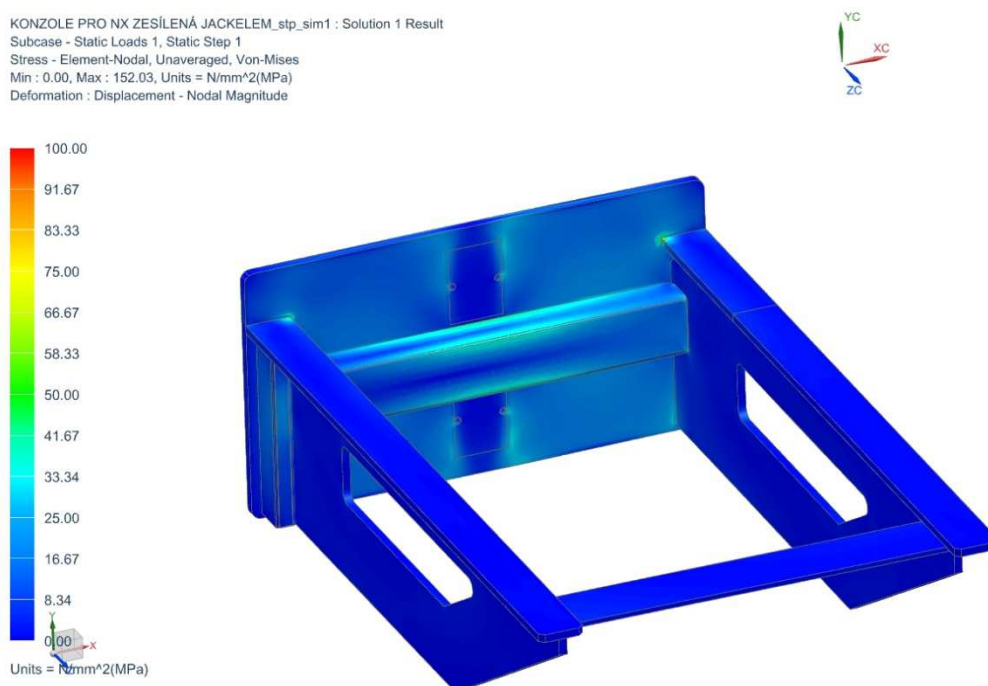


Obrázek 79 - Displacement (posunutí) po úpravě

8.8.2. Pevnostní kontrola

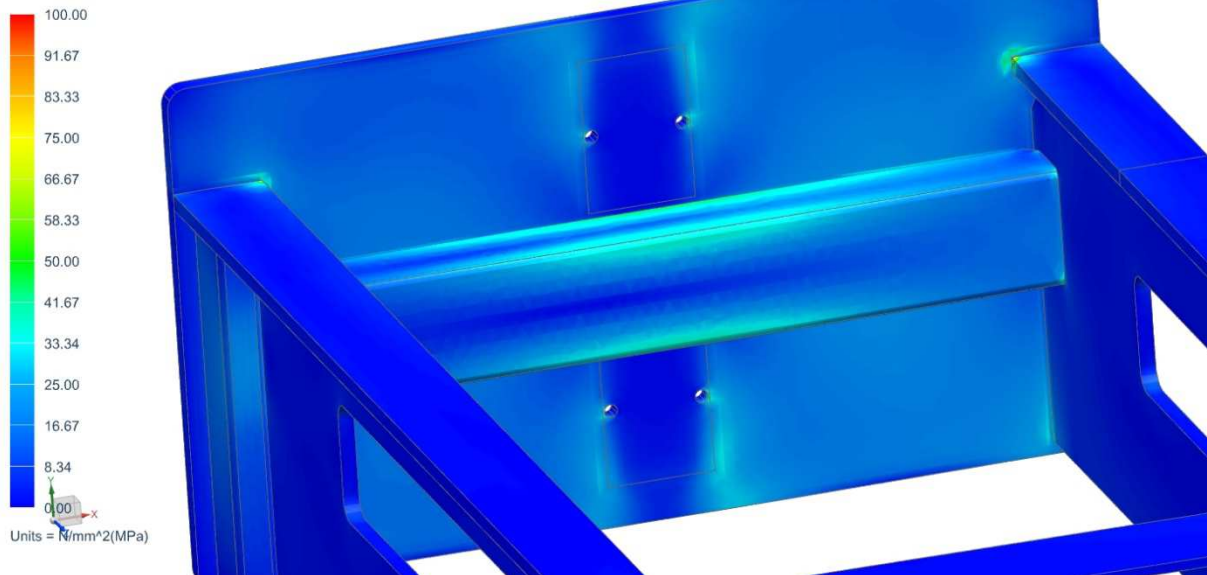
Na obrázcích 80 a 81 jsou zobrazeny výsledky pevnostní kontroly dle Von Misesovy hypotézy po úpravě. Oblasti se zvýšenými hodnotami redukovaného napětí jsou převážně na obdobných místech jako u prvotního návrhu v oddílu 8.6.2. s tím rozdílem, že výsledné hodnoty jsou znatelně menší a přijatelnější. Maximální špičkové hodnoty napětí v konstrukci jsou 152,03 MPa. Stupnice je taktéž zobrazena do 100 MPa.

KONZOLE PRO NX ZESÍLENÁ JACKELEM_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 152.03, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 80 - Napětí dle HMH po úpravě

KONZOLE PRO NX ZESÍLENÁ JACKELEM_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 152.03, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 81 - Napětí dle HMH po úpravě - detailní pohled

8.9. Shrnutí výsledků

Pro analýzy, vytvořené v této kapitole, byl zvolen materiál konstrukce konzoly S355J0 (11523 podle ČSN), vhodný ke svařování všemi obvykle používanými způsoby svařování.

Předpoklady chování materiálu:

- lineární - tlak je přímo úměrný napětí
- konstantní - vlastnosti jsou nezávislé na teplotě
- homogenní - v rámci celého objektu se vlastnosti nemění
- izotropní - vlastnosti jsou ve všech směrech stejné

Materiálové vlastnosti S355J0 jsou uvedeny v následující tabulce:

Vlastnost	Hodnota
Yongův modul	2,1*10 ⁶ MPa
Poissonova konstanta	0,3
Měrná hmotnost	7850 kg/m ³
Mez kluzu v tahu	355 MPa
Mez pevnosti v tahu	475 MPa

Tabulka 6 - Materiálové vlastnosti S355J0

Hodnoty spočtené pomocí MKP, u prvotního návrhu konstrukce konzoly, jsou uvedeny v tabulce 7:

Parametr	Minimální hodnota	Maximální hodnota
Deformace	0 mm	2,249 mm
Napětí	0 MPa	245,31 MPa

Tabulka 7 - Výsledné hodnoty prvotního návrhu

Hodnoty spočtené pomocí MKP, u vyztuženého návrhu konstrukce konzoly, jsou uvedeny v tabulce 8:

Parametr	Minimální hodnota	Maximální hodnota
Deformace	0 mm	1,418 mm
Napětí	0 MPa	152,03 MPa

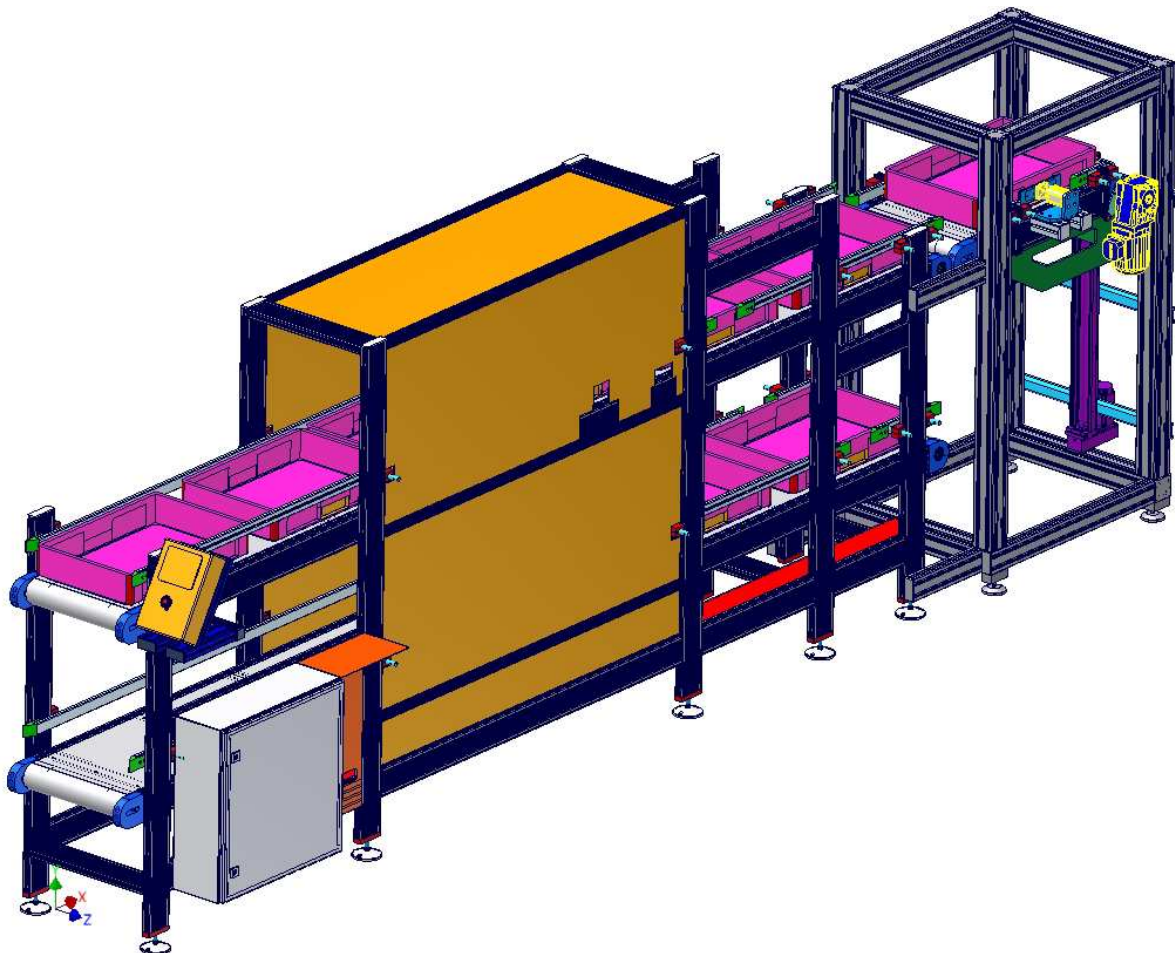
Tabulka 8 - Výsledné hodnoty návrhu po úpravě

9. Konstrukční návrh vybrané varianty

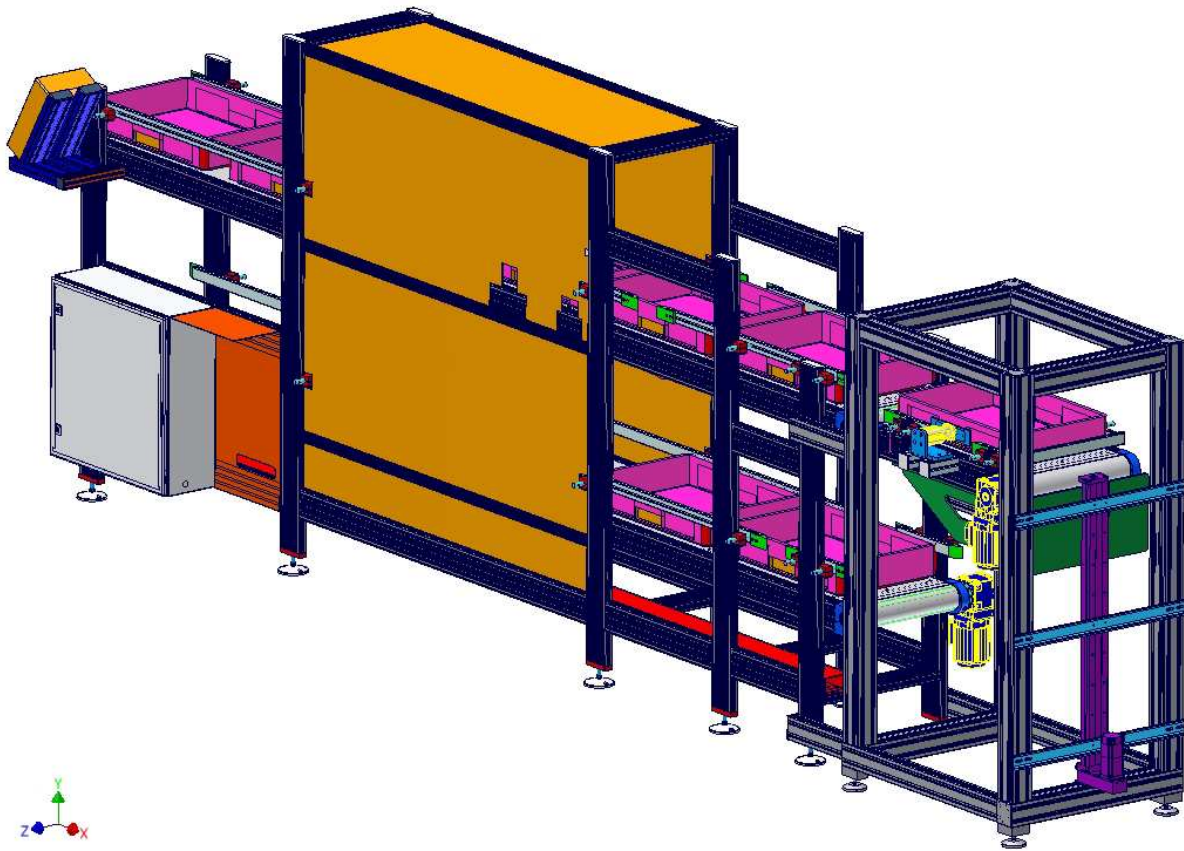
Na základě hodnocení tří konstrukčních variant A, B, C byla vybrána varianta C za optimální. Tato varianta je podrobně popsána a zobrazena v podkapitole 6.3 výše. Hlavní konstrukční návrhy částí modulu výtahu varianty C, oproti stávajícímu stavu, jsou:

- pohon - servomotor
- vedení - lineární jednotka
- konzola - celosvařovaná konzola varianty C (vyztužená jäckely)

Na obrázku 82 a 83 je zobrazena celková sestava modulu výtahu s dopravní linkou. Modul je k lince přesně připevněn, a proto je důležitá flexibilita modulu, kterou umožňují stavebnicové hliníkové profily MayTec.



Obrázek 82 - Celková sestava modulu výtahu s dopravní linkou (pohled 1)



Obrázek 83 - Celková sestava modulu výtahu s dopravní linkou (pohled 2)

Shrnutí funkčního popisu:

Prázdňá plastová přepravka přijíždí od obsluhy po pásovém dopravníku linky, do izolované místnosti s výrobními vstřikovými lisý. Přepravka je naložena plastovými výlisky za pomoci robotické ruky. Poté se přemístí na pásový dopravník modulu výtahu, kde se přepravky srovnávají upínacím pneumatickým válcem. Následně sjíždí do dolní úvratě, ze které se vracení (již naplněné) k obsluze. Pohyb zajišťuje lineární jednotka se servomotorem, která slouží i jako vedení a je upevněna šrouby k základnímu hliníkovému rámu třemi držáky. Lineární jednotka má dva vozíky, ke kterým je přišroubována konzola, v provedení varianty C. Ta byla podrobena pevnostní a deformační kontrole (v kapitole 8). Konzola nese tíhu pásového dopravníku včetně maximální možné hmotnosti přepravky 5 kg.

