

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Zdvihací zařízení

Autor: **Bc. Petr SKŘIVÁNEK**

Vedoucí práce: **prof. Ing. Stanislav HOSNEDL, CSc.**

Akademický rok 2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Petr SKŘIVÁNEK**
Osobní číslo: **S14N0030P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Zdvihací zařízení**
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:

Navrhněte zdvihací zařízení pro transport přepravních beden mezi dvěma, nad sebou stojícími, dopravníky.

Základní technické údaje:

Zdvihací zařízení navrhněte pro dvoupatrový dopravníkový systém společnosti Engel strojírenská s.r.o. Manipulace bude probíhat z dolní polohy (700 mm nad zemí) do polohy horní (1200 mm nad zemí) a zpět. Max. hmotnost plné přepravní bedny uvažujte 12 kg. Další požadované základní technické údaje budou specifikovány v příloze zadání vložené do diplomové práce.

Osnova diplomové práce:

1. Uvedení do problematiky, rešerše dosavadních řešení.
2. Specifikace požadavků, komplexní analýza a hodnocení dosavadních řešení.
3. Návrh variant koncepčního řešení, hodnocení a výběr sub-optimální koncepce řešení.
4. Vypracování konstrukčního návrhu ve 3D CAD pro vybranou koncepční variantu.
5. Komplexní hodnocení návrhu, shrnutí a závěr.

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

EDER, W. E., HOSNEDL, S. *Introduction to Design Engineering: Systematic Creativity and Management..* Boca Raton, Florida, USA: CRC Press, 2010

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra - Obecné strojní části 1.* Praha: Computer Press, 1999

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra - Obecné strojní části 2.* Praha: Computer Press, 2000

HOSNEDL, S. *Systémové navrhování technických produktů. 1.* Plzeň: Západočeská univerzita, 2016

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

Vedoucí diplomové práce: **Prof. Ing. Stanislav Hosnedl, CSc.**
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 tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:.....

.....

podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu své diplomové práce, panu prof. Ing. Stanislavu Hosnedlovi, CSc., za poskytnutí odborných rad a také za jeho čas, ochotu a přístup během zpracování této práce.

Nemohu opomenout poděkovat panu Ing. Jiřímu Jančíkovi ze společnosti FESTO a panu Jiřímu Leblochovi ze společnosti Inerroll CZ za odborné konzultace při návrhu zdvihacího zařízení.

Mé poděkování patří též mým spolupracovníkům ze společnosti ENGEL strojírenská s.r.o., za ochotné jednání, spolupráci a poskytnutí potřebných informací a materiálů k této práci.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Skřivánek	Jméno Petr	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení prof. Ing. Hosnedl, CSc.	Jméno Stanislav	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Zdvihací zařízení		

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

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	85	TEXTOVÁ ČÁST	67	GRAFICKÁ ČÁST	18
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS	<p>Diplomová práce se zabývá návrhem zdvihacího zařízení pro transport KLT přepravek s kusovým materiálem mezi dvěma, nad sebou stojícími, dopravníky společnosti ENGEL. Pro návrh technického systému byla využita strategie znalostně integrovaného navrhování technických produktů. Výsledný konstrukční návrh byl vytvořen s ohledem na požadovanou kvalitu, dodací dobu, celkové náklady a konkurenceschopnost produktu. Úplná orgánová struktura byla zpracována v CAD systému NX10.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA	<p style="text-align: center;">Zdvihací zařízení, KLT přepravka, dopravník, strategie znalostně integrovaného navrhování technických produktů, konkurenceschopnost, CAD, MKP analýza</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Skřivánek	Name Petr		
FIELD OF STUDY	N2301 “ Transport Vehicles and Handling Machinery“			
SUPERVISOR	Surname prof. Ing. Hosnedl,CSc.	Name Stanislav		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Elevator			

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	85	TEXT PART	67	GRAPHICAL PART	18
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION	<p>This diploma thesis deals with a design of an elevator for the transport of KLT boxes with parts between two double-deck ENGEL belt conveyors. A knowledge integrated design strategy was used for the design of a technical system. The resulting design was created with regards to the required quality, delivery time, total costs and product competitiveness. The complete organ structure was created in the CAD system NX10.</p>
KEY WORDS	<p>elevator, KLT box, conveyor, knowledge integrated design, competitiveness, CAD, FEM analysis</p>

Obsah

Seznam příloh vevázaných	9
Seznam příloh volných	9
Seznam obrázků.....	10
Důležité zkratky.....	12
Důležité symboly.....	12
Úvod	13
I. ROZPRACOVÁNÍ PROBLÉMU	14
1. Vyjasnění zadání	14
2. Manipulační prostředky	15
2.1. Třídění manipulačních prostředků.....	15
2.2. Manipulátory a roboty	16
3. Společnost Engel	17
4. Rešeršní řešení zdvihacích zařízení.....	18
4.1. Zdvihací zařízení samostatně stojící.....	18
4.2. Zdvihací zařízení integrovaná	20
5. Strategie řešení	22
5.1. Časové naplánování řešení návrhu TS.....	22
6. Specifikace požadavků na TS.....	23
II. KONCEPČNÍ NÁVRH	25
7. Navržení funkční struktury TS	25
7.1. Černá skříňka požadované transformace.....	25
7.2. Technologický princip provozního technického procesu TS.....	25
7.3. Provozní technický proces TS	26
7.4. Návrh funkční struktury TS.....	27
7.5. Navržení orgánů pro funkční strukturu TS.....	28
7.6. Návrh variant orgánové struktury TS	29
8. Orgánová struktura jednotlivých variant	30
8.1. Varianta A	30
8.2. Varianta B	31
8.3. Varianta C	32
8.4. Varianta D.....	33
9. Hodnocení koncepčních variant orgánových struktur	34
III. KONSTRUKČNÍ NÁVRH	36
10. Navržení hrubé stavební struktury TS.....	36
10.1. Rám zdvihacího zařízení	36
10.2. Kluzné plochy a dorazy	39
10.3. Zábradlí.....	40

10.4.Bubnový motor	41
10.5.Senzory	42
10.6.Lineární pohon zdvihacího zařízení	43
10.7.Spirálový kabel	45
11. Návrh úplné stavební struktury TS	46
IV. HODNOCENÍ	48
12. Predikce klíčových vlastností úplné stavební struktury TS	48
12.1.Kontrola navrženého bubnového motoru	48
12.2.Kontrola třecího spoje mezi ramenem a spojovací konzolí.....	49
12.3.Hodnocení navrženého lineárního pohonu zdvihacího zařízení.....	50
12.4.Predikce tuhosti rámu TS pomocí MKP	54
12.5.Predikce pevnosti rámu TS pomocí MKP	56
13. Hodnocení výchozího a navrženého TS	58
13.1.Hodnocení zástavbového prostoru TS	58
13.2.Hodnocení bezpečnosti navrženého TS.....	58
13.3.Hodnocení hmotnosti navrženého TS.....	59
13.4.Ekonomické hodnocení navrženého TS	60
13.5.Hodnocení splnění požadovaných vlastností TS	61
14. SWOT analýza navrženého TS.....	63
15. Shrnutí a další výhled	64
Závěr.....	65
Použité informační zdroje.....	66

Seznam příloh vevázaných

Datový list - elektromechanický pohon EGC-70-500-BS-10P-KF-0H-MR-GK-KR.....	I
Datový list - axiální sada EAMM-A-S38-55A-G2	II
Datový list - servomotor EMMS-AS-55-S-LS-TSB	III
Datový list - bubnový motor EC310	IV
Predikce tuhosti a pevnosti rámu TS	V
Komplexní hodnocení splnění požadavků vlastností TS	VI

Seznam příloh volných

Výkres sestavení zdvihacího zařízení (A3).....	2984-880-50-00-015
Výrobní výkres svařence ramene (A3)	2984-880-50-01-015

Seznam obrázků

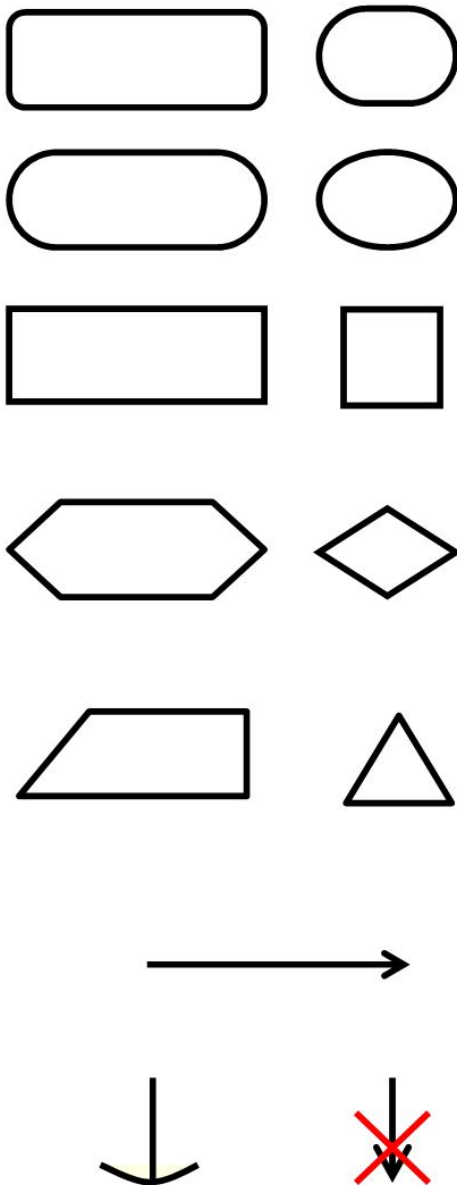
Obr. 1.1 Schéma zadané problematiky	14
Obr. 2.1 Třídění manipulačních prostředků z hlediska vazby k dráze.....	15
Obr. 2.2 Třídění manipulačních zařízení	16
Obr. 3.1 Výrobní závod ENGEL Kaplice	17
Obr. 3.2 Vstřikovací lis ENGEL a typický produkt.....	17
Obr. 4.1 Samostatně stojící výtah ENGEL s pneumatickým pohonem	18
Obr. 4.2 Samostatně stojící nůžkové zdvihací zařízení ENGEL s hydraulickým pohonem.....	19
Obr. 4.3 Samostatně stojící zdvihací zařízení Schuma s řemenovým pohonem	19
Obr. 4.4 Integrovaný výtah ENGEL s řemenovým pohonem.....	20
Obr. 4.5 Integrované zdvihací zařízení ENGEL s pneumatickým pohonem.....	21
Obr. 4.6 Integrované zdvihací zařízení Crizaf K1100 s elektromechanickým pohonem	21
Obr. 5.1 Teorii a metodikou EDSM III podložené znalostně integrované konstruování.....	22
Obr. 5.2 Časové naplánování řešení návrhu TS.....	22
Obr. 6.1 Specifikace požadavků na vlastnosti TS - část 1	23
Obr. 6.2 Specifikace požadavků na vlastnosti TS - část 2	24
Obr. 6.3 Specifikace požadavků na vlastnosti TS - část 3	24
Obr. 7.1 Černá skříňka požadované transformace TS	25
Obr. 7.2 Návrh technologického principu funkční struktury TS	25
Obr. 7.3 Provozní technický proces navrhovaného TS.....	26
Obr. 7.4 Funkční struktura navrhovaného TS.....	27
Obr. 7.5 Morfologická matice - návrh orgánů pracovních funkcí TS.....	28
Obr. 7.6 Morfologická matice - návrh orgánů asistujících funkcí TS	28
Obr. 7.7 Morfologická matice - návrh variant kombinací orgánů pracovních funkcí TS.....	29
Obr. 7.8 Morfologická matice - návrh variant kombinací orgánů asistujících funkcí TS	29
Obr. 8.1 Schéma koncepční varianty A.....	30
Obr. 8.2 Schéma koncepční varianty B	31
Obr. 8.3 Schéma koncepční varianty C	32
Obr. 8.4 Schéma koncepční varianty D	33
Obr. 9.1 Hodnocení koncepčních variant orgánové struktury TS.....	34
Obr. 9.2 Hodnocení koncepčních variant orgánové struktury TS.....	35
Obr. 10.1 Hrubá stavební struktura rámu zdvihacího zařízení	36
Obr. 10.2 Konstrukce ramene rámu zdvihacího zařízení.....	37
Obr. 10.3 Prostor pro přepravku z hliníkových profilů	38
Obr. 10.4 Konstrukce spojovací konzole.....	38



Obr. 10.5 Hliníková část rámu s nalepenými kluznými plochami.....	39
Obr. 10.6 Boční pohled na část rámu s kluznými plochami a dorazy	40
Obr. 10.7 Zábradlí, přišroubované k profilu 30x60 mm.....	40
Obr. 10.8 Výkonové parametry motoru RollerDrive EC310.....	41
Obr. 10.9 Uložení bubnového motoru v hliníkové části rámu.....	42
Obr. 10.10 Optoelektrický senzor SICK GTE6-P4212	42
Obr. 10.11 Funkční řez lineárního pohonu FESTO s vřetenem.....	43
Obr. 10.12 Přehled elektromechanických lineárních pohonů FESTO s vřetenem	44
Obr. 10.13 Schéma sil a momentů, působící na pohon.....	44
Obr. 10.14 Spirálový kabel	45
Obr. 11.1 Návrh úplné stavební struktury zdvihacího zařízení.....	46
Obr. 11.2 Zdvihací zařízení, integrované na dopravníkový systém ECB 3/1.....	47
Obr. 12.1 Rychlostní profil pohybu lineárního vedení	50
Obr. 12.2 Kontrola nosnosti pohonu v programu PositioningDrives	51
Obr. 12.3 Kontrola navrženého motoru pohonu v programu PositioningDrives.....	51
Obr. 12.4 Životnost vedení pohonu EGC-70-BS-KP v závislosti na srovnávacím faktoru.....	52
Obr. 12.5 Maximální přípustné síly a momenty při životnosti vedení 5000 km	52
Obr. 12.6 Definice srovnávacího faktoru pro výpočet životnosti lineárního vedení	52
Obr. 12.7 Vypočtené hodnoty sil a momentů, působící na vedení pohonu.....	53
Obr. 12.8 Zjednodušený zasiťovaný model pro analýzu tuhosti rámu MKP.....	55
Obr. 12.9 Predikce tuhosti rámu při prázdném zdvihacím zařízení.....	55
Obr. 12.10 Predikce tuhosti rámu TS s přeprávkou o hmotnosti 18 kg ($k=1,5$).....	56
Obr. 12.11 Zjednodušený zasiťovaný model pro analýzu pevnosti rámu MKP.....	57
Obr. 12.12 Predikce pevnosti rámu TS s přeprávkou o hmotnosti 18 kg ($k=1,5$)	57
Obr. 13.1 Zástavbový prostor výchozího řešení (vlevo) a navrženého řešení (vpravo).....	58
Obr. 13.2 Hmotnost výchozího zdvihacího zařízení.....	59
Obr. 13.3 Hmotnost navrženého zdvihacího zařízení.....	59
Obr. 13.4 Výrobní náklady výchozího TS v Kč	60
Obr. 13.5 Výrobní náklady navrženého TS v Kč.....	60
Obr. 13.6 Výsledné hodnocení splnění požadovaných vlastností TS.....	62
Obr. 13.7 Hodnocení relativní konstrukční konkurenceschopnosti TS	62

Důležité zkratky

CAD	počítačem podporované kreslení
ČSN	česká technická norma
EN	evropská norma
ekv.	ekvivalent
MKP	metoda konečných prvků
TP	technický produkt
TS	technický systém

Důležité symboly



- **Operátor:**
přeměňující M, E, I, příp. L objekt/prostředek
(při nedostatku místa jen jeho název u symbolu účinku)
- **Operand:**
přeměňovaný M, E, I, příp. L **objekt**
(při nedostatku místa jen název a stav operandu
u symbolu jeho vstupu/výstupu)
- **Proces transformační:**
soubor vzájemně souvisejících nebo vzájemně působících činností (příp. strukturovaných do podprocesů, operací a kroků), které vlivem účinků operátorů přeměňují operand („vstupy“) z jeho dostupného vstupního stavu požadovaný výstupní stav operandu („výstupy“)
- **Proces rozhodovací:**
soubor vzájemně souvisejících nebo vzájemně působících činností (příp. strukturovaných do podprocesů, operací a kroků), které na základě hodnocení operandu ve vstupním stavu („vstupů“) vygenerují vlivem účinků operátorů jako výstup rozhodnutí („výstupy“) o variantě dalšího možného postupu
- **Funkce:**
pracovní **schopnost prvku** operátoru
(vyjadřovaná **infinitivem**) např.:
= aktivní: otáčet, chladit, držet, ...
= pasivní: otáčení/chlazení/držení /... umožnit
(na výstupu operátoru vyjadřuje schopnost docílit pož. účinek)
(obecná funkce vlevo, hraniční funkce receptoru/efektoru vpravo)
( alternativní SW symbol, pokud není k dispozici )
- **Vstup/Výstup** (ve spojitosti s procesem nebo operátorem):
místo a směr M, E, I, příp. L vstupu do/výstupu z
procesu nebo operátoru (ve spojitosti s procesy to však není zároveň
symbol operandu ve vstupní/výstupním stavu!!!)
- **Účinek** (přřazený k symbolu) operátoru:
M, E, I **interakce mezi operátorem a operandem** s cílem
způsobit/umožnit požadovanou přeměnu operandu
(vyjadřovaný podstatným jménem slovesným) např.:
= aktivní účinky: otáčení, chlazení, držení, ...
= pasivní účinky: umožnění otáčení/chlazení/držení/...

Úvod

Automatizované či poloautomatizované přepravní systémy se stále více uplatňují v různých odvětvích průmyslu. Jejich současnými přednostmi jsou již malé nároky na údržbu, efektivnost a kontinuálnost práce, malé opotřebení a dlouhá životnost. Společnost ENGEL, přední výrobce vstřikovacích lisů, nabízí ve svém portfoliu několik automatizovaných dopravních systémů pro manipulaci s platy či přepravními boxy. Mezi ně se řadí i dopravníkový systém ECB 3/1.

Předložená diplomová práce je zaměřena na návrh konstrukce zdvihacího zařízení pro zmíněný systém ECB 3/1 společnosti ENGEL. Funkcí tohoto systému je manipulace přepravky s kusovým materiálem ve dvou, nad sebou stojících patrech. Výškový rozdíl mezi patry je překonáván zdvihacím zařízením.

První část práce se zabývá rozpracováním problému. Je zde vyjasněno zadání, dále jsou shrnuta rešeršní řešení a je uvedena strategie řešení s časovým harmonogramem. V závěru první části je definována specifikace požadavků na navrhovaný technický systém.

Druhá část práce je zaměřena na navržení funkční a orgánové struktury několika variant řešení. Navržené koncepční varianty jsou komplexně hodnoceny a porovnány. Výsledkem je rozhodnutí o suboptimálním koncepční řešení, které je dále rozpracováno ve třetí části práce.

V ní je navrhována nejprve hrubá a poté úplná stavební struktura zadaného technického zařízení - řešeno jako technický systém.

V závěru práce je provedeno komplexní hodnocení navržené úplné stavební struktury, včetně porovnání s dosavadním řešením, SWOT analýzou, dalším výhledem a shrnutím. Výsledkem je nalezení a hodnocení suboptimálního řešení zdvihacího zařízení pro dopravníkový systém ECB 3/1.

I. ROZPRACOVÁNÍ PROBLÉMU

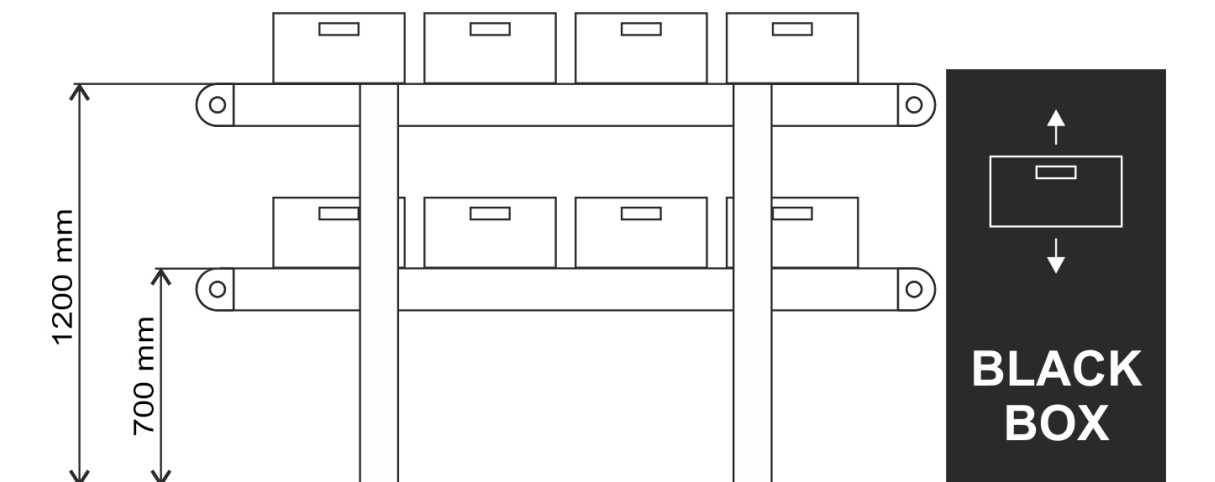
1. Vyjasnění zadání

Zdvihací zařízení má sloužit k přemísťování přepravní bedny s kusovým materiálem mezi dvoupatrovým dopravníkovým systémem ECB3/1 společnosti ENGEL.

Šířka i výška dopravníků jsou proměnlivé parametry, závislé na požadavcích zákazníka. Pro účel této diplomové práce bude uvažován nejběžnější dvoupatrový systém společnosti ENGEL. Výška jednotlivých dopravníků nad zemí je znázorněna na Obr. 1.1. Šířku dopravníků uvažujeme 600 mm.

Manipulace bude probíhat z polohy horní (1200 mm nad zemí) do polohy spodní (700 mm nad zemí) a zpět.

Předpokládá se, že zdvihací zařízení bude manipulovat současně s jednou přepravní bednou o maximální celkové hmotnosti 12 kg.



Obr. 1.1 Schéma zadané problematiky

Při návrhu zdvihacího zařízení je nutno brát zřetel na zástavbový prostor nad samotným zařízením. Plastové výlisky, vyrobené ve vstřikovací stroji, jsou manipulátorem odkládány do přepravní bedny v horní poloze zdvihacího zařízení. Plně naloženou přepravní bednu poté zdvihací zařízení svezde do dolní polohy, kde bude přepravní bedna naložena na spodní dopravník. Z důvodu dobrého přístupu manipulátoru k přepravní bedně by byla nejvýhodnější situace, kdy nad přepravní plochou nebude žádná část rámu.

Princip dopravníkového systému ECB3/1 tkví v nakládání prázdných beden na horní dopravník a vykládání přepravek, naplněných vyrobenými díly, z dopravníku spodního. Při tom je obsluha tohoto zařízení, která manipuluje s přepravními bednami, v bezpečném prostoru. Naopak druhá strana dopravníkového systému je v nebezpečném prostoru, a proto je zde nutné manipulační zařízení, které je řešeno v této práci.

2. Manipulační prostředky

Manipulační prostředky slouží převážně k přepravě materiálu. Často také plní i funkci technologickou. V moderních provozech se manipulační prostředky stále více stávají součástí výrobních linek.

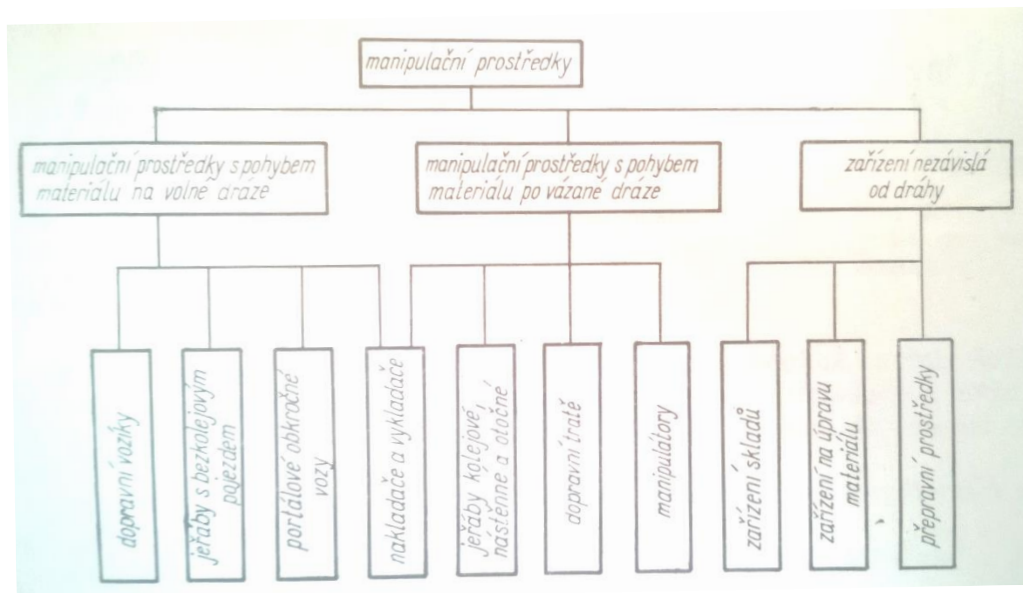
Typ manipulačního prostředku má značný vliv na produktivitu a rentabilitu podniku, potažmo linky. Daný problém lze často vyřešit několika různými manipulačními prostředky. [1, str. 70]

2.1. Třídění manipulačních prostředků

2.1.1. Z hlediska dráhy:

[1, str. 70]

- 1) Prostředky s pohybem materiálu na volné dráze
- 2) Prostředky s pohybem materiálu na vázané dráze
- 3) Prostředky nezávislé na dráze



Obr. 2.1 Třídění manipulačních prostředků z hlediska vazby k dráze [2, str. 8]

2.1.2. Z hlediska časové spojitosti

[1, str. 70]

- 1) Kontinuálně a periodicky pracující prostředky
- 2) Cyklicky pracující prostředky

2.1.3. Z hlediska silového působení na manipulovaný materiál

[1, str. 70]

- 1) Gravitační
- 2) S mechanickým přenosem sil
- 3) S dopravou v pomocném médiu

2.1.4. Z hlediska manipulovaného materiálu

[1, str. 70]

- 1) Sypké hmoty
- 2) Kusový materiál
- 3) Kapaliny a plyny

2.1.5. Z hlediska pohonu

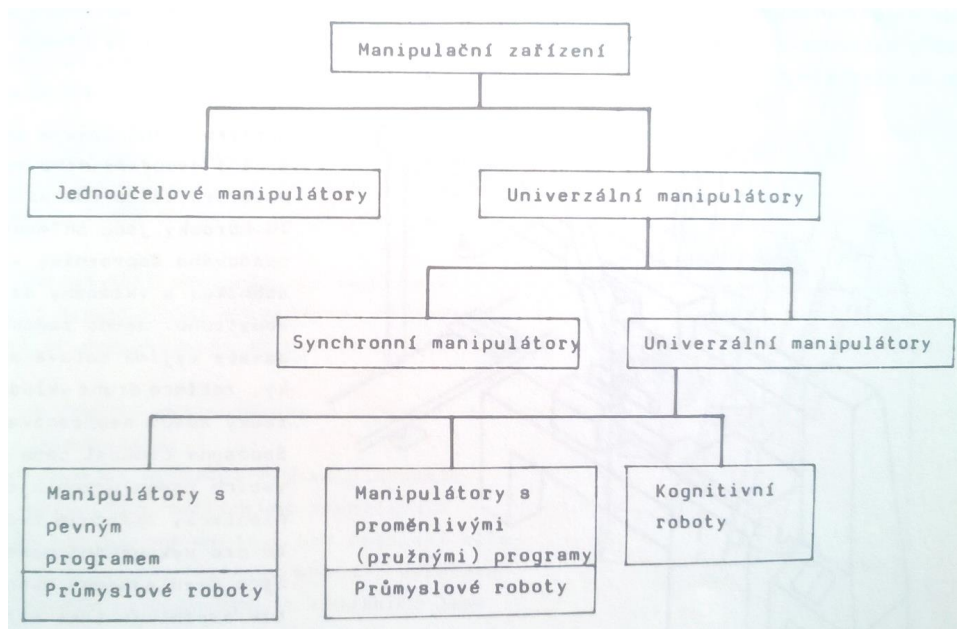
[2, str. 63]

- 1) Ruční pohon
- 2) Mechanický pohon
- 3) Elektrický pohon
- 4) Pneumatický pohon
- 5) Hydraulický pohon

2.2. Manipulátory a roboty

Manipulátory a roboty stále více nahrazují lidského činitele při transportu s materiálem. Využíváme je pro jednoduchou manipulaci až po rozsáhlou automatizaci technologických procesů. Zajišťují větší bezpečnost a efektivitu práce. [2, str. 9]

Dle složitosti provedení a stupně řízení lze manipulační zařízení rozdělit takto:



Obr. 2.2 Třídění manipulačních zařízení

[2, str. 9]

3. Společnost Engel

Obchodní značka Engel celosvětově vystupuje jako největší výrobce vstřikovacích lisů a zároveň patří k předním podnikům strojírenského průmyslu v oblasti výroby zařízení na zpracování plastů.

Skupina Engel dnes nabízí všechny technologické moduly na komplexní zpracování plastů. Ve výrobním portfoliu může společnost nabídnout vstřikovací lisy termoplastů a elastomerů, automatizační zařízení, dopravníkové cesty aj. konkurenceschopné zařízení.

Soukromá společnost byla založena v roce 1945 Ludwigem Engelem. Již od počátku se zaměřuje na stroje, zpracovávající plast. V současnosti reprezentuje Engel osm výrobních závodů po celém světě. Ten nejmladší, otevřený v roce 2009, se nachází v jihočeské Kaplici. Výroba v kaplickém Engelu je zaměřena na komponenty ke vstřikovacím lisům. [4, str. 6]



Obr. 3.1 Výrobní závod ENGEL Kaplice

[4, str. 6]

Technologie vstřikování plastů je dnes spjata s mnoha průmysly. Mezi nejvýznamnější zákazníky skupiny Engel lze řadit světoznámé značky automobilového průmyslu, farmaceutického průmyslu a společnosti vyrábějící elektrotechniku.



Obr. 3.2 Vstřikovací lis ENGEL a typický produkt

[4, str. 6]

4. Rešeršní řešení zdvihacích zařízení

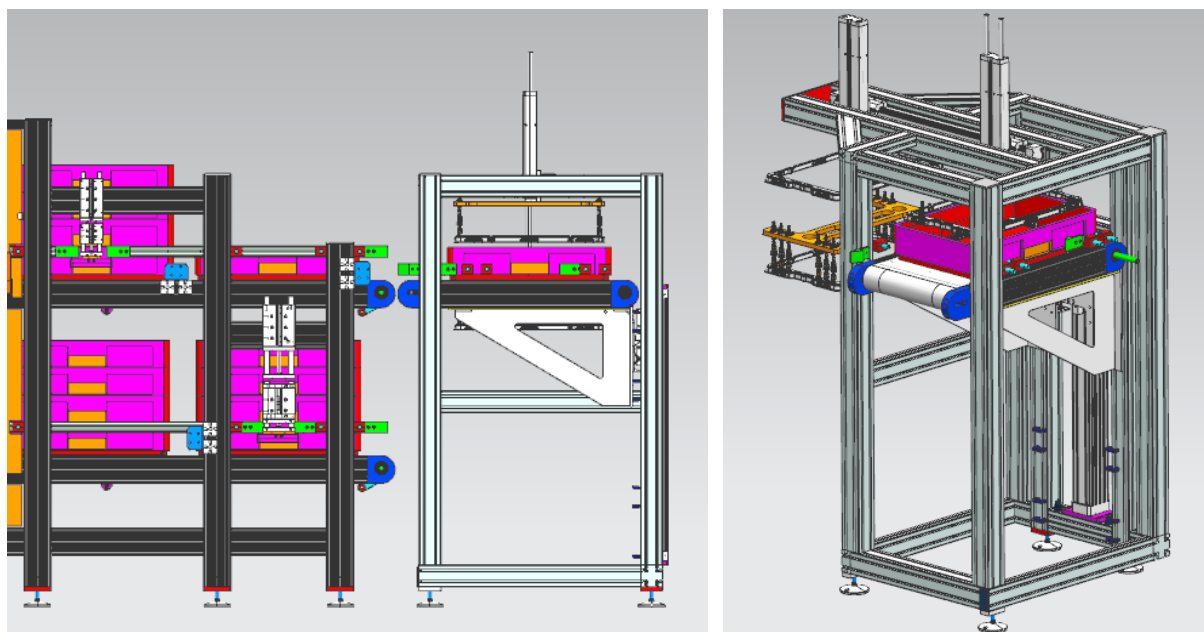
Analýza dosavadních řešení byla tvořena na podnikové i mimopodnikové úrovni. Používané řešení jsem měl možnost vidět na největším plastikářském veletrhu K 2016 v Düsseldorfu.

Již vytvořené a používané zdvihací zařízení s podobnou funkcí lze rozdělit na dvě skupiny.

4.1. Zdvihací zařízení samostatně stojící

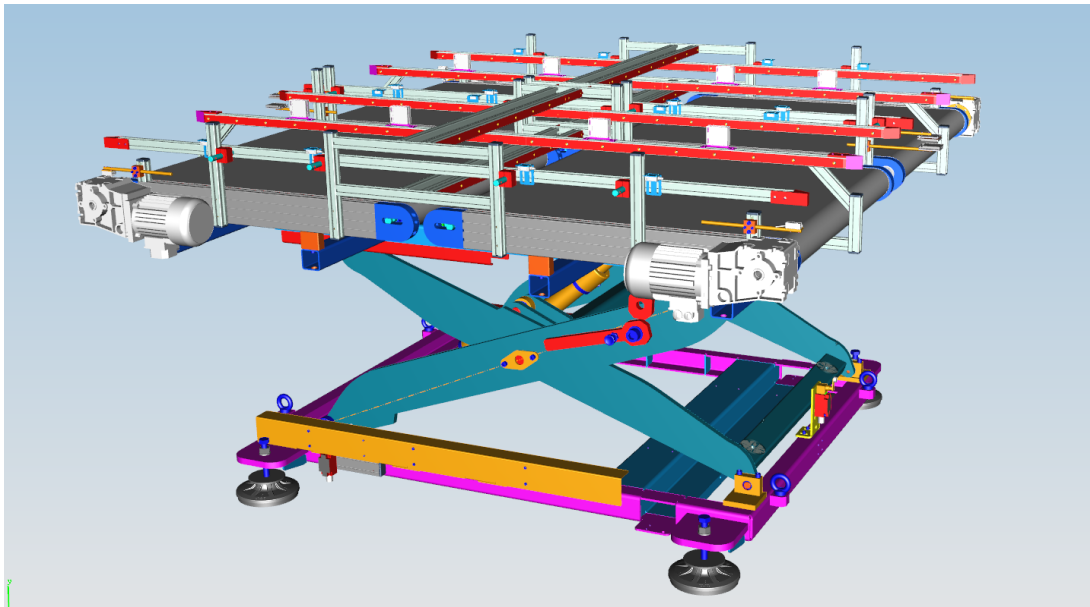
První varianty jsou tvořeny jako samostatné zařízení. To má svůj vlastní nosný rám i pohon a je možno s tímto zařízením samostatně manipulovat. Takový technický systém je možné jednoduše standardizovat a používat jej u několika dalších zakázek a produktů. Nevýhodou těchto zařízení je rám, který zvyšuje hmotnost a tím i cenu toho výrobku.

Na obrázku 4.1 je zdvihací zařízení tvořeno krátkým pásovým dopravníkem, který je unášen ve vertikálním směru pneumatickým lineárním motorem. Dopravník je s lineárním pohonem spojen svařovanou konzolou. Ta je vedena ve vertikálním směru dvojicí kuličkových lineárních vedení. Základem celého zařízení je rám z hliníkových profilů. Horní část zařízení tvoří manipulátor, který umožňuje plnění přepravek. Zařízení zaujímá stále stejný, při provozu neměnný, zástavbový prostor.



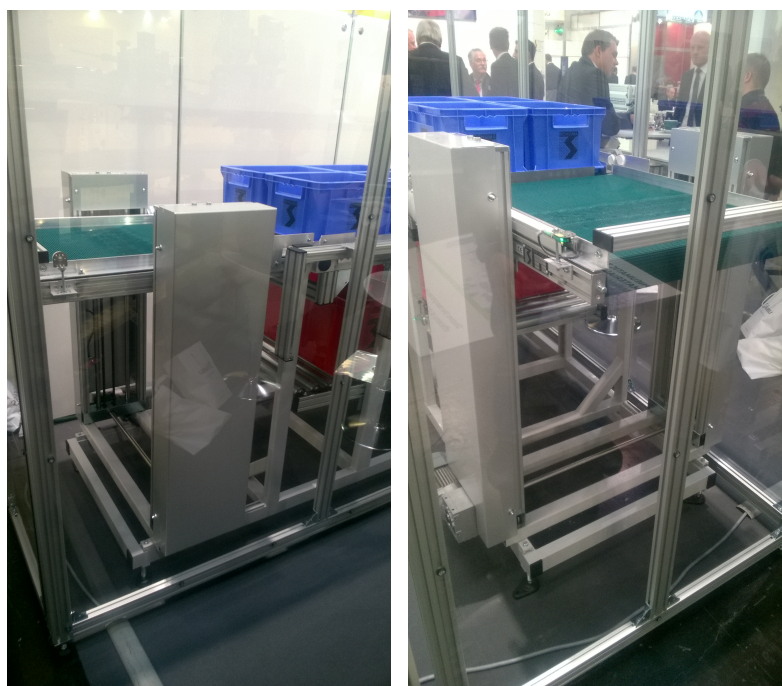
Obr. 4.1 Samostatně stojící výtah ENGEL s pneumatickým pohonem

Další možností, je použití nůžkového zdvihacího zařízení. Obrázek 4.2 ukazuje nůžkový výtah, tvořený z ocelových svařenců. Jedná se o velkou, těžkou konstrukci, která je schopna uzvednout a přemístit velká břemena. Horní část výtahu tvoří čtveřice pásových dopravníků. V tomto případě využívá zvedák hydraulický pohon.



Obr. 4.2 Samostatně stojící nůžkové zdvihací zařízení ENGEL s hydraulickým pohonem

Třetí možností v této skupině zdvihacích výrobků je systém (Obr. 4.3), který tvoří opět pásový dopravník. Ten je mezi polohami unášen dvěma lineárními pohony s ozubeným řemenem. Synchronizaci mezi svislými dráhami zajišťuje spojovací hřídel, kterou pohání elektromotor. Rám tvoří ocelové profily, které jsou sešroubovány.

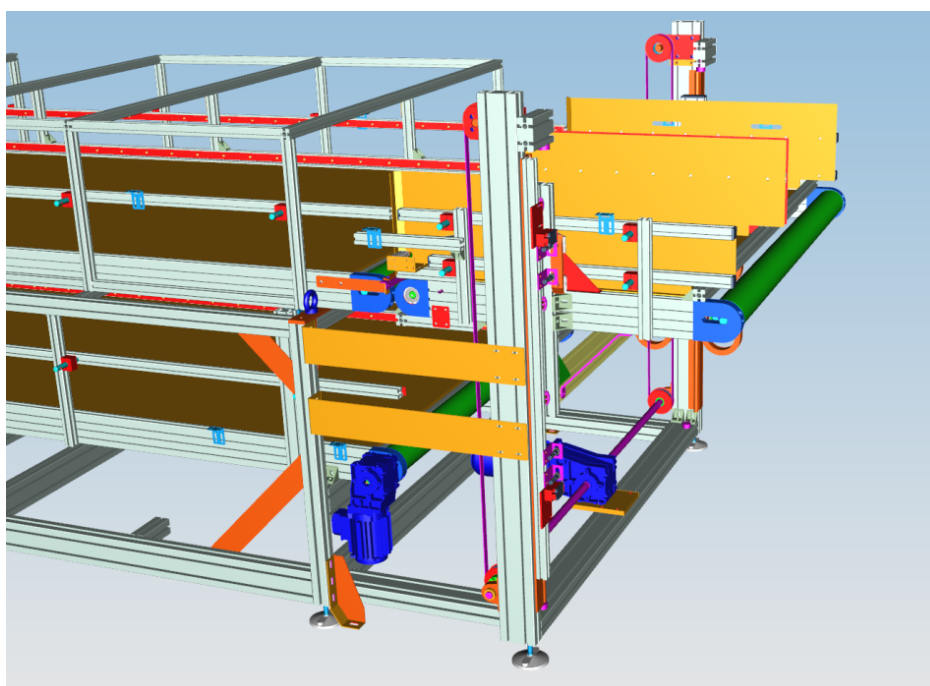


Obr. 4.3 Samostatně stojící zdvihací zařízení Schuma s řemenovým pohonem

4.2. Zdvihací zařízení integrovaná

Druhou skupinu představují zařízení, která jsou integrovaná do konstrukce dopravníkového systému. Hlavním rysem těchto řešení je společný rám.

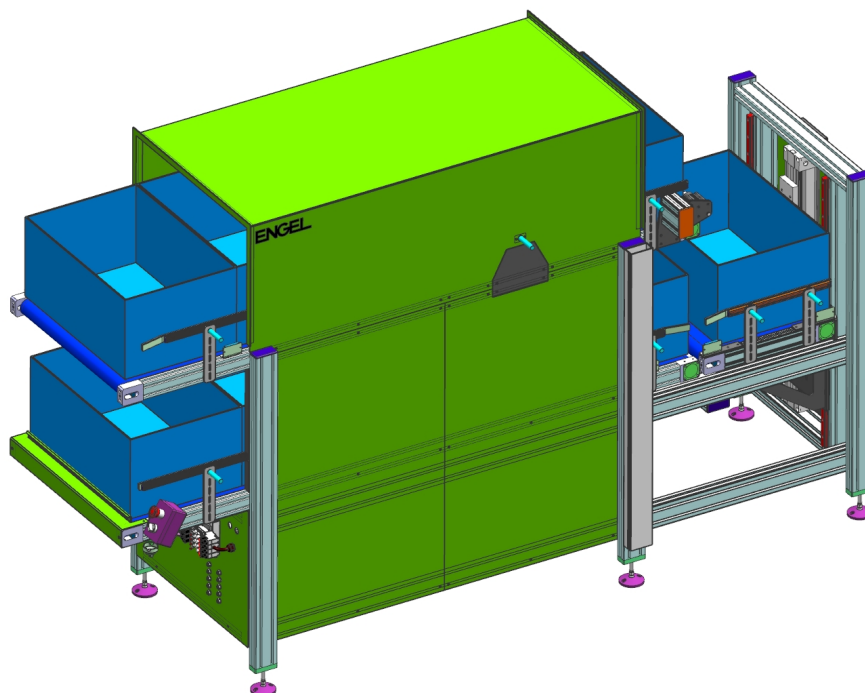
První zástupce této skupiny (Obr. 4.4) využívá řemenové pohony pro vertikální pohyb pásového dopravníku. Ozubené řemeny, spolu s lineárním kuličkovým vedením, jsou připevněny k centrálním sloupkům. Ty jsou tvořeny hliníkovým profilem. Vertikální pohyb je z řemenů na dopravník přenášen unašeči. Řemenové dráhy jsou synchronizovány společnou hřídelí, kterou pohání elektromotor. Centrální sloupy s nivelačními nožičkami jsou k dopravníkovému systému připevněny hliníkovým profilem a dvěma ocelovými pásy na každé straně.



Obr. 4.4 Integrovaný výtah ENGEL s řemenovým pohonem

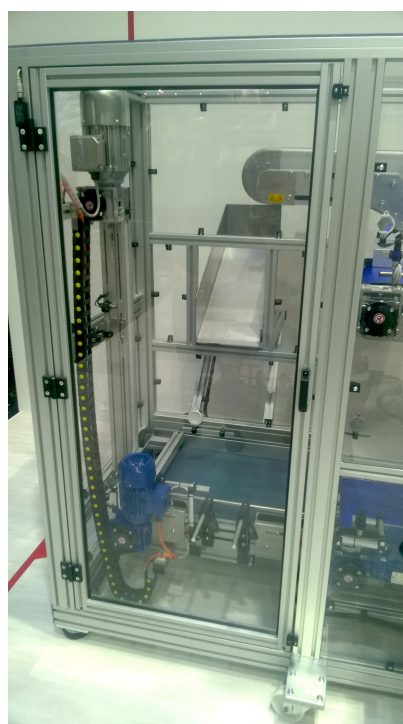
Další možností je provedení s pneumatickým pohonem a kuličkovým lineárním vedením (Obr. 4.5). Tato varianta je velmi podobná prvnímu řešení ze skupiny samostatně stojících (Obr. 4.1). Pneumatický lineární motor zde také pohybuje se svařovanou konstrukcí, na které je přišroubován pásový dopravník. Nosný rám z hliníkových profilů pro vedení a pohon je spojen s rámem dopravníkového systému ocelovými pásy a hliníkovými profily.

Toto zařízení se stalo standardní výbavou dopravníkového systému ECB 3/1 společnosti ENGEL a tudíž je mým výchozím technickým systémem pro specifikaci požadavků i hodnocení celé práce.



Obr. 4.5 Integrované zdvihací zařízení ENGEL s pneumatickým pohonem

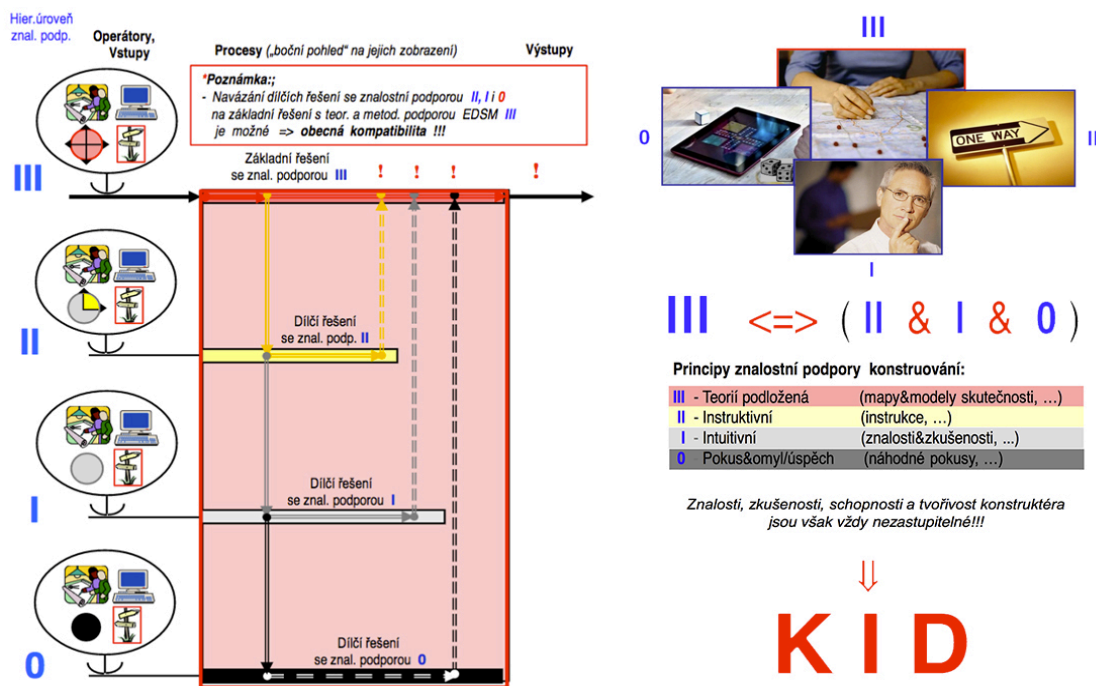
Závěrečný představitel druhé skupiny se společným rámem je zařízení společnosti Crizaf (Obr. 4.6). Toto zařízení jsem viděl pouze na veletrhu K 2016, kde se označovalo K1100. Rám z hliníkových profilů tvoří uzavřenou buňku. Prostor pro přepravku opět tvoří pásový dopravník. Ten je ve vertikálním směru poháněn lineárním pohonem s kuličkovým šroubem s integrovaným vedením. Tuto informaci nemohu ověřit, pouze dedukuji z polohy elektromotoru a absence dalšího vedení.



Obr. 4.6 Integrované zdvihací zařízení Crizaf K1100 s elektromechanickým pohonem

5. Strategie řešení

Pro řešení návrhu TS je dle požadavku zadání využita strategie znalostně integrovaného navrhování technických produktů „Knowledge Integrated Design“ (KID) [5], která vychází z teorie a metodiky konstruování (Engineering Design Science (EDS) [6], [7], [8] and Methodology (EDSM) [5]) na bázi Teorie technických systémů (TTS) [9]. Navrhovaný technický produkt je v předloženém projektu uvažován v souladu se zadáním jako heterogenní technický systém (TS) s dominantní mechanickou (HW) složkou. [5]



Obr. 5.1 Teorií a metodikou EDSM III podložené znalostně integrované konstruování [5]

5.1. Časové naplánování řešení návrhu TS

Jednou z výhod strategie KID je možnost základní fáze řešení návrhu TS jednoznačně definovat a tím i naplánovat.

Konstrukční proces			9/16	10/16	11/16	12/16	1/17	2/17	3/17	4/17	5/17	6/17	
A. UPŘESNĚNÍ ÚKOLU	I. ROZPRACOVÁNÍ ZADÁNÍ	Zadání problému	■										
		Vyjasnění a ropracování požadavků	■										
		Specifikace požadavků a časový plán		■									
B. HLEDÁNÍ ŘEŠENÍ C1. HODNOCENÍ C2. ROZHODOVÁNÍ	II. KONCEPČNÍ NÁVRH	Navržení funkční struktury TS			■								
		Navržení orgánové struktury TS			■								
	III. KONSTRUKČNÍ NÁVRH	Navržení hrubé struktury TS				■							
		Navržení úplné stavební struktury TS					■						
		Zhodnocení úplné stavební struktury TS						■					
IV. ZHODNOCENÍ	Zhodnocení výchozího a navrženého TS							■					
									■				
D. FINALIZACE ŘEŠENÍ	V. FINÁLNÍ ZPRACOVÁNÍ	Detailování a dokumentování řešení							■				
		Odevzdání práce									■		
		Obhajoba práce											■

Obr. 5.2 Časové naplánování řešení návrhu TS

6. Specifikace požadavků na TS

Požadavky k vnějším vlastnostem TS vztah. k transf. procesům životních etap TS	Požadovaná hodnota a příp. tolerance	Váha (1-4)
(1) Požadavky k (hlavním i asistujícím) provozním funkcím/účinkům:		
Technický systém:		
• Přepravovat plastové přepravky KLT		
• Únosnost včetně bedny	12 kg	3
• Umožnit přepravu bedny mezi dopravníky	od 700 mm do 1200 mm	3
• Kompatibilita s ENGEL dopravníkovým systémem	ECB 3/1	4
• Kompatibilita s ostatními dopravníky	libovolný dvoupatrový systém	2
• Hmotnost TS	do 50 kg	3
Přepavní proces:		
• Setrvání přepravovaného produktu ve stálé poloze	podmínkou	4
• Rychlost přepravy mezi dopravníky	10 m/min	2
• Rychlost dopravy mezi dopravníkem a TS	6 m/min	3
• Čas cyklu zařízení	17 s	3
KLT přepravka:		
• Velikost půdorysná (délka x šířka)	600 mm x 400 mm	4
• Velikost výšková (maximální)	280 mm	3
• Hmotnost přepravky	2 kg	1
• Teplota přepravky	22°C	1
(2) Požadavky k ostatním provozním vlastnostem:		
• Prostředí	středně čisté	2
• Četnost použití	nepřetržitá	4
• Životnost	min. 5 let	3
• Údržba	minimální	4
• Základní plocha pod systém	plochá betonová podlaha	2
• Zástavbové rozměry	minimální	3
(3) Požadavky k vlastnostem pro předvýrobní procesy a výrobu:		
• Vhodnost pro konstruování, Tg. a Org. přípr. výroby	vysoká	3
• Náročnost na výrobení	nízká	3
• Náročnost na montáž	nízká, pomocí běžného nářadí	4
• Počet dílů v TS	nízký (50 ks)	3
• Druh výroby	kusová (20 ks/rok)	2
(4) Požadavky k vlastnostem pro distribuci:		
• Skladovací prostor	EU paleta	3
• Manipulace s TS bez palety	ručně	2
• Manipulace s TS s paletou	paletový vozík	3
(5) Požadavky k vlastnostem pro likvidaci:		
• Demontovatelnost	jednoduchá	2
• Recyklovatelnost	jednoduchá a vysoká	3
• Opravitelnost (servis)	jednoduchá	3

Obr. 6.1 Specifikace požadavků na vlastnosti TS - část 1

Požadavky k vnějším vlastnostem TS vztah. k operátorům transf. procesů všech život. etap TS	Požadovaná hodnota a příp. tolerance	Váha (1-4)
(1) Požadavky k vlastnostem pro věcné řízení/management:		
• Náhrada vlastního produktu	zdvihací zařízení pro ECB 3/1	1
• Konkurenceschopnost k produktům na trhu	ostatní zdvihací a manipulační zařízení	4
(2) Požadavky k vlastnostem k člověku:		
• Bezpečnost ve všech životních etapách, ergonomie:		
• Stabilita proti převržení	vysoká	4
• Přístupnost k zdvihacímu zařízení	omezená bezpečnostním ohrazením	4
• Bezpečnost v servisním modu	vysoká	4
• Příjemnost pro člověka (estetičnost, apod.):		
• Tvarový design	uspokojivý	3
• Barevné řešení	ENGEL černá a zelená barva	3
• Povrch	vhodný k čištění	3
(3) Požadavky k vlastnostem k aktivnímu materiálu a energetickému okolí:		
• Použití ekologicky nezávadných materiálů	výhradně	4
• Zachycení úniku škodlivých látek při svařování	v mezích možností	2
• Nutnost mazání pohonů	žádná či malá	3
• Energetická náročnost pohonů	nízká	2
(4) Požadavky k vlastnostem k aktivnímu informačnímu okolí:		
• Porušení patentových a licenčních práv	žádné	4
(5) Požadavky k vlastnostem k ostatním TS:		
• Náročnost na technické prostředky v život. etapách	minimální	4
(6) Požadavky k vlastnostem k informacím:		
• Výrobní a montážní dokumentace	standardní forma	4
• Návod k obsluze	požadované	2
• Návod pro údržbu a opravy	požadované	2
(7) Požadavky k vlastnostem k ekonomickému a časovému řízení/managementu:		
• Výrobní náklady zdvihacího zařízení (materiál)	40 000 Kč	3
• Výrobní náklady zdvihacího zařízení (konstrukce, montáž)	40 000 Kč	4
• Náklady na práci/provoz	minimální	4
• Čas na konstrukci další zakázky s možnou změnou zdvihu	15 hod	2
• Čas na montáž	15 hod	3

Obr. 6.2 Specifikace požadavků na vlastnosti TS - část 2

Požadavky ke vnitřním (1) a strukturním (2), (3) vlastnostem TS	Požadovaná hodnota a příp. tolerance	Váha (1-4)
(1) Požadavky k obecným konstrukčním vlastnostem:		
• Odolnost povrchů proti poškození	střední	2
(2) Požadavky k elementárním konstrukčním vlastnostem:		
• Transportní prvky	normalizované/licencované	3
• Spojovací prvky	normalizované	3
(3) Požadavky ke konstrukčním znakům:		
• Funkční princip	mechanický	4
• Druh pohonu	automatizovaný	4

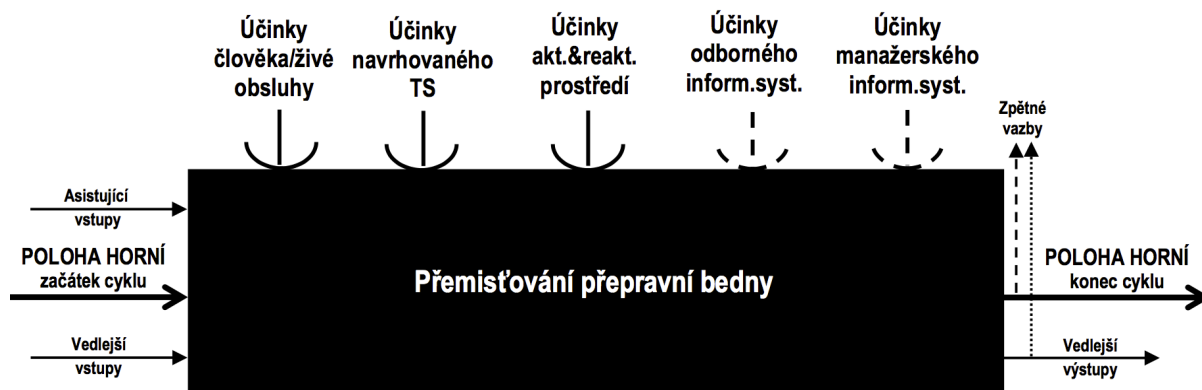
Obr. 6.3 Specifikace požadavků na vlastnosti TS - část 3

II. KONCEPČNÍ NÁVRH

7. Navržení funkční struktury TS

7.1. Černá skříňka požadované transformace

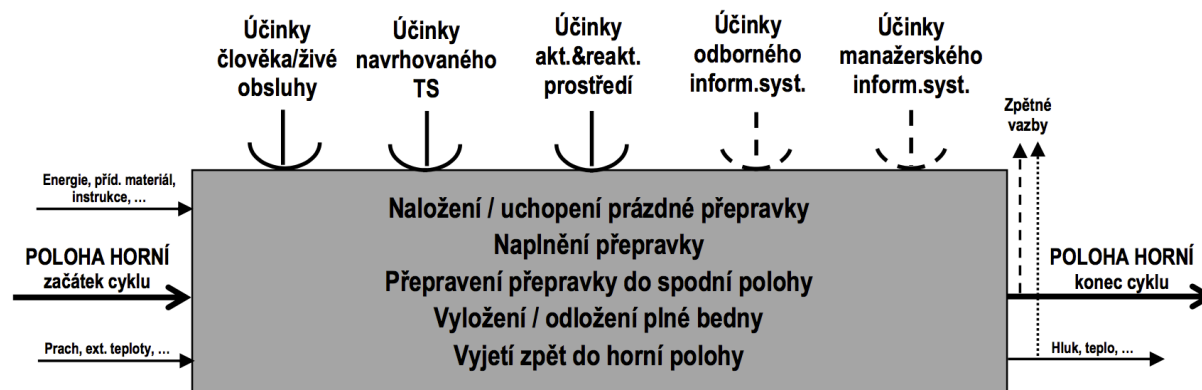
Popis provozně transformačního procesu technického systému pomocí metody černé skříňky.



Obr. 7.1 Černá skříňka požadované transformace TS

7.2. Technologický princip provozního technického procesu TS

Ze schéma (Obr. 7.1) byl na základě průzkumu trhu a analýz vytvořen model technologického principu funkční struktury technického systému.

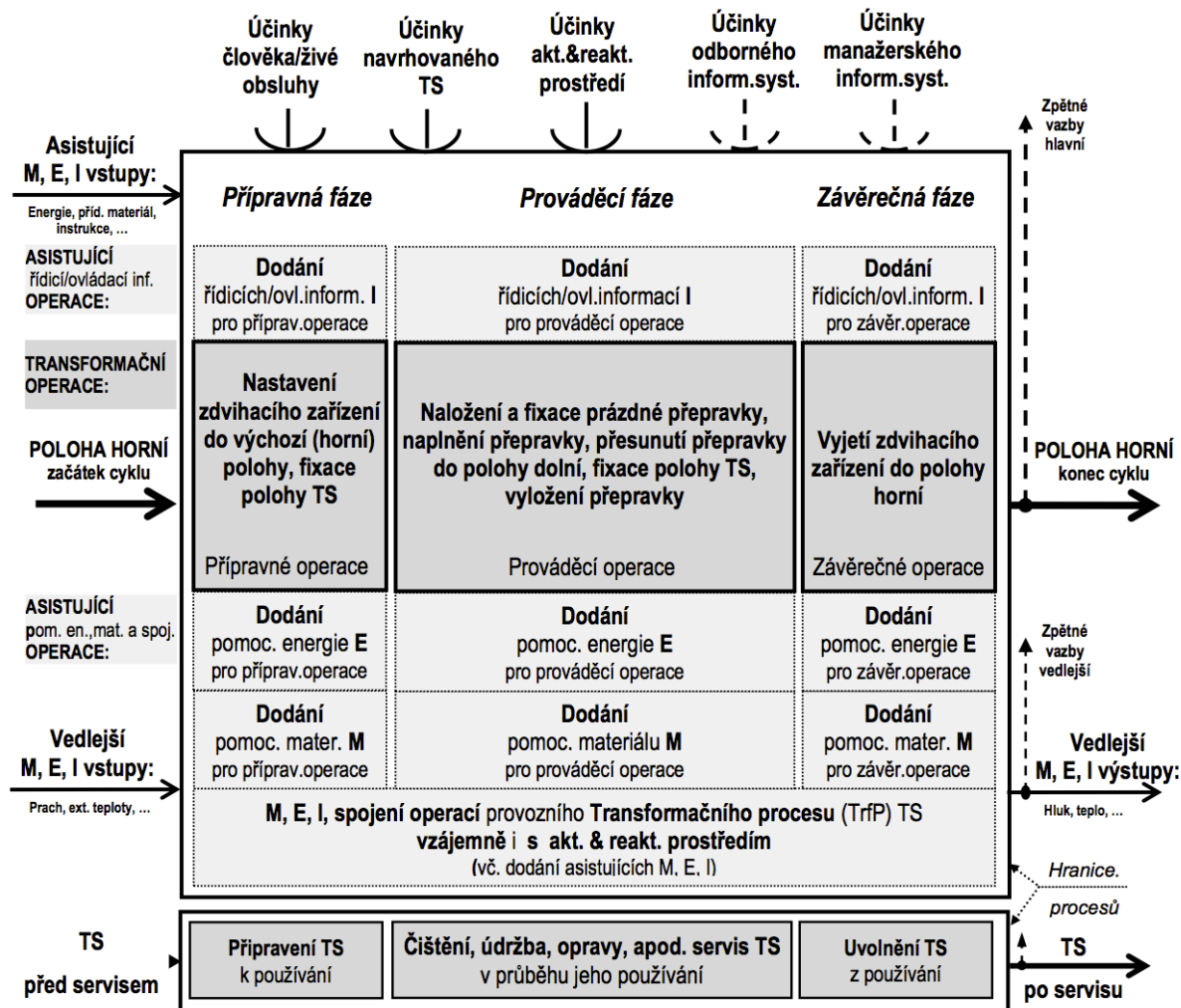


Obr. 7.2 Návrh technologického principu funkční struktury TS

Prázdná přepravka přijede po horním dopravníku k technickému systému. Ten ji svépomocí, či ve spolupráci s horním dopravníkem, naloží / uchopí. Po zaujmutí definované polohy přepravy jí robot vstřikovacího lisu naplní vyrobenými díly. Naplněnou bednu navrhovaný technický systém přepraví do polohy spodní. Zde technický systém provede svépomocí, či ve spolupráci se spodním dopravníkem vyložení /odložení plné přepravy z TS. Cyklus se opakuje při vyjetí TS do polohy horní.

7.3. Provozní technický proces TS

Z návrhu technologického principu funkční struktury TS byl vytvořen hrubý popis provozního technického procesu navrhovaného TS tj. fázi a operací využívajících účinky navrhovaného TS pro docílení požadovaných úkonů ze stavu vstupního do stavu výstupního.