9.1. Výpočet životnosti lineární jednotky úplné

Vyhodnocovaný model:	KR4620D
Lineární vedení	($C = 14000 \text{ N}$, $C_0 = 22700 \text{ N}$)
Kuličkový šroub	($C_a = 3040 \text{ N}$, $C_{0a} = 7150 \text{ N}$)
Nosné ložisko	($C_a = 6660 \text{ N}$, $P_{0a} = 3240 \text{ N}$)
Hmotnost	$m = 113 \text{ kg}$
Rychlost	$v = 200 \text{ mm/s}$
Zrychlení	$\alpha = 3,2 \text{ m/s}^2$
Zdvih	$l_s = 640 \text{ mm}$
Gravitační zrychlení	$g = 9,807 \text{ m/s}^2$

$$m_g = m \cdot g = 113 \cdot 9,807 = 1108 \text{ N}$$

Životnost

Model KR se skládá z vozíku, kuličkového šroubu a nosného ložiska. Jmenovitou životnost všech komponent lze vypočítat ze základního dynamického jmenovitého zatížení uvedeného v tabulce 9.

Model		KR15		KR20	KR26	KR30H		KR33		KR45H		KR46		KR55	KR65	
		KR1501	KR1502			KR30H06	KR30H10	KR3306	KR3310	KR45H10	KR45H20	KR4610	KR4620			
		Lineární vedení	Základní dynamické jmenovité zatížení C (N)	Dlouhý vozík, typy A a B	1930	3590	7240	11600		11600		23300		27400		38100
Krátký vozík, typy C a D	-			-	-	4900		4900		11900		14000		-	-	
Základní statické jmenovité zatížení Co (N)	Dlouhý vozík, typy A a B		3450	6300	12150	20200		20200		39200		45500		61900	80900	
	Krátký vozík, typy C a D		-	-	-	10000		10000		19600		22700		-	-	
Radiální vůle (mm)	Normální/vysoká třída přesnosti		-0,001 až +0,002		+0,002 až -0,003	+0,002 až -0,004	+0,002 až -0,004		+0,002 až -0,004		+0,003 až -0,006		+0,003 až -0,006		+0,004 až -0,007	+0,004 až -0,008
	Precizní přesnost		-0,005 až -0,002		-0,003 až -0,007	-0,004 až -0,01	-0,004 až -0,012		-0,004 až -0,012		-0,006 až -0,016		-0,006 až -0,016		-0,007 až -0,019	-0,008 až -0,022
Kuličkový šroub	Základní dynamické jmenovité zatížení Ca (N)	Normální/vysoká třída přesnosti	340	230	660	2350	2840	1760	2840	1760	3140	3040	3140	3040	3620	5680
		Precizní přesnost	340	230	660	2350	2250	1370	2250	1370	2940	3430	2940	3430	3980	5950
	Základní statické jmenovité zatížení Coa (N)	Normální/vysoká třída přesnosti	660	410	1170	4020	4900	2840	4900	2840	6760	7150	6760	7150	9290	14500
		Precizní přesnost	660	410	1170	4020	2740	1570	2740	1570	3720	5290	3720	5290	6850	10700
	Průměr kuličkového šroubu (mm)		5		6	8	10		10		15		15		20	25
	Stoupání (mm)		1	2	1	2	6	10	6	10	10	20	10	20	20	25
	Malý průměr závitu (mm)		4,5		5,3	6,6	7,8		7,8		12,5		12,5		17,5	22
	Roztečný průměr kuliček (mm)		5,15		6,15	8,3	10,5		10,5		15,75		15,75		20,75	26
Nosné ložisko	Axální směr	Základní dynamické jmenovité zatížení Ca (N)	590	1000	1380	1790	1790		1790		6660		6660		7600	13700
		Povolené statické zatížení Poa (N)	290	1240	1760	2590	2590		2590		3240		3240		3990	5830

Poznámka: údaje v závorce znamenají jednotku

Tabulka 9 - Jmenovitá zatížení modelu KR

a) Vyhodnocení jmenovité životnosti lineárního vedení

Jmenovitá životnost:

$$L = \left(\frac{f_c \cdot C}{f_w \cdot P_m} \right)^3 \cdot 50$$

L - jmenovitá životnost [km]

Jmenovitá životnost znamená celkovou dopravní vzdálenost, které může dosáhnout 90% prvků z dostatečně veliké skupiny téhož modelu bez první známky únavy materiálu (odlupování šupin z kovového povrchu) provozovaných za stejných podmínek.

C - základní dynamické jmenovité zatížení [N]

P_m - vypočítané užitečné zatížení [N]

f_c - kontaktní koeficient (viz tabulka 10)

f_w - zátěžový koeficient (viz tabulka 11)

Typ vozíku	Kontaktní koeficient f_c
Typy A/C	1
Typy B/D	0,81

Tabulka 10 - Kontaktní koeficient

Vibrace nebo rázy	Rychlost (V)	f_w
Jemné	nepatrná $V \leq 0,25$ m/s	1 až 1,2
Malé	Pro pomalou rychlost $0,25 < V \leq 1$ m/s	1,2 až 1,5
Střední	Pro střední rychlost $1 < V \leq 2$ m/s	1,5 až 2
Velké	Pro vysokou rychlost $V > 2$ m/s	2 až 3,5

Tabulka 11 - Zátěžový koeficient

Užitečné zatížení bloku pouzdra

K - koeficient ekvivalentního momentu (viz tabulka 12)

Pokud během pohybu vozíku působí moment, jsou vnější kuličky na koncích vozíku vystaveny většímu zatížení. V tom případě je nutné při výpočtu zatížení vynásobit hodnotu momentu koeficientem ekvivalentního momentu uvedeného v tabulce 12.

Model	K_A	K_B	K_C
KR15-A	$3,2 \times 10^{-1}$	$3,2 \times 10^{-1}$	$9,09 \times 10^{-2}$
KR15-B	$5,96 \times 10^{-2}$	$5,96 \times 10^{-2}$	$9,09 \times 10^{-2}$
KR20-A	$2,4 \times 10^{-1}$	$2,4 \times 10^{-1}$	$7,69 \times 10^{-2}$
KR20-B	$4,26 \times 10^{-2}$	$4,26 \times 10^{-2}$	$7,69 \times 10^{-2}$
KR26-A	$1,73 \times 10^{-1}$	$1,73 \times 10^{-1}$	$5,88 \times 10^{-2}$
KR26-B	$3,06 \times 10^{-2}$	$3,06 \times 10^{-2}$	$5,88 \times 10^{-2}$
KR30H-A	$1,51 \times 10^{-1}$	$1,51 \times 10^{-1}$	$4,78 \times 10^{-2}$
KR30H-B	$2,76 \times 10^{-2}$	$2,76 \times 10^{-2}$	$4,78 \times 10^{-2}$
KR30H-C	$2,77 \times 10^{-1}$	$2,77 \times 10^{-1}$	$4,78 \times 10^{-2}$
KR30H-D	$3,99 \times 10^{-2}$	$3,99 \times 10^{-2}$	$4,78 \times 10^{-2}$
KR33-A	$1,51 \times 10^{-1}$	$1,51 \times 10^{-1}$	$4,93 \times 10^{-2}$
KR33-B	$2,57 \times 10^{-2}$	$2,57 \times 10^{-2}$	$4,93 \times 10^{-2}$
KR33-C	$2,77 \times 10^{-1}$	$2,77 \times 10^{-1}$	$4,93 \times 10^{-2}$

Model	K_A	K_B	K_C
KR33-D	$3,55 \times 10^{-2}$	$3,55 \times 10^{-2}$	$4,93 \times 10^{-2}$
KR45H-A	$9,83 \times 10^{-2}$	$9,83 \times 10^{-2}$	$3,45 \times 10^{-2}$
KR45H-B	$1,87 \times 10^{-2}$	$1,87 \times 10^{-2}$	$3,45 \times 10^{-2}$
KR45H-C	$1,83 \times 10^{-1}$	$1,83 \times 10^{-1}$	$3,45 \times 10^{-2}$
KR45H-D	$2,81 \times 10^{-2}$	$2,81 \times 10^{-2}$	$3,45 \times 10^{-2}$
KR46-A	$1,01 \times 10^{-1}$	$1,01 \times 10^{-1}$	$3,38 \times 10^{-2}$
KR46-B	$1,78 \times 10^{-2}$	$1,78 \times 10^{-2}$	$3,38 \times 10^{-2}$
KR46-C	$1,85 \times 10^{-1}$	$1,85 \times 10^{-1}$	$3,38 \times 10^{-2}$
KR46-D	$2,5 \times 10^{-2}$	$2,5 \times 10^{-2}$	$3,38 \times 10^{-2}$
KR55-A	$8,63 \times 10^{-2}$	$8,63 \times 10^{-2}$	$2,83 \times 10^{-2}$
KR55-B	$1,53 \times 10^{-2}$	$1,53 \times 10^{-2}$	$2,83 \times 10^{-2}$
KR65-A	$7,55 \times 10^{-2}$	$7,55 \times 10^{-2}$	$2,14 \times 10^{-2}$
KR65-B	$1,35 \times 10^{-2}$	$1,35 \times 10^{-2}$	$2,14 \times 10^{-2}$

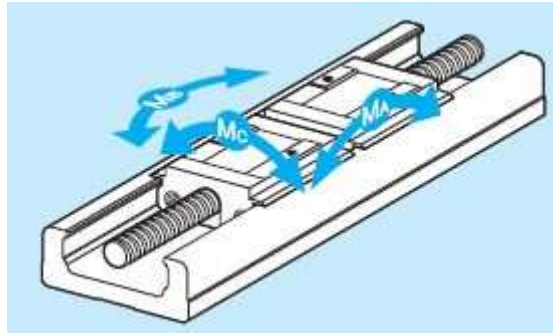
Tabulka 12 - Koeficient ekvivalentního momentu

K_A , K_B , K_C udávají koeficienty ekvivalentního momentu ve směrech M_A , M_B a M_C .

Model	Povolený statický moment		
	M_A	M_B	M_C
KR15-A	12,1	12,1	38
KR15-B	70,3	70,3	76
KR20-A	31	31	83
KR20-B	176	176	165
KR26-A	84	84	208
KR26-B	480	480	416
KR30H-A	166	166	428
KR30H-B	908	908	857
KR30H-C	44	44	214
KR30H-D	319	319	427
KR33-A	166	166	428
KR33-B	908	908	857
KR33-C	44	44	214
KR33-D	319	319	427
KR45H-A	486	486	925
KR45H-B	2732	2732	1850
KR45H-C	130	130	463
KR45H-D	994	994	925
KR46-A	547	547	1400
KR46-B	2940	2940	2800
KR46-C	149	149	700
KR46-D	1010	1010	1400
KR55-A	870	870	2280
KR55-B	4890	4890	4570
KR65-A	1300	1300	3920
KR65-B	7230	7230	7840

Poznámka: všechny uvedené hodnoty jsou v [Nm]

Tabulka 13 - Povolený statický moment modelu KR

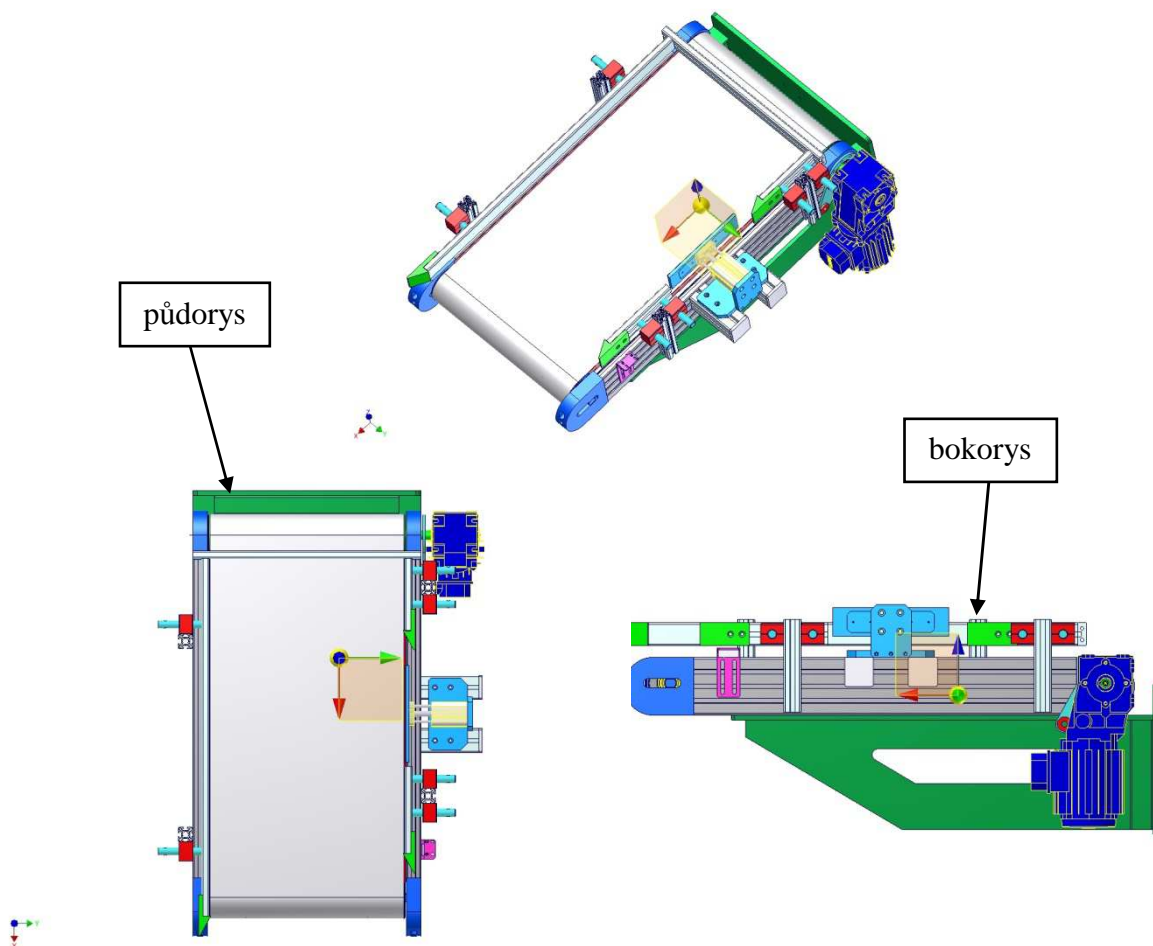


Obrázek 84 - Momenty modelu KR46D

Zatěžující momenty uvažujeme: $M_A \neq 0$, $M_B \neq 0$, $M_C = 0$

Pro další výpočty je zapotřebí znát vzdálenost těžiště v ose X a Y. Hodnoty těžiště byly odměřeny na modelu v programu Autodesk Inventor 2010.