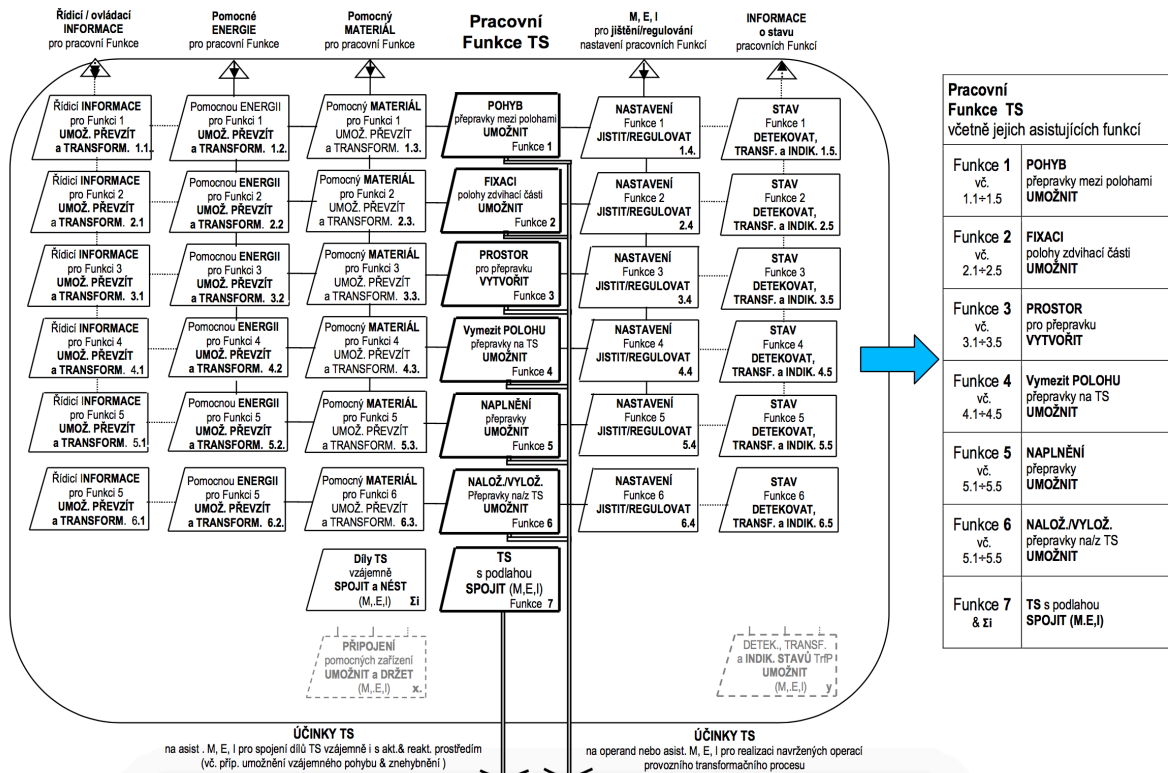


Obr. 7.3 Provozní technický proces navrhovaného TS

7.4. Návrh funkční struktury TS

Provozní technický proces TS (Obr. 7.3) zobrazuje a popisuje veškeré operace, které jsou nutné k docílení požadovaných úkonů k změně stavu, ovšem ne všechny musí zajišťovat navrhovaný TS. Některé operace (i asistující) může vykonávat např. obsluha či prostředí.

Funkční struktura navrhovaného TS (Obr. 7.4) již zobrazuje pouze funkce, které bude svými účinky ovlivňovat navrhovaný TS.



Obr. 7.4 Funkční struktura navrhovaného TS

7.5. Navržení orgánů pro funkční strukturu TS

Nalezené funkce technického systému mohou být realizovány několika způsoby. Pokud se tyto jednotlivé možnosti zapíší do tabulky, vznikne tzv. morfologická matice. První sloupec obsahuje nalezené pracovní funkce TS. V dalších sloupcích jsou zaznamenány navržené orgány pro realizaci stanovených funkcí navrhovaného TS.

Pracovní funkce TS vč. asist. funkcí		Navržené orgány TS („nositele funkcí“)				
		1	2	3	4	5
Funkce 1 vč. 1.1+1.5	POHYB převrky mezi polohami UMOŽNIT	Rotační / kyvný pohon	Lineární pohon	Nůžkový mechanismus		
Funkce 2 vč. 2.1+2.5	FIXACI polohy zdvihací části UMOŽNIT	Brzdový systém v pohonu	Brzdový systém v motoru	Mechanická západka		
Funkce 3 vč. 3.1+3.5	PROSTOR pro přepravku VYTVORIT	Pásový dopravník	Řemenový dopravník	Válečkový dopravník	Kluzná plocha	Kombinace
Funkce 4 vč. 4.1+4.5	Vymezit POLOHU převrky na TS UMOŽNIT	Fixace akčním členem	Vymezení pozice tvarovými prvky	Zjištění pozice převrky kamerou		
Funkce 5 vč. 5.1+5.5	NAPLNĚNÍ převrky UMOŽNIT	Zástavbový prostor nad ložnou plochou nechat volný pro manipulátor	K převrky přivést skluzavku	K převrky přivést dopravník		
Funkce 6 vč. 5.1+5.5	NALOŽ./VYLOŽ. převrky na/z TS UMOŽNIT	Posun tažným elementem (pás, řemen)	Posun hnacím válcem	Uchopením / odložením	Skluzem	Postrkem
Funkce 7 & z1	TS s podlahou SPOJIT (M.E.I)	Spojit s dopravník. systémem ECB3/1	Nivelační nožičky	2 otočná a 2 neotočná kolečka s brzdou	Kotevní šrouby	

Obr. 7.5 Morfologická matice - návrh orgánů pracovních funkcí TS

Do morfologické matice byly zapsány i některé asistující funkce. Zde jsou navrhovány především typy energie, používané pro pohon a možnosti kontroly jednotlivých stavů TS.

Asistující funkce TS		Navržené orgány TS („nositele funkcí“)		
		1	2	3
1.2	Pomocnou ENERGII pro Funkci 1 UMOŽ. PŘEVZÍT a TRANSFORM.	Elektrická energie	Stlačený vzduch	Tlakový olej
1.5	STAV Funkce 1 DETEKOVAT, TRANSF. a INDIK.	Enkodér na motoru	Resolvr na motoru	Koncové čidla pohonu
4.2	Pomocnou ENERGII pro Funkci 4 UMOŽ. PŘEVZÍT a TRANSFORM.	Elektrická energie	Stlačený vzduch	Kinetická energie převrky
6.5	STAV Funkce 6 DETEKOVAT, TRANSF. a INDIK.	Optické senzory	Koncové spínače	Tenzometrické snímače

Obr. 7.6 Morfologická matice - návrh orgánů asistujících funkcí TS

7.6. Návrh variant orgánové struktury TS

Spojením jednotlivých orgánů TS („nositelů funkcí“) vzniknou rozdílné varianty orgánové struktury, jež ovšem vykonávají stejné funkce. Za pomoci morfologické matice mohou vzniknout varianty orgánové struktury, které by konvenčním způsobem nemusely být nalezeny.

Pracovní Funkce TS vč. asist. funkcí		Navržené orgány TS („nositele funkcí“)				
		1	2	3	4	5
Funkce 1 vč. 1.1+1.5	POHYB převrácení mezi polohami UMOŽNIT	Rotační / kyvný pohon	Lineární pohon	Nůžkový mechanismus		
Funkce 2 vč. 2.1+2.5	FIXACI polohy zdvihací části UMOŽNIT	Brzdový systém v pohonu	Brzdový systém v motoru	Mechanická západka		
Funkce 3 vč. 3.1+3.5	PROSTOR pro přepravku VYTVOŘIT	Pásový dopravník	Řemenový dopravník	Válečkový dopravník	Kluzná plocha	Kombinace
Funkce 4 vč. 4.1+4.5	Vymezení POLOHU převrácení na TS UMOŽNIT	Fixace akčním členem	Vymezení polohy tvarovými prvky	Zjištění polohy přepravky kamerou		
Funkce 5 vč. 5.1+5.5	NAPLNĚNÍ převrácení UMOŽNIT	Zástavbový prostor nad ložnou plochou nechat volný pro manipulátor	K přepravce přivést skluzavku	K přepravce přivést dopravník		
Funkce 6 vč. 5.1+5.5	NALOŽ./VYLOŽ. převrácení na/z TS UMOŽNIT	Posun tažným elementem (pás, řemen)	Posun hnacím válcem	Uchopením / odložením	Skuzem	Postrkem
Funkce 7 & z1	TS s podlahou SPOJIT (M.E.I)	Spojit s dopravníkem systémem ECB3/1	Nivelační nožičky	2 otočná a 2 neotočná kolečka s brzdou	Kotevní šrouby	

Obr. 7.7 Morfologická matice - návrh variant kombinací orgánů pracovních funkcí TS

Asistující funkce TS		Navržené orgány TS („nositele funkcí“)		
		1	2	3
1.2	Pomocnou ENERGII pro Funkci 1 UMOŽ. PŘEVZÍT a TRANSFORM.	Elektrická energie	Stlačený vzduch	Tlakový olej
1.5	STAV Funkce 1 DETEKOVAT, TRANSF. a INDIK.	Enkódér na motoru	Koncová čidla pohonu	Optické snímače v koncových polohách
4.2	Pomocnou ENERGII pro Funkci 4 UMOŽ. PŘEVZÍT a TRANSFORM.	Elektrická energie	Stlačený vzduch	Kinetická energie přepravky
6.5	STAV Funkce 6 DETEKOVAT, TRANSF. a INDIK.	Optické senzory	Koncové spínače	Tlakové senzory

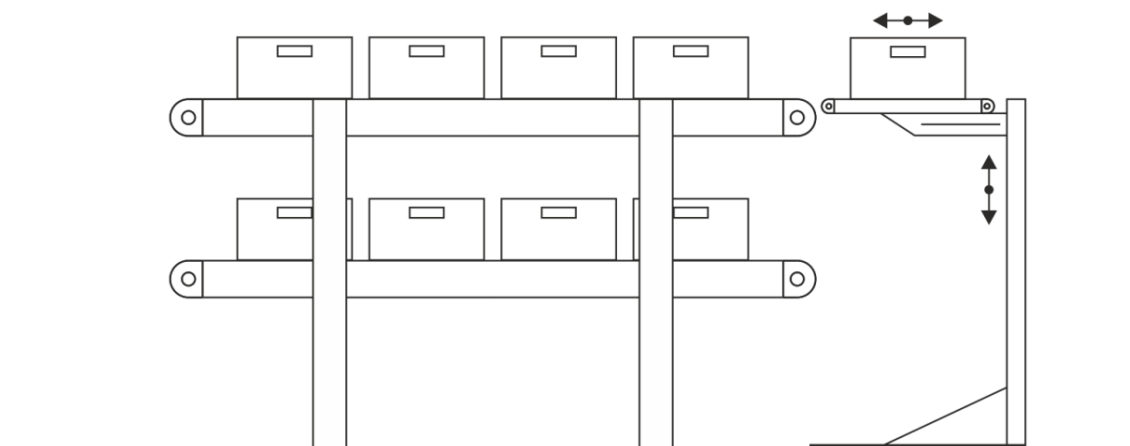
Obr. 7.8 Morfologická matice - návrh variant kombinací orgánů asistujících funkcí TS

Legenda: — varianta A — varianta B — varianta C — varianta D

8. Orgánová struktura jednotlivých variant

8.1. Varianta A

První koncepční varianta je navržena jako samostatně stojící zařízení, které se vyznačuje výrazným, tuhým, svařeným, ocelovým rámem. Na něj budou připevněny elektrické lineární pohony. Na unášecí těchto pohonů bude připevněna konzola, která ponese malý pásový dopravník.



Obr. 8.1 Schéma koncepční varianty A

Výhody:

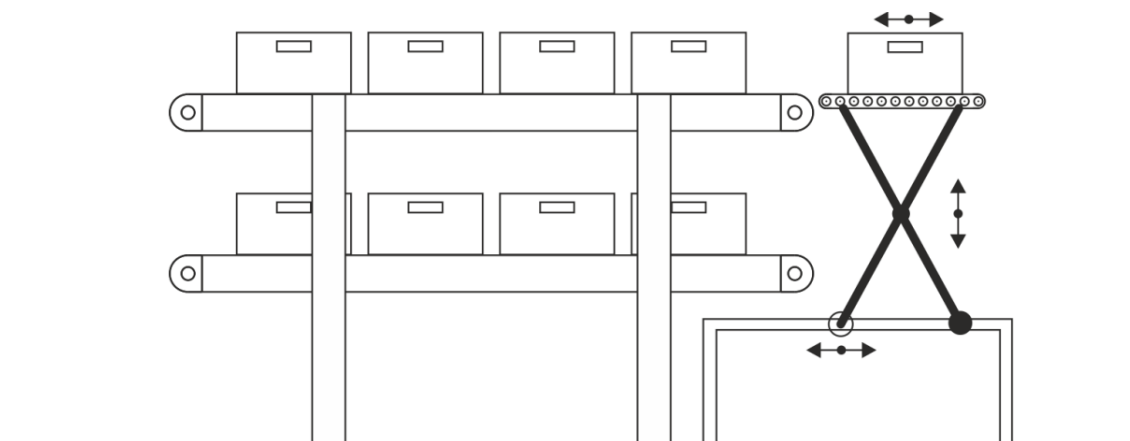
- Samostatné zařízení, které je možno jednoduše standardizovat
- Rychlý a přesný posuv elektrickými pohony
- Výhodný zástavbový prostor – dobrý přístup k dopravníku shora
- Při vhodné konstrukci a volbě elektrického pohonu lze s dopravníkem jezdit nízko k zemi
- Atraktivní vzhled konceptu
- Relativně jednoduchý koncept
- Jednoduché umožnění zastavení ve více polohách

Nevýhody:

- Uložení dopravníku na konzole (letmé uložení) – vyšší požadavky na rám
- K dopravníku není možné přistupovat z jedné strany (případně vykládání beden)
- Vyšší nároky na výrobu svařovaného rámu
- Vyšší cena a hmotnost rámu
- Vyšší cena elektromechanických pohonů

8.2. Varianta B

Druhá koncepční varianta je opět samostatně stojící a je tvořena lehkým nůžkovým mechanismem z hliníkových profilů. Na vrchu se nachází válečkový dopravník s jedním bubnovým motorem, který bude zprostředkovávat nakládání a vykládání přepravky v krajních polohách. Pohon nůžkového mechanismu bude elektrický.



Obr. 8.2 Schéma koncepční varianty B

Výhody:

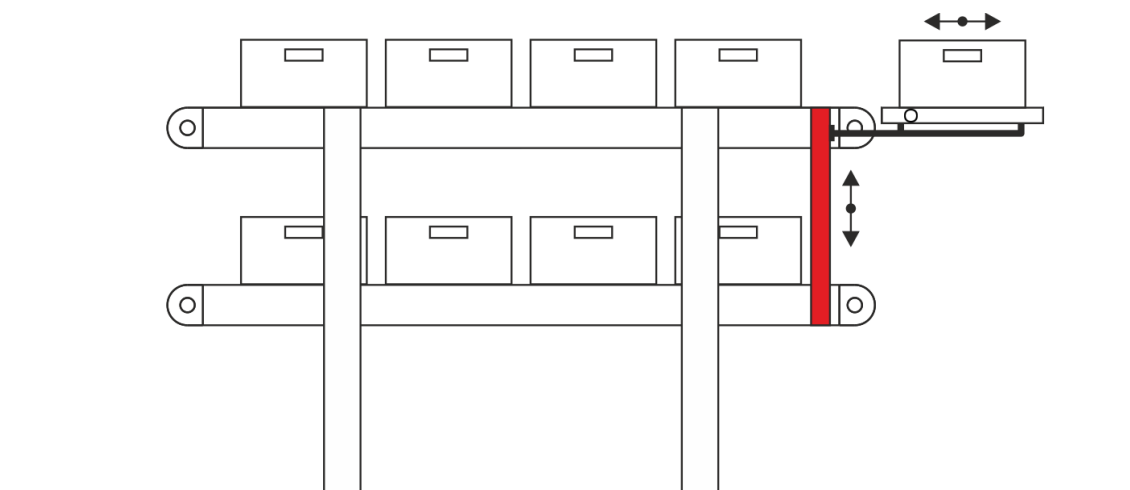
- Dobré zástavbové prostory nad prostorem válečkového dopravníku
- Stabilní zařízení

Nevýhody:

- Proměnlivá charakteristika zátěže na pohon (nůžkový mechanismus)
- Rám pod nůžkovým mechanismem zvětšuje nároky na zástavbový prostor
- Nemožnost sjetí s přepravkou do nižších poloh k podlaze
- Vyšší nároky na konstrukci a montáž
- Vyšší pohybující se hmotnost

8.3. Varianta C

Další koncepční návrh pomýšlí na integrovaný systém, kde prostor pro přepravku bude tvořit kluzná podložka a pohonný element pro posun přepravky bubnový motor. Celá konstrukce bude připevněna na svislý lineární elektrický pohon. Ten bude připevněn po boku dopravníku v místech, kde nejsou elektromotory pohánějící pásové dopravníky. Právě zástavbový prostor je důvod, proč je zde zamýšleno využít pouze jediný lineární pohon.



Obr. 8.3 Schéma koncepční varianty C

Výhody:

- Jednoduchá konstrukce
- Kromě pohonu i relativně levná koncepce
- Výborné zástavbové prostory okolo zdvihacího zařízení
- Rychlý a přesný posuv elektrickými pohony
- Při vhodné konstrukci a volbě elektrického pohonu lze s dopravníkem jezdit velmi nízko k zemi
- Jednoduchá výroba i montáž zařízení
- Jednoduché umožnění zastavení ve více polohách

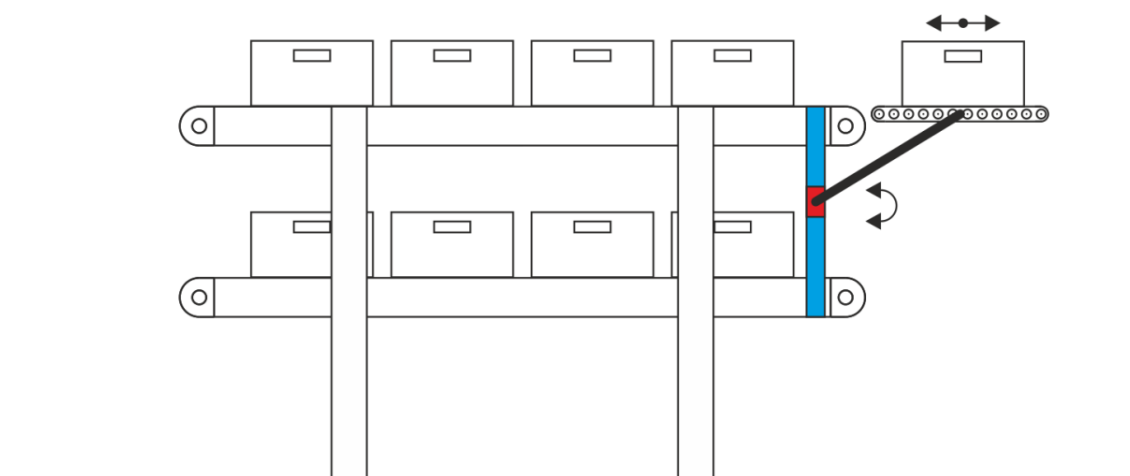
Nevýhody:

- Rozšiřuje zástavbový prostor po stranách dopravníku
- Rám uložen letmo – vyšší nároky na lineární vedení
- Drahý elektromechanický pohon

8.4. Varianta D

Poslední koncepční varianta je podobná předchozí variantě C v uložení zdvihacího zařízení po boku dopravníků, ovšem pro svislý posun zde nepoužijeme lineární pohon, nýbrž pohon kyvný. Na rameno kyvného pneumatického pohonu je připevněn rám s válečkovým dopravníkem. Stejně jako ve variantě B i zde bude jeden bubnový motor pro nakládání a vykládání beden v krajních polohách. V první fázi konceptu je počítáno s použitím pouze jednoho kyvného pohonu a tím pádem uložení dopravníku pouze z jedné strany. Tento návrh klade velké nároky na zbytek konstrukce. Pokud by tento návrh nebyl reálný, je možné použití kyvných pohonů z obou stran.

Varianta D se spíše podobá manipulátoru (robotu) než zdvihacímu zařízení koncepce výtah.



Obr. 8.4 Schéma koncepční varianty D

Výhody:

- Jednoduchá, levná a lehká konstrukce
- Atraktivní vzhled
- Přesný a rychlý posuv
- Výborné zástavbové prostory okolo zdvihacího zařízení

Nevýhody:

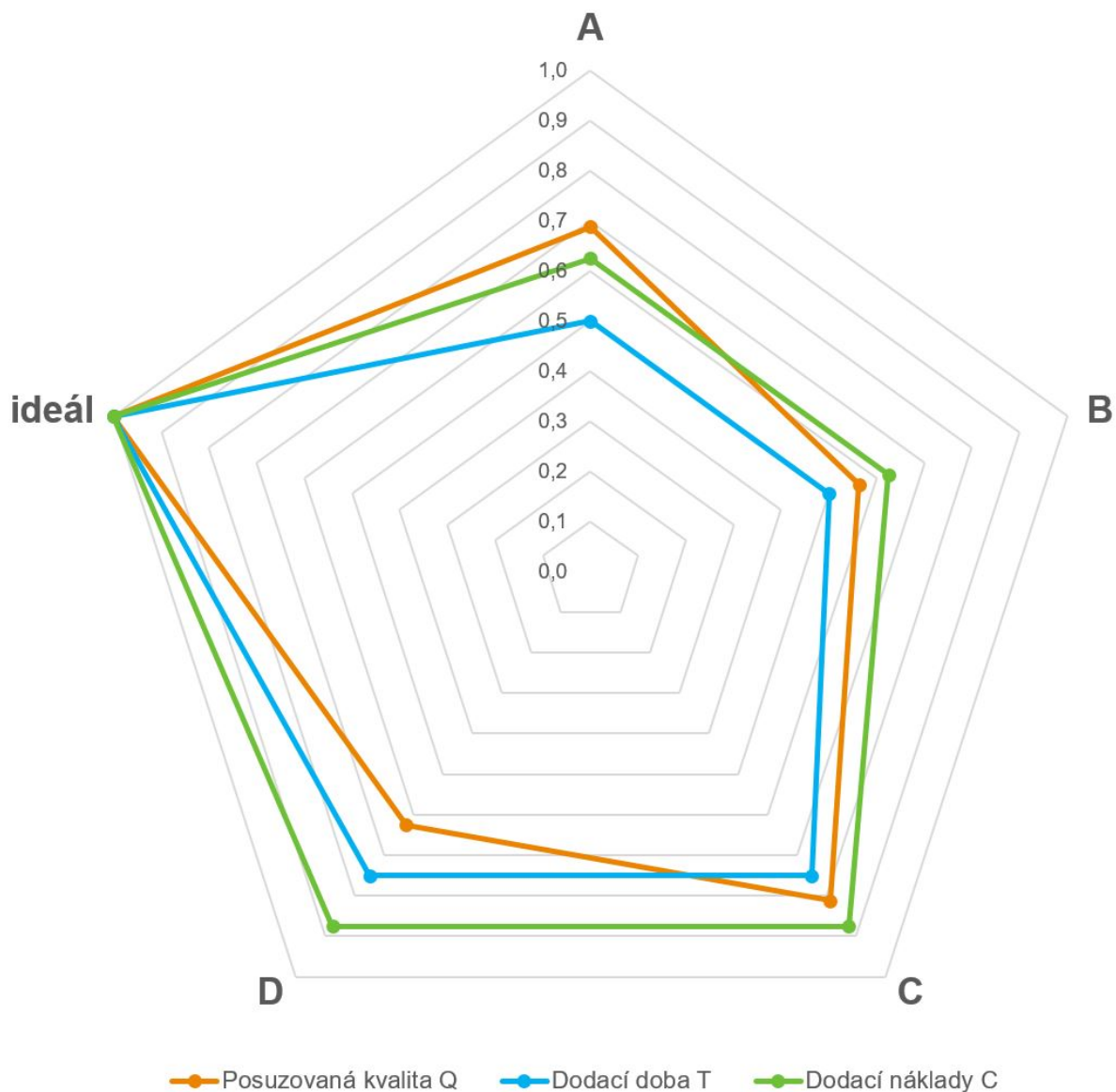
- Rozšiřuje zástavbový prostor po stranách dopravníku
- Vysoké nároky na tuhost konstrukce
- Vysoké nároky na pohon
- Nutné zajištění neustálé vodorovné pozice přepravky
- Při použití dvou pohonů nutná synchronizace

9. Hodnocení koncepčních variant orgánových struktur

Z výše popsaných výhod a nevýhod navržených koncepčních variant jsem vybral několik klíčových vlastností TS, které lze alespoň částečně predikovat. Tyto vlastnosti byly u jednotlivých koncepčních variant ohodnoceny a porovnány s ideálním řešením.

HODNOCENÍ VARIANT ORGÁNOVÉ STRUKTURY TS			VARIANTA					
Stupnice	Q-T-C	Kritérium - vlastnost TS	TS0	A	B	C	D	ideál
Hodnocení {min. 0 až max. 4}	Posuzovaná kvalita Q	Složitost konstrukce	—	3	2	3	2	4
		Zástavbový prostor	—	2	1	4	3	4
		Predik. tuhost konstrukce	—	3	4	2	1	4
		Predik. estetičnost konstrukce	—	3	2	4	4	4
		∑ hodnocení Q	—	11	9	13	10	16
		∑ normalizované hodnocení Q {0-1}	—	0,69	0,56	0,81	0,63	1,00
	Dodací doba T	Celková dodací doba	—	2	2	3	3	4
		Doba montáže	—	2	2	3	3	4
		∑ hodnocení T	—	4	4	6	6	8
		∑ normalizované hodnocení T {0-1}	—	0,50	0,50	0,75	0,75	1,00
	Dodací náklady C	Celkové dodací náklady	—	3	3	4	4	4
		Náklady na transport	—	2	2	3	3	4
		∑ hodnocení C	—	5	5	7	7	8
		∑ normalizované hodnocení C {0-1}	—	0,63	0,63	0,88	0,88	1,00

Obr. 9.1 Hodnocení koncepčních variant orgánové struktury TS



Obr. 9.2 Hodnocení koncepčních variant orgánové struktury TS

Z grafu (Obr. 10.2) je patrné, že jednotlivé body hodnot posuzovaných kritérií jsou nejbližší k vrcholu pětiúhelníku u varianty C. Tato suboptimální varianta se při takto zvolených hodnotících kritériích nejvíce blíží ideální variantě.

Koncepční varianta C je vybrána k dalšímu zpracování.

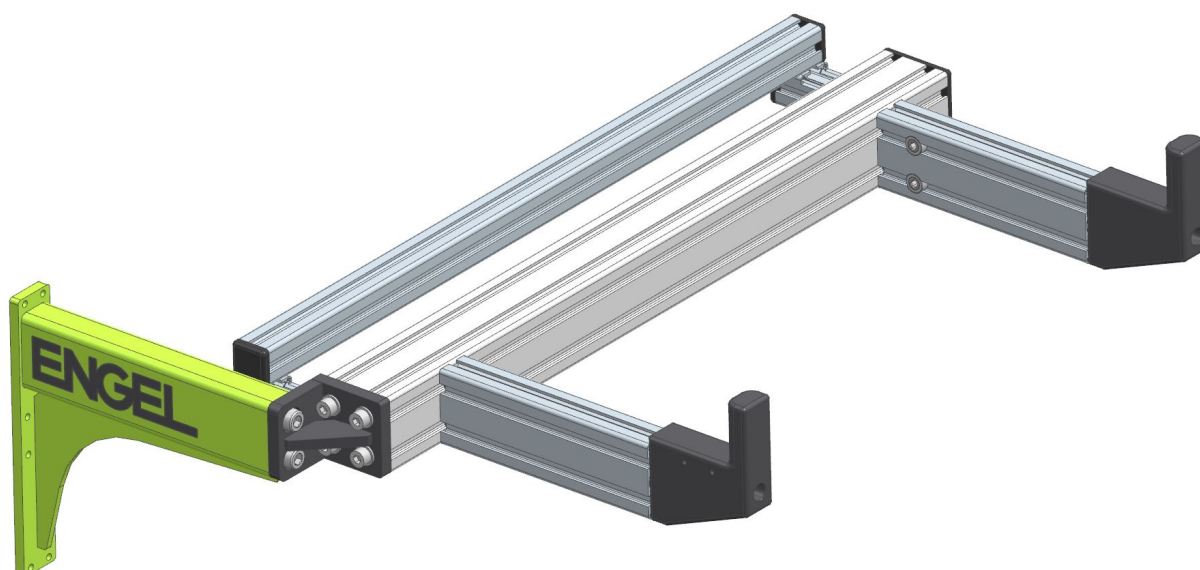
III. KONSTRUKČNÍ NÁVRH

10. Navržení hrubé stavební struktury TS

Konstrukce suboptimální varianty byla modelována přímo ve společnosti ENGEL v softwaru NX10 s firemními šablonami. Jednotlivé díly jsou uloženy ve firemní databázi Teamcenter od společnosti Siemens, která je s CAD systémem NX úzce provázaná. Čísla i názvy dílů byly vytvořeny v souladu s firemní SAP strukturou. Tímto je umožněno použití jakéhokoliv komponentu do jiných zakázek, či rychlá výroba prototypu.

10.1. Rám zdvihacího zařízení

Rám zdvihacího zařízení je největší částí celého technického systému. Zkonstruován je ze třech hlavních sestav. První, ocelové rameno, přenáší všechny vnější momenty a síly do vedení pohonu. Druhá sestava, prostor pro přepravku, je tvořena z extrudovaných hliníkových profilů. Třetí část rámu, ocelová konzole, spojuje první dvě zmíněné sestavy. Celý rám je navržen s ohledem na vlastní hmotnost při zachování dostatečné tuhosti a pevnosti. Výpočty hodnot těchto veličin, metodou konečných prvků v softwaru NX10, byly prováděny průběžně. Výsledky přispěly k optimalizaci dílů rámu. Dbáno bylo také na snadnou a rychlou montáž. Detaily o jednotlivých sestavách rámu jsou popsány v následujících statích této práce.

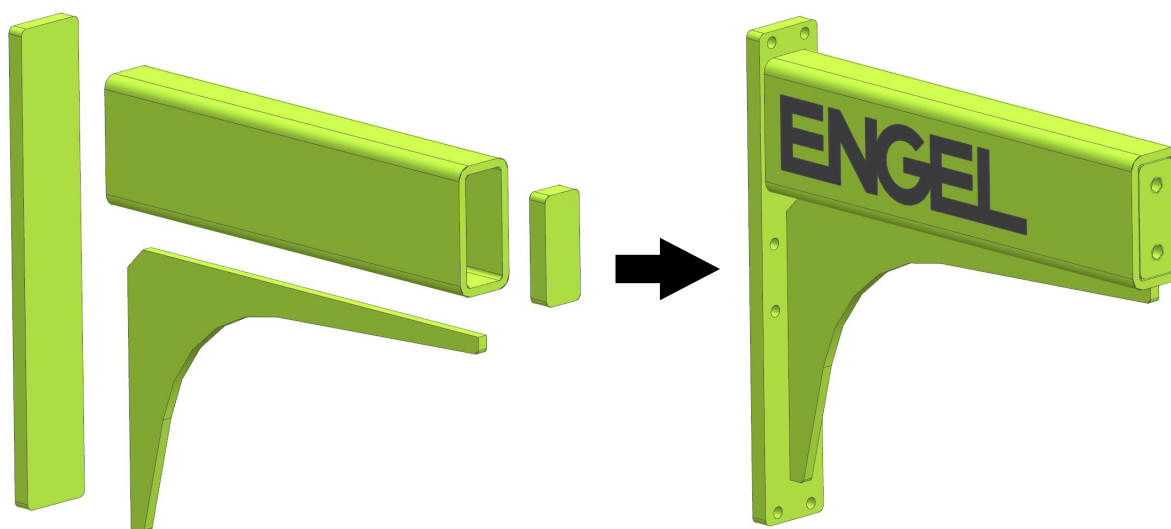


Obr. 10.1 Hrubá stavební struktura rámu zdvihacího zařízení

10.1.1. Rameno

S ohledem na zástavbový prostor po stranách dopravníku, snížení celkových nákladů na výrobu a snížení celkové hmotnosti, byl celý rám koncipován jako jednostranně vetknutý. Rameno rámu je tak jediná spojnice TS s pohonem zdvihacího zařízení i rámem celého dopravníkového systému. Z těchto důvodů je na rameno kladen vysoký nárok na tuhost a přesnost konstrukce.

Rameno je navrženo jako ocelový svařenec (Obr. 10.2 vlevo). Základ tvoří dutý, ocelový, uzavřený, obdélníkový profil 60x30x4mm dle normy ČSN EN 10219-2. Profily této normy jsou vyráběny z materiálu č. 1.0039 (ekv. ČSN 11 375) [12]. Zbylé části konstrukce tvoří výpalky z ocelového plechu, které jsou k ocelovému profilu přivařeny.