- vzdálenost těžiště v ose X = 346 mm (od zadní uchycovací desky)
- vzdálenost těžiště v ose Y = 67 mm (od střední roviny celé sestavy)



Obrázek 85 - Poloha těžiště

Během rovnoměrného pohybu:

$$P_1 = m_g = 1108 \text{ N}$$

Během zrychlení:

$$P_{1a} = P_1 + (K_A \cdot m \cdot \alpha \cdot 346) = 1108 + (2,5 \times 10^{-2} \cdot 113 \cdot 3,2 \cdot 346) = 4236 \text{ N}$$

$$P_{1aT} = K_B \cdot m \cdot \alpha \cdot 67 = 2,5 \times 10^{-2} \cdot 113 \cdot 3,2 \cdot 67 = -606 \text{ N}$$

Během brzdění:

$$P_{1d} = P_1 - (K_A \cdot m \cdot \alpha \cdot 346) = 1108 - (2,5 \times 10^{-2} \cdot 113 \cdot 3,2 \cdot 346) = -2020 \text{ N}$$

$$P_{1dT} = K_B \cdot m \cdot \alpha \cdot 67 = 2,5 \times 10^{-2} \cdot 113 \cdot 3,2 \cdot 67 = 606 \text{ N}$$

P_{1aT} a P_{1d} jsou položeny rovny nule

Kombinované radiální a axiální zatížení

Během rovnoměrného pohybu:

$$P_{1E} = P_1 = 1108 \text{ N}$$

Během zrychlení:

$$P_{1aE} = P_{1a} + P_{1aT} = 4236 + 0 = 4236 \text{ N}$$

Během brzdění:

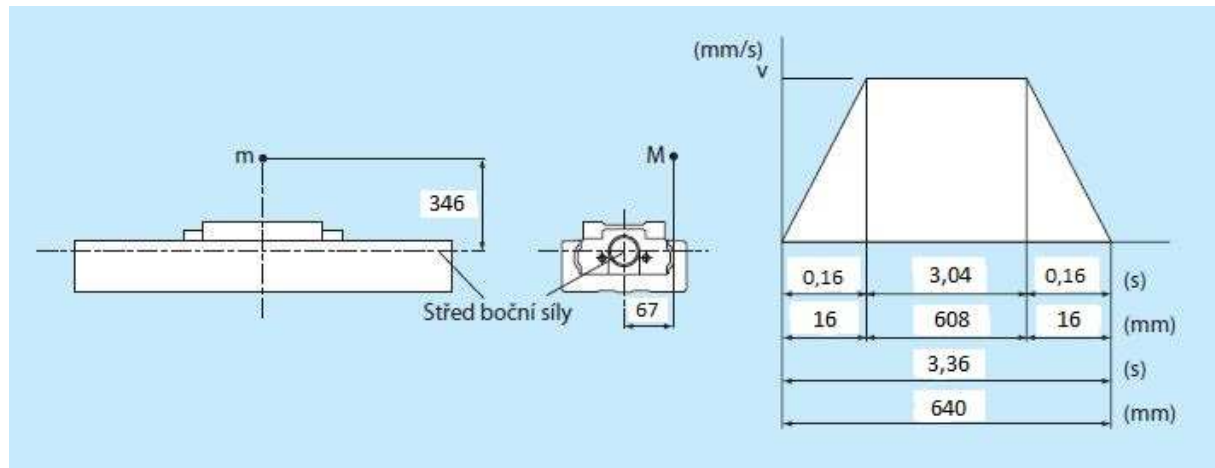
$$P_{1dE} = P_{1d} + P_{1dT} = 0 + 606 = 606 \text{ N}$$

Statický bezpečnostní koeficient

$$f_s = \frac{C_0}{P_{\max}} = \frac{C_0}{P_{1aE}} = \frac{22700}{4236} = 5,4$$

Pro další výpočty je zapotřebí znát graf rychlosti (obrázek 86), ve kterém jsou zahrnuty hodnoty:

- času
- dráhy (zdvihu)
- rychlosti



Obrázek 86 - Graf rychlosti

Jmenovitá životnost

Průměrné zatížení:

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{l_s} \left((P_{1E}^3 \cdot 608) + (P_{1aE}^3 \cdot 16) + (P_{1dE}^3 \cdot 16) \right)} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{1}{640} \left((1108^3 \cdot 608) + (4236^3 \cdot 16) + (606^3 \cdot 16) \right)} = 1473 \text{ N}$$

Jmenovitá životnost:

$$L = \left(\frac{f_c \cdot C}{f_w \cdot P_m} \right)^3 \cdot 50 = \left(\frac{0,81 \cdot 14000}{1 \cdot 1473} \right)^3 \cdot 50 = 22814 \text{ km}$$

- poznámka: z tabulky 11 volím zátěžový koeficient $f_w = 1$

Životnost:

Jakmile jsme zjistili jmenovitou životnost L , lze z následující rovnice vypočítat životnost za předpokladu konstantní délky zdvihu a počtu cyklů.

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60}$$

L_h - životnost [hod]

l_s - délka zdvihu [mm]

n_1 - počet cyklů za minutu [min^{-1}]

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60} = \frac{22814 \cdot 10^6}{2 \cdot 640 \cdot 3 \cdot 60} = 99019 \text{ hod}$$

b) Vyhodnocení jmenovité životnosti kuličkového šroubu

Axiální zatížení

Během rovnoměrného pohybu vpřed:

$$F_{a1} = (\mu \cdot m_g) + f = (0,005 \cdot 1108) + 2,5 = 8 \text{ N}$$

μ - koeficient tření (0,005)

f - valivý odpor vozíku KR + odpor těsnění (2,5 N)

Během dopředného zrychlení:

$$F_{a2} = F_{a1} + (m \cdot \alpha) = 8 + (113 \cdot 3,2) = 369,6 \text{ N}$$

Během dopředného brzdění:

$$F_{a3} = F_{a1} - (m \cdot \alpha) = 8 - (113 \cdot 3,2) = -353,6 \text{ N}$$

Během rovnoměrného pohybu zpět:

$$F_{a4} = -F_{a1} = -8 \text{ N}$$

Během zpětného zrychlení:

$$F_{a5} = F_{a4} - (m \cdot \alpha) = -8 - (113 \cdot 3,2) = -369,6 \text{ N}$$

Během zpětného brzdění:

$$F_{a6} = F_{a4} + (m \cdot \alpha) = -8 + (113 \cdot 3,2) = 353,6 \text{ N}$$

F_{a3} , F_{a4} a F_{a5} jsou položeny rovny nule

Statický bezpečnostní koeficient

$$f_s = \frac{C_{0a}}{F_{a_{\max}}} = \frac{C_{0a}}{F_{a2}} = \frac{7150}{369,6} = 19,3$$

Jmenovitá životnost

Průměrné axiální zatížení:

$$\begin{aligned} F_{am} &= \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_s} ((F_{a1}^3 \cdot 608) + (F_{a2}^3 \cdot 16) + (F_{a6}^3 \cdot 16))} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot 640} ((8^3 \cdot 608) + (369,6^3 \cdot 16) + (353,6^3 \cdot 16))} = 106 \text{ N} \end{aligned}$$

Jmenovitá životnost:

$$L = \left(\frac{C_a}{f_w \cdot F_{am}} \right)^3 \cdot l = \left(\frac{3040}{1 \cdot 106} \right)^3 \cdot 20 = 471773 \text{ km}$$

l - stoupání kuličkového šroubu [mm]

C_a - základní jmenovité dynamické zatížení [N]

F_{am} - průměrné axiální zatížení [N]

- poznámka: z tabulky 11 volím zátěžový koeficient $f_w = 1$

Životnost:

$$L_{rev} = \left(\frac{C_a}{f_w \cdot F_{am}} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{3040}{1 \cdot 106} \right)^3 \cdot 10^6 = 2,36 \cdot 10^{10} \text{ rev.}$$

L_{rev} - jmenovitá životnost [rev.]

Jmenovitá životnost znamená celkový počet otáček, který může dosáhnout 90% ze skupiny stejných kuličkových šroubů (nosných ložisek) než se objeví první známky únavy materiálu těchto kuličkových šroubů, za stejných podmínek.

$$L_h = \frac{L_{rev} \cdot l}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60} = \frac{2,36 \cdot 10^{10} \cdot 20}{2 \cdot 640 \cdot 3 \cdot 60} = 2 \cdot 10^6 \text{ hod}$$

c) Vyhodnocení jmenovité životnosti nosného ložiska

Axiální zatížení (stejně jako u kuličkového ložiska)

$$F_{a1} = 8 \text{ N}$$

$$F_{a2} = 369,6 \text{ N}$$

$$F_{a3} = 0 \text{ N}$$

$$F_{a4} = 0 \text{ N}$$

$$F_{a5} = 0 \text{ N}$$

$$F_{a6} = 353,6 \text{ N}$$

Statický bezpečnostní koeficient

$$f_s = \frac{P_{0a}}{F_{amax}} = \frac{P_{0a}}{F_{a2}} = \frac{3240}{369,6} = 8,8$$

Jmenovitá životnost

Průměrné axiální zatížení:

$$F_{am} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_s} ((F_{a1}^3 \cdot 608) + (F_{a2}^3 \cdot 16) + (F_{a6}^3 \cdot 16))} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot 640} ((8^3 \cdot 608) + (369,6^3 \cdot 16) + (353,6^3 \cdot 16))} = 106 \text{ N}$$

Jmenovitá životnost:

$$L_{rev} = \left(\frac{C_a}{f_w \cdot F_{am}} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{6660}{1 \cdot 106} \right)^3 \cdot 10^6 = 2,48 \cdot 10^{11} \text{ rev.}$$

Výše uvedená jmenovitá životnost je převedena na dráhovou životnost kuličkového šroubu.

$$L = L_{rev} \cdot l \cdot 10^{-6} = 2,48 \cdot 10^{11} \cdot 20 \cdot 10^{-6} = 4,96 \cdot 10^6 \text{ km}$$

$$L_h = \frac{L_{rev} \cdot l}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60} = \frac{2,48 \cdot 10^{11} \cdot 20}{2 \cdot 640 \cdot 3 \cdot 60} = 21,5 \cdot 10^6 \text{ hod}$$

9.2. Výsledky vypočtené životnosti

Následující tabulka shrnuje výsledky výpočtu.

KR4620D	Lineární vedení	Kuličkový šroub	Nosné ložisko
Statický bezpečnostní koeficient	5,4	19,3	8,8
Jmenovitá životnost (km)	22814	$0,47 \cdot 10^6$	$4,96 \cdot 10^6$

Tabulka 14 - Výsledky výpočtu životnosti lineární jednotky úplné

Jmenovitá životnost nejslabší části je také pokládána za jmenovitou životnost vyhodnocovaného modelu KR4620D. V tomto případě jmenovitá životnost lineárního vedení, která činí 22814 km.

Kompletní výpočet byl proveden podle výrobce THK - lineární jednotky úplné, viz seznam použité literatury [9].

10. Zhodnocení práce, závěr

Diplomová práce se převážně věnovala tvorbě koncepčních variant hlavních částí modulu výtahu, návrhu variant celkového řešení modulu, výpočetnímu řešení metodou konečných prvků a výkresové dokumentaci.

Hlavním cílem této diplomové práce bylo vytvoření 3D modelů (v programu Autodesk Inventor 2010) z navrhnutých koncepčních variant hlavních částí modulu. Prováděly se návrhy základního rámu, vedení, pohonu a konzoly. Z těchto návrhů byly sestaveny tři varianty celkového řešení modulu výtahu. Následně proběhl výběr optimální varianty. Z této varianty se vybrala součást, která je nejvíce namáhána a provedla se pevnostní analýza.

Kontrolní výsledky pevnostní analýzy (vytvořené v programu Siemens NX 11.0) ukázaly oblasti s největšími hodnotami posunutí a napětí. Z důvodu nevyhovujících hodnot posunutí a napětí v konstrukci byla provedena úprava konzoly za účelem zvýšení tuhosti, a tím snížení hodnot napětí a deformace. Po následném provedení simulace na výpočtovém modelu upravené konzoly vyšly hodnoty posunutí a napětí příznivěji.

Konstrukční návrh vybrané varianty byl zobrazen v kompletní sestavě s dopravní linkou a provedl se výpočet životnosti lineární jednotky úplně.

Na závěr této práce byla provedena výkresová dokumentace. Skládá se z dispozičního výkresu celé sestavy (dopravní linka + optimální navrhnutá varianta modulu výtahu), výkresu sestavení modulu výtahu, podsestavy konzoly (již po úpravě a zvýšení tuhosti), výrobního výkresu pravé bočnice a uchycovací desky.

11. Seznam použité literatury

Publikace na internetu

- [1] Firma Engel strojírenská s.r.o.: www.engelglobal.com (3.11.2016)
- [2] <http://moderni-vytahy.cz/cs/novinky/72-vytah-od-pocatku-k-dnesku.html> (4.11.2016)
- [3] https://cs.wikipedia.org/wiki/P%C3%A1sov%C3%BD_dopravn%C3%ADk (5.11.2016)
- [4] <http://www.ehlinik.cz> (6.11.2016)
- [5] <http://www.kovona.cz/uzavrene-valcovane-profilu-4.html> (20.3.2017)
- [6] https://cs.wikipedia.org/wiki/Pneumatick%C3%BD_v%C3%A1lec (30.3.2017)
- [7] <http://www.semovytahy.eu> (4.5.2017)
- [8] <http://www.raveo.cz/nerezove-aktuatory> (5.5.2017)
- [9] www.loziska.com/store/sroub.pdf (7.5.2017)
- [10] http://www.sse-najizdarne.cz/dokumenty/studijni_materialy/automatizace.pdf (8.5.2017)
- [11] <http://www.ksk-pm.cz/> (8.5.2017)
- [15] <https://www.stihlavyroba.eu/hlinikove-konstrukcni-stavebnicove-profilu/s-55/>
(23.5.2017)
- [16] <http://www.aluteckk.cz/hlinikovy-konstrukcni-system> (23.5.2017)
- [17] <http://www.pkservis.com/cz/montazni-technika-rexroth-bosch> (23.5.2017)
- [18] https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=85829
(23.5.2017)
- [19] https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/235-11CZ_SHS.pdf (26.5.2017)
- [20] <https://www.hennlich.cz> (26.5.2017)
- [21] https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=66700
(29.5.2017)
- [22] <http://www2.ef.jcu.cz/~jfrieb/tspp/data/teorie/Vicekritko.pdf> (29.5.2017)

Knížní publikace

- [12] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010, 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [13] STRAPINA, Tomáš. *Deskripce kuličkových šroubů*. Brno, 2009. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce prof. Ing. Zdeněk Kolíbal, CSc.
- [14] JAVONSKÝ, L. *Výtahy a eskalátory 1*, skriptu ČVUT Praha, 1971