Obr. 10.2 Konstrukce ramene rámu zdvihacího zařízení

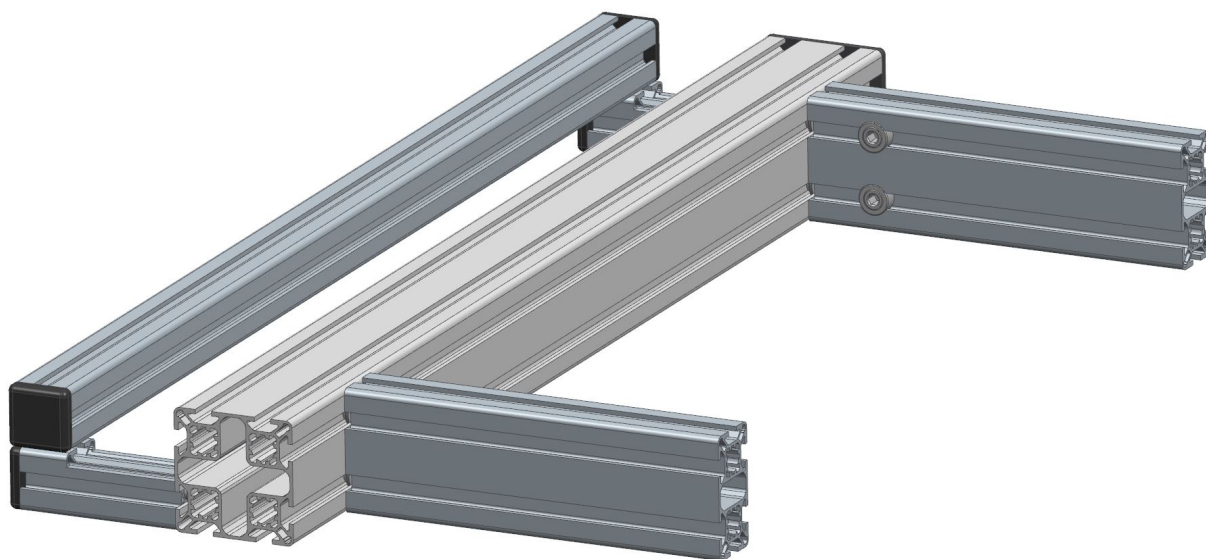
Pro dodržení přesnosti, převážně rovnoběžnosti funkčních dosedacích ploch, budou tyto plochy po svaření obrobny. Díry pro připojení ramene k vozíkům lineárního pohonu i závitové díry pro připojení spojovací konzole budou též vyrobeny až po svaření. Závěrečnou operací při výrobě ramene je práškové lakování barvou RAL XXX ENGEL zelená a následné nalepení názvu společnosti.

10.1.2. Prostor pro přepravku

Tato část rámu je tvořena z extrudovaných hliníkových profilů společnosti ENGEL a Maytec (Obr. 10.3). Oba systémy jsou společně kompatibilní, včetně speciálních spojovacích prvků. Právě hliníkové profily velmi dobře splňují požadavek nízké hmotnosti, vysoké tuhosti a snadné montáže.

Hlavní nosný prvek této části tvoří profil o velikosti 60x60 mm s osmi drážkami o délce 621 mm. Na ten jsou napojeny dva profily 30x60 mm s šesti drážkami o délce 190 mm. Tato dvojice profilů tvoří podpěru pro KLT přepravku. Na opačnou stranu hlavního profilu, do spodní drážky, je namontována dvojice profilů 30x30 mm. Tyto profily jsou z jedné strany

zfrézovány o 6 mm z důvodu montáže držáků pro bubnový motor. Poslední nejmenovaný hliníkový profil, velikosti 30x30 mm o délce 615 mm, spojuje krátké profily téhož průřezu. Spojnice zvyšuje tuhost náběžné hrany pro přepravku a vytváří prostor pro bubnový motor.

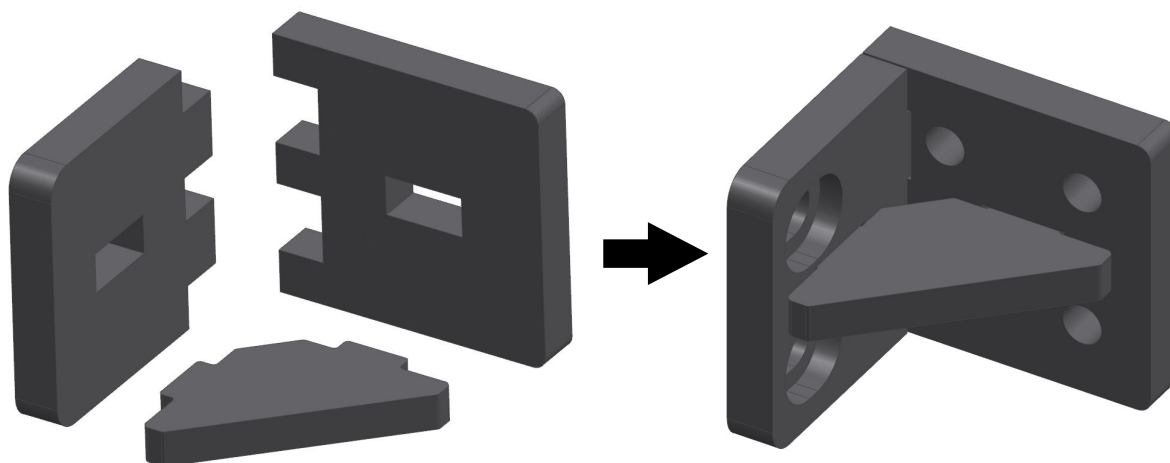


Obr. 10.3 Prostor pro přepravku z hliníkových profilů

Spojení profilů je zajištěno speciálními spojovacími prvky společnosti Maytec, které jsou kompatibilní s profilovým systémem ENGEL. Funkce spojovacího prvku je následující: ocelový čep, zasunutý v drážce profilu A, je dotažen stavěcím šroubem v ocelovém pouzdře, které je vsunuto do předvrtané díry v profilu B. Konce profilů jsou opatřeny plastovými krytkami Maytec.

10.1.3.Spojovací konzole

Spojení ocelového ramene s částí z hliníkových profilů je zajištěno ocelovou konzolí. Ta je navržena jako svařenec ze tří výpalků z plechu mat. č. 1.0577 (ekv. ČSN 11 503) o tloušťce 8 mm (žebro) a 10 mm (Obr 10.4).

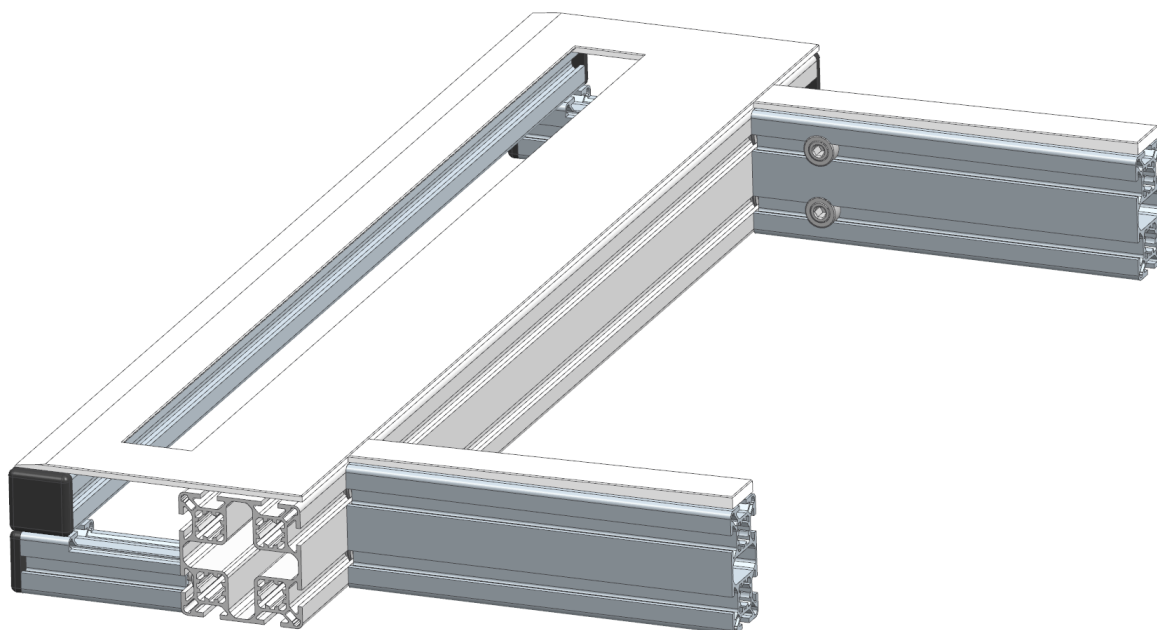


Obr. 10.4 Konstrukce spojovací konzole

Do jednotlivých dílů jsou vypáleny technologické výstupky a otvory. Tyto tzv. zámky slouží k lepšímu pozicování dílů při svařování a zároveň prodlužují délku svaru. Tím je také zvýšena pevnost svarového spoje. Podobně jako u ramene rámu i zde budou otvory pro připojení zbylých dvou částí rámu obráběny až po svařování. Díry pro připojení ramene rámu jsou navrženy jako oválné z důvodu možné nivelace hliníkové části rámu v ose příčné na dopravníkový systém. Oválné díry také umožní mírné natočení rámu pro ustavení přepravky do vodorovné pozice. Hodnota natočení je počítána v rozsahu $\pm 2^\circ$.

10.2. Kluzné plochy a dorazy

Vrchní strana hliníkové části rámu je opatřena kluznými deskami. Ty jsou vyrobeny z vysoce kluzného materiálu PE-UHMW bílé barvy. Nejprve bylo navrženo kluzné desky k profilům šroubovat šrouby se zapuštěnou hlavou. Tento návrh prodražoval výrobu kluzných desek z důvodu nutného vrtání otvorů pro šrouby. Proto bylo rozhodnuto kluzné desky s hliníkovými profily spojit za pomoci oboustranné lepicí pásky VHB 5952 od společnosti 3M. Tato páska je používána ve firmě ENGEL k lepení zábradlí pro dopravníkové systémy a je testována na statické i dynamické zatížení několikanásobné tomu, co působí při pohybu přepravky po kluzných plochách. Lepením kluzných částí se zjednoduší montáž zařízení.



Obr. 10.5 Hliníková část rámu s nalepenými kluznými plochami

První deska o velikosti 621 x 142 x 3 mm s výřezem pro hnací válec má v přední části vytvořený náběh pro hladký přejezd přepravky z dopravníku na zdvihací zařízení a zpět. Další dvě zcela identické kluzné desky o půdorysní velikosti 190 x 24 mm jsou přilepeny na profily 30x60 mm. Vrchní plocha těchto desek je nakloněna pod úhlem necelého 1° . Tato nakloněná rovina zajistí vodorovnou pozici přepravky po jejím dojetí na dorazy.

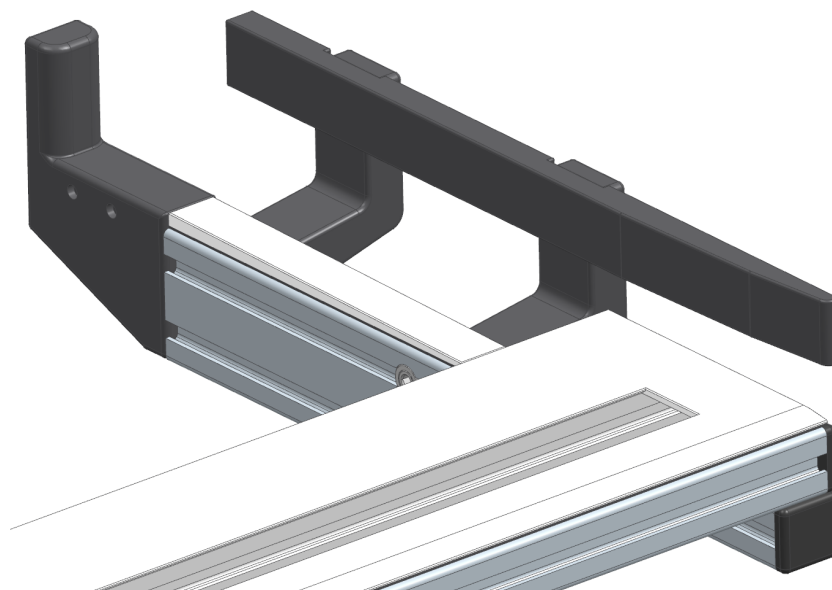


Obr. 10.6 Boční pohled na část rámu s kluznými plochami a dorazy

Dorazy jsou navrženy z PE-UHMW černé barvy a ke koncům profilů 30x60 mm jsou připevněny dvojicí šroubů s válcovou hlavou. Do otvorů v hliníkovém profilu jsou vyřezány závity M14, do kterých jsou vloženy ocelové závitové vložky pro umožnění přišroubování dorazů šrouby M6.

10.3. Zábradlí

Zábradlí na zdvihacím zařízení slouží nejen k podélnému vedení přepravky při pojezdu po kluzných plochách, ale také k zajištění opakovatelné pozice přepravky na TS. Podélné vedení je vyrobeno z černého PE-UHMW. Volba materiálu zajišťuje malé odpory při pojezdu přepravky. Do vedení jsou v přední části vyfrézovány plochy, které slouží k navedení přepravky do správné polohy. Tato podélná část zábradlí je přišroubována k držákům. Ty jsou vyrobeny z POM, které je velmi vhodné pro obrábění a dosahuje vysokých hodnot modulu pružnosti materiálu v tahu. Držáky jsou přišroubovány k podélným hliníkovým profilům 30x60 mm. Posouváním těchto profilů v příčném směru lze nastavit šířku mezi zábradlími. Tím lze korigovat případné výrobní odchylku délky přepravek, či lze celý TS upravit na používání pro přepravky menších rozměrů.



Obr. 10.7 Zábradlí, přišroubované k profilu 30x60 mm

10.4. Bubnový motor

Vodorovný pohyb přepravky po TS zajišťuje váleček s integrovaným vnitřním motorem. Tento bubnový motor funguje na principu pohybuujícího se plášťového rotoru okolo stojícího statoru. Rotor je s pláštěm válečku spojen planetovou převodovkou. Ta může mít několik převodových poměrů. Tím lze měnit požadované vlastnosti na pohon.

S ohledem na zástavbové rozměry a relativně nízkou rychlost otáčení je vhodné použití bubnového motoru RollerDrive EC310 od společnosti Interroll. Tento válec s pohonem má průměr pláště 50 mm a lze jej vyrobit v požadované délce do 1500 mm.

O posun přepravky se bude starat bubnový motor společně s pásovým dopravníkem. Proto je nutné rychlost pásu a pohonného válce sjednotit. Pás dopravníku se pohybuje rychlostí okolo 0,1 m/s.

Rozsah rychlosti válečku určuje zvolená převodovka (Obr.10.8). Přesnou hodnotu rychlosti lze měnit buď pomocí řídicí karty DriveControls, či změnou napětí na pinu 5 motorového konektoru.

Převodový poměr	Rozsah rychlostí m/s	Jmenovitý kroučící moment Nm	Rozběhový moment Nm	Moment zastavení Nm
9:1	0,09 až 1,75	0,45	1,10	0,36
12:1	0,07 až 1,31	0,61	1,46	0,48
16:1	0,05 až 0,98	0,81	1,95	0,64
20:1	0,04 až 0,78	1,01	2,44	0,80
24:1	0,03 až 0,65	1,21	2,92	0,96
36:1	0,02 až 0,44	1,82	4,38	1,44
48:1	0,02 až 0,33	2,42	5,85	1,92
64:1	0,01 až 0,25	3,23	7,80	2,56
96:1	0,01 až 0,16	4,84	11,69	3,84

Obr. 10.8 Výkonové parametry motoru RollerDrive EC310

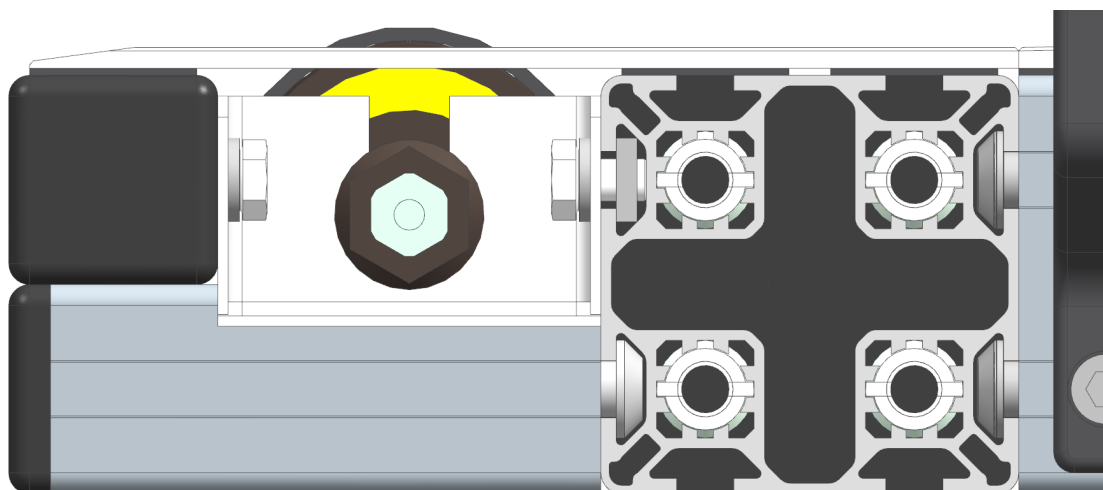
[19]

Po potreby navrženého zdvihacího zařízení volím motor EC310 s převodovým poměrem 96:1 o vestavěné délce EL = 550 mm.

Z důvodu zvýšení součinitele tření mezi pláštěm válce a přepravkou, lze na bubnový motor aplikovat návlak. Od pana Jiřího Leblocha, ze společnosti Interroll, mi byl doporučen návlak z měkčeného PVC o tloušťce 2 mm.

Objednávkový kód motoru: 89VZJ715PF RL:514

Další informace o produktu naleznete v příloze č. IV této práce.



Obr. 10.9 Uložení bubnového motoru v hliníkové části rámu

Bubnový motor je napojen na hliníkovou část rámu přes plechové držáky (Obr. 10.9). Ty obsahují svislou drážku pro možnost regulace přesahu motoru nad kluznou deskou.

10.5.Senzory

Na zdvihacím zařízení se nacházejí dva identické optoelektrické senzory GTE6-P4212 od společnosti SICK, pracující na principu reflexe světelného paprsku od předmětu ve snímací vzdálenosti.



Obr. 10.10 Optoelektrický senzor SICK GTE6-P4212

[13]

První z nich je přišroubován k plastovému dorazu. Tento senzor je namířen směrem vzhůru a kontroluje stav dojetí přepravky do konce, na zmíněné dorazy. Plnění přepravky bude umožněno až poté, co logická hodnota tohoto senzoru bude 1. Pozice senzoru zároveň dovoluje kontrolu správnosti založení přepravky obsluhou. Snímač přepravku nezaznamená, pokud ji obsluha založí dnem vzhůru, neboť maximální snímání dosah senzoru je 250 mm a dno otočené přepravky by bylo od snímače vzdálené cca 300 mm.

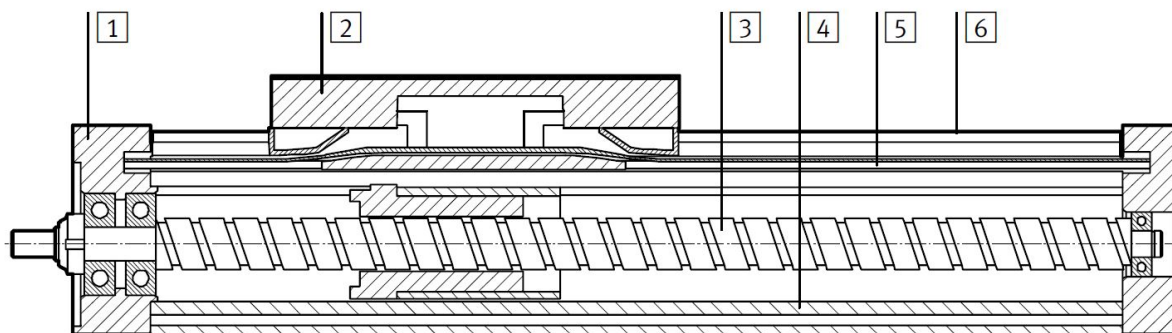
Druhý snímač je přišroubován k ocelovému ramenu a je namířen na přejezdovou mezeru mezi dopravníkem a zdvihacím zařízením. Zde kontroluje nepřítomnost přepravky (logická hodnota 0) pro umožnění přejezdu zdvihacího zařízení mezi polohami. Tento snímač je bezpečnostní a zamezí případné nehodě při špatně naložené / vyložené přepravce.

10.6. Lineární pohon zdvihacího zařízení

Pohyb zdvihacího zařízení mezi dolní a horní polohou zajišťuje elektromechanický lineární pohon s integrovaným vedením od společnosti FESTO. Výrobky této kategorie společnost ENGEL dlouhodobě využívá.

Společnost FESTO, která se z větší části zabývá pneumatickými pohony a komponenty, nabízí také velké množství pohonů elektromechanických. Ty jsou sice dražší, ale levnější na provoz. Další výhodou je lepší možnost brzdění pohonu přímo v motoru a vyšší opakovatelná přesnost pohybu s programovatelným průběhem rychlosti i zrychlení.

Přenos točivého momentu motoru na lineární pohyb saně je řešen dvěma způsoby. První k přenosu používá ozubený řemen. Druhý způsob je řešen vřetenem. Právě použití pohonu s vřetenem má výhodu v zástavbě. Osa výstupní hřídele motoru je souose spojena axiální sadou s osou vřeten. Pohon, axiální sada i motor na sebe navazují v jeden dlouhý celek. Netvoří se zde otočení motoru o 90° jako v případě pohonu s ozubeným řemenem.

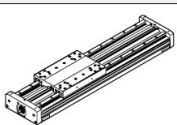
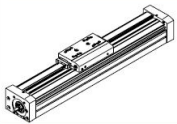
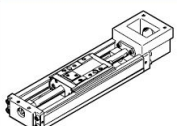
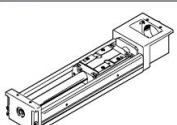


Pohon		
1	víko	tvárný legovaný hliník, eloxovaný
2	saně	tvárný legovaný hliník, eloxovaný
3	vřeteno	ocel
4	profil	eloxovaný hliník
5	krycí páska	polyuretan
6	vodící lišta	silně legovaná ocel
upozornění k materiálu		odpovídá RoHS

Obr. 10.11 Funkční řez lineárního pohonu FESTO s vřetenem

[14]

Na výběr je několik typů pohonů s vřetenem. S ohledem na zástavbový prostor se zdá být ideální pohon typu EGC-BS-KF velikosti 70. Tento pohon, o šířce 69 mm lze jednoduše přišroubovat na hliníkový profil 80x80, který je součástí rámu dopravníkového systému ECB 3/1. Profil pohonu má stejnou rozteč drážek, jako přípojný hliníkový profil rámu.

Pohony s vřetenem						
typ	F_x [N]	v [m/s]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [Nm]	vlastnosti
vedení v kuličkových oběžných pouzdrech pro velké zátěže						
EGC-HD-BS						
	300	0,5	140	275	275	<ul style="list-style-type: none"> ■ pohonná jednotka montovaná naplocho s tuhým, uzavřeným profilem ■ přesné a zatížitelné vedení na paralelních kolejničích ■ ideální jako základní pohon pro ploché portály a letmé pohony
	600	1,0	300	500	500	
	1300	1,5	900	1450	1450	
vedení v kuličkových oběžných pouzdrech						
EGC-BS-KF						
	300	0,5	16	132	132	<ul style="list-style-type: none"> ■ tuhý, uzavřený profil ■ přesné a zatížitelné vedení na kolejnici ■ pro vyšší požadavky na rychlost, zrychlení a přenášené momenty ■ prostorově úsporné snímání polohy
	600	1,0	36	228	228	
	1300	1,5	144	680	680	
	3000	2,0	529	1820	1820	
EGSK						
	57	0,33	13	3,7	3,7	<ul style="list-style-type: none"> ■ pohony s vřetenem s vyšší přesností, kompaktností a tuhostí ■ vedení v kuličkových oběžných pouzdrech a s valivým uložením matice, bez kuličkového řetězu ■ standardní provedení skladem
	133	1,10	28,7	9,2	9,2	
	184	0,83	60	20,4	20,4	
	239	1,10	79,5	26	26	
	392	1,48	231	77,3	77,3	
EGSP						
	112	0,6	36,3	12,5	12,5	<ul style="list-style-type: none"> ■ pohony s vřetenem s vyšší přesností, kompaktností a tuhostí ■ vedení v kuličkových oběžných pouzdrech s kuličkovým řetězem ■ závit pro kuličkový řetěz u velikostí 33, 46 s kuličkovým řetězem
	212	0,6	81,5	31,6	31,6	
	466	2,0	90,3	32,1	32,1	
	460	2,0	258	94	94	

Obr. 10.12 Přehled elektromechanických lineárních pohonů FESTO s vřetenem [14]

10.6.1. Předběžný výpočet pro výběr pohonu s vedením

Predikovaná hmotnost zařízení: $m_z = 12 \text{ kg}$
 Hmotnost plné přepravky: $m_p = 12 \text{ kg}$
 Predikovaná poloha těžiště od patky pohonu: $T_{[y,z]} = [0,3; 0,3] \text{ m}$

Zdvihová síla:

$$F_x = (m_z + m_p) * g$$

$$F_x = (12 + 12) * 9,81$$

$$F_x = 235,5 \text{ N}$$

Momenty:

$$M_x \cong 0 \text{ Nm}$$

$$M_y = F_x * T_y$$

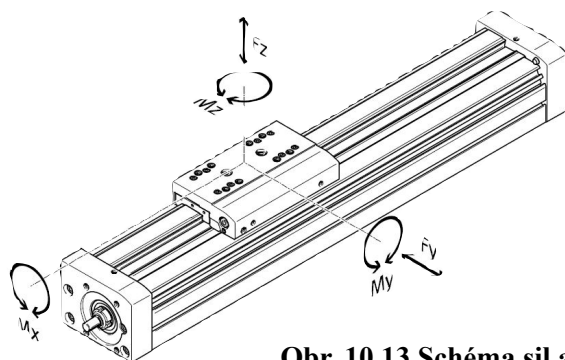
$$M_y = 235,5 * 0,3$$

$$M_y = 71 \text{ Nm}$$

$$M_z = F_x * T_z$$

$$M_z = 235,5 * 0,3$$

$$M_z = 71 \text{ Nm}$$



Obr. 10.13 Schéma sil a momentů, působících na pohon [14]

Předběžné výpočty potvrdily vhodnost použití pohonu EGC-70-BS-KF.

Použitý elektromechanický pohon jsem měl možnost osobně zkonzultovat s Ing. Jiřím Jančíkem ze společnosti FESTO. Ten mi sdělil, že katalogových hodnot z Obr. 10.12 bude pohon dosahovat při použití prodloužených saní. Osvědčenější postup z praxe je prý použití dvou krátkých saní za sebou. Tento způsob nemá své katalogové hodnoty, byl jsem ale ubezpečen, že jsou ještě lepší, než hodnoty pro saně prodloužené, se kterými byl porovnáván předběžný výpočet a ze kterých bude vycházet i kontrolní výpočet pohonu.

10.6.2. Motor lineárního pohonu

Motor pro pohon byl zvolen synchronní servomotor na střídavý proud. Model EMMS-AS-55-S-LS-TSB je doporučen k lineárnímu pohonu EGC-70. Součástí motoru je brzda, která dokáže zdvihací zařízení zastavit v jakékoliv poloze. Poloha rotoru je snímána jednootáčkovým absolutním enkodérem pro přesné odměřování polohy zdvihacího zařízení.

K pohonu je motor připevněn za pomoci přípojovací axiální sady EAMM-A-S38-55A-G2.

10.6.3. Seznam použitých dílů lineárního pohonu

Pohon: EGC-70-500-BS-10P-KF-0H-MR-GK-KR

Axiální sada: EAMM-A-S38-55A-G2

Motor: EMMS-AS-55-S-LS-TSB

10.7. Spirálový kabel

Bubnový motor a čidla na pohyblivé části zdvihacího zařízení je potřeba napájet elektrickou energií. Jelikož je zdvih poměrně krátký, použil bych na energetické propojení pevné a posuvné části spirálový kabel. Na trhu jsou i pětadvaceti žilové spirálové kabely pro napětí do 100 V [18]. Další možností je použití klasického energetického řetězu.



Obr. 10.14 Spirálový kabel

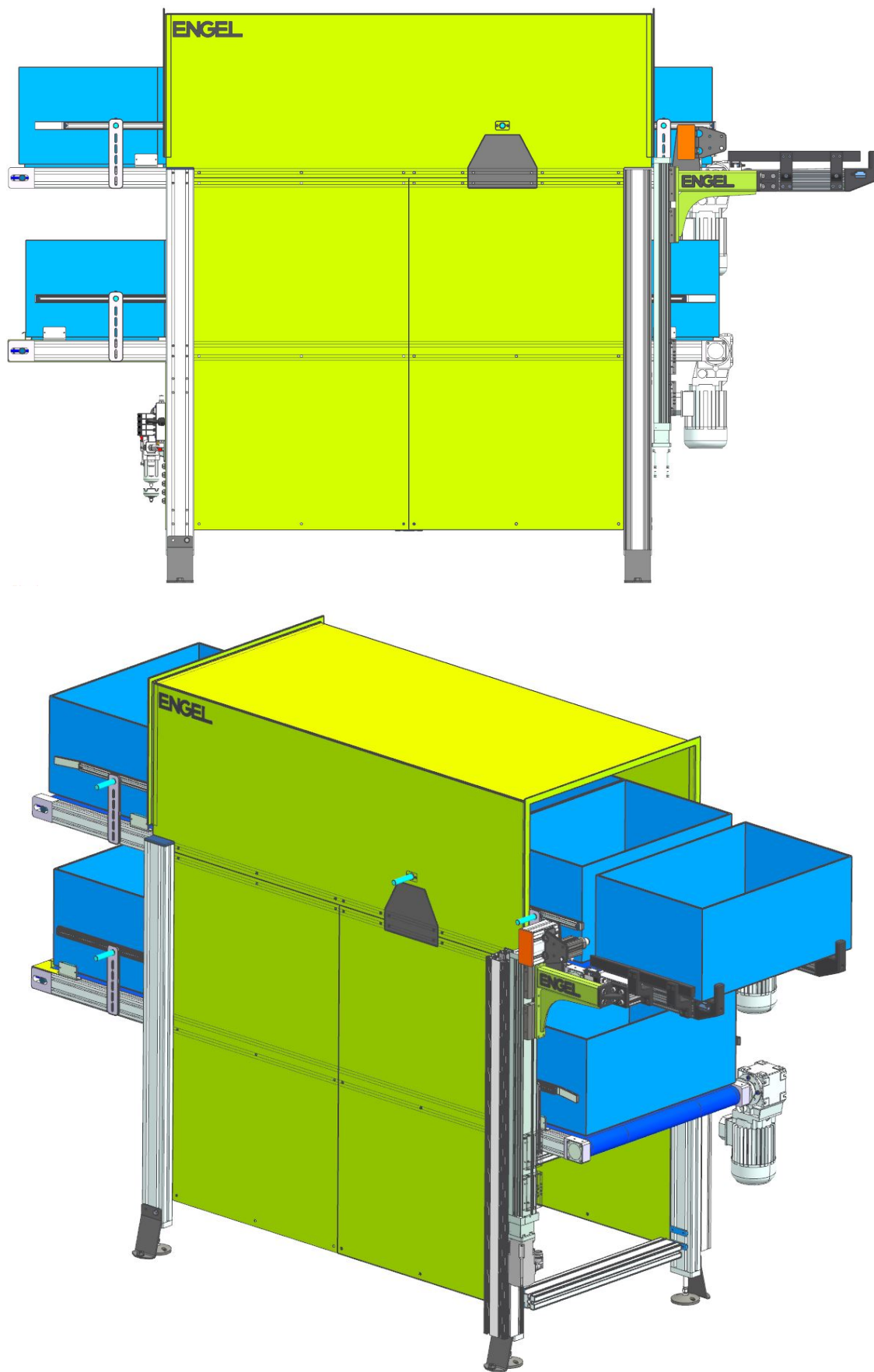
[17]

11. Návrh úplné stavební struktury TS

Sestavením a spojením jednotlivých komponent, které byly popsány v návrhu hrubé stavební struktury TS, získáváme úplnou stavební strukturu TS.



Obr. 11.1 Návrh úplné stavební struktury zdvihacího zařízení



Obr. 11.2 Zdvihací zařízení, integrované na dopravníkový systém ECB 3/1

IV. HODNOCENÍ

12. Predikce klíčových vlastností úplné stavební struktury TS

12.1. Kontrola navrženého bubnového motoru

Navržený bubnový motor musí přemístit přepravku, která se pohybuje po kluzné podložce.

Vstupní hodnoty:

- Hmotnost přepravky: $m_p = 12 \text{ kg}$
- Zvolená bezpečnost: $k = 1,5$
- Hmotnost přepravky s bezp.: $m_{pb} = 18 \text{ kg}$
- Točivý moment bubnového motoru: $M_{K_{bm}} = 4,84 \text{ Nm}$
- Průměr válce bubnového motoru: $D_V = 50 \text{ mm}$
- Brzdňý moment bubnového motoru: $M_{B_{bm}} = 3,84 \text{ Nm}$
- Maximální radiální zatížení bubnového motoru: $F_{RD} = 1100 \text{ N}$
- Součinitel smykového tření kluzné podložky: $f_{kp} = 0,15$
- Součinitel smykového tření návleku válce: $f_v = 0,4$

12.1.1. Třecí síla vyvolaná pohybem přepravky po kluzné podložce

$$F_T = F_N * f_{kp}$$

$$F_T = m_{pb} * g * f_{kp}$$

$$F_T = 18 * 9,81 * 0,15$$

$$F_T = \underline{\underline{26,5 \text{ N}}}$$

12.1.2. Maximální obvodová síla bubnového motoru

$$F_o = \frac{M_{K_{bm}}}{\frac{D_V}{2}} > F_T$$

$$F_o = \frac{4,84}{\frac{0,05}{2}}$$

$$\underline{\underline{F_o = 193,6 \text{ N}}} > 26,5 \text{ N} = > \text{vyhovuje!}$$

12.1.3. Podmínka pohybu přepravky po kluzné podložce

Nejhorší stav nastane, pokud je přepravka naložena na zdvihacím zařízení ve statické poloze a má dojít k jejímu pohybu pro vyložení. Při rovnoměrném rozložení nákladu v přepravce, který je předpokládán, jsou normálové síly na bubnový motor a dorazy téměř stejné. Pohyb přepravky po nakloněné rovině o velikosti necelého 1° je zanedbán. Zvýšení součinitele smykového tření mezi válcem a přepravkou lze zvýšit volbou jiného materiálu návleku.

$$F_p \geq F_T$$

$$F_p = F_{Tv} = F_N * f_v$$

$$F_T = F_N * f_{kp}$$

$$F_N * f_v \geq F_N * f_{kp}$$

$$f_v \geq f_{kp}$$

$$0,4 \geq 0,15 = > \text{vyhovuje!}$$

12.1.4. Kontrola zatížení bubnového motoru radiální silou

$$F_{RD} = 1100 \text{ N}$$

$$F_R = m_{pb} * 9,81$$

$$F_R = 18 * 9,81$$

$$F_R = 177 \text{ N} = > \text{vyhovuje!}$$

Navržený bubnový motor vyhovuje.

12.2. Kontrola třecího spoje mezi ramenem a spojovací konzolí

Vstupní hodnoty:

- Síla předpnutí šroubu M10 třídy 10.9: $F_{pš} = 35000 \text{ N}$
- Počet šroubů: $i = 2$
- Součinitel smykového tření ve spoji: $f_{ocel} = 0,1$
- Dovolенý měrný tlak ve spoji: $p_{dov} = 80 \text{ MPa}$
- Třecí poloměr ve spoji: $r_t = 15 \text{ mm}$
- Síla: $F_B = 250 \text{ N}$
- Rameno: $l = 320 \text{ mm}$

12.2.1. Točivý moment působící na spoj

$$M_k = F_B * l$$

$$M_k = 250 * 320$$

$$\underline{\underline{M_k = 80\,000 \text{ Nm}}}$$

12.2.2. Třecí moment ve spoji

$$F_T = F_{pš} * i * f_{ocel}$$

$$F_T = 35000 * 2 * 0,1$$

$$\underline{\underline{F_T = 7000 \text{ N}}}$$

$$M_{T\check{R}} = F_T * r_t \leq M_k$$

$$M_{T\check{R}} = 7000 * 15$$

$$\underline{\underline{M_{T\check{R}} = 105\,000\,Nm > 80\,000\,Nm \Rightarrow \text{vyhovuje!}}}$$

12.2.3. Kontrola měrného tlaku ve spoji

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{dov}$$

$$p = \frac{F_{p\check{s}} * i}{h * b}$$

$$p = \frac{35000 * 2}{60 * 30}$$

$$p = 38,9\,MPa < 80\,MPa \Rightarrow \text{vyhovuje!}$$

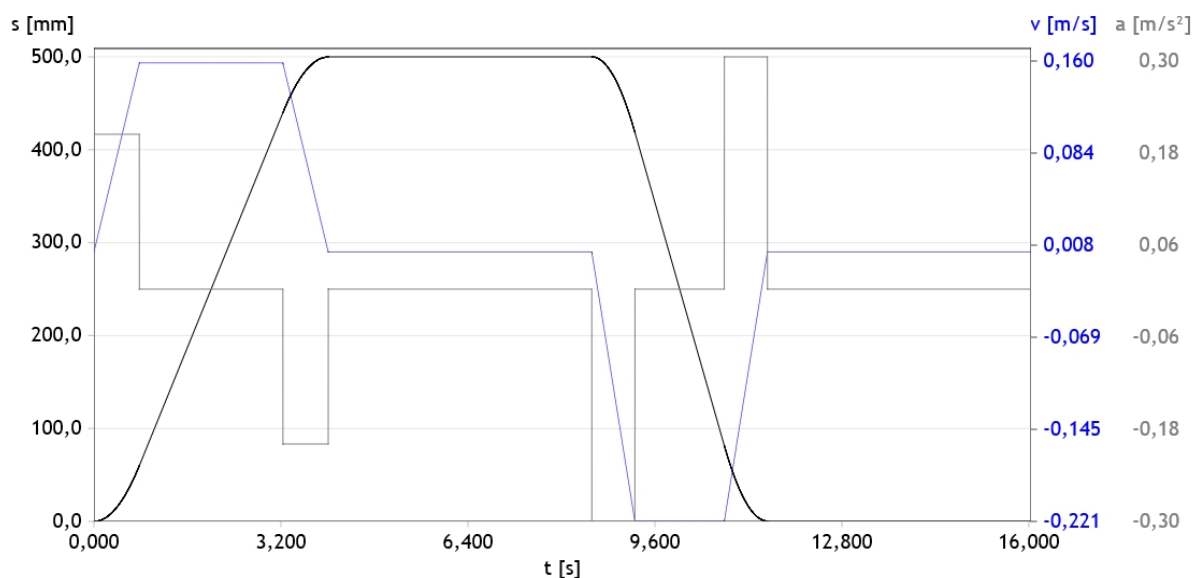
Navržený třecí spoj vyhovuje.

12.3. Hodnocení navrženého lineárního pohonu zdvihacího zařízení

12.3.1. Rychlostní profil

Zdvihací zařízení se pohybuje dle navrženého rychlostního profilu, který je na obrázku 12.1. Nejdříve zdvihací zařízení jede dolů s plně naloženou přepravkou, poté je v rychlostním profilu přestávka 4,5 sekundy, což odpovídá času přejetí přepravky na pásový dopravník rychlostí 0,1 m/s. Prázdný TS se vrací zpět do polohy horní a opět následuje přestávka na najetí prázdné přepravky na TS. Naložením přepravky ji lze opět plnit. Teoretický čas celého cyklu je 16 sekund.

startovací poloha = 0					čas přejezdu			maximální rychlost			zrychlení		
č.	režim A, R	zdvih s [mm]	pohybovaná hmotn m [kg]	síla F [N]	<=, =	čas	rychlost v [m/s]	zdvih_v s [mm]	čas V t [s]	zrychlení a [m/s ²]	brzdy a [m/s ²]	přestávka t [s]	
1	A	500	22	0	=	4	0,155	379,76	2,449	0,2	0,2	4,5	
2	A	0	10	0	=	3	0,221	337,294	1,527	0,3	0,3	4,5	



Obr. 12.1 Rychlostní profil pohybu lineárního vedení

12.3.2. Kontrola nosnosti navrženého pohonu

Kontrola nosnosti navrženého pohonu byla provedena ve specializovaném softwaru PositioningDrives od společnosti FESTO, který do výpočtu zahrnuje síly od zrychlení, brzdění a síly třecí.

Vstupní hodnoty:

Hmotnost pohyblivé části TS $m_z = 9,8 \text{ kg}$

Hmotnost plné přepravky: $m_p = 12 \text{ kg}$

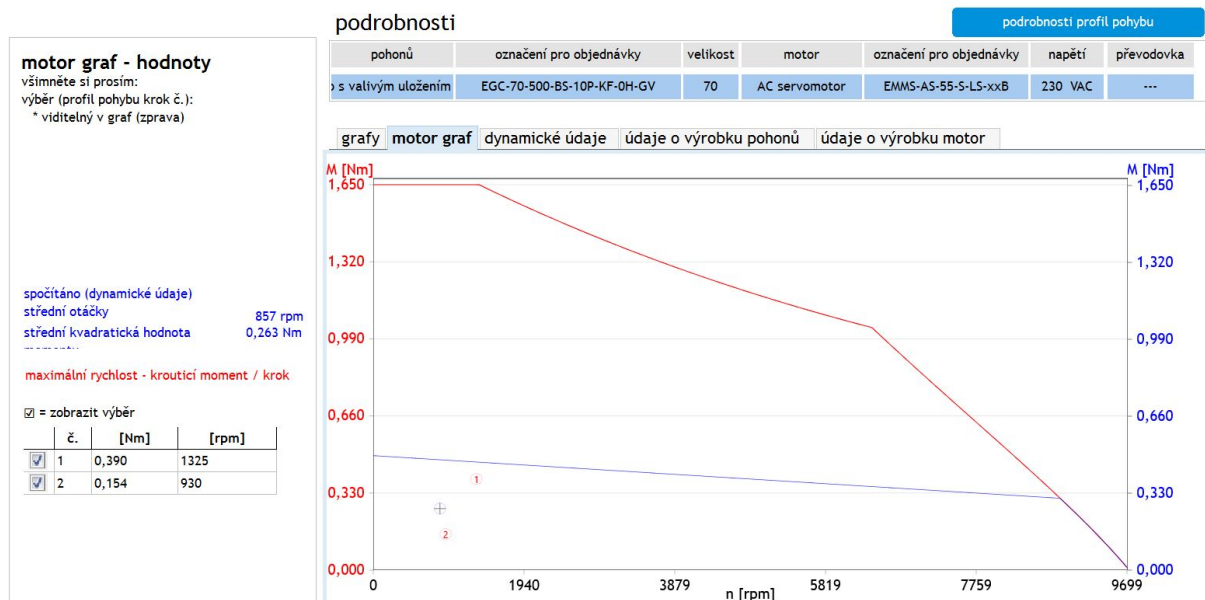
profil pohybu		pohonů		motor					
č.	fáze	F_ext [N]	F_grav [N]	F_acc [N]	F_load [N]	F_feed max [N]	F_load / F_feed	F_fric [N]	F_load + F_fric [N]
1.1	zrychlení	0	-104	-3,2	-107,2	300	36 %	-111,9	219
1.2	maximální rychlost	0	-104	0	-104		35 %	-111,9	215,8
1.3	brzdy	0	-104	3,2	-100,8		34 %	-111,9	212,7
1.4	čas prodlevy	0	-104	0	-104		35 %	-53,5	157,5
2.1	zrychlení	0	219,7	-4,5	215,3	300	72 %	-110,4	-104,9
2.2	maximální rychlost	0	219,7	0	219,7		73 %	-110,4	-109,3
2.3	brzdy	0	219,7	4,5	224,2		75 %	-110,4	-113,8
2.4	čas prodlevy	0	219,7	0	219,7		73 %	-53,5	-166,2

Obr. 12.2 Kontrola nosnosti pohonu v programu PositioningDrives

Z obrázku 12.2 (sloupec F_load) je patrné, že navržený pohon je při pohybu směrem nahoru využíván z 34 až 36%. Při pohybu dolů, s plnou přepravkou, je pohon využíván ze 72 až 75% nosnosti pohonu při svislém pohybu. Navržený pohon vyhovuje.

12.3.3. Kontrola navrženého motoru lineárního pohonu

Také elektromotor lineárního pohonu byl zkontrolován programem PositioningDrives. Vstupní hodnoty jsou identické s kontrolním výpočtem z předchozí kapitoly.



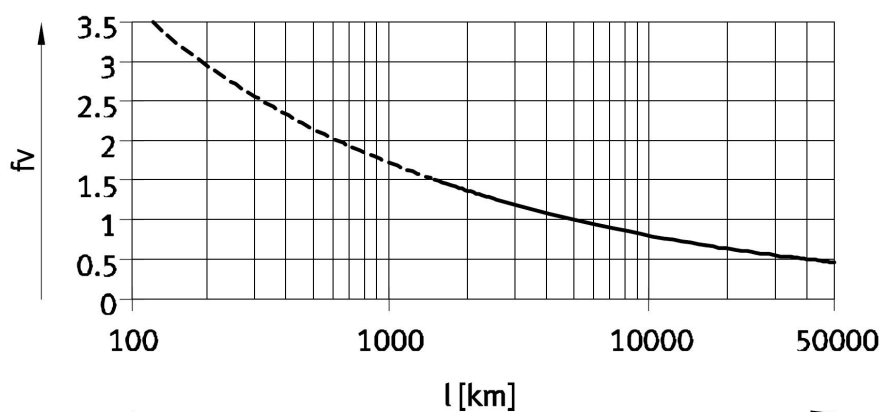
Obr. 12.3 Kontrola navrženého motoru pohonu v programu PositioningDrives

Na obrázku 12.3 lze vidět momentovou charakteristiku jmenovitého momentu (modrá barva) a špičkového momentu (červená barva) motoru v závislosti na otáčkách motoru. Body číslo

1 a 2 reprezentují hodnoty potřebné pro pohyb s navrženým zdvihacím zařízením. Tyto body leží v pásmu jmenovité charakteristiky elektromotoru. Navržený motor vyhovuje.

12.3.1. Kontrola životnosti lineárního vedení pohonu

Životnost lineárního vedení klesá se zvyšujícím se srovnávacím faktorem (Obr. 12.4). Pojem srovnávací faktor (f_v) je v katalogu FESTO definován jako součet podílů absolutních hodnot působících sil či momentů na pohon s hodnotami přípustných sil a momentů pro životnost pohonu 5000 km (Obr. 12.5-12.6). Hodnota životnosti vedení nad srovnávací faktor $f_v = 1,5$ je spíše teoretická. [14]



Obr. 12.4 Životnost vedení pohonu EGC-70-BS-KP v závislosti na srovnávacím faktoru [14]

Max. přípustné síly a momenty při životnosti 5000 km					
velikost		70	80	120	185
$F_{y,max.}$	[N]	1850	3050	6890	15200
$F_{z,max.}$	[N]	1850	3050	6890	15200
$M_{x,max.}$	[Nm]	16	36	144	529
$M_{y,max.}/M_{z,max.}$					
EGC...-GK/-GP	[Nm]	51	97	380	1157
$M_{y,max.}/M_{z,max.}$					
EGC...-GV/-GQ	[Nm]	132	228	680	1820

Obr. 12.5 Maximální přípustné síly a momenty při životnosti vedení 5000 km [14]

Pokud na pohon působí více uvedených sil a momentů současně, musí být kromě uvedených maximálních hodnot zatížení dodržena ještě následující rovnice:

Výpočet srovnávacího faktoru zatížení:

$$f_v = \frac{|F_{y,dyn}|}{F_{y,max}} + \frac{|F_{z,dyn}|}{F_{z,max}} + \frac{|M_{x,dyn}|}{M_{x,max}} + \frac{|M_{y,dyn}|}{M_{y,max}} + \frac{|M_{z,dyn}|}{M_{z,max}}$$

Obr. 12.6 Definice srovnávacího faktoru pro výpočet životnosti lineárního vedení [14]

Skutečné hodnoty sil a momentů, působící na vedení pohonu, byly spočítány ručně i programem PositioningDrives od společnosti FESTO dle vstupních hodnot.

Vstupní hodnoty:

Maximální posuvná síla F_x (Obr. 13.2): $F_x = 224,2 \text{ N}$

Poloha těžiště TS od patky pohonu: $T_{[y,z]} = [0,303; 0,303] \text{ m}$

$$M_x \cong 0 \text{ Nm}$$

$$M_y = F_x * T_y$$

$$M_y = 224,2 * 0,303$$

$$M_y = 67,9 \text{ Nm}$$

$$M_z = F_x * T_z$$

$$M_z = 224,2 * 0,303$$

$$M_z = 67,9 \text{ Nm}$$

č.	fáze	F_y [N]	F_z [N]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [Nm]
1.1	zrychlení	0	0	0	36,6	-33,87
1.2	maximální rychlost	0	0	0	35,51	-32,87
1.3	brzdy	0	0	0	34,43	-31,86
1.4	čas prodlevy	0	0	0	35,51	-32,87
2.1	zrychlení	0	0	0	74,76	-69,32
2.2	maximální rychlost	0	0	0	76,32	-70,77
2.3	brzdy	0	0	0	77,87	-72,21
2.4	čas prodlevy	0	0	0	76,32	-70,77

Obr. 12.7 Vypočtené hodnoty sil a momentů, působící na vedení pohonu

Výsledky vypočtené specializovaným programem PositioningDrives (Obr. 12.7) jsou oproti hodnotám vypočteným pouze ze vstupních hodnot navýšeny průměrně o 10 Nm. Dle pana Ing. Jančíka ze společnosti FESTO jejich výpočetní program počítá s dalšími proměnnými (např. pasivní odpory), které nejsou v zjednodušeném výpočtu zahrnuty. Pro výpočet životnosti budou použity hodnoty vyšší, vypočtené specializovaným softwarem (Obr. 12.7).

Výpočet srovnávacího faktoru při pohybu dolů (s plnou přeprávkou):

$$f_v = \frac{|F_{Y,dyn}|}{F_{Y,max}} + \frac{|F_{z,dyn}|}{F_{z,max}} + \frac{|M_{X,dyn}|}{M_{X,max}} + \frac{|M_{Y,dyn}|}{M_{Y,max}} + \frac{|M_{Z,dyn}|}{M_{z,max}}$$

$$f_v = \frac{0}{0} + \frac{0}{0} + \frac{0}{16} + \frac{76,32}{132} + \frac{72,21}{132}$$

$$f_v = 1,13$$

Výpočet srovnávacího faktoru při pohybu nahoru (prázdné zařízení):

$$f_v = \frac{|F_{Y,dyn}|}{F_{Y,max}} + \frac{|F_{z,dyn}|}{F_{z,max}} + \frac{|M_{X,dyn}|}{M_{X,max}} + \frac{|M_{Y,dyn}|}{M_{Y,max}} + \frac{|M_{Z,dyn}|}{M_{z,max}}$$

$$f_v = \frac{0}{0} + \frac{0}{0} + \frac{0}{16} + \frac{36,6}{132} + \frac{33,87}{132}$$

$$f_v = 0,53$$

Při svislém pohybu zdvihacího zařízení s plnou přeprávkou směrem dolů bude životnost vedení ovlivněno srovnávacím faktorem $f_v = 1,13$. Naopak při pohybu prázdného zdvihacího zařízení směrem vzhůru je výsledný srovnávací faktor $f_v = 0,53$. Výsledná hodnota srovnávacího faktoru lineárního vedení leží mezi zmíněnými srovnávacími faktory.

Pro určení životnosti vedení použijí hodnotu srovnávacího faktoru při plně naloženém zdvihacím zařízením ($f_v = 1,13$). Tímto krokem zkontrolují navržený pohon s vedením pro

případnou aplikaci zdvihacího zařízení do provozu s požadavky převážet plnou zátěž oběma směry.

Z obrázku (Obr. 12.4) je určena životnost lineárního vedení pohonu ($l = 3000 \text{ km}$) odpovídající srovnávacímu faktoru $f_v = 1,13$.

Výpočet časové životnosti:

Životnost pohonu:	$l = 3000 \text{ km}$
Zdvih pohonu:	$h = 0,5 \text{ m}$
Čas cyklu (2x zdvih):	$t_c = 17 \text{ s}$
Min. čas plnění přepravky:	$t_p = 60 \text{ s}$
Počet sekund v roce:	31536000 s

$$L_h = \frac{L \cdot 1000 \cdot 2 \cdot h \cdot (t_c + t_p)}{31536000}$$

$$L_h = \frac{3000 \cdot 1000 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot (17 + 60)}{31536000}$$

$$\underline{\underline{L_h = 7,3 \text{ let}}}$$

Vypočtená životnost lineárního vedení je 7,3 let. Požadovaná hodnota na životnost TS je min. 5 let. Navržený pohon s integrovaným vedením vyhovuje.

Po uplynutí časové životnosti lineárního vedení je nutné provést servisní výměnu kuličkových oběžných pouzder vedení pro zajištění dalšího bezproblémového chodu.

12.4.Predikce tuhosti rámu TS pomoci MKP

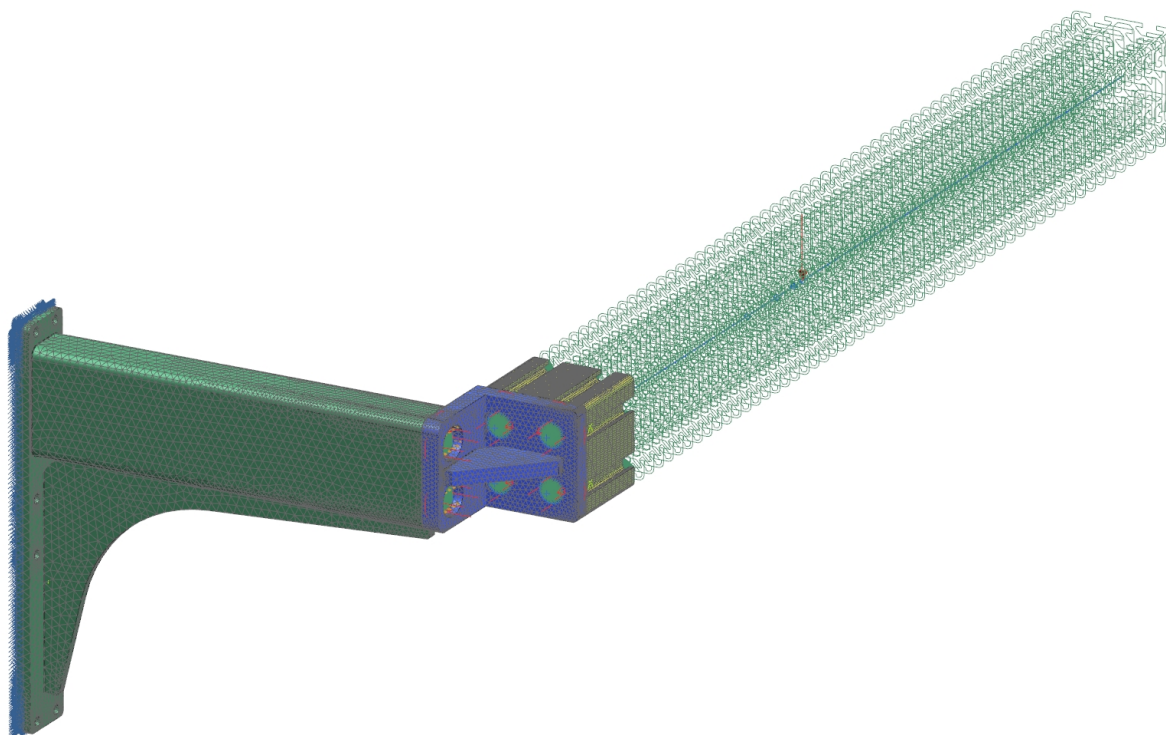
Tuhost rámu byla predikována ve výpočtovém modulu CAD systému NX10. Pro výpočet tuhosti byl model zjednodušen. Z hliníkové části rámu byla uvažována pouze jeho stěžejní část - profil 60x60 mm. Jelikož při plně naloženém zdvihacím zařízení je těžiště nepatrně odchyleno od osy profilu, byl tento profil z velké části nahrazen 1D prvkem a osamělá síla, reprezentující zbytek hmotnosti celého TS s nákladem, je aplikována na předem připravené síťové body 1D prvku. Při predikci tuhosti rámu byly komponenty spojeny lepením.

Ploše ramene rámu, na kterou dosedají saně pohonu, byly odebrány všechny stupně volnosti.

Každý šroubový spoj je nahrazen dvojicí RBE3 růžic, které spojuje 1D beam prvek s průměrem velikosti jádra daného šroubu. Na tyto náhrady dřívku šroubu je pomocí funkce bolt preloand aplikováno předpětí, vzniklé při utahování doporučeným utahovacím momentem.

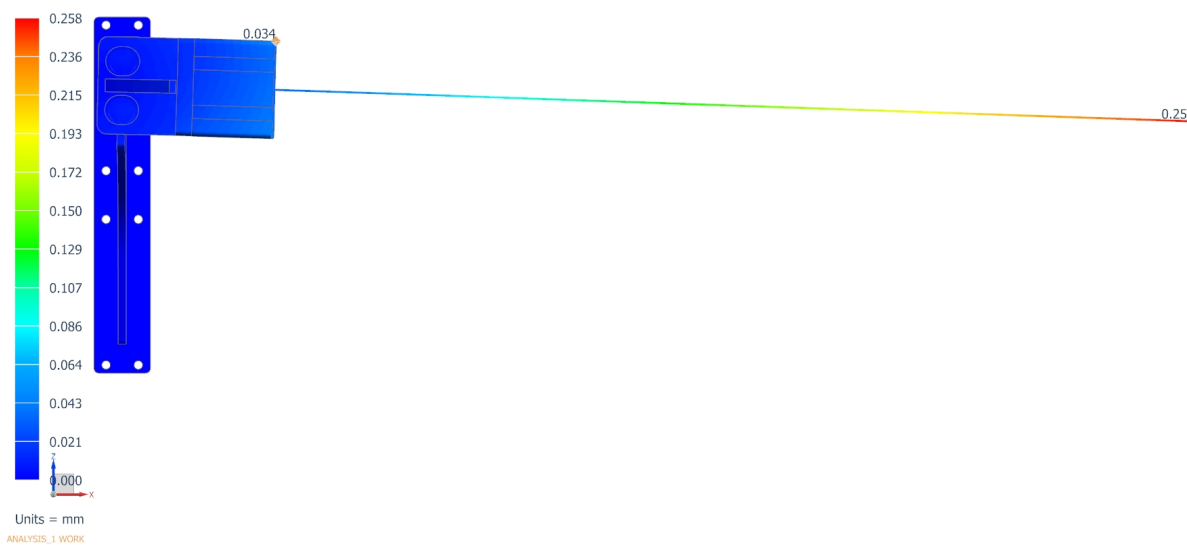
Tuhost zdvihacího zařízení je predikován ve třech stavech:

1. Prázdné zdvihací zařízení
2. Zdvihací zařízení, naložené přepravkou o nominální hmotnosti 12 kg ($k=1$)
3. Zdvihací zařízení, naložené přepravkou o hmotnosti 18 kg ($k=1,5$)



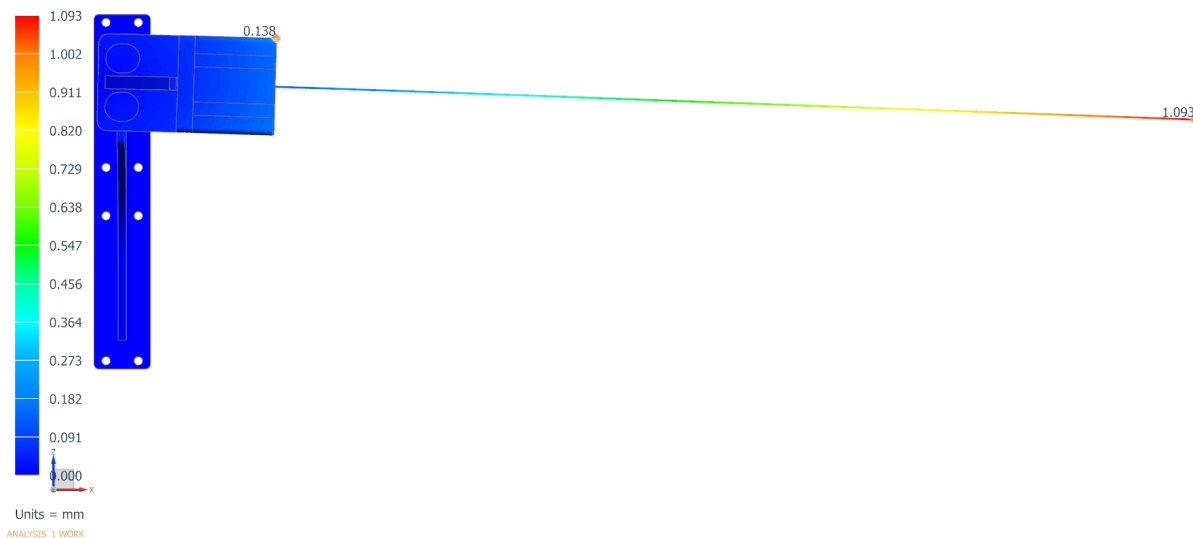
Obr. 12.8 Zjednodušený zasil'ovaný model pro analýzu tuhosti rámu MKP

final_DP_v1_stp_sim1 : PRAZ_72 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.258, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 12.9 Predikce tuhosti rámu při prázdném zdvihacím zařízení

final_DP_v1_stp_sim1 : PLNA_BEZ_250 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 1.093, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 12.10 Predikce tuhosti rámu TS s přepravkou o hmotnosti 18 kg ($k=1,5$)

Dle analýzy tuhosti rámu zdvihacího zařízení lze předpokládat rozdíl mezi nezatíženým a zatíženým zdvihacím zařízením 0,84 mm. V zatíženém stavu uvažujeme hmotnost celé přepravky 18 kg, což odpovídá bezpečnosti 1,5 nominální hodnotě tohoto TS.

Průhyb 0,84 mm na délce 600 mm je u tohoto zařízení malá hodnota a na funkci TS by neměl mít vliv.

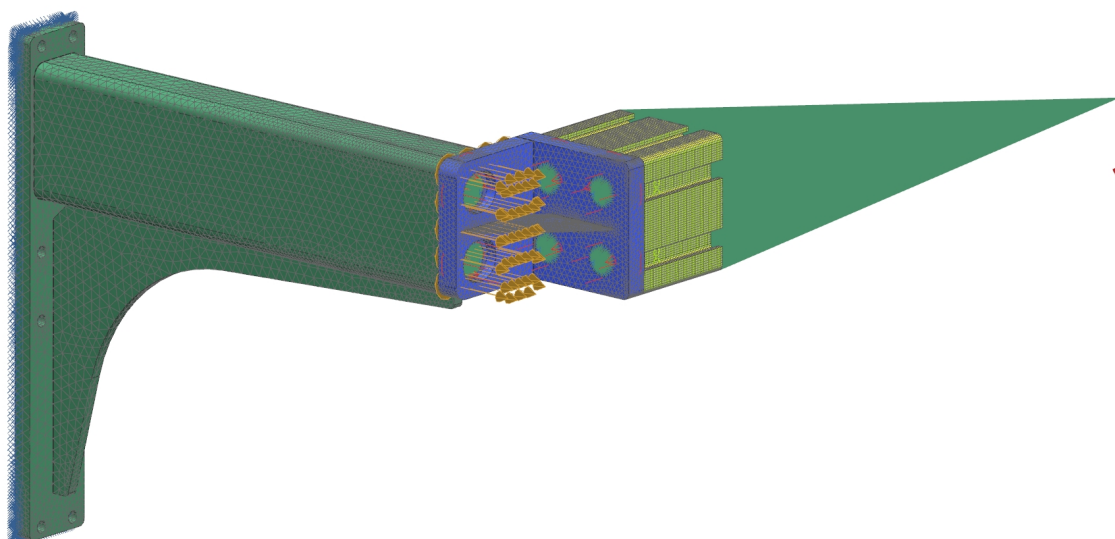
Více informací o predikci tuhosti rámu TS za pomoci MKP je v příloze č. V. této práce.