12. Seznam obrázků

Obrázek 1 - Budova firmy ENGEL v Kaplici	2
Obrázek 2 - Automotive [1]	3
Obrázek 3 - Technical moulding [1]	3
Obrázek 4 - Teletronics [1]	3
Obrázek 5 - Packaging [1]	4
Obrázek 6 - Medical [1]	4
Obrázek 7 - Elisha G. Otis [2]	6
Obrázek 8 - Patentový náčrt Otisova výtahu [2]	6
Obrázek 9 - Otisův výtah pro New Your Crystal Palace [2]	6
Obrázek 10 - Werner von Siemens [2]	6
Obrázek 11 - Siemensův elektrický výtah [2]	6
Obrázek 12 - Motor Siemensova výtahu [2]	6
Obrázek 13 - Výtah ve Woolworth Building v New Yourku [2]	6
Obrázek 14 - Hlavní části výtahů	8
Obrázek 15 - Určité druhy ocelových profilů	9
Obrázek 16 - Určité druhy hliníkových profilů	10
Obrázek 17 - Stavebnicové hliníkové profily	12
Obrázek 18 - Vodorovný pásový dopravník	14
Obrázek 19 - Schéma šikmého pásového dopravníku	14
Obrázek 20 - Ilustrační zobrazení hlavních částí modulu stávajícího provedení	15
Obrázek 21 - 3D model ocelového rámu	16
Obrázek 22 - 3D model hliníkového rámu	16
Obrázek 23 - Lineární vedení THK	17
Obrázek 24 - Lineární vedení typu SHS [19]	18
Obrázek 25 - Vliv klece kuličkového ložiska [20]	19
Obrázek 26 - Model SHS-C [20]	19
Obrázek 27 - Model SHS-LC [20]	19
Obrázek 28 - Model SHS-V [20]	19
Obrázek 29 - Model SHS-LV [20]	20
Obrázek 30 - Model SHS-R [20]	20
Obrázek 31 - Model SHS-LR [20]	20
Obrázek 32 - Válcovaný T profil vodítek	21
Obrázek 33 - Vodicí kladka typu CFN [8]	21
Obrázek 34 - Vodicí kladka typu CFH [8]	22
Obrázek 35 - Vodicí kladka typu CFT [8]	22
Obrázek 36 - Vodicí kladka typu CF [8]	23
Obrázek 37 - Vodicí trojkladka	23
Obrázek 38 - Pneumatický válec bez pístní tyče - přímý pohon [21]	24
Obrázek 39 - Pneumatický válec bez pístní tyče - nepřímý pohon [21]	24
Obrázek 40 - Schéma dvojitinného a jednočinného válce [21]	26

Obrázek 41 - Výtahový stroj s trakčním kolem [7]	27
Obrázek 42 - Schéma výtahového stroje s trakčním kolem [7]	28
Obrázek 43 - Výtahový stroj s bubnem [7]	28
Obrázek 44 - Výtahový stroj s bubnem - schéma [7]	28
Obrázek 45 - Krokové motory různé velikosti	30
Obrázek 46 - Servomotory různé velikosti [10]	31
Obrázek 47 - Princip kuličkového šroubu [13]	32
Obrázek 48 - Profily valivé dráhy, a) kruhový, b) gotický [11]	32
Obrázek 49 - Převod kuliček, a) externí, b) interní [11]	33
Obrázek 50 - Konstrukce modelu lineární jednotky KR [9]	34
Obrázek 51 - Konstrukce kontaktu modelu KR [9]	35
Obrázek 52 - KR-A [9]	35
Obrázek 53 - KR-B [9]	35
Obrázek 54 - KR-C [9]	36
Obrázek 55 - KR-D [9]	36
Obrázek 56 - Současný stav konzoly	37
Obrázek 57 - Náhrada konzoly ocelovým rámem pro variantu A	37
Obrázek 58 - Konzola pro variantu B	38
Obrázek 59 - Konzola pro variantu C	38
Obrázek 60 - Varianta A	40
Obrázek 61 - Varianta B	41
Obrázek 62 - Varianta B se sníženým rámem	42
Obrázek 63 - Varianta C	43
Obrázek 64 - Varianta C se sníženým rámem	43
Obrázek 65 - Současný stav	44
Obrázek 66 - Model konzoly	46
Obrázek 67 - Model konzoly po slepení funkcí gluing	47
Obrázek 68 - Modely konzoly po nadefinování okrajových podmínek	48
Obrázek 69 - Zasiřovaný model	49
Obrázek 70 - Výpočtový model prvotního návrhu	50
Obrázek 71 - Vizualně zvětšená deformace o 10% z modelu	51
Obrázek 72 - Vizualně zvětšená absolutní deformace o 10%	51
Obrázek 73 - Displacement (posunutí)	52
Obrázek 74 - Napětí dle HMM	52
Obrázek 75 - Napětí dle HMM - detailní pohled	53
Obrázek 76 - Výpočtový model po úpravě	54
Obrázek 77 - Vizualně zvětšená deformace o 10% z modelu po úpravě	55
Obrázek 78 - Vizualně zvětšená absolutní deformace o 10% po úpravě	55
Obrázek 79 - Displacement (posunutí) po úpravě	56
Obrázek 80 - Napětí dle HMM po úpravě	56
Obrázek 81 - Napětí dle HMM po úpravě - detailní pohled	57
Obrázek 82 - Celková sestava modulu výtahu s dopravní linkou (pohled 1)	59
Obrázek 83 - Celková sestava modulu výtahu s dopravní linkou (pohled 2)	60

Obrázek 84 - Momenty modelu KR46D	65
Obrázek 85 - Poloha těžiště	65
Obrázek 86 - Graf rychlosti	67

13. Seznam tabulek

Tabulka 1 - Technická data výtahových strojů [7]	27
Tabulka 2 - Parametry výtahového stroje s bubnem [7]	29
Tabulka 3 - Přehled návrhů hlavních částí modulu výtahu	39
Tabulka 4 - Hodnocení variant	45
Tabulka 5 - Stanovení vah kritérií	45
Tabulka 6 - Materiálové vlastnosti S355J0	57
Tabulka 7 - Výsledné hodnoty prvotního návrhu	58
Tabulka 8 - Výsledné hodnoty prvotního návrhu po úpravě	58
Tabulka 9 - Jmenovitá zatížení modelu KR	62
Tabulka 10 - Kontaktní koeficient	63
Tabulka 11 - Zátěžový koeficient	63
Tabulka 12 - Koeficient ekvivalentního momentu	64
Tabulka 13 - Povolovaný statický moment modelu KR	64
Tabulka 14 - Výsledky výpočtu životnosti lineární jednotky úplně	70

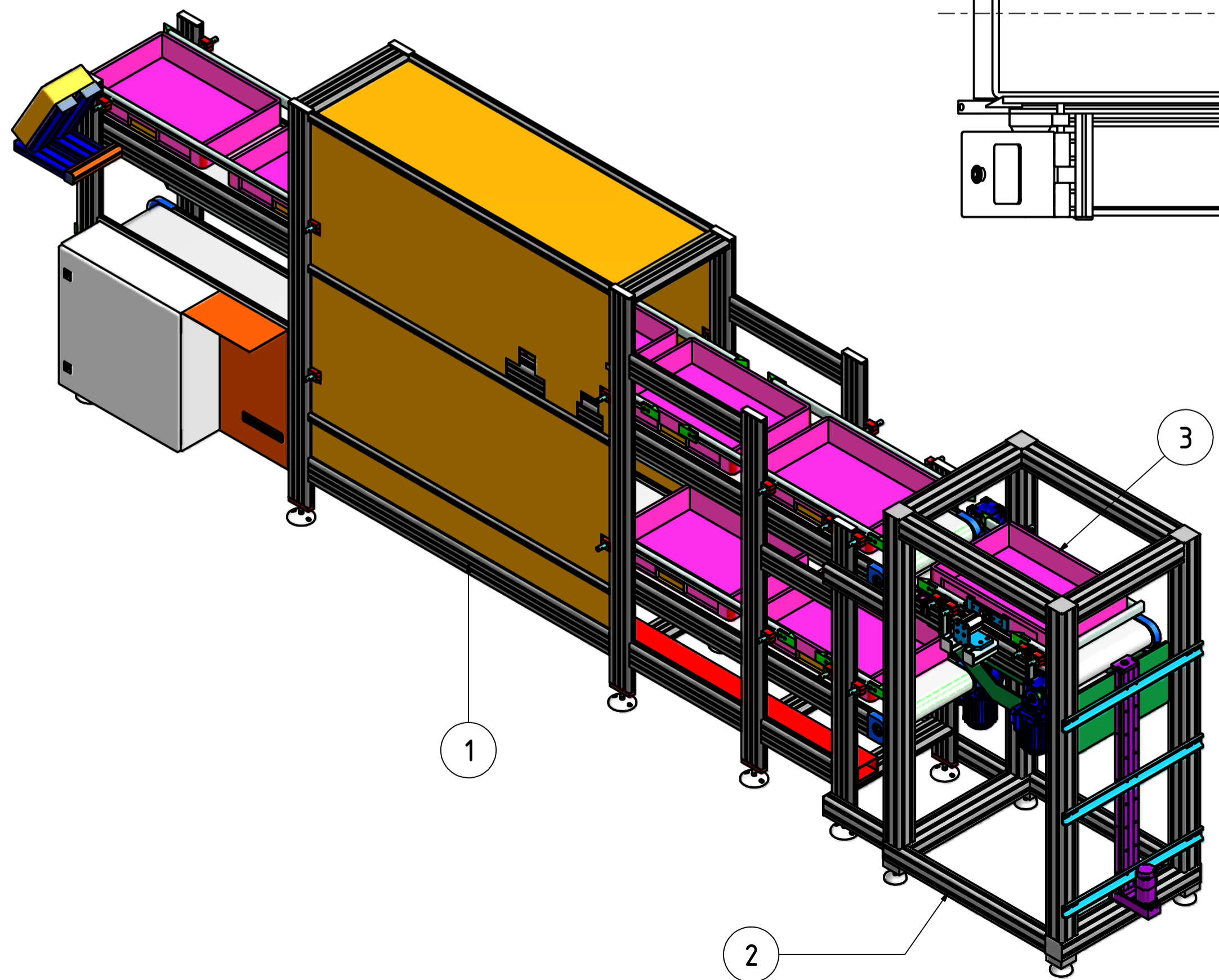
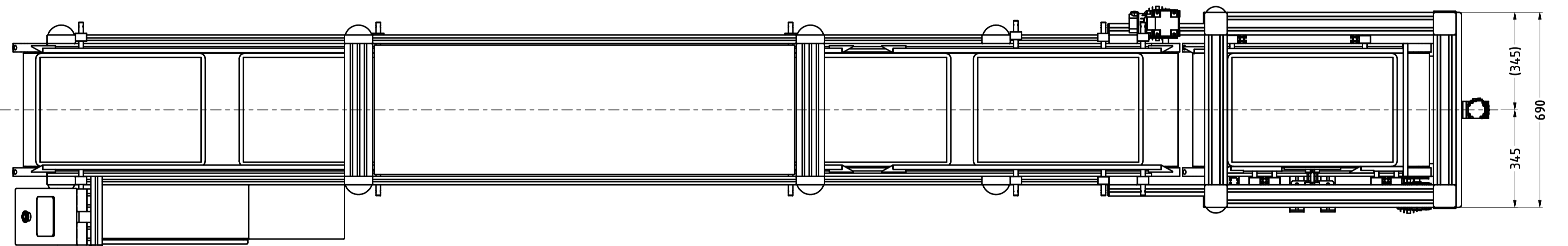
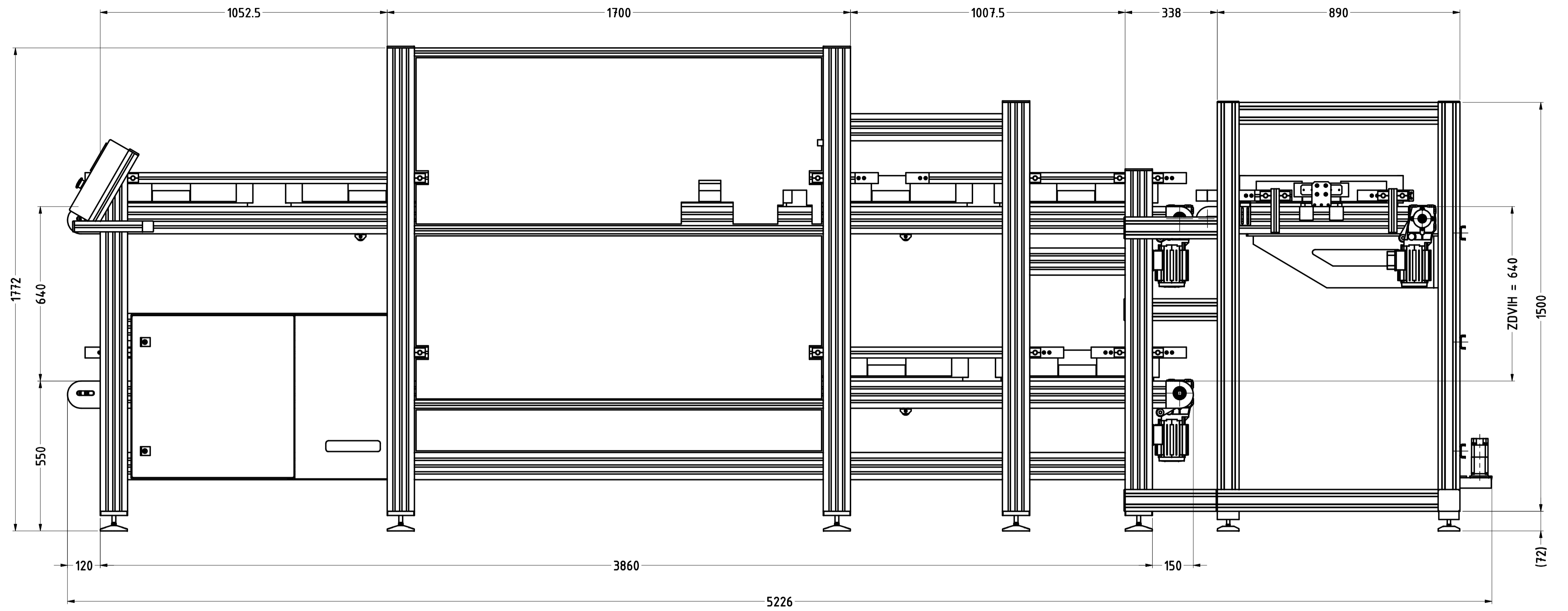
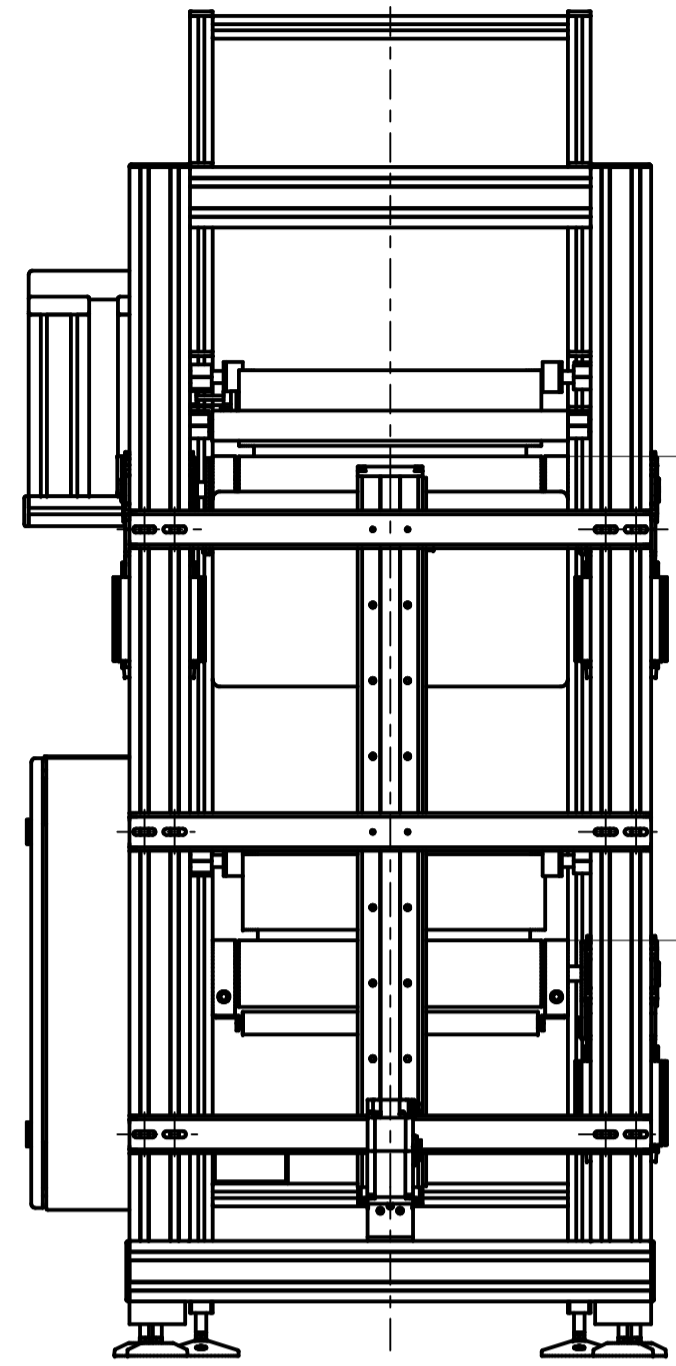
14. Seznam příloh

Přílohy jsou umístěny na konci diplomové práce ve formě výkresů.

Výkresová dokumentace obsahuje:

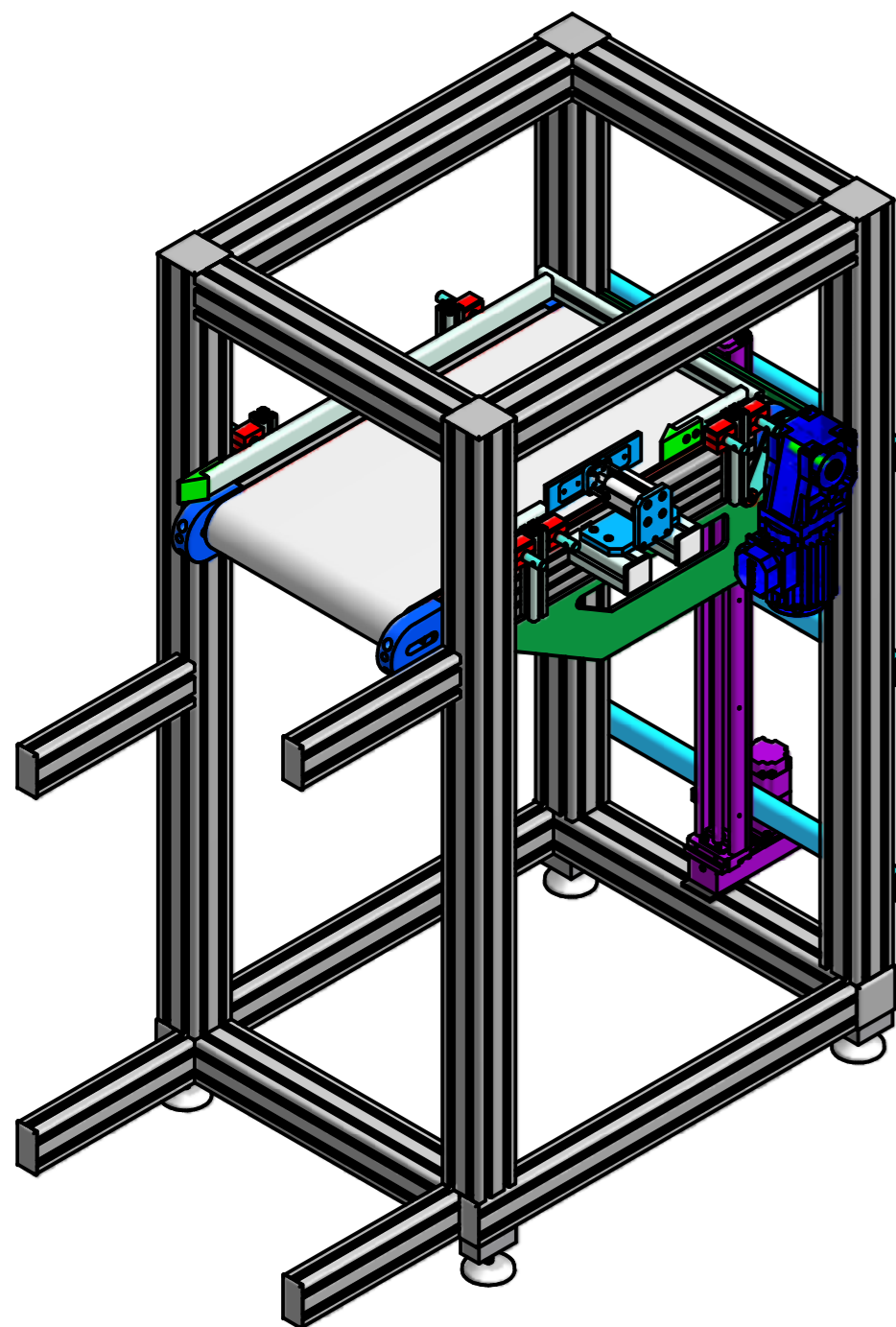
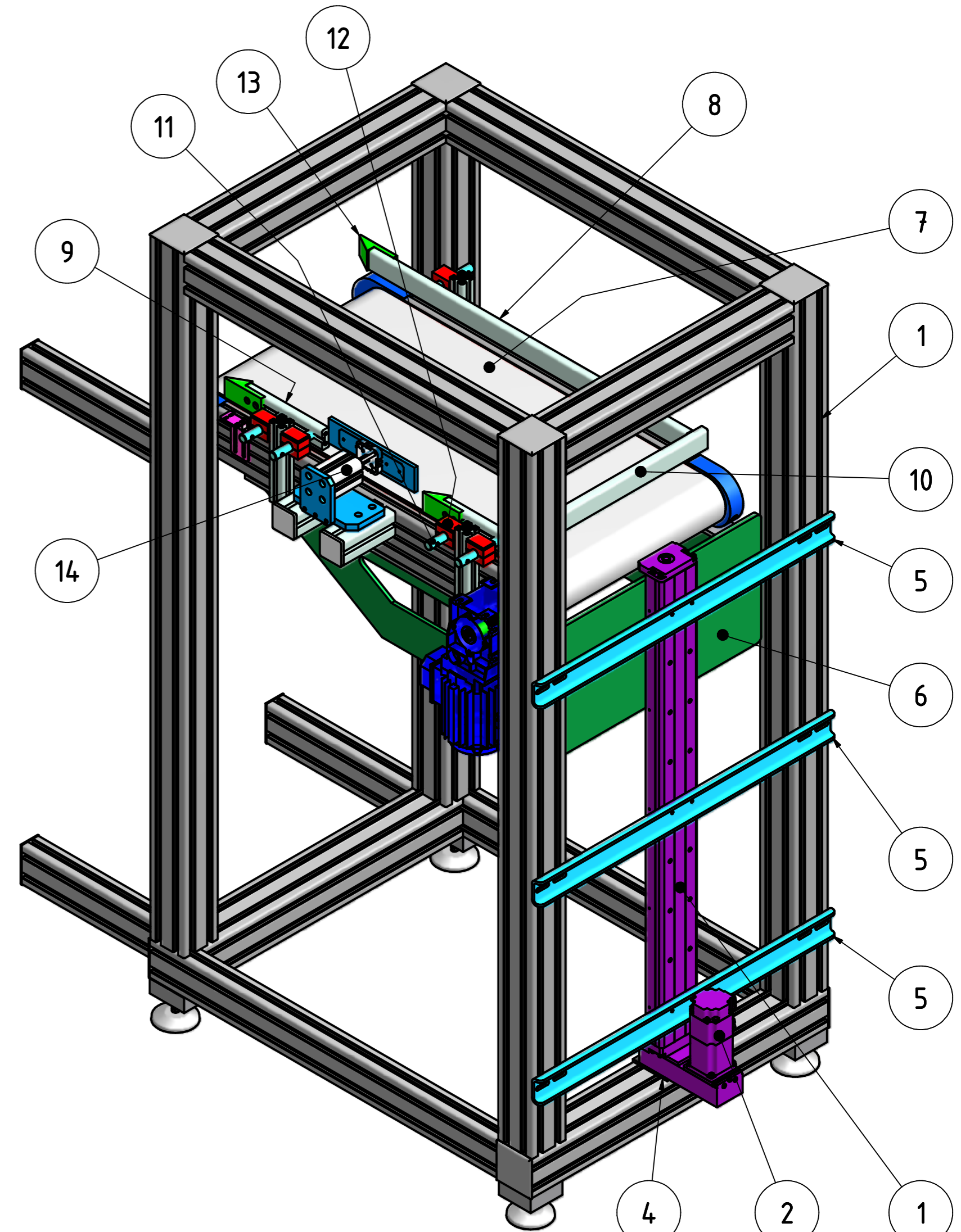
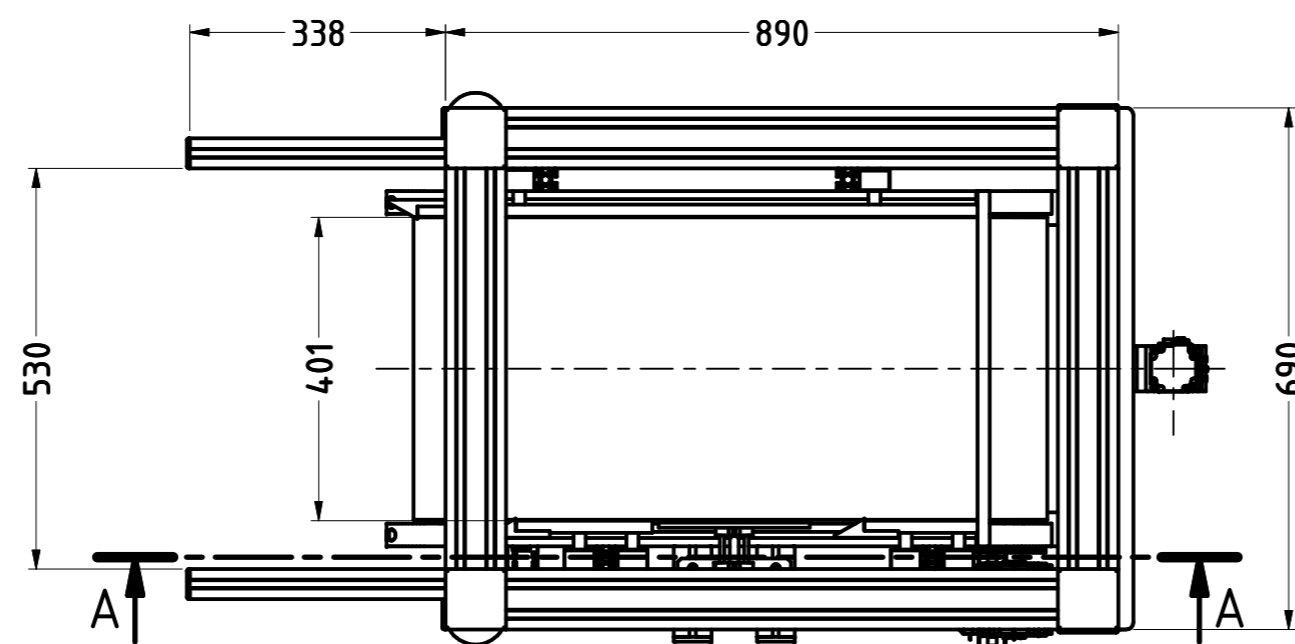
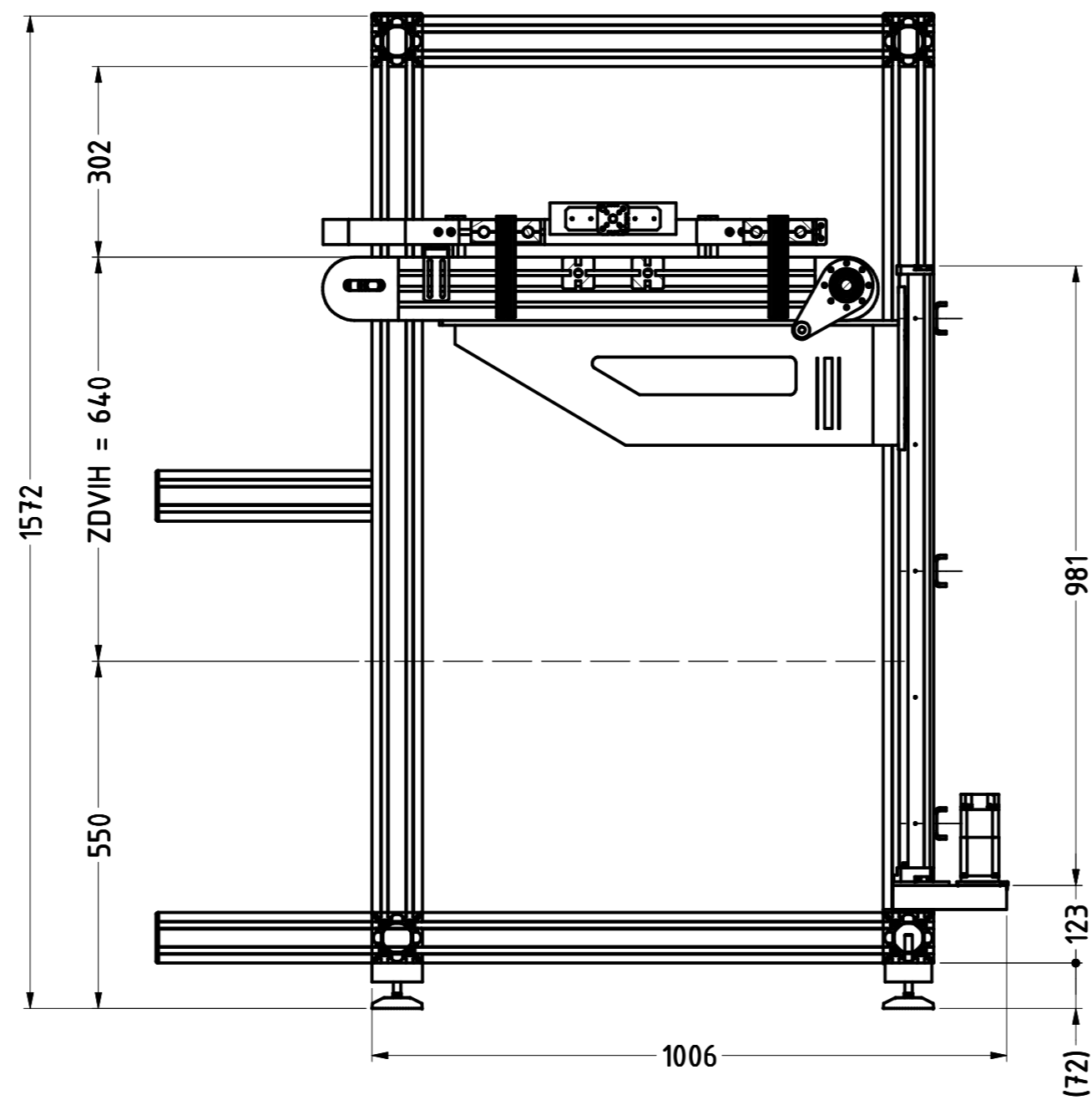
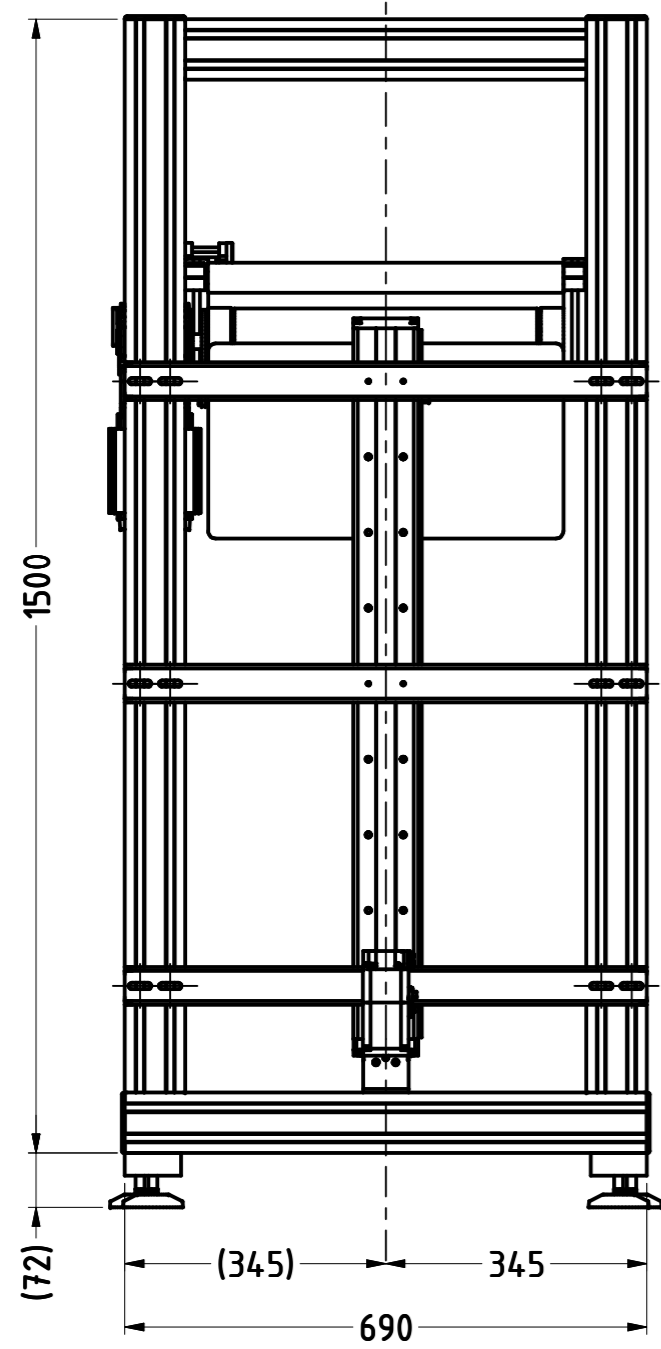
- ❖ dispoziční výkres
- ❖ výkresy sestavení
- ❖ výrobní výkresy