12.5. Predikce pevnosti rámu TS pomoci MKP

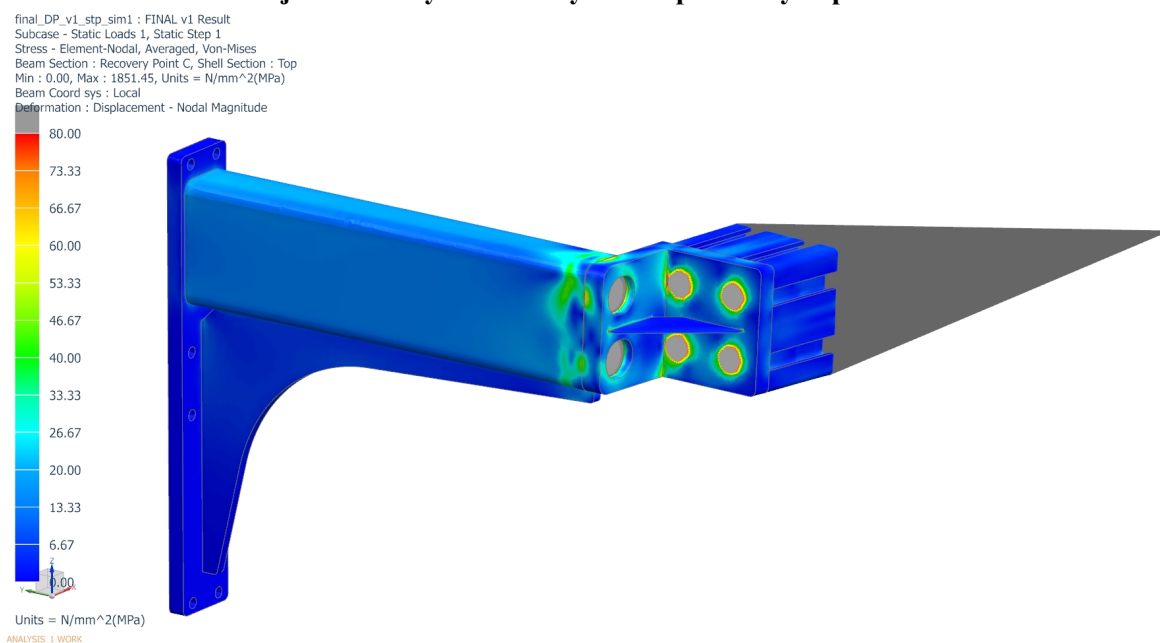
Kontrola pevnosti rámu byla také provedena v CAD systému NX10. Model byl zjednodušen s ohledem na predikované kritické místo (rameno, spojovací konzole a třecí spoj mezi nimi). Část hliníkového rámu byla nahrazena pouze krátkou 3D částí profilu 60x60 mm a RBE3 růžicí s vrcholem v bodě, odpovídající poloze těžiště u plně naloženého TS s bezpečností 1,5. Do tohoto bodu byla aplikována osamělá síla odpovídající zbytku hmotnosti TS včetně nákladu. Ploše ramene rámu, na kterou dosedají saně pohonu, byly odebrány všechny stupně volnosti.

Spoj mezi 3D sítí části hliníkového profilu a plochou spojovací konzole je tvořen lepením. Na plochy mezi ramenem rámu a spojovací konzolí je aplikován kontakt se souč. smyk. tření 0,1.

Každý šroubový spoj je nahrazen dvojicí RBE3 růžic, které spojuje 1D beam prvek s průměrem velikosti jádra daného šroubu. Na tyto náhrady dřívku šroubu je pomocí funkce bolt preloand aplikováno předpětí, vzniklé při utahování doporučeným utahovacím momentem.



Obr. 12.11 Zjednodušený zasítovaný model pro analýzu pevnosti rámu MKP



Obr. 12.12 Predikce pevnosti rámu TS s přepravkou o hmotnosti 18 kg (k=1,5)

Navržený, plně zatížený, model vykazuje maximální hodnoty napětí Von-Mises do 80 MPa. Nejvyšší napětí v konstrukci se nachází v okolí třetího spoje, kde je konstrukce zatížena tlakem od šroubových spojů a krutem s ohybem od gravitační síly zbylé hmotnosti TS a nákladu.

Minimální mez kluzu oceli č. 1.0039 (ekv. ČSN 11 375) je 235 MPa. [20]

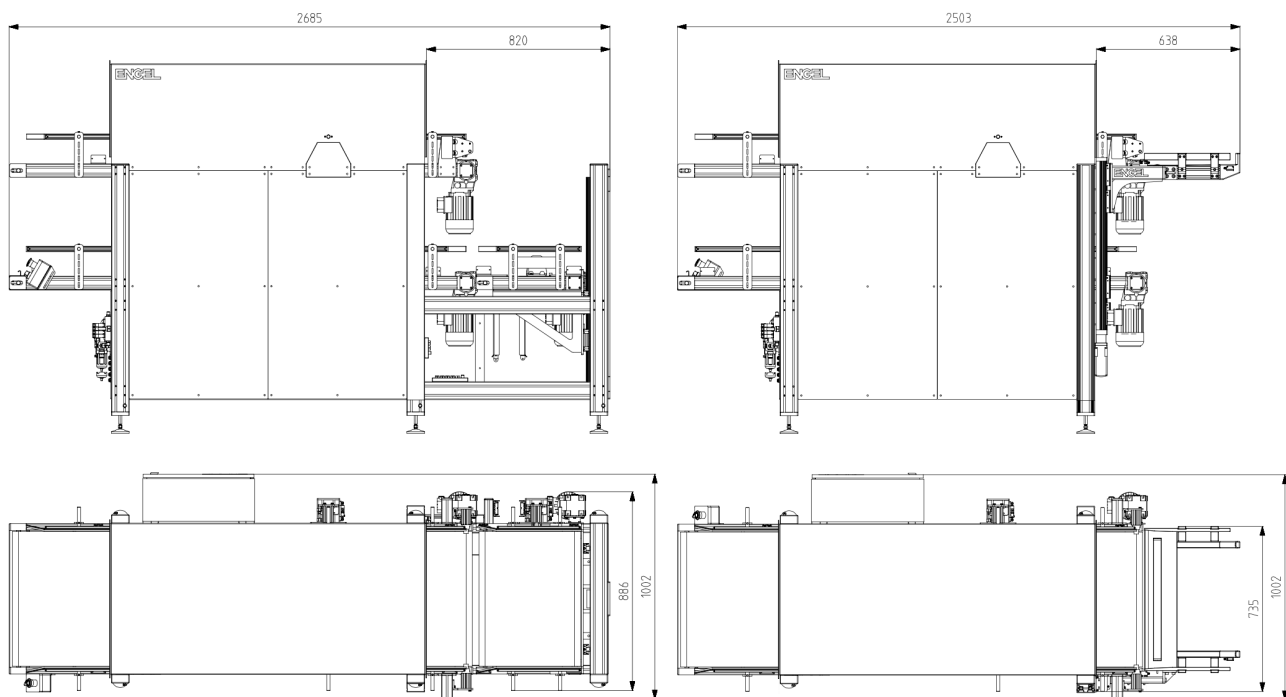
Navržená konstrukce rámu vyhovuje s bezpečností $k = 4$ vůči mezi kluzu.

Více informací o predikci pevnosti rámu TS za pomoci MKP je v příloze č. V. této práce.

13. Hodnocení výchozího a navrženého TS

13.1. Hodnocení zástavbového prostoru TS

Zástavbový prostor se většinou řeší až u zařízení, které je nějakými rozměry omezeno. Dle mého názoru je zástavbový prostor důležitá vlastnost TS, která hraje svou podstatnou roli nejen při užívání produktu, ale také při transportu a montáži. Mou snahou bylo vytvořit zařízení, které bude svým zástavbovým prostorem klást menší požadavky na velikost ložné plochy při transportu. Zároveň snižuje požadavky na plochu montáže a při používání je možné mít k TS dobrý přístup pro kontrolu, servis a čištění samotného zařízení a podlahy.



Obr. 13.1 Zástavbový prostor výchozího řešení (vlevo) a navrženého řešení (vpravo)

Délka zařízení ECB 3/1 se s nově navrženým integrovaným zdvihačím zařízením zmenšila o 182 mm. Také po stranách zdvihu je více místa oproti dočasnému standardnímu řešení.

13.2. Hodnocení bezpečnosti navrženého TS

Jak již bylo avizováno v kapitole č. 1., konec dvoupatrového dopravníkového systému se zdvihačím zařízením se nachází v oblasti, nebezpečné pro obsluhu. Takto nebezpečný prostor je vymezen ohrazením, za které obsluha při pracovním chodu strojů nemůže vstoupit. Zdvihací zařízení je tak potencionálně nebezpečné pouze pro poučeného servisního technika, který by prováděl údržbu za provozu. Oproti výchozímu řešení se zde odstranilo nebezpečné místo mezi zdvihačím dopravníkem a bočním profilem, který je součástí rámu. Jediné nebezpečné místo tak zůstává prostor mezi dvěma dopravníky a zdvihačím zařízením, kde hrozí skřípnutí např. končetiny při přejezdu zdvihu. Pro obsluhu je navržený TS bezpečný.

13.3.Hodnocení hmotnosti navrženého TS

Podobně jako zástavbové rozměry zařízení, i hmotnost je klíčová vlastnost TS nejen při pracovním chodu. Hmotnost výrazně ovlivňuje složitost a cenu samotné manipulace se zařízením. S menší hmotností se dají předpokládat menší nároky na skladovací plochy, menší zátěž pro pracovníky skladu i montážní pracovníky. Ti mnohdy musí při montáži manipulovat s těžkými břemeny ručně, nebo s pomocí zdvihacích prostředků (paletové vozíky, jeřáby aj.). Taková manipulace je poté složitá, časově náročná a také riziková pro samotné pracovníky.

Nejen z tohoto důvodu jsem se snažil navrhnout zdvihací zařízení, které bude od výchozího řešení výrazně odlehčeno.

Hmotnost výchozího TS v kg	
Pásový dopravník s motorem a příslušenstvím	35
Zdvihací svařovaná konzole	19
Σ hmotnosti pohyblivých částí TS	54
Pneumatický pohon	13,5
Lineární vedení	4
Hliníkový rám zdvihacího zařízení s kryty	30
Ostatní materiál (spojovací mat., pneumatické komponenty, aj.)	3
Σ celkové hmotnosti TS	104,5

Obr. 13.2 Hmotnost výchozího zdvihacího zařízení

Hmotnost navrženého TS v kg	
Hliníková část rámu se spojovacími prvky a krytkami	3,8
Ocelové rameno	1,9
Ocelová spojovací konzole	0,6
Plastové díly	1,4
Bubnový motor včetně omotávky	2,1
Σ hmotnosti pohyblivých částí TS	9,8
Lineární elektromechanický pohon - kompletní	6,2
Ostatní materiál (spojovací mat., čidla, aj.)	1
Σ celkové hmotnosti TS	17

Obr. 13.3 Hmotnost navrženého zdvihacího zařízení

Hmotnostní analýzy jednotlivých řešení (Obr. 13.2-13.3) ukazují, že pohon současného řešení musí spolu s plnou přepravkou zdvihát navíc hmotnost 54 kg tj. 450% užitné nosnosti zdvihacího zařízení. Hmotnost pohyblivých částí navrženého TS je 9,8 kg (82% užitné nosnosti) a celkové zařízení spolu s kompletním elektromechanickým pohonem váží 17 kg. Takto nízké hmotnosti jsem dosáhl především návrhem konstrukce, která je integrovaná na rám dopravníkového systému a prostor pro přepravku je řešen nekonvenčním způsobem.

Hmotnosti jednotlivých dílů byly počítány v CAD systému NX10.

13.4. Ekonomické hodnocení navrženého TS

Ekonomické hodnocení navržené varianty patří mezi velmi důležité podklady pro hodnocení celkového „úspěchu, či neúspěchu“ dané inovace zařízení. Při kladné ekonomické bilanci je také jednodušší inovaci navrženého TS realizovat.

Výrobní náklady výchozího TS v Kč	
Pásový dopravník s motorem a příslušenstvím	19 720 Kč
Zdvihací svařovaná konzole	1 070 Kč
Pneumatický pohon	9 050 Kč
Lineární vedení	13 600 Kč
Rám zdvihacího zařízení	3 500 Kč
Ostatní materiál (spojovací mat., pneumatické komponenty, aj.)	4 000 Kč
∑ přímých nákladů (materiál)	50 940 Kč
Řezání a úprava profilů (2 hod @ 845 Kč)	1 690 Kč
Montáž zařízení (50 hod @ 643 Kč)	32 150 Kč
Konstrukce zařízení (40 hod @ 868 Kč)	34 720 Kč
∑ nepřímých nákladů (výrobní režie)	68 560 Kč
∑ výrobních nákladů výchozího TS	119 500 Kč

Obr. 13.4 Výrobní náklady výchozího TS v Kč

Výrobní náklady navrženého TS v Kč	
Hliníková část rámu se spojovacími prvky a krytkami	1 100 Kč
Ocelové rameno	1 500 Kč
Ocelová spojovací konzole	1 000 Kč
Plastové díly	4 000 Kč
Bubnový motor včetně omotávky	4 230 Kč
Lineární elektromechanický pohon - kompletní	35 670 Kč
Ostatní materiál (spojovací mat., pneumatické komponenty, aj.)	2 500 Kč
∑ přímých nákladů (materiál)	50 000 Kč
Řezání a úprava profilů (2 hod @ 845 Kč)	1 690 Kč
Montáž zařízení (10 hod @ 643 Kč)	6 430 Kč
Konstrukce zařízení (20 hod @ 868 Kč)	17 360 Kč
∑ nepřímých nákladů (výrobní režie)	25 480 Kč
∑ výrobních nákladů navrženého TS	75 480 Kč

Obr. 13.5 Výrobní náklady navrženého TS v Kč

Přímé výrobní náklady za materiál a komponenty jsou u navržené varianty téměř stejně vysoké, jako u výchozího produktu. Hlavním důvodem je přechod z pneumaticky poháněného lineárního pohonu na pohon elektromechanický s vřetenem. Tyto pohony jsou velmi drahé, ale mají své opodstatněné výhody, popsané např. v kapitole 8.3 této práce. Také provoz

elektromechanických pohonů je ekonomičtější a jednodušší, neboť stroj nemusí být připojen k soustavě se stlačeným vzduchem.

Co ovšem ovlivňují výsledné kalkulace, jsou náklady nepřímé. Jedná se o výdaje spojené s úpravou hliníkových profilů, výdaje potřebné pro zkonstruování a zdokumentování navrženého řešení a samozřejmě výdaje za montáž zařízení. Jednotlivé položky jsou ohodnoceny hodinovou taxou, ve které jsou započítány mzdy zaměstnanců, nájmy, opotřebení náradí, odpisy strojů, potřebné softwary a jiné.

Analýza nákladů dočasného řešení byla vytvořena ve spolupráci s prodejním oddělením společnosti ENGEL, která vycházela z poslední zakázky tohoto typu. Predikce nákladů u navrženého řešení byla vytvořeny pomocí konkrétním cenových nabídek (např. pohony) a také užitím kvalifikovaného odhadu prodejního a přípravného oddělené společnosti.

Navržené řešení se skládá z méně částí, než výchozí zařízení. Již koncepční návrh byl hodnocen s ohledem na jednoduchost řešení i dobu montáže, a proto je zde největší rozdíl. Dle kvalifikovaného odhadu činí rozdíl obou řešení 40 hodin práce montážního pracovníka.

Také konstrukční práce na novém řešení, vycházející z tohoto návrhu, by byly méně časově náročné u navrhovaného TS. Například změna potřebného zdvihu nového řešení by byla řešena pouhou výměnou elektromechanického pohonu s jinou délkou zdvihu. Na současném řešení by se změnou pneumatického pohonu musela být měněna délka kolejnic lineárních vedení a výška rámu zdvihacího zařízení. Kvalifikovaným odhadem činí rozdíl konstrukčních prací 20 hodin.

Po sečtení přímých a nepřímých nákladů je nově navržené řešení levnější o 44 tisíc Kč, tj. o 36,8% z původní ceny.

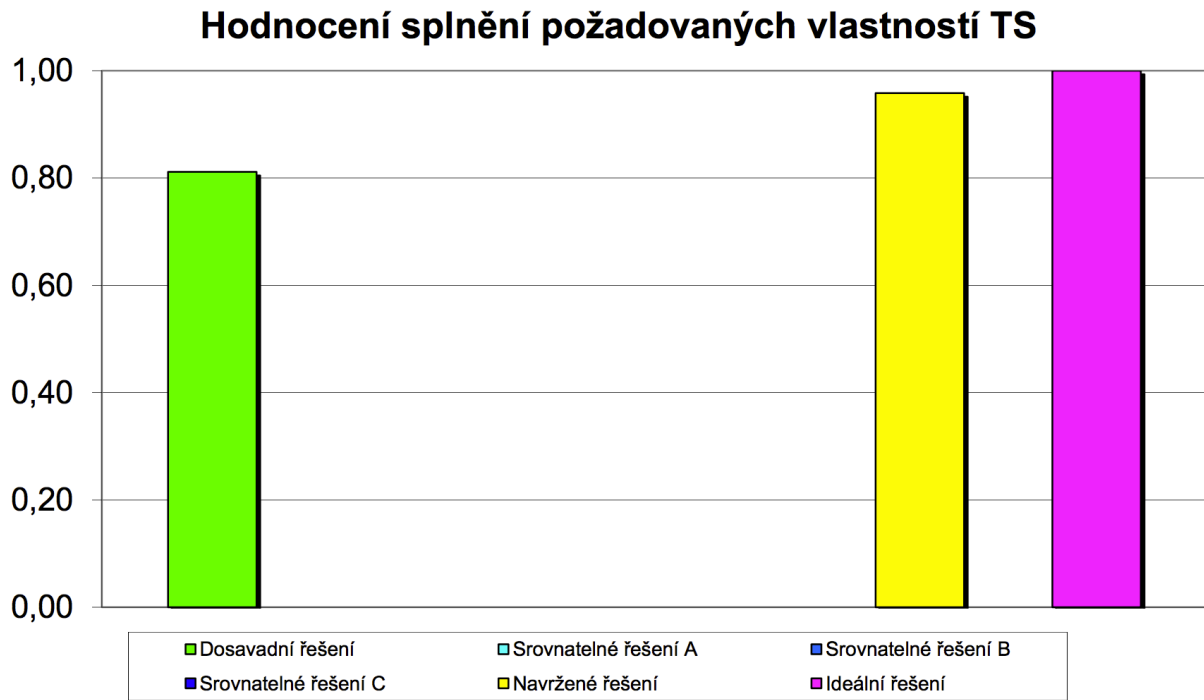
Spolu se snížením celkových nákladů je také velmi důležité snížení dodací doby TS.

13.5. Hodnocení splnění požadovaných vlastností TS

Specifikace požadavků na TS (kapitola 6.) a komplexní hodnocení splnění požadovaných vlastností TS bylo provedeno v SW „Program v MS Excel pro Specifikaci požadavků a Hodnocení navrženého TS.“ [15]

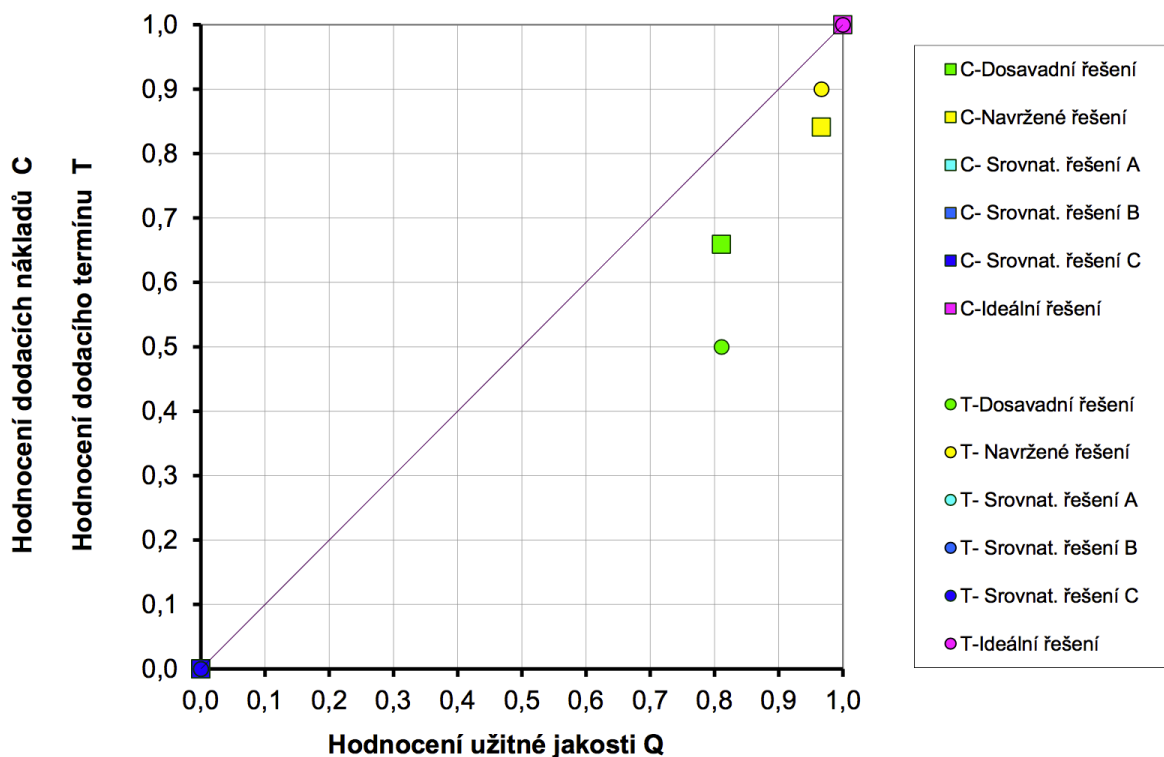
Hodnocena byla výchozí řešení společnosti ENGEL, v této práci navržené řešení a ideální řešení TS. U těchto řešení jsou dobře známi úplné informace pro vytvoření vypovídajícího hodnocení. Konkurenční produkty nebyly do hodnocení zahrnuty z důvodu velkého množství neúplných informací k těmto řešením.

Referenční hodnocení splnění požadovaných vlastností dosavadního, navrženého a ideálního TS jsou přiloženy v příloze č. VI. V této části jsou uvedeny pouze grafické výsledky (Obr. 13.6-13.7).



Obr. 13.6 Výsledné hodnocení splnění požadovaných vlastností TS

[15]



Obr. 13.7 Hodnocení relativní konstrukční konkurenceschopnosti TS

[15]

Výsledky ukazují, že navržená varianta splňuje požadované vlastnosti TS z 96% a dosavadní řešení z 81%. Navržená varianta je také lepší v hodnocení užité jakosti, dodacích nákladů a dodacího termínu.

14. SWOT analýza navrženého TS

Jelikož je velká pravděpodobnost převzetí tohoto projektu společností ENGEL do dalších etap realizace, přinejmenším v podobě prototypu, je výhodné v této části projektu vytvořit SWOT analýzu. Ta by měla sloužit k lepšímu navázání vývojářské práce na tomto zdvihacím zařízení. SWOT analýzou hledáme silné a slabé stránky, příležitosti a hrozby TS, přičemž je výhodné v dalších fázích vývoje silné stránky posilovat a slabé stránky minimalizovat.

STRENGTHS - silné stránky

- Nízká hmotnost TS
- Reprezentativní vzhled
- Přijatelná cena prototypu
- Malé zástavbové prostory
- Nízká energetická náročnost
- Životnost delší než 5 let
- Délka zdvihu závisí pouze na délce lineárního pohonu
- Jednoduchá a rychlá montáž

WEAKNESSES - slabé stránky

- Menší tuhost rámu (nutný test prototypu)
- Navržená konstrukce pouze pro přepravky 600x400 mm a menší
- Drahý elektromechanický pohon

OPPORTUNITIES - příležitosti

- Produkt možno přestavět na zdvihací zařízení samostatně stojící
- Jednoduchá standardizace produktu pro různé zdvihy
- S elektromechanickým pohonem jednoduché použití ve vícepatrovém systému
- Lze použít pro transport nízkých plat
- Počet automatizovaných procesů roste

THREATS - hrozby

- Zákazník bude opět požadovat staré řešení
- Zákazník bude zdvihací zařízení používat nedovoleným způsobem
- S vývojem automatizace může přijít postupné upadání taktovaného transportu s lidským zásahem - systém ECB 3/1.

15. Shrnutí a další výhled

Již předchozí komplexní hodnocení splnění požadovaných vlastností TS a SWOT analýza naznačila, že návrh má své silné stránky, které by bylo možné ještě více rozvinout. Současně zde existuje i několik nevýhod. Pro jejich minimalizaci doporučuji postavit prototyp a podrobit jej zrychleným zátěžným testům. Ty dokáží odhalit případné další slabé stránky a hrozby návrhu, či ty současné minimalizovat.

Jednou ze slabých stránek je již několikrát zmíněná tuhost zařízení. Dle predikce by měla být pro provoz takového zařízení dostačující. Ovšem je nutné tuto vlastnost ověřit na prototypu. Pokud by tuhost zařízení nebyla dostačující, nebo by se výrazně měnila s počtem provozních cyklů zařízení, již nyní navrhuji první možné řešení.

V koncových polohách by bylo možné vytvořit „zámky“ pro posuvnou část zdvihacího zařízení. Tím by byl prostor pro přepravku v dolní i horní poloze stabilnější a tužší, zvláště při nakládání a vykládání přepravky by síly působené v ose pojezdu byly zachytávány tímto členem. Tyto zámky v koncových polohách by bylo možné připojit k domečkům ložisek pohonných válců pásových dopravníků na straně u motoru.

Další z možností je aplikování lineárního vedení na opačnou stranu než je elektromechanický pohon zdvihacího zařízení. Tuto variantu je ovšem možné provést až po zásahu do dvoupatrového systému ECB 3/1 neboť tam nyní překáží elektromotory. Pokud by systém ECB 3/1 využíval bubnové motory, je přídatné lineární vedení jednou z možných variant na další vývoj tohoto zařízení.

Mezi slabé stránky patří také cena elektromechanického pohonu. I přesto, že si stojím za vhodným výběrem pohonu, který jsem také konzultoval s odborníkem v praxi, je pravdou že ve výsledné kalkulaci tvoří pohon necelých 72% všech přímých nákladů za materiál.

Zkonstruovat na zařízení samonosný rám je jednou z příležitostí, jak tomuto produktu dát další možnost využití v praxi. Takto samostatně stojící zdvihací zařízení by bylo možné aplikovat do různých oblastí transportu s materiálem, třeba i použití v několikaúrovňovém dopravním systému.

Závěr

Cílem předložené diplomové práce bylo navržení suboptimálního řešení konstrukce zdvihacího zařízení pro manipulaci s přepravními boxy v dopravníkovém systému ECB 3/1 společnosti ENGEL.

K řešení byla využita strategie znalostně integrovaného konstruování. Tato strategie vede konstruktéra jednotlivými kroky návrhu v „mapě poznatků“ Engineering Design Science and Methodology EDSM. Díky tomu může konstruktér navrhovaný produkt řešit komplexně z pohledu funkčního, technologického i z pohledu všech dalších vlastností vyplývajících z celého jeho životního cyklu. Po analýze požadovaného provozního procesu a stanovení potřebných pracovních funkcí, které má daný technický systém zajišťovat, je možné nalézt velké množství orgánů, které mohou tyto funkce plnit. Kombinacemi orgánů (nositelů jednotlivých funkcí) získáme několik variant orgánové struktury. Právě zde vidím velký přínos této strategie, neboť je tak možné nalézt koncepční varianty, které by pouhým pokusem, intuicí či instrukcemi konstruktér objevit nemusel.

V předložené diplomové práci jsem tímto způsobem navrhl čtyři koncepční varianty, které následně popisuji a komplexně hodnotím. Suboptimální koncepční varianta je dále zpracována až do stavu úplné stavební struktury TS. Výsledný konstrukční návrh byl projektován v CAD systému NX10 ve společnosti ENGEL.

Závěrečná část diplomové práce je zaměřena na komplexní hodnocení. Navržený technický systém je hodnocen z několika hledisek, včetně predikce pevnosti a tuhosti rámu pomocí MKP. Hodnocení jsem také provedl z hledisek porovnání vlastností navrženého a výchozího řešení. Zkoumána byla hmotnost, cena, zástavbový prostor či relativní konstrukční konkurenceschopnost. Důležité je rovněž hodnocení stupně splnění požadovaných vlastností, které jsem definoval na začátku této práce. Z důvodu jednodušší návaznosti dalších vývojových prací jsem provedl SWOT analýzu a navrhl další výhled na řešení.

Při návrhu jsem používal podklady, poznatky a zkušenosti společnosti ENGEL, pro kterou by měla tato práce sloužit jako východisko pro konstrukční návrh prototypu. Tato práce by mohla být, alespoň částečně, inspirací pro způsob zaznamenávání vývojářské práce v zadavatelské společnosti, neboť obsahuje velké množství myšlenek, postupů řešení a rozhodování z průběhu řešení.

I když nebyla výkresová dokumentace v podmínkách zadání, rozhodl jsem se z důvodu lepší prezentace výsledného řešení vytvořit výkres sestavení navrženého TS a výrobní výkres ramene rámu.

Použité informační zdroje

- [1] - DRAŽAN, František a JEŘÁBEK, Karel. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1979. 454 s.
- [2] - MATIČKA, Robert a TALÁCKO, Jaroslav. *Mechanismy manipulátorů a průmyslových robotů*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1991. 269 s.
- [3] - CHVÁLA, Břetislav, MATIČKA, Robert a TALÁCKO, Jaroslav. *Průmyslové roboty a manipulátory*. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1987. 262 s.
- [4] - SKŘIVÁNEK, Petr. *Šířkově a výškově nastavitelný řemenový dopravník*. Plzeň, 2014. Bakalářská práce (Bc.). Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Stanislav Hosnedl.
- [5] - HOSNEDL, S.: Systémové navrhování technických produktů. KKS/ZKM. Podklady k přednáškám. Plzeň: ZČU, FST, KKS; v. 2016. (elektronická verze) [http://home.zcu.cz/~hosnedl/b_ZKM/...](http://home.zcu.cz/~hosnedl/b_ZKM/)
- [6] - HUBKA, V.: Konstrukční nauka, z “Allgemeines Vorgehensmodell des Konstruierens” (Zürich: Heurista, 1972) a “Principles of Engineering Design” (Zürich: Heurista, 1987) přel. Hosnedl, S. Praha: Konservis, 1991. ISBN 80-90 1135-0-7
- [7] - EDER, W. E., HOSNEDL, S.: Design Engineering, A Manual for Enhanced Creativity. CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, Florida USA, 2008, 588 s., ISBN 978-1-4200-4765-3
- [8] - EDER, W. E.; HOSNEDL, S.: Introduction to Design Engineering: Systematic Creativity and Management. CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, Florida USA, 2010, 456 pp., ISBN: 978-0-415-55557-9
- [9] - HUBKA, V., ANDREASEN, M. M. a EDER, W.E Practical Studies in Systematic Design. London: Butterworths, 1988, ISBN 0-408-01420-2, p. 1 – 21.
- [10] - HOSNEDL, S.: Konstrukční návrh polohovadla pro svařování - case study. Plzeň: ZČU, FST, KKS; v. 2017.
- [11] - HOSNEDL, S.: Doplnující podklady k vypracování konstrukčně zaměřené diplomové práce (DP). Plzeň: ZČU, FST, KKS; v. 2016. http://home.zcu.cz/~hosnedl/d_DP
- [12] - FERONA: E-železná kniha [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: www.ferona.cz/cze/katalog/search.php.
- [13] - SICK: Optoelektrické snímače [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: www.sick.com.
- [14] - FESTO: Pohony s vřetenem EGC-BS-KF, vedení v kuličkových oběžných pouzdrech [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: www.festo.cz.

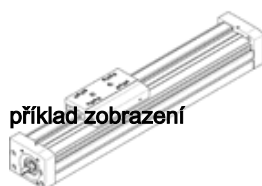
- [15] - HOSNEDL, S.: Program v MS Excel pro Specifikaci požadavků a Hodnocení navrženého TS. Plzeň: ZČU, FST, KKS; listopad 2007
- [16] - PaB spol. s.r.o.: Kluzné hmoty wefapress [online]. [cit. 2017-04-20]. Dostupné z: <http://www.pab.cz/kluzne-hmoty-wefapress>
- [17] - Autolamp: Kabel spirálový 4m sedmižilový [online].[cit 2017-05-28]. Dostupné z: http://www.autolamp.cz/DESKSHOP/Images/7487/icon_2453.jpg
- [18] - DDA: Flexibilní stíněné kabely [online].[cit 2017-05-28]. Dostupné z: http://www.kabelyvodice.cz/kabely-vodice/02_Spiralove_kabely_TPE_PUR_stinene.php
- [19] - Interroll: RollerDrive EC310 - User manual [online]. [cit 2017-05-03]. Dostupné z: <https://www.interroll.cz/produkty/pohony-a-rizeni/rollerdrive/rollerdrive-ec310/>
- [20] - FÜRBAKER, Ivan.: Lexikon ocelí - svazek 1. Praha Verlag Dashöfer, 2006.

pohon s vřetenem EGC-70- -BS-KF

č. dílu: 556807

FESTO

s vedením v oběžných kuličkových ložiskách



příklad zobrazení

katalogový list

Obecný katalogový list - jednotlivé hodnoty závisí na Vaší konfiguraci.

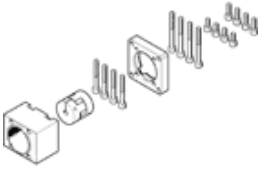
parametr	hodnota
pracovní zdvih	50 ... 1,000 mm
velikost	70
průměr vřetene	12 mm
stoupání vřetene	10 mm/U
montážní poloha	libovol.
vedení	kuličková oběžná pouzdra
konstrukce	elektromechanický přímočarý pohon s vřetenem s kluzným uložením matice v oběžných kuličkových pouzdrech
druh motoru	krokový motor servomotor
druh vřetena	vřeteno s uložením matice v kuličkových oběž. pouzdrech
max. zrychlení	15 m/s ²
max. rychlost	0.5 m/s
opakovatelná přesnost	±0,02 mm
spínací cyklus	100%
stupeň krytí	IP40
okolní teplota	-10 ... 60 °C
momenty ploch 2.stupně lx	419E+03 mm ⁴
momenty ploch 2.stupně ly	578E+03 mm ⁴
max. síla Fy	1,850 N
max. síla Fz	1,850 N
max. moment Mx	16 Nm
max. radiální síla na hnací hřídeli	220 N
max. posuvová síla Fx	300 N
moment setrvačnosti pro krut It	88E+03 mm ⁴
moment setrvačnosti JH na metr zdvihu	0.142 kgcm ²
posuvová konstanta	10 mm/U
informace o materiálu víka	hliník legovaný pro tvárění eloxovaný
informace o materiálu unášече	hliník legovaný pro tvárění eloxovaný
informace o materiálu profilu	hliník legovaný pro tvárění eloxovaný
upozornění k materiálu	ve shodě s RoHS
informace o materiálu víka pohonu	hliník legovaný pro tvárění eloxovaný
informace o materiálu vedení saní	ocel
informace o materiálu vodicí kolejnice	ocel
informace o materiálu saní	hliník legovaný pro tvárění eloxovaný
informace o materiálu matice vřetena	ocel
informace o materiálu vřetena	ocel

axiální konstrukční sada EAMM-A-S38-55A-G2

č. dílu: 3637967

FESTO

sady vhodné pro elektrické pohony



katalogový list

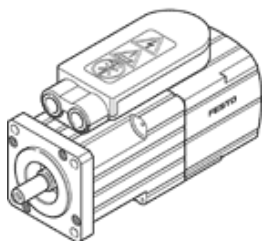
parametr	hodnota
montážní poloha	libovol.
skladovací teplota	-25 ... 60 °C
relativní vlhkost vzduchu	0 - 95 %
stupeň krytí	IP40
okolní teplota	-10 ... 60 °C
přenositelný krouticí moment	6.5 Nm
hmotnost výrobku	340 g
kód rozhraní pohonu	S38
kód rozhraní pro vstup motoru	55A
upozornění k materiálu	ve shodě s RoHS

servomotor EMMS-AS-55-S-LS-TSB

č. dílu: 1569738

FESTO

bez převodovky.



katalogový list

parametr	hodnota
čidlo polohy rotoru	absolutní enkodér, jedna otáčka
rozhraní vysílače polohy rotoru	EnDat 21
princip odměřování polohy rotoru	indukční
sledování teploty	PTC - odpor
max. otáčky	9,800 1/min
jmenovité otáčky	7,400 1/min
provozní napětí DC pro brzdu	24 V
stupeň krytí izolace	F
spotřeba energie brzdy	10 W
konstanta motoru	0.406 Nm/A
jmenovité provozní napětí DC	360 V
jmenovitý výkon motoru	261 W
jmenovité napětí DC	360 V
jmenovitý proud motoru	0.83 A
rozlišení vysílače polohy rotoru	18 Bit
odpor vinutí fáze/fáze	20.9 Ohm
indukčnost vinutí fáze-fáze	15.6 mH
druh zapojení	hvězdička
špičkový proud	4.3 A
napěťová konstanta, fáze-fáze	26 mV/min
jmenovitá třída podle EN 60034-1	S1
značka CE (viz prohlášení o shodě)	podle směrnice EU-EMC podle směrnice EU pro nízké napětí
třída odolnosti korozi KBK	2 - mírné nároky na odolnost korozi
skladovací teplota	-20 ... 60 °C
relativní vlhkost vzduchu	0 - 90 %
stupeň krytí	IP54
okolní teplota	-10 ... 40 °C
povolení	RCM Mark c UL us - Recognized (OL)
celkový moment setrvačnosti při odpojení napájení	0.13 kgcm ²
přídržný moment brzdy	0.8 Nm
moment setrvačnosti na brzdě	0.02 kgcm ²
jmenovitý krouticí moment	0.34 Nm
špičkový krouticí moment	1.65 Nm
krouticí moment v klidovém stavu	0.49 Nm
přípustné axiální zatížení hřídele	75 N
přípustné radiální zatížení hřídele	140 N
MTTF, jednotlivé části	76 let, vysílač polohy rotoru 11416 let, přídržná brzda
MTTFd, jednotlivé části	152 roky, vysílač polohy rotoru
počet sepnutí přídržné brzdy	10 mil. sepnutí naprázdno (bez práce tření)
hmotnost výrobku	1,420 g
technika připojení elektrické části	konektor
upozornění k materiálu	ve shodě s RoHS
odpovídá normě	IEC 60034



RollerDrive
EC310

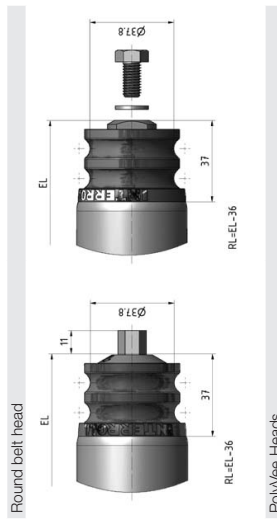
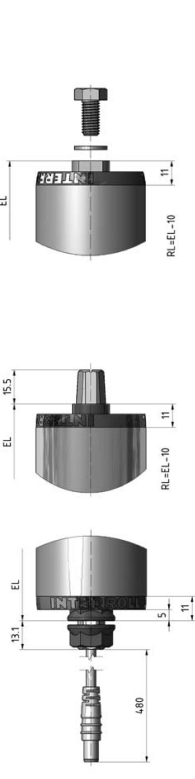
ROLLERDRIVE EC310

RollerDrive with a long service life for a wide range of applications

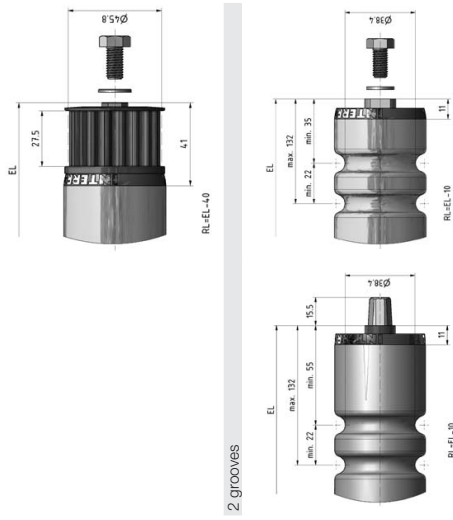
Dimensions and Connections

The dimensions depend on the shaft and counter bearing selected. The reference length/ordering length RL does not have any reference edges on the conveyor roller and can therefore not be shown. The installation (EL) corresponds to the clearance between the side profiles. All dimensions in mm.

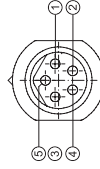
Motor side	Slave side
11 mm hex M12 x 1	11 mm hex spring-loaded shaft
	Straight
	Female thread M8



Motor side	Slave side
	11 mm hex spring-loaded shaft
	Female thread M8
	Toothed belt head



Motor plug assignment:



Pin	Colour	Line
1	Brown	+24 V DC
2	White	Direction of rotation
3	Blue	Earth
4	Black	Fault output
5	Grey	Analogue speed input



ROLLERDRIVE EC310

Product Description

- Internal commutation electronics (brushless motor)
- 9 gear stages
- Constant conveyor speed
- Energy recovery in braking (see also p 195)
- Electronic holding brake (Zero-Motion-Hold) for driving falling conveyors
- Motor cable with 5-pin snap-in plug, without the need for complex screwing

Technical Data

General technical data	
Mechanical power	32 W
Max. noise level	50 dB(A) (application-dependent)
Possible static bearing load	
Slave side: Female thread / Spring-loaded shaft	1100 N
Slave side: PolyVee with female thread / spring-loaded shaft	
Round ball head with female thread / with spring-loaded shaft	350 N
Electrical data	
Rated voltage	24 V DC
Temporarily permissible voltage range	18 to 28 V DC
Idle current	0.4 A
Rated current	2.0 A
Max. start-up current	5.0 A
Permissible voltage undulation	< 3 %
Protection rate	IP54
Dimensions	
Tube diameter / Wall thickness	50 x 1.5 mm; 51 x 2 mm
Max. reference length	1,500 mm
Ambient conditions	
Ambient temperature in operation	0 to +40 °C
Ambient temperature during transport and storage	-30 to +75 °C
Max. air humidity	85 %



RollerDrive
EC310

RollerDrive with a long service life for a wide range of applications

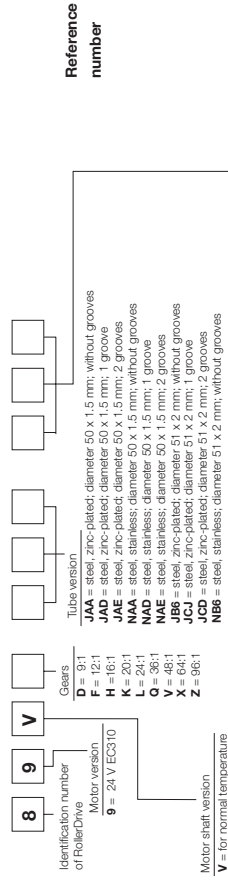
Product Selection

The following tables provide an overview of the possible versions.

Gear ratio	Max. conveyor speed m/s	Rated torque		Start-up torque		Zero motion hold	
		Nm	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm
9:1	1.75	0.45	1.10	0.36			
12:1	1.31	0.61	1.46	0.48			
16:1	0.98	0.81	1.95	0.64			
20:1	0.79	1.01	2.44	0.80			
24:1	0.65	1.21	2.92	0.96			
36:1	0.44	1.82	4.38	1.44			
48:1	0.33	2.42	5.85	1.92			
64:1	0.25	3.23	7.80	2.56			
96:1	0.16	4.84	11.69	3.84			

Further versions

Tube material	Stainless steel; steel, zinc-plated; steel, chrome-plated; aluminum
Motor shaft	11 mm with hex and thread M12 x 1
Motor shaft material	Stainless steel
Tube sleeve	PVC hose 2 / 5 mm, PU hose 2 mm, rubber coating 2 to 5 mm, tapered tube sleeves
Length of motor cable	0.48 m



Assembly & design on non-cable side

- 6FT** = Bearing housing without torque transmission, female thread, uncoated ball bearing, stainless steel fixing material
- 6TN** = Bearing housing with torque transmission, female thread, uncoated ball bearing, stainless steel fixing material
- 6SL** = Bearing housing without torque transmission, spring-loaded shaft, zinc-plated ball bearing, zinc-nickel-coated fixing material
- 5PS** = PolyVee head, female thread, uncoated ball bearing, zinc-plated fixing material
- 5PT** = PolyVee head, spring-loaded shaft, uncoated ball bearing, stainless steel fixing material
- 5PR** = Round ball head, female thread, uncoated ball bearing, zinc-plated fixing material
- 5RS** = Round ball head, spring-loaded shaft, uncoated ball bearing, stainless steel fixing material
- 6TF** = Toothed ball head, female thread, stainless steel ball bearing, stainless steel fixing material
- 6SF** = Double sprocket head, female thread, stainless steel ball bearing, stainless steel fixing material

Not all criteria can be combined; please ask about tapered tube designs and tube coatings

Predikce tuhosti rámu TS pomocí MKP

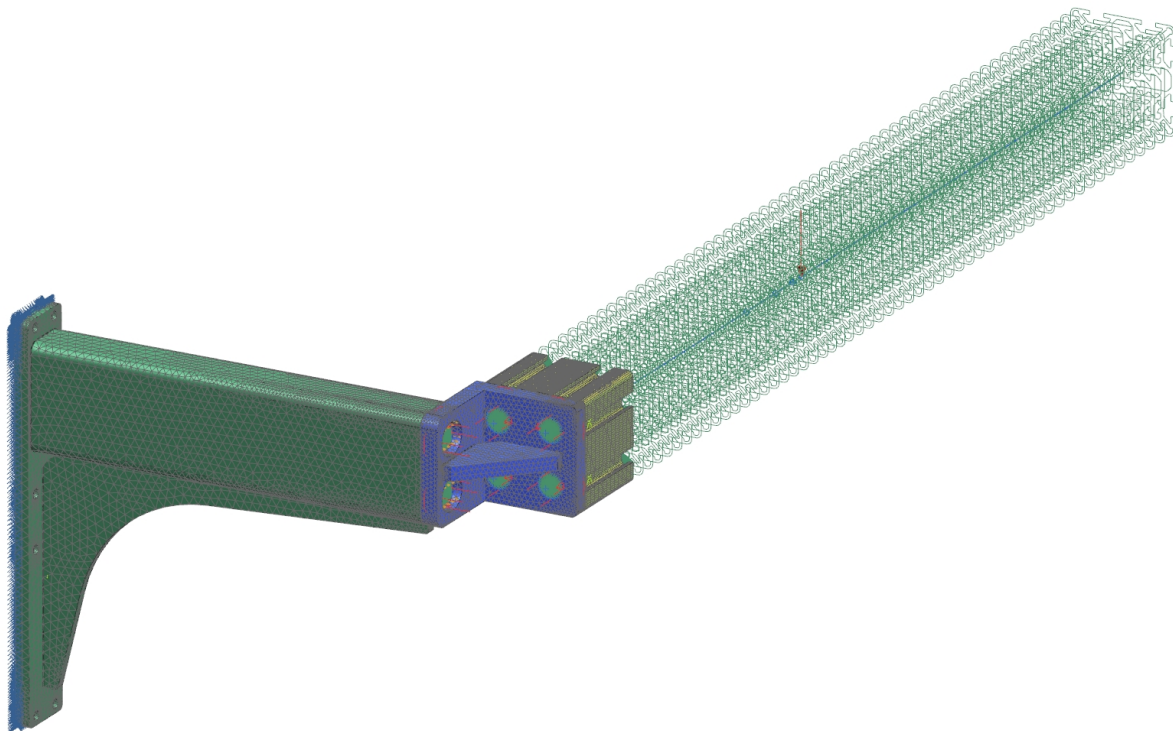
Tuhost rámu byla predikována ve výpočtovém modulu CAD systému NX10. Pro výpočet tuhosti byl model zjednodušen. Z hliníkové části rámu byla uvažována pouze jeho stěžejní část - profil 60x60 mm. Jelikož při plně naloženém zdvihacím zařízení je těžiště mírně odchýleno od osy profilu, byl tento profil z velké části nahrazen 1D prvkem a osamělá síla, reprezentující zbytek hmotnosti celého TS s nákladem, je aplikována na předem připravené síťové body 1D prvku. Na zbylé 3D komponenty byla aplikována gravitační síla. Při predikci tuhosti rámu byly komponenty spojeny lepením.

Ploše ramene rámu, na kterou dosedají saně pohonu, byly odebrány všechny stupně volnosti.

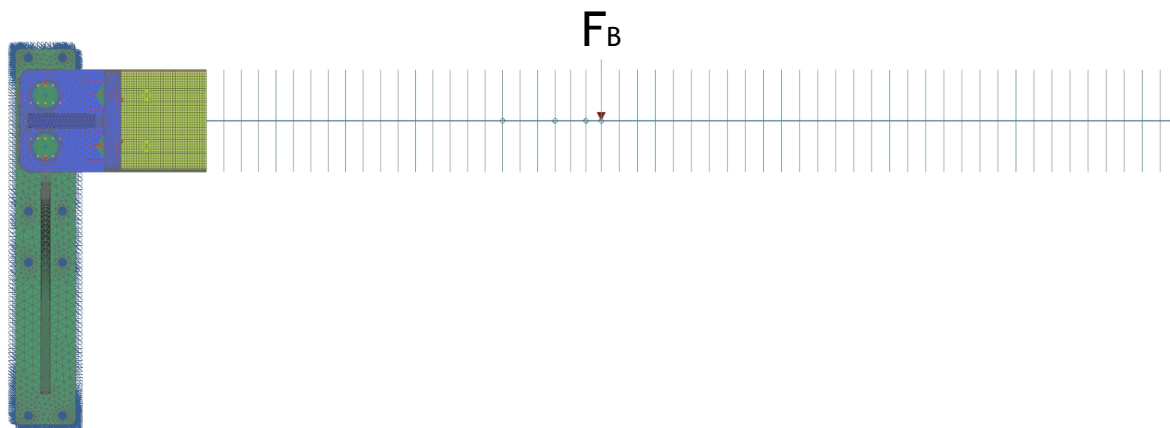
Každý šroubový spoj je nahrazen dvojicí RBE3 růžic, které spojuje 1D beam prvek s průměrem velikosti jádra daného šroubu. Na tyto náhrady dřívku šroubu je pomocí funkce bolt preloand aplikováno předpětí, vzniklé při utahování doporučeným utahovacím momentem.

Tuhost zdvihacího zařízení je predikován ve třech stavech:

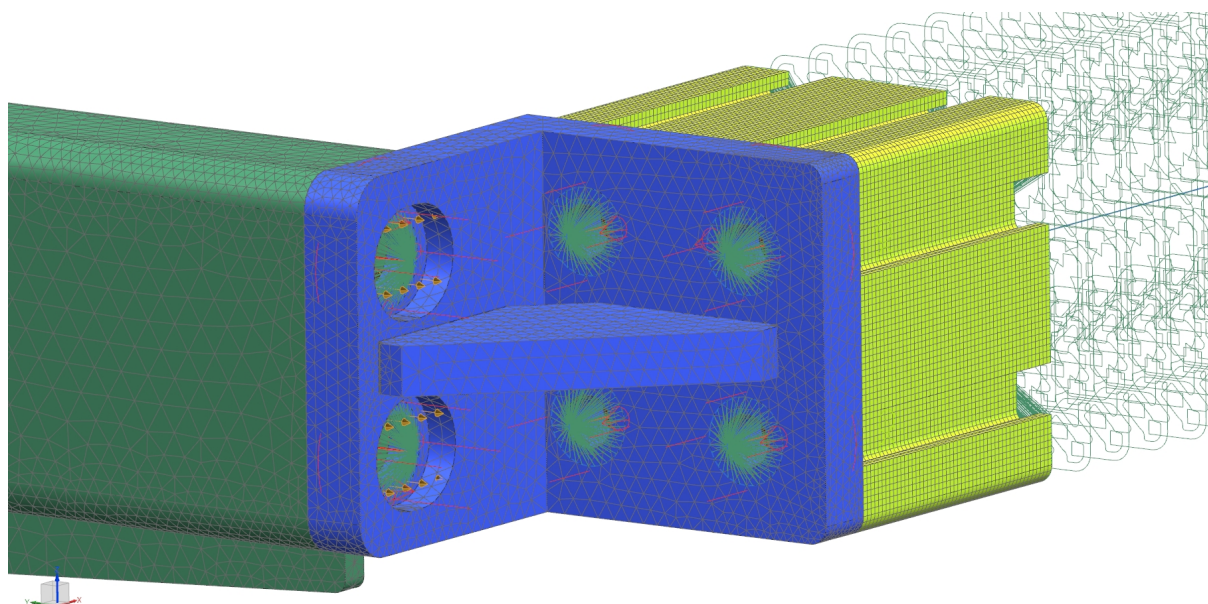
1. Prázdné zdvihací zařízení
2. Zdvihací zařízení, naložené přeprvkou o nominální hmotnosti 12 kg ($k=1$)
3. Zdvihací zařízení, naložené přeprvkou o hmotnosti 18 kg ($k=1,5$)



Obr. V.1 - Zjednodušený zasíťovaný model pro analýzu tuhosti rámu MKP, včetně zobrazení okrajových podmínek - izometrický pohled

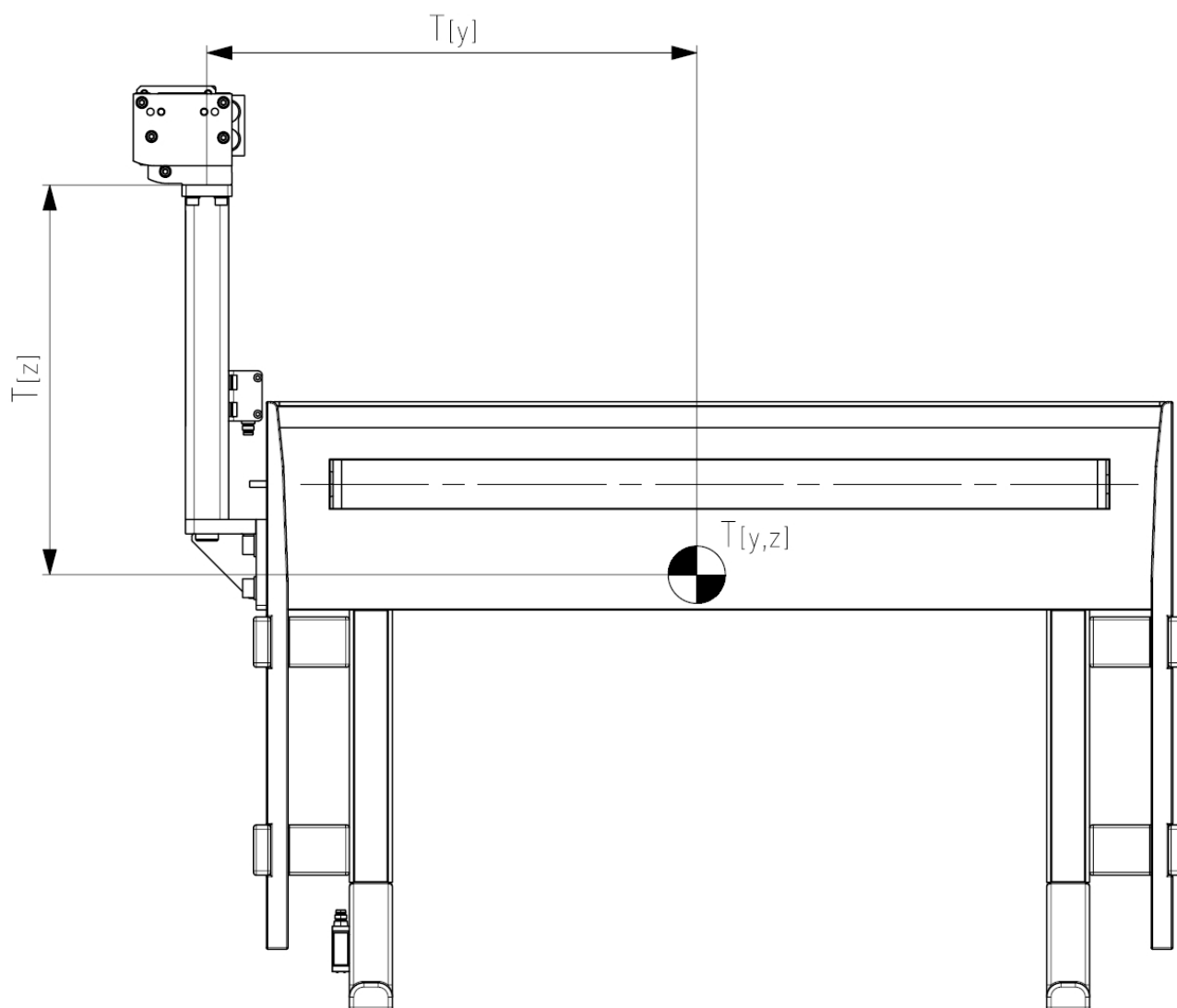


Obr. V.2 - Zjednodušený zasicovaný model pro analýzu tuhosti rámu MKP, včetně zobrazení okrajových podmínek - čelní pohled



Obr. V.3 - Detailní pohled na zjednodušený zasicovaný model spojovací konzole pro analýzu tuhosti rámu MKP

Na obrázku V.3 lze vidět náhradu šroubových spojů rigidovými RBE3 různicemi spojenými 1D beam prvkem. Při predikci tuhosti byla použita vazba mezi komponenty rámu Surface to Surface Glue.



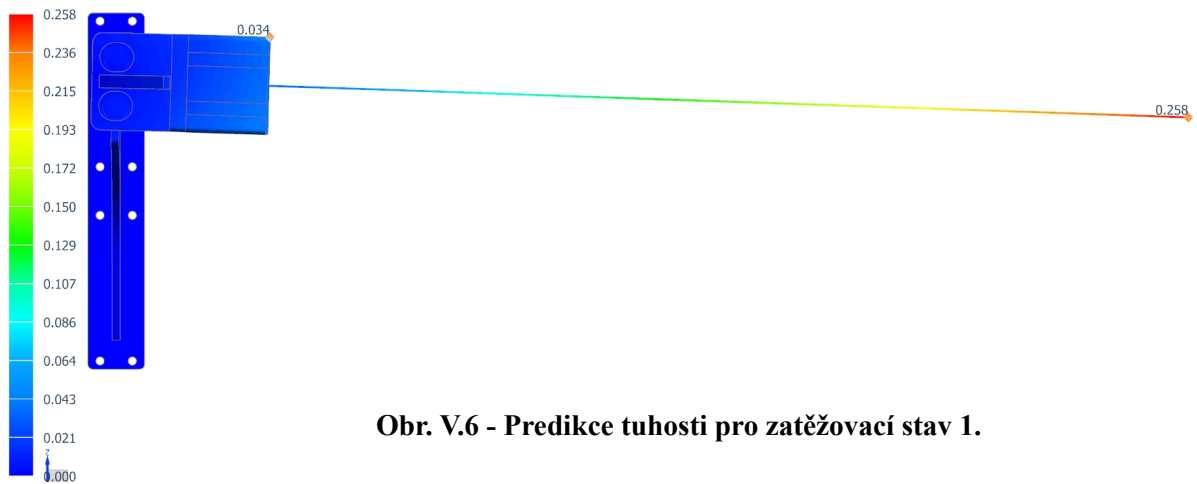
Obr. V.4 - Schéma polohy těžiště zdvihacího zařízení i nákladu

Stav	$T[y]$	$T[z]$	m_{zb}	F_B
1	254 mm	239 mm	7,3 kg	72 N
2	303 mm	303 mm	19,3 kg	190 N
3	312 mm	315 mm	25,3 kg	250 N

Obr. V.5 - Hodnoty polohy těžiště a síly F_B

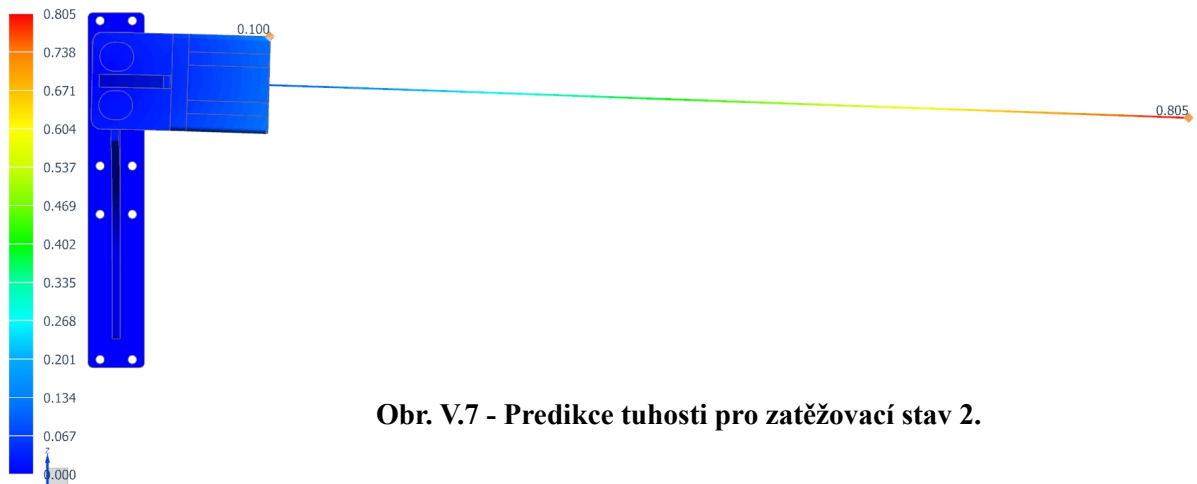
Poloha těžiště se se změnou celkové hmotnosti mění, přičemž při zatěžovacím stavu číslo 2 a 3 je poloha těžiště mírně vzdálena od osy profilu 60x60 mm - páteřního profilu hliníkové části rámu. Z tohoto důvodu mohl být výpočet zjednodušen aplikováním pouze osamělé síly na 1D prvek. Na obrázku V.5 jsou také zobrazeny zbylé hmotnosti TS a nákladu, přepočtené na sílu F_B , která působí v místě těžiště.

final_DP_v1_stp_sim1 : PRAZ_72 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Displacement - Nodal, Magnitude
 Min : 0.000, Max : 0.258, Units = mm
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



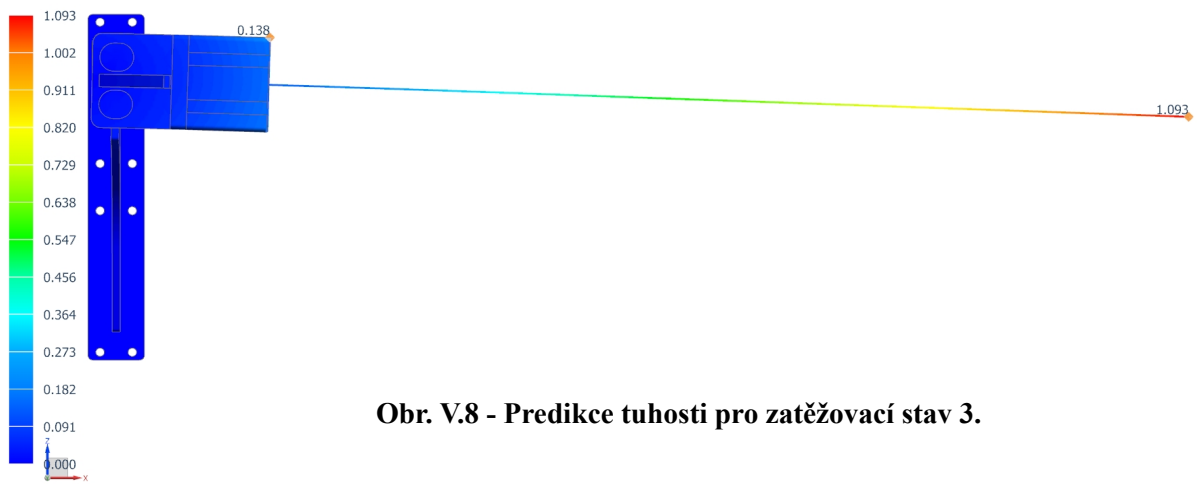
Obr. V.6 - Predikce tuhosti pro zatěžovací stav 1.

final_DP_v1_stp_sim1 : NOM_190 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Displacement - Nodal, Magnitude
 Min : 0.000, Max : 0.805, Units = mm
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. V.7 - Predikce tuhosti pro zatěžovací stav 2.

final_DP_v1_stp_sim1 : PLNA_BEZ_250 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Displacement - Nodal, Magnitude
 Min : 0.000, Max : 1.093, Units = mm
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. V.8 - Predikce tuhosti pro zatěžovací stav 3.