<i>Druh výkresu</i>	<i>Formát</i>	<i>Název</i>	<i>Číslo výkresu</i>
Dispoziční výkres	A1	MODUL S LINKOU - KOMPLET	JS - 01
Výkres sestavení	A2	MODUL VÝTAHU	JS - 01 - 02
Výkres sestavení	A2	ZVEDACÍ KONZOLA	JS - 01 - 02 - 06
Výrobní výkres	A3	BOČNICE PRAVÁ	JS -01 - 02 - 06 - 02
Výrobní výkres	A4	UCHYCOVACÍ DESKA	JS -01 - 02 - 06 - 01



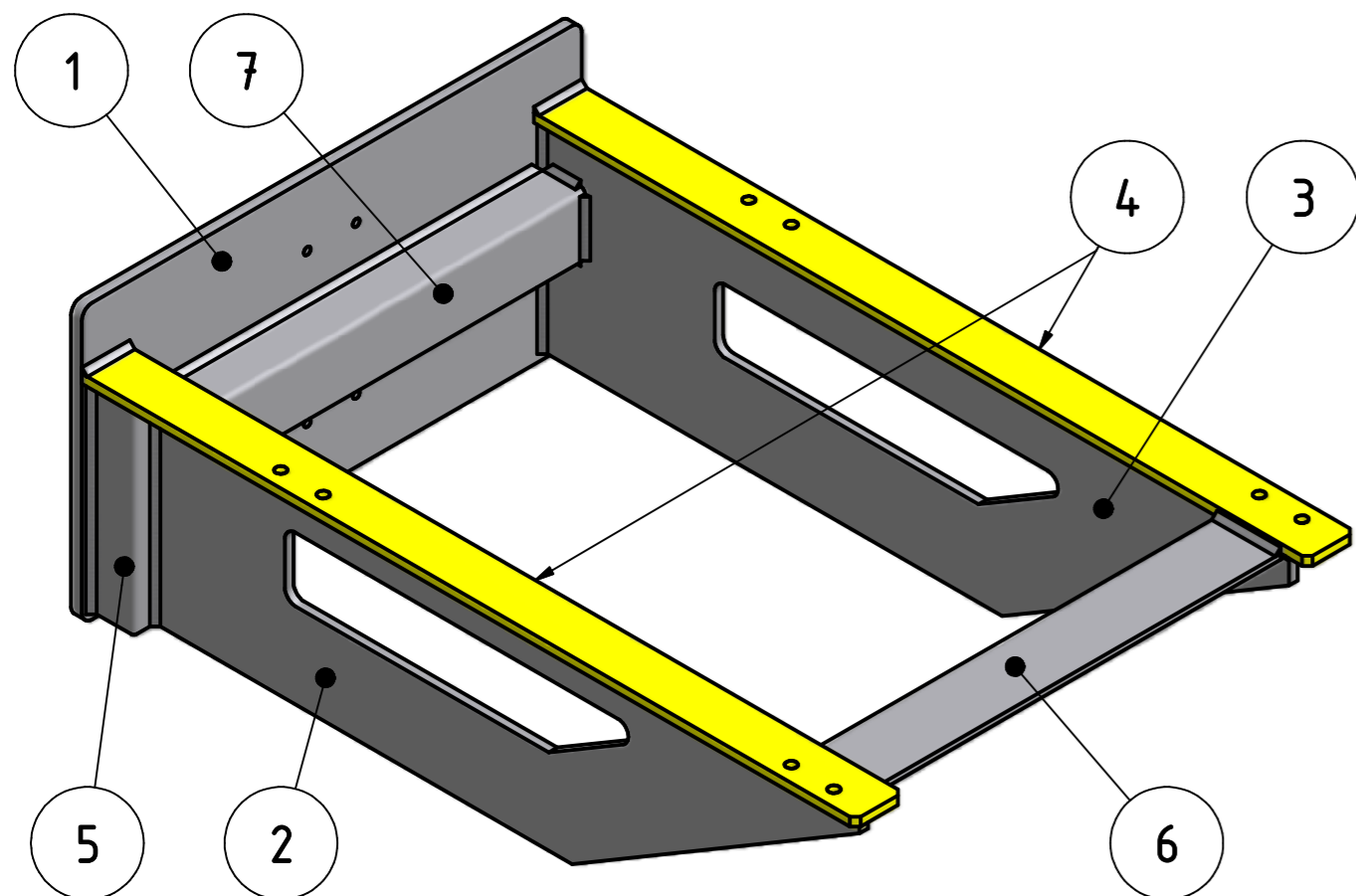
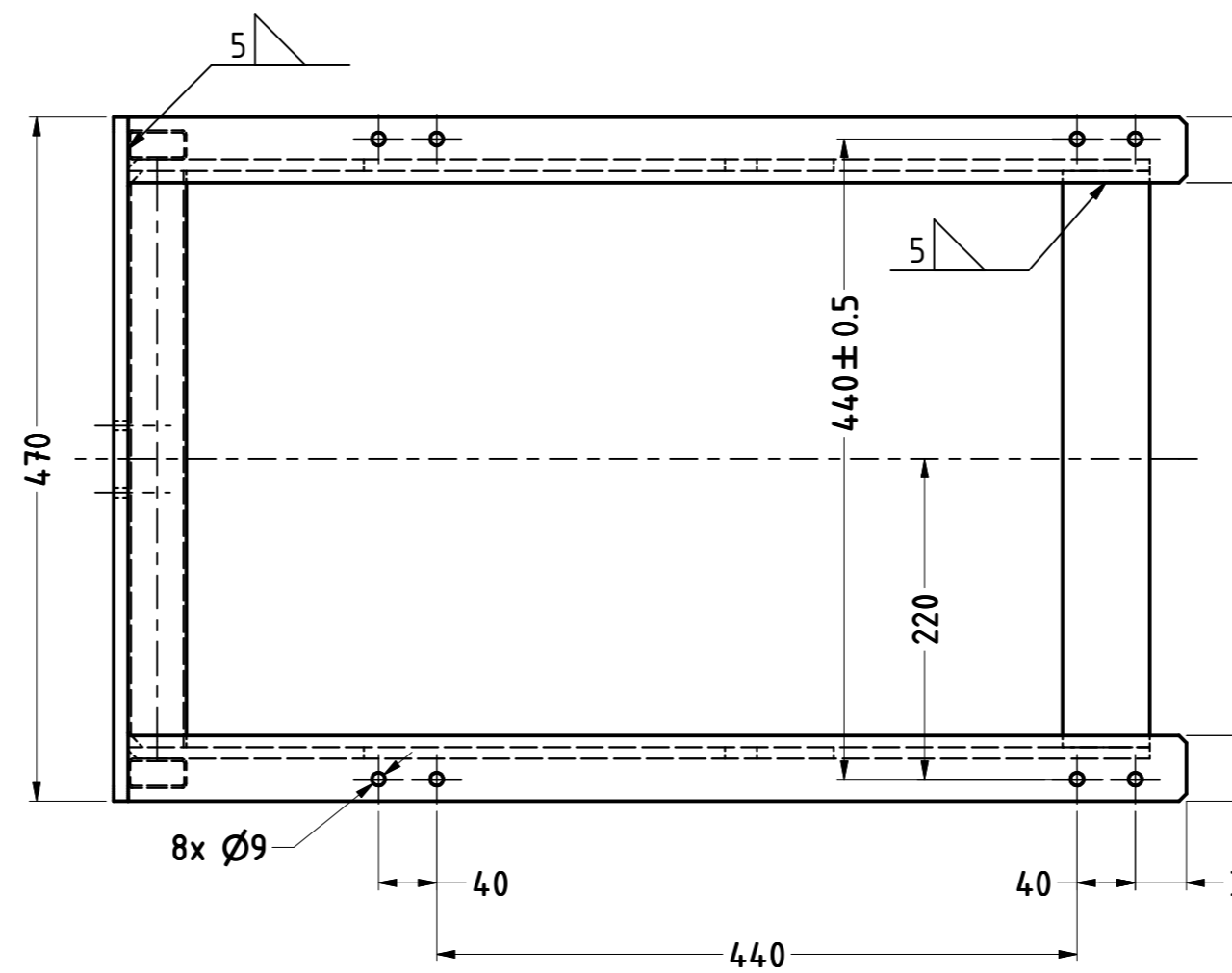
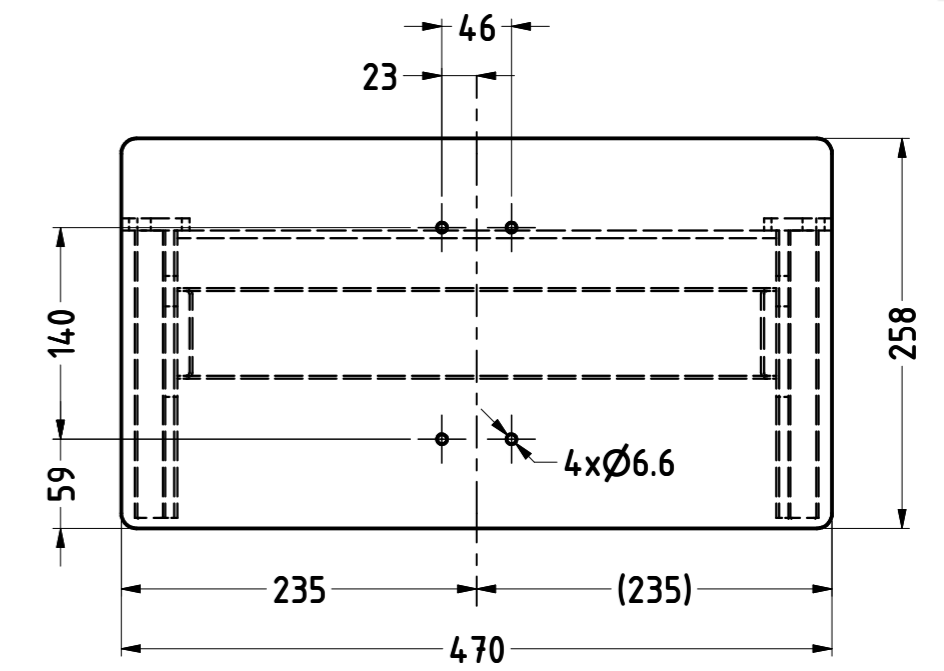
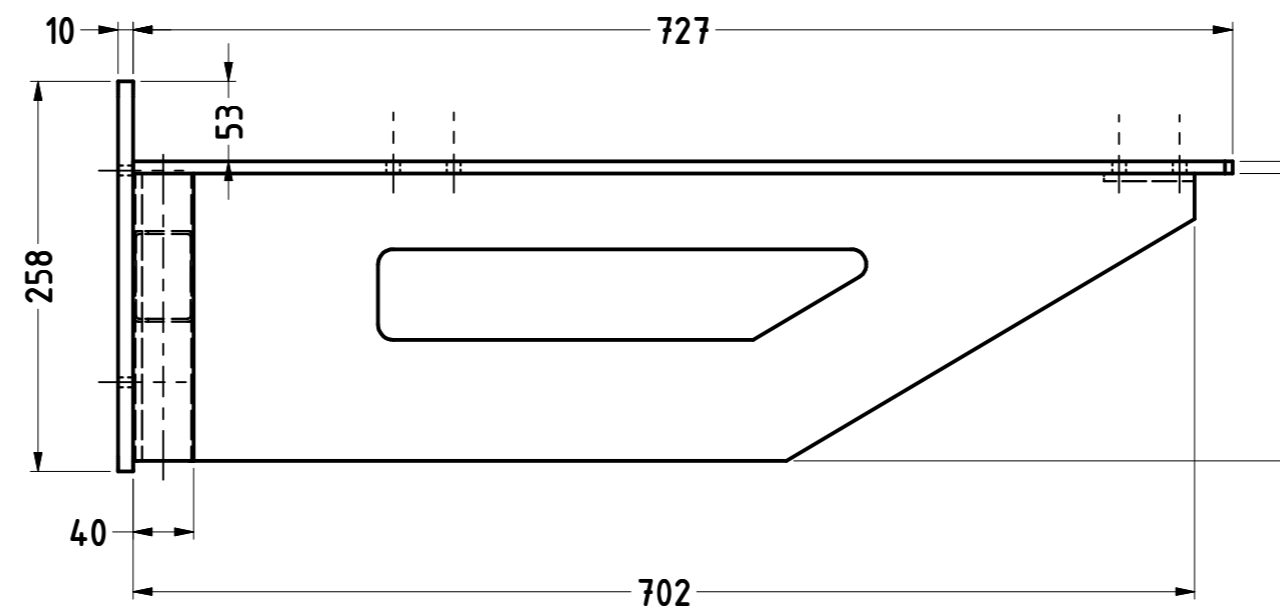
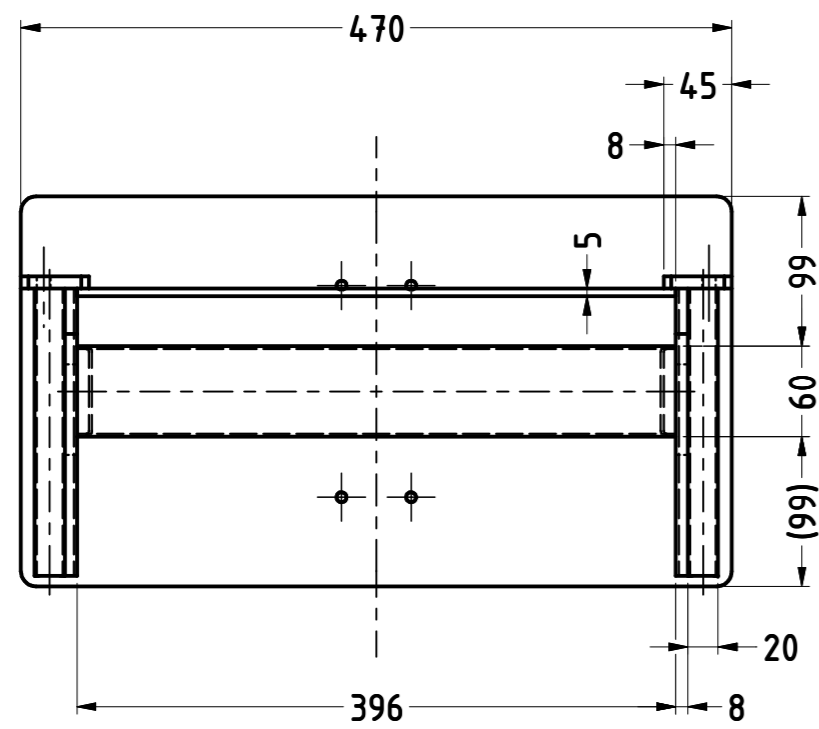
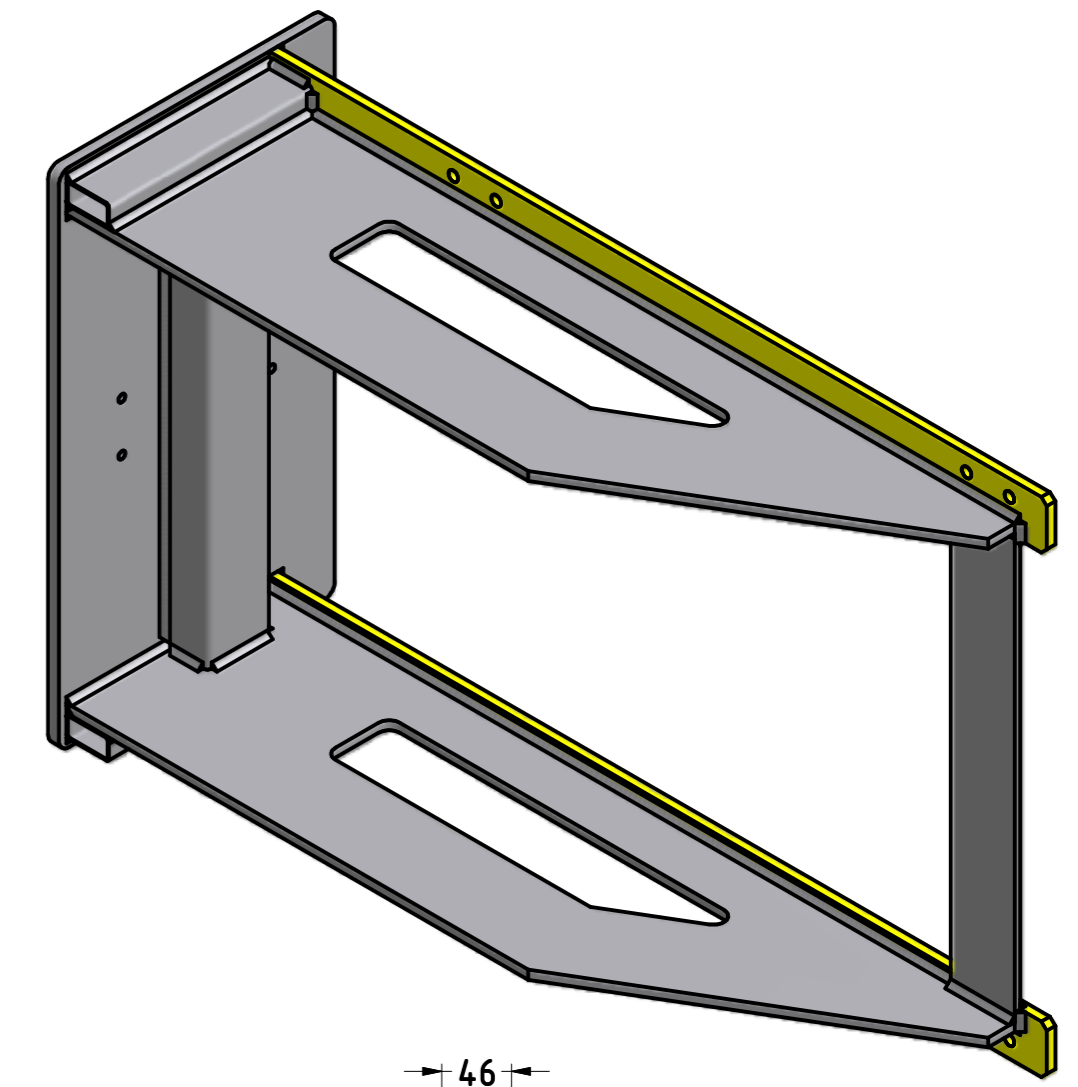
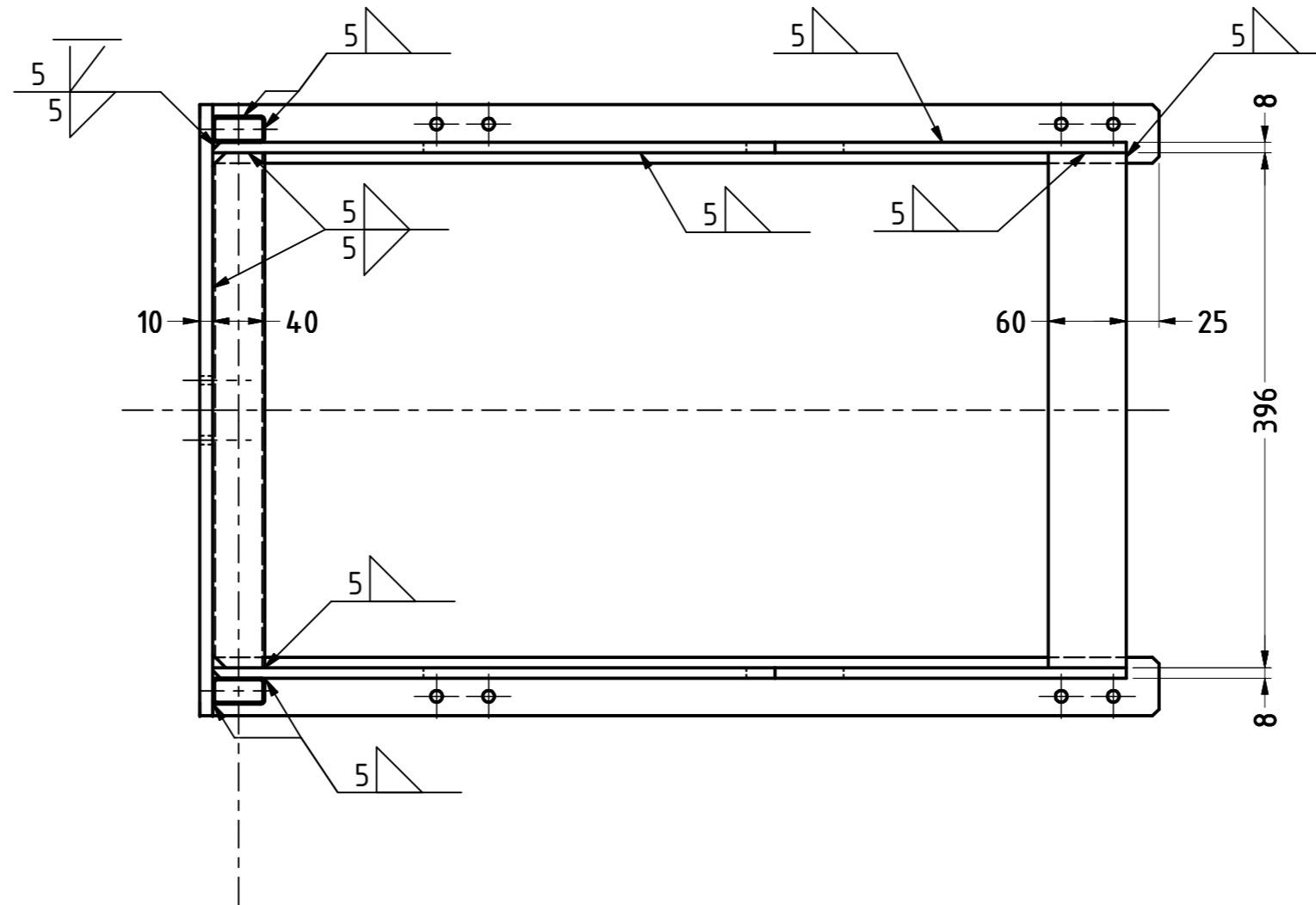
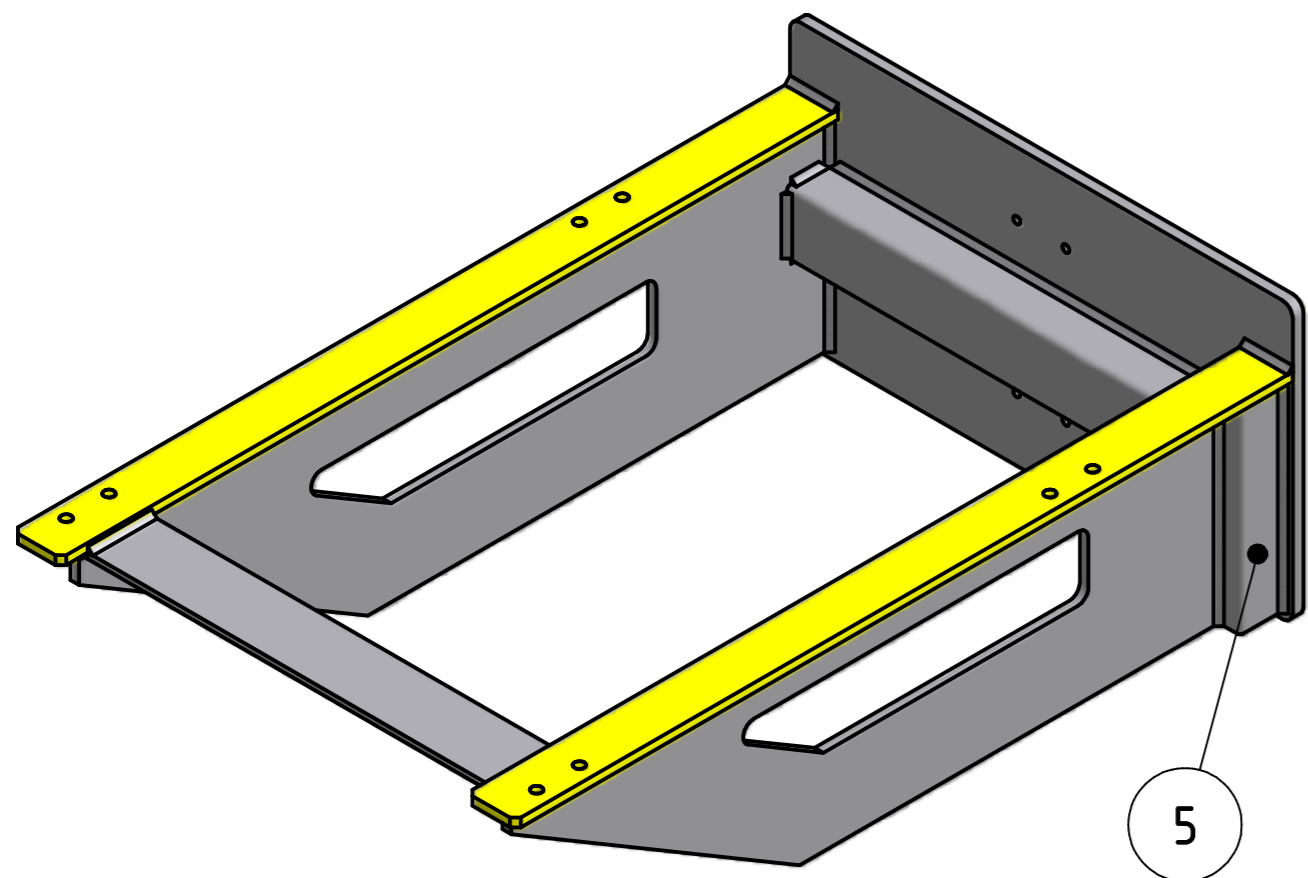
3	PŘEPRÁVKA PLASTOVÁ			PLAST	9
2	MODUL VÝTAHU	SESTAVA	JS-01-02		1
1	DOPRAVNÍ LINKA	SESTAVA			1
POZ	NÁZEV-ROZMĚR	POLOTOVAR	VÝKRES-NORMA	MATERIÁL	KS
MAT.	T.O.				
POLOT.					
TOLEROVÁNÍ ČSN ISO 8015					
PŘESNOST ČSN ISO 2768-1					
		INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
PROMĚT.	JMĚNO	PODPIS	DATUM	H.MOT. (kg)	MĚR.
☑	KRESLIL Jiří Synáček		9.5.2017		1:10
FORMÁT A1	TECHNOL.			SESTAVA	KUSOV.
	SCHVÁLIL				
ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA PLZEŇ			NÁZEV MODUL S LINKOU - KOMPLET		
			ČÍSLO VÝKRESU JS - 01		

A-A (1 : 10)



14	UPÍNAČÍ PNEUMATICKÝ VÁLEC	SESTAVA	NÁKUP		1
13	NÁBĚH		NÁKUP	plast	3
12	OBJÍMKA	SESTAVA			6
11	ČEP			ocel	6
10	ZADNÍ DORAZ			hliník	1
9	VEDENÍ KRÁTKÉ			hliník	2
8	VEDENÍ DLOUHÉ			hliník	1
7	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	SESTAVA			1
6	ZVEDACÍ KONZOLE	SVÁRENEC	JS-01-02-06		1
5	DRŽÁK LINEÁRNÍ JEDNOTKY		ČSN EN 10051	ocel	3
4	ANTIVIBRAČNÍ PODLOŽKA			guma	1
3	POHON LINEÁRNÍ JEDNOTKY	SESTAVA	NÁKUP		1
2	LINEÁRNÍ JEDNOTKA	SESTAVA	NÁKUP		1
1	ZÁKLADNÍ RÁM	SESTAVA			1
POZ	NÁZEV-ROZMĚR	POLOTOVAR	VÝKRES-NORMA	MATERIÁL	KS