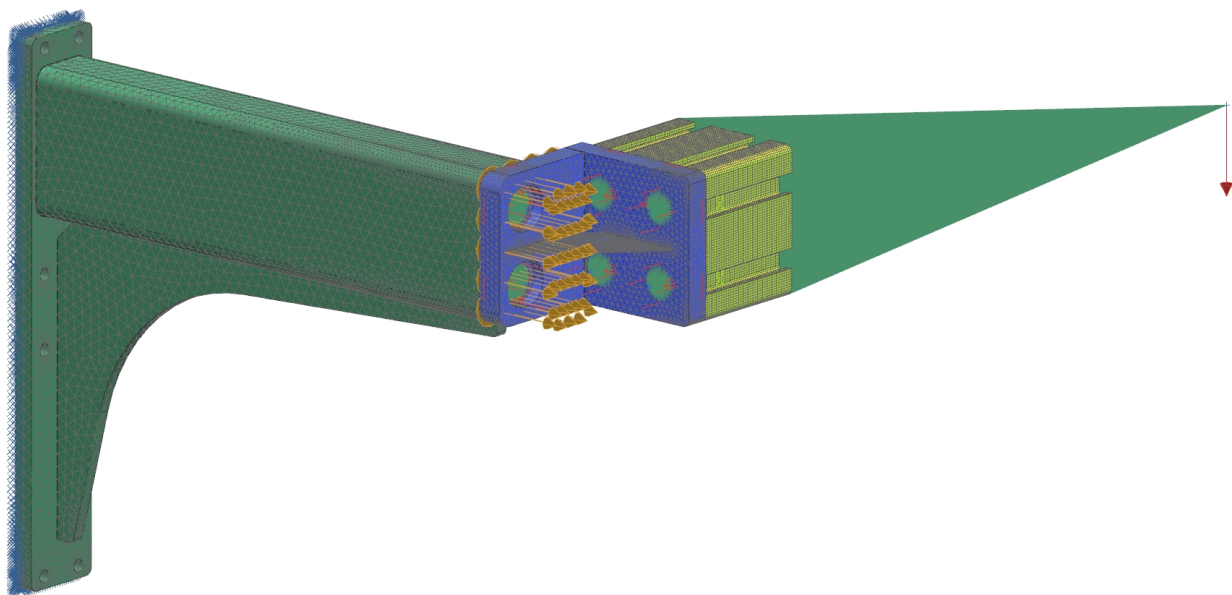
Units = mm
 ANALYSIS_1 WORK

Predikce pevnosti rámu TS pomocí MKP

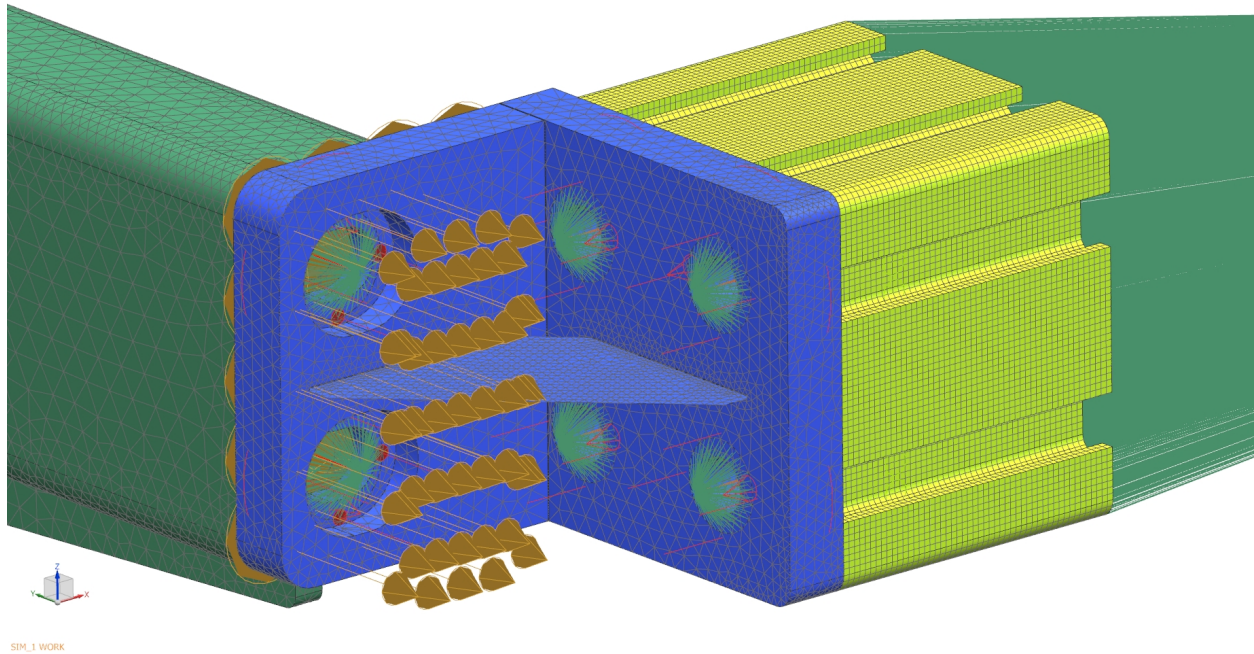
Kontrola pevnosti rámu byla také provedena v CAD systému NX10. Model byl zjednodušen s ohledem na predikované kritické místo (rameno, spojovací konzole a třecí spoj mezi nimi). Část hliníkového rámu byla nahrazena pouze krátkou 3D částí profilu 60x60 mm a RBE3 růžicí s vrcholem v bodě, odpovídající poloze těžiště u plně naloženého TS s bezpečností 1,5. (zatěžovací stav 3). Do tohoto bodu byla aplikována osamělá síla odpovídající zbytku hmotnosti TS včetně nákladu. Na zbylé 3D komponenty byla aplikována gravitační síla. Ploše ramene rámu, na kterou dosedají saně pohonu, byly odebrány všechny stupně volnosti.

Spoj mezi 3D sítí části hliníkového profilu a plochou spojovací konzole je tvořen lepením. Na plochy mezi ramenem rámu a spojovací konzolí je aplikován kontakt se souč. smyk. tření 0,1.

Každý šroubový spoj je nahrazen dvojicí RBE3 růžic, které spojuje 1D beam prvek s průměrem velikosti jádra daného šroubu. Na tyto náhrady dřívku šroubu je pomocí funkce bolt preloand aplikováno předpětí, vzniklé při utahování doporučeným utahovacím momentem.

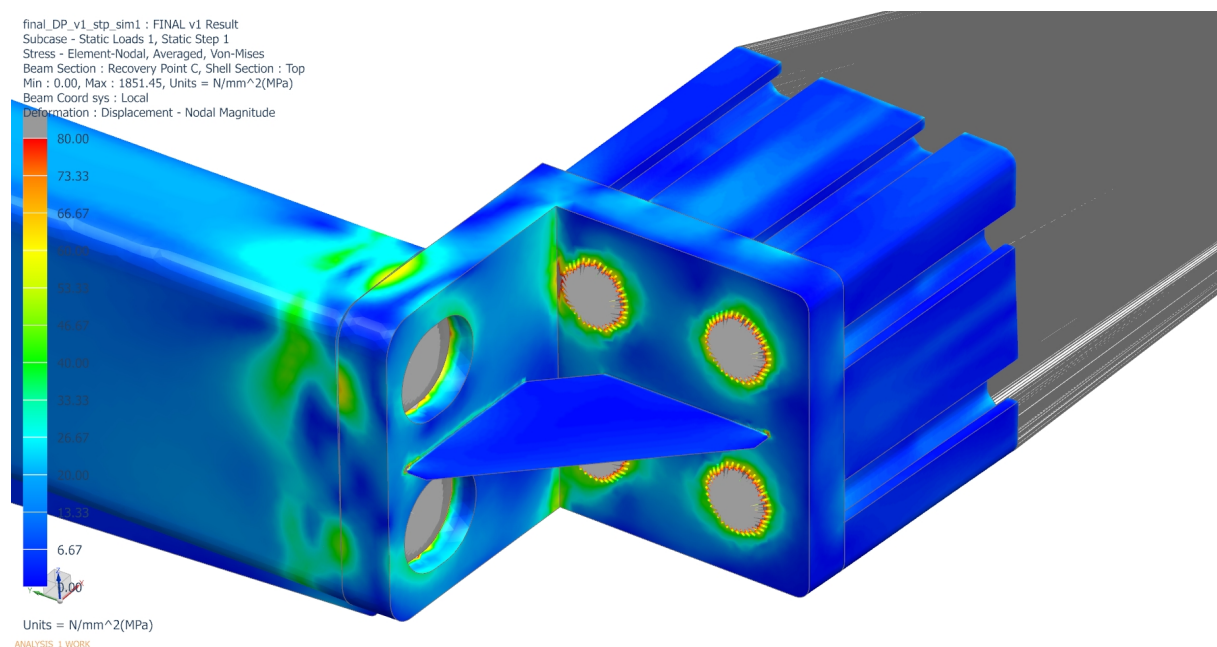


Obr. V.9 - Zjednodušený zasiťovaný model pro analýzu pevnosti rámu MKP, včetně zobrazení okrajových podmínek - izometrický pohled

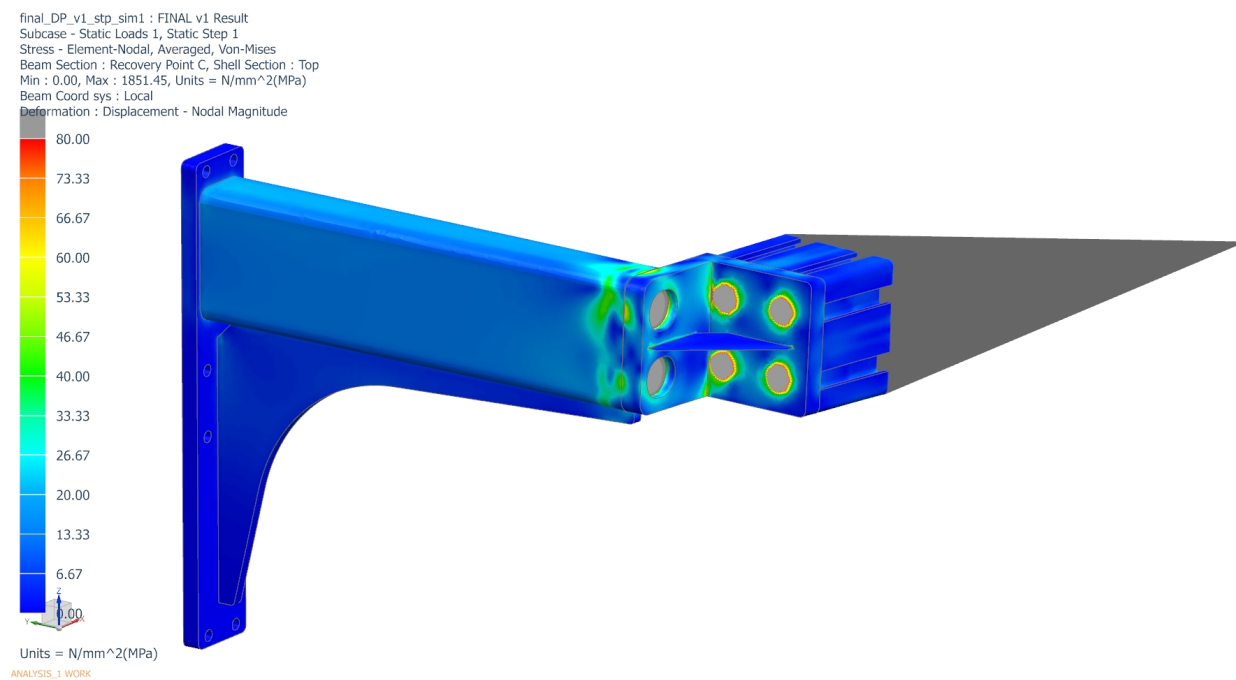


Obr. V.10 - Detailní pohled na zjednodušený zasít'ovaný model spojovací konzole pro analýzu pevnosti rámu MKP

Na obrázku V.10 lze vidět náhradu šroubových spojů rigidovými RBE3 růžicemi spojenými 1D beam prvky, na které je aplikováno předpětí funkcí bolt preload. Při predikci pevnosti byla použita vazba mezi rámem a konzolí Surface to Surface Contact se součinitelem smykového tření 0,1 a mezi konzolí a hliníkovým profilem Surface to Surface Glue. Žebro spojovací konzole bylo nahrazeno 2D sítí.



Obr. V.11 - Detailní pohled na výsledky výpočtu. Zatěžovací stav 3 - napětí Von-Mises



Obr. V.12 - Pohled na výsledky výpočtu. Zatěžovací stav 3 - napětí Von-Mises

Minimální mez kluzu je definována 235 MPa. Navržené řešení vyhovuje s bezpečností $k = 4$ vůči mezi kluzu.

Referenční hodnocení splnění požadovaných vlastností TS

Specifikace požadavků na TS a komplexní hodnocení splnění požadovaných vlastností TS bylo provedeno v SW „Program v MS Excel pro Specifikaci požadavků a Hodnocení navrženého TS.“ [15]

Požadavky (na charakteristiky) k vnějš. vlastn. TS vztah. k transf. procesům životních etap TS	Požad. hodnota a příp. tolerance	Váha (1-4)		Dosavadní řešení		Srovnat. řešení A		Srovnat. řešení B		Srovnat. řešení C		Navrž. řešení		Ideální řešení		Přisl. QTCi
		hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	
(1) Pož. k (hlav. i asist.) provozním funkcím/účinkům:																
Technický systém:	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
• Přepravovat plastové přepravky KLT		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
- Únosnost	12 kg	3	4	12	0	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q	
• Umožnit přepravu bedny mezi dopravníky	od 700 mm do 1200 mm	3	4	12	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q		
• Kompatibilita s ENGEL dopravníkovým systémem	ECB3/1	4	4	16	0	0	0	0	0	4	16	4	16	Q		
• Kompatibilita s ostatními dopravníky	libovolný dvoupatrový systém	2	3	6	0	0	0	0	0	3	6	4	8	Q		
• Hmotnost TS	do 50 kg	3	1	3	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q		
Přepavní proces:	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
• Setrvání přepravovaného produktu ve stálé poloze	podmínkou	4	4	16	0	0	0	0	0	4	16	4	16	Q		
• Rychlost přepravy mezi dopravníky	10 m/min	2	3	6	0	0	0	0	0	4	8	4	8	Q		
• Rychlost přepravy mmezi dopravníkem a TS	6 m/min	3	4	12	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q		
• Čas cyklu	17 s	3	4	12	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q		
KLT přepravka:	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
• Velikost půdorysná (délka x šířka)	600mm x 400 mm	4	4	16	0	0	0	0	0	4	16	4	16	Q		
• Velikost výšková (maximální)	280 mm	3	4	12	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q		
• Hmotnost přepravky	2 kg	1	4	4	0	0	0	0	0	4	4	4	4	Q		
• Teplota přepravky	22°C	1	4	4	0	0	0	0	0	4	4	4	4	Q		
(2) Pož. k ostatním provozním vlastnostem:																
• Prostředí	středně čisté	2	4	8	0	0	0	0	0	4	8	4	8	Q		
• Četnost použití	nepřetržitá	4	4	16	0	0	0	0	0	4	16	4	16	Q		
• Životnost	min. 5 let	3	4	12	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q		
• Údržba	minimální	4	3	12	0	0	0	0	0	4	16	4	16	Q		
• Základ pod systémem	plochá betonová podlaha	2	3	6	0	0	0	0	0	4	8	4	8	Q		
• Zástavbové rozměry	minimální	3	2	6	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q		
(3) Pož. k vlastnostem pro předvýrobní procesy a výrobu:																
• Vhodnost pro konstruování, Tg. a Org. přípr. výroby	vysoká	3	3	9	0	0	0	0	0	3	9	4	12	Q		
• Náročnost na vyrobení	nízká	3	3	9	0	0	0	0	0	3	9	4	12	Q		
• Náročnost na montáž	nízká, pomocí běžného nářadí	4	2	8	0	0	0	0	0	4	16	4	16	Q		
• Počet dílů v TS	nízký (50 ks)	3	3	9	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q		
• Druh výroby	kusová (20ks/rok)	2	4	8	0	0	0	0	0	4	8	4	8	Q		
(4) Pož. k vlastnostem pro distribuci:																
• Skladovací prostor	EU paleta	3	3	9	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q		
• Manipulace s TS bez palety	ručně	2	1	2	0	0	0	0	0	4	8	4	8	Q		
• Manipulace s TS s paletou	paletový vozík	3	4	12	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q		
(5) Pož. k vlastnostem pro likvidaci:																
• Demontovatelnost	jednoduchá	2	2	4	0	0	0	0	0	4	8	4	8	Q		
• Recyklovatelnost	jednoduchá a vysoká	3	3	9	0	0	0	0	0	3	9	4	12	Q		
• Opravitelnost (servis)	jednoduchá	3	2	6	0	0	0	0	0	3	9	4	12	Q		

Referenční hodnocení (min. 1, max. 4) splnění požadovaných vlastností dosavadního, srovnatelných a ideálního TS - část 1
(ke vnějším vlastnostem vztahujícím se k transformačním procesům životního cyklu TS)

Legenda (přifažení charakteristik vlastností podle příslušnosti k souhrnným kritériím konstrukční konkurenceschopnosti TS):

Q – k užité kvalitě, T – k dodacímu termínu, C – k dodacím nákladům, i – k interním charakteristikám (vnitřních a strukturálních vlastností)

kde: Qr, Tr, Cr – požadavky vyřazené (rejected) z hodnocení konstrukční konkurenceschopnosti TS pro neúplnost informací ke všem řešením

Požadavky (na charakteristiky) k vnějš. vlastn. TS vztah. k operát. transf. procesů všech živ. etap TS	Požad. hodnota a příp. tolerance	Váha (1-4)	Dosavadní řešení		Srovnat. řešení A		Srovnat. řešení B		Srovnat. řešení C		Navrž. řešení		Ideální řešení		Přisl. QTCi
			hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	
(1) Pož. k vlastn. pro věcné říz./management:															
• Náhrada vlastního produktu	zdvihací zařízení ECB3/1	1	4	4	0	0	0	0	0	0	4	4	4	4	Q
• Konkurenceschopnost k produktům na trhu	ostatní zdvihací a manipulační zařízení	4	3	12	0	0	0	0	0	4	16	4	16	Q	
(2) Pož. k vlastnostem k člověku:															
• Bezpečnost ve všech životních etapách, ergonomie:		0		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
- Stabilita proti převržení	vyšoká	4	4	16	0	0	0	0	0	4	16	4	16	Q	
- Přístupnost k zdvihacím zařízením	omezená bezpečnostním ohrazením	4	3	12	0	0	0	0	0	4	16	4	16	Q	
- Bezpečnost v servisním modu	vyšoká	4	2	8	0	0	0	0	0	3	12	3	12	Q	
• Přijemnost pro člověka (estetičnost, apod.):	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
- Tvarový design	uspokojivý	3	2	6	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q	
- Barevné řešení	kombinace ENGEL černé a zelené barvy	3	2	6	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q	
- Povrch	vhodný pro čištění	3	3	9	0	0	0	0	0	3	9	4	12	Q	
(3) Pož. k vlastn. k aktiv. mater. a energ. okolí:															
• Použití ekologicky nezávadných materiálů	výhradně	4	4	16	0	0	0	0	0	4	16	4	16	Q	
• Zachycení úniku škodlivých látek při svařování	v mezích možností	2	3	6	0	0	0	0	0	3	6	4	8	Q	
• Nutnost mazání pohonů	žádná či malá	3	3	9	0	0	0	0	0	4	12	4	12	Q	
• Energetická náročnost pohonů	nízká	2	2	4	0	0	0	0	0	3	6	4	8	Q	
(4) Pož. k vlastnostem k aktiv. inform. okolí:															
• Porušení patentových a licenčních práv	žádné	4	4	16	0	0	0	0	0	4	16	4	16	i	
(5) Pož. k vlastnostem k ostatním TS:															
• Náročnost na technické prostředky v živ. etapách	minimální	4	3	12	0	0	0	0	0	3	12	4	16	Q	
(6) Pož. k vlastnostem k informacím:															
• Výrobní a montážní dokumentace	standardní forma	4	4	16	0	0	0	0	0	4	16	4	16	i	
• Návod k obsluze	požadovaný	2	4	8	0	0	0	0	0	4	8	4	8	Q	
• Návod pro údržbu a opravy	požadovaný	2	4	8	0	0	0	0	0	4	8	4	8	Q	
(7) Pož. k vlastn. k ekon. a časovému řízení/managementu:															
• Výrobní náklady zdvihacího zařízení (materiál)	40 000 Kč	3	3	9	0	0	0	0	0	3	9	4	12	C	
• Výrobní náklady zdvihacího zařízení (služby)	40 000 Kč	4	2	8	0	0	0	0	0	4	16	4	16	C	
• Náklady na práci/provoz	minimální	4	3	12	0	0	0	0	0	3	12	4	16	C	
• Čas na konstrukci další zakázky s možnou změnou zdvíhu	15 hod	2	2	4	0	0	0	0	0	3	6	4	8	T	
• Čas na montáž	15 hod	3	2	6	0	0	0	0	0	4	12	4	12	T	

Referenční hodnocení (min. 1, max. 4) splnění požadovaných vlastností dosavadního, srovnatelných a ideálního TS - část 2
(k vnějším vlastnostem vztahujícím se k operátorům ve všech etapách životního cyklu TS)

Legenda (přiznání charakteristik vlastností podle příslušnosti k souhrnným kritériím konstrukční konkurenceschopnosti TS):

Q – k užité kvalitě, T – k dodacímu termínu, C – k dodacím nákladům, i – k interním charakteristikám (vnitřních a strukturálních vlastností)

kde: Qr, Tr, Cr – požadavky vyřazené (rejected) z hodnocení konstrukční konkurenceschopnosti TS pro neúplnost informací ke všem řešením

Požadavky (na charakteristiky) vnitřním (1) a strukturálním (2), (3) vlastn. TS	ke	Požad. hodnota a příp. tolerance	Váha (1-4)	Dosavadní řešení	Srovnat. řešení A	Srovnat. řešení B	Srovnat. řešení C	Navrž. řešení	Ideální řešení (4)	Přisl. QTCi			
(1) Pož. k obecným konstrukčním vlastnostem:													
• Odolnost povrchů proti poškození		střední	2	3	6	0	0	0	3	6	4	8	i
(2) Pož. k elementárním konstr. vlastnostem:													
• Transportní prvky		normalizované/licencované	3	3	9	0	0	0	4	12	4	12	i
• Spojovací prvky		normalizované	3	4	12	0	0	0	4	12	4	12	i
(3) Pož. ke konstrukčním znakům:													
• Funkční princip		mechanický	4	4	16	0	0	0	4	16	4	16	i
• Druh pohonu		automatizovaný	4	4	16	0	0	0	4	16	4	16	i

Referenční hodnocení (min. 1, max. 4) splnění požadovaných vlastností dosavadního, srovnatelných a ideálního TS - část 3
(ke vnitřním (1) a strukturálním (2), (3) vlastnostem TS)

Legenda (přiznání charakteristik vlastností podle příslušnosti k souhrnným kritériím konstrukční konkurenceschopnosti TS):

Q – k užité kvalitě, T – k dodacímu termínu, C – k dodacím nákladům, i – k interním charakteristikám (vnitřních a strukturálních vlastností)

kde: Qr, Tr, Cr – požadavky vyřazené (rejected) z hodnocení konstrukční konkurenceschopnosti TS pro neúplnost informací ke všem řešením

Dílčí a celkové součty vážených hodnocení	/	/	Dosavadní řešení	Srovnat. řešení A	Srovnat. řešení B	Srovnat. řešení C	Navržené řešení	Ideální řešení	Přisl. QTCr
Σ Dílčích součtů váženého hodnocení kritérií Q	/	/	412	0	0	0	491	508	Q
VÝSL. NORMALIZ. HODNOCENÍ (DOČLENÉ) JAKOSTI Q	/	/	0,81	0,00	0,00	0,00	0,97	1,00	Q
Σ Dílčích součtů váženého hodnocení kritérií T	/	/	10	0	0	0	18	20	T
VÝSL. NORMALIZ. HODNOCENÍ DODACÍHO TERMÍNU T	/	/	0,50	0,00	0,00	0,00	0,90	1,00	T
Σ Dílčích součtů váženého hodnocení kritérií C	/	/	29	0	0	0	37	44	C
VÝSL. NORMALIZ. HODNOCENÍ DODACÍCH NÁKLADŮ C	/	/	0,66	0,00	0,00	0,00	0,84	1,00	C
Σ Dílčích součtů ostatních vážených hodnocení r	/	/	91	0	0	0	94	96	r
VÝSL. NORMALIZOVANÉ HODNOCENÍ r	/	/	0,95	0,00	0,00	0,00	0,98	1,00	r
Σ Σ Dílčích součtů váženého hodnocení kritérií Q,T,C, r	/	/	542	0	0	0	640	668	Σ
VÝSL. NORMALIZOVANÉ HODNOCENÍ SPLNĚNÍ POŽADAVKŮ NA TS	/	/	0,81	0,00	0,00	0,00	0,96	1,00	Σ

Výsledné referenční hodnocení splnění požadovaných vlastností a hodnocení relativní konstrukční konkurenceschopnosti TS (min. 0, max. 1)
(pro dosavadní, srovnatelné a ideální řešení TS)

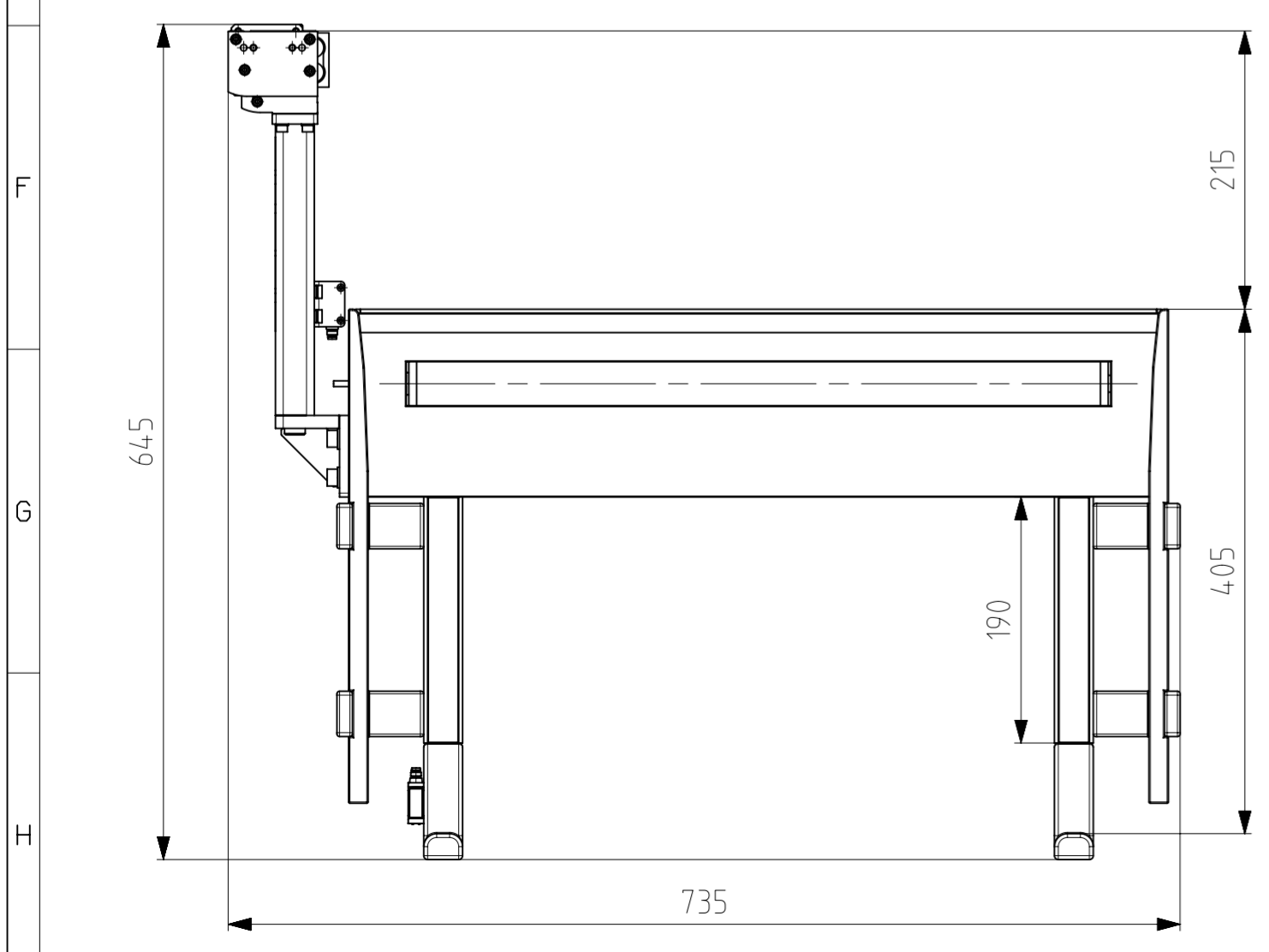
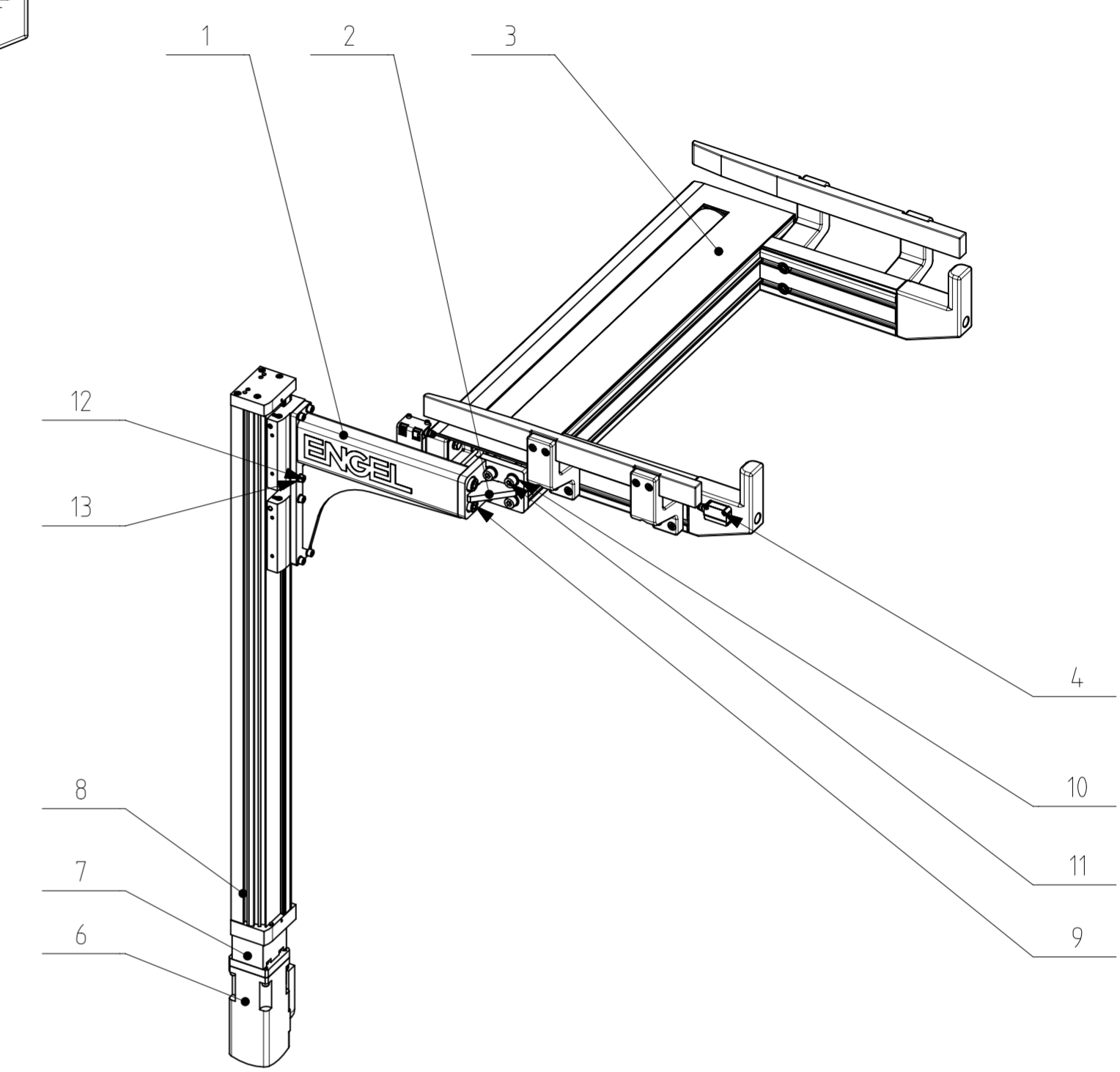