MAT.	T.O.				
POLOT.					
TOLEROVÁNÍ ČSN ISO 8015					
PŘESNOST ČSN ISO 2768-1		INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
PROMÍT.	KRESLIL	JMÉNO	PODPIS	DATUM	HMOT. (Kg)
FORMÁT A2	TECHNOL. SCHVÁLIL	Jiří Synáč		9.5.2017	MÉR. 1:10
				SESTAVA	KUSOV.
ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA PLZEŇ		NÁZEV MODUL VÝTAHU			
		ČÍSLO VÝKRESU JS - 01 - 02			



PO SVAŘENÍ:

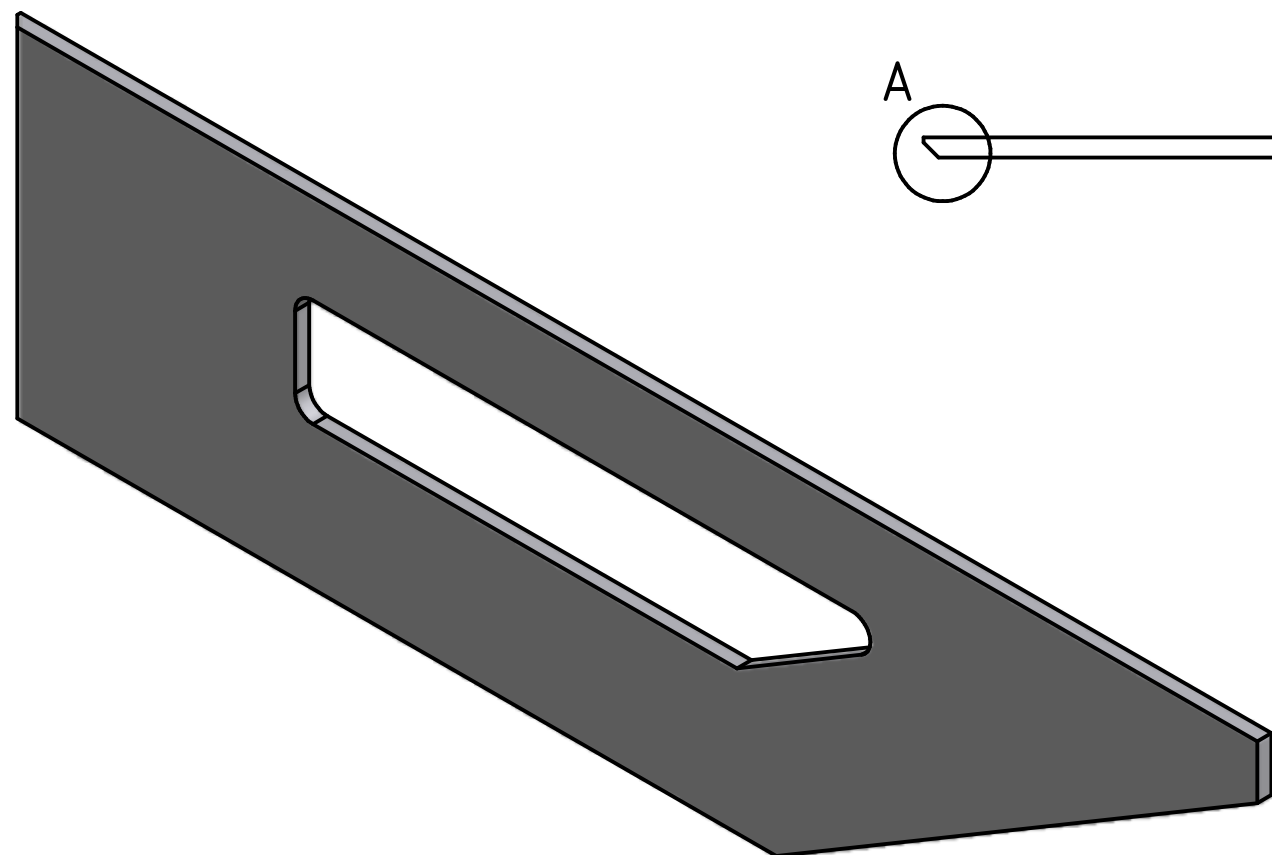
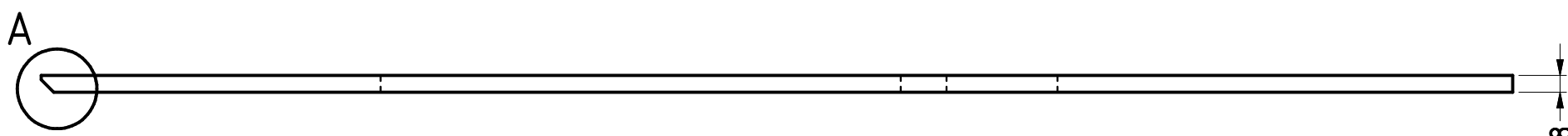
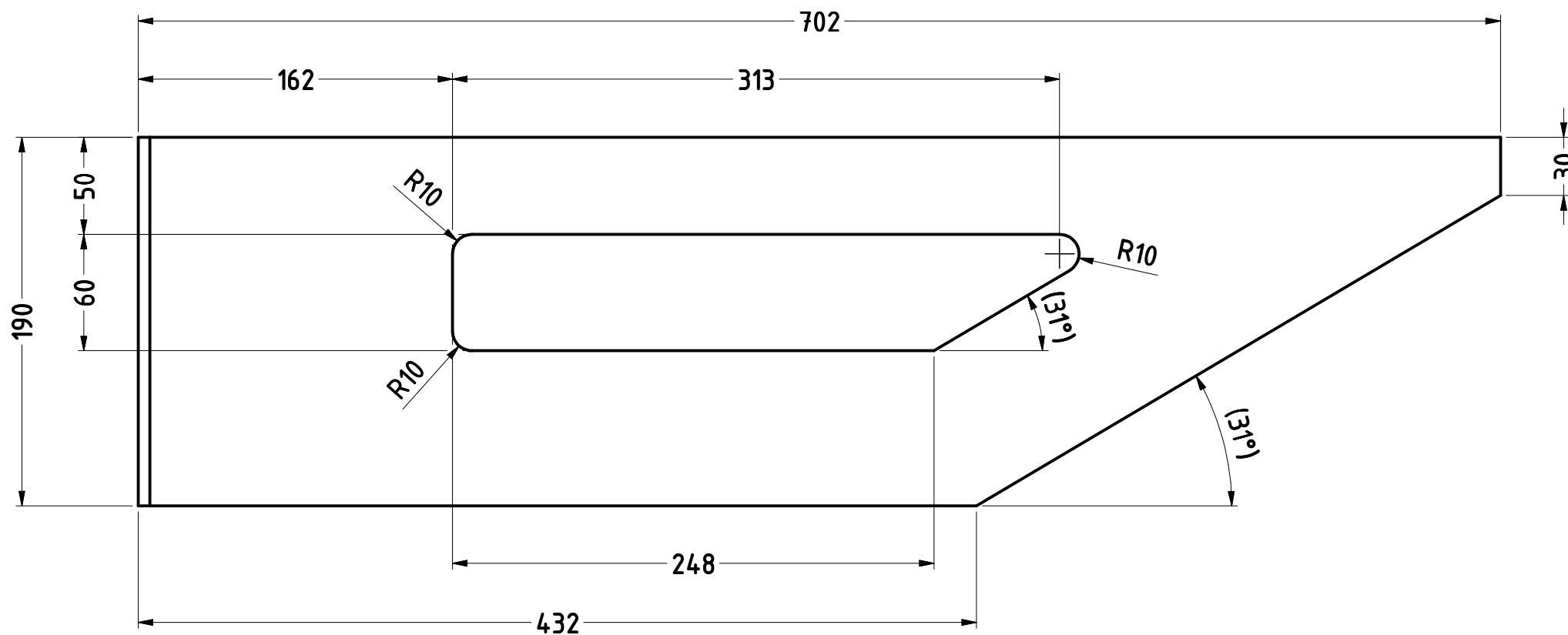
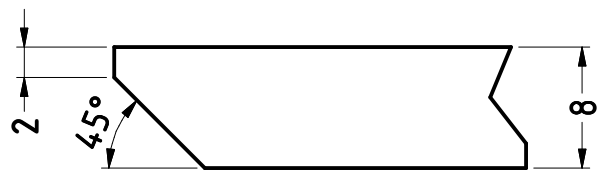
- DO POZIC 3 VYVRTAT 8x Ø9 mm
- DO POZICE 1 VYVRTAT 4x Ø6,6 mm

SVARY OK AUTROD 12.51
 STUPEŇ JAKOSTI SVARU "C" DLE ČSN EN 25 817
 VŠEOBECNÉ TOLERANCE ISO 2768-mK

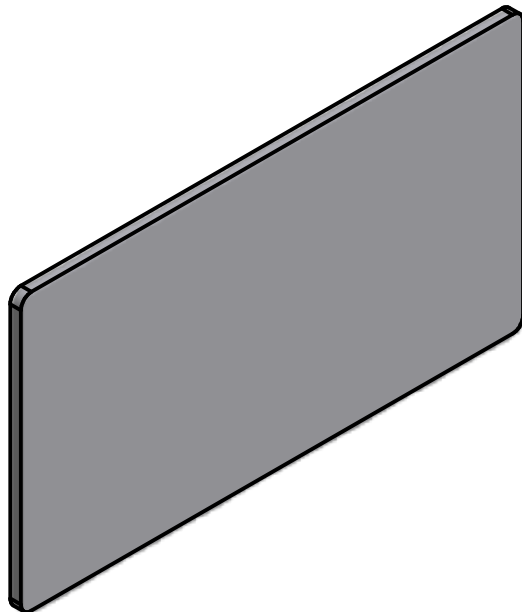
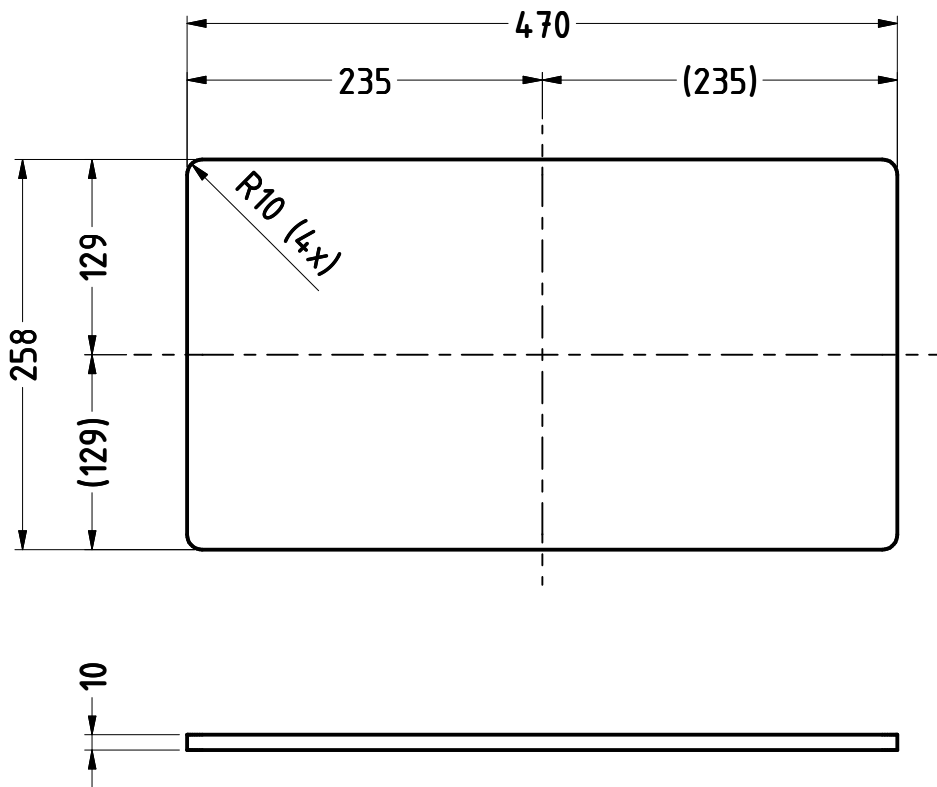
POZ	NÁZEV-ROZMĚR	POLOTOVAR	VÝKRES-NORMA	MATERIÁL	KS
7	VODOROVNÁ VÝZTUHA	JÁCKEL-60x40x2-396	ČSN EN 10219	Ocel	1
6	PŘÍČKA	PL0-60x5-396	ČSN EN 10058	Ocel	1
5	SVISLÁ VÝZTUHA	JÁCKEL-40x20x1.5-190	ČSN EN 10219	Ocel	2
4	UPEVŇOVACÍ LIŠTA	PL0-45x8-727	ČSN EN 10058	Ocel	2
3	BOČNICE LEVÁ	PB-702x190	ČSN EN 10029	Ocel	1
2	BOČNICE PRAVÁ	PB-702x190	JS-01-02-06-02	Ocel	1
1	UCHYCOVACÍ DESKA	P10-470x258	JS-01-02-06-01	Ocel	1

MAT.	T.O.				
POLOT.					
TOLEROVÁNÍ ČSN ISO 8015		INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPS
PŘESNOST ČSN ISO 2768-1					
PROMÍT.	JMÉNO	PODPS	DATUM	H.MOT. (Kg)	MĚR. 1:5
☑	KRESLIL Jiří Synáč		9.5.2017		
FORMÁT A2	TECHNOL. SCHVÁLIL			SESTAVA	KUSOV.
ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA PLZEŇ			NÁZEV ZVEDACÍ KONZOLA		
			ČÍSLO VÝKRESU JS - 01 - 02 - 06		

A (2 : 1)



MAT. 11523		T.O. 001				
POLOT. P8 - 702x190 ČSN EN 10029						
TOLEROVÁNÍ ČSN ISO 8015						
PŘESNOST ČSN ISO 2768-1						
	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS		
PROMÍT.		JMÉNO	PODPIS	DATUM	HMOT. (Kg)	MĚŘ.
		KRESLIL Jirí Synáč		9.5.2017	5,88	1:3
FORMÁT A3	TECHNOL.				SESTAVA	KUSOV.
	SCHVÁLIL				JS - 01 - 02 - 06	
ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA PLZEŇ			NÁZEV BOČNICE PRAVÁ			
			ČÍSLO VÝKRESU JS - 01 - 02 - 06 - 02			



MAT. 11523		T.O. 001					
POLOT. P10 - 470x258		ČSN EN 10029					
TOLEROVÁNÍ ČSN ISO 8015		PŘESNOST ČSN ISO 2768-1		INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
PROMÍT.		JMÉNO	PODPIS	DATUM	HMOT. (Kg)	MĚŘ. 1:5	
	KRESLIL	Jiří Synáč		9.5.2017	9,5		
FORMÁT A4	TECHNOL.				SESTAVA	KUSOV.	
	SCHVÁLIL				JS - 01 - 02 - 06		
ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA PLZEŇ				NÁZEV UCHYCOVACÍ DESKA			
				ČÍSLO VÝKRESU JS - 01 - 02 - 06 - 01			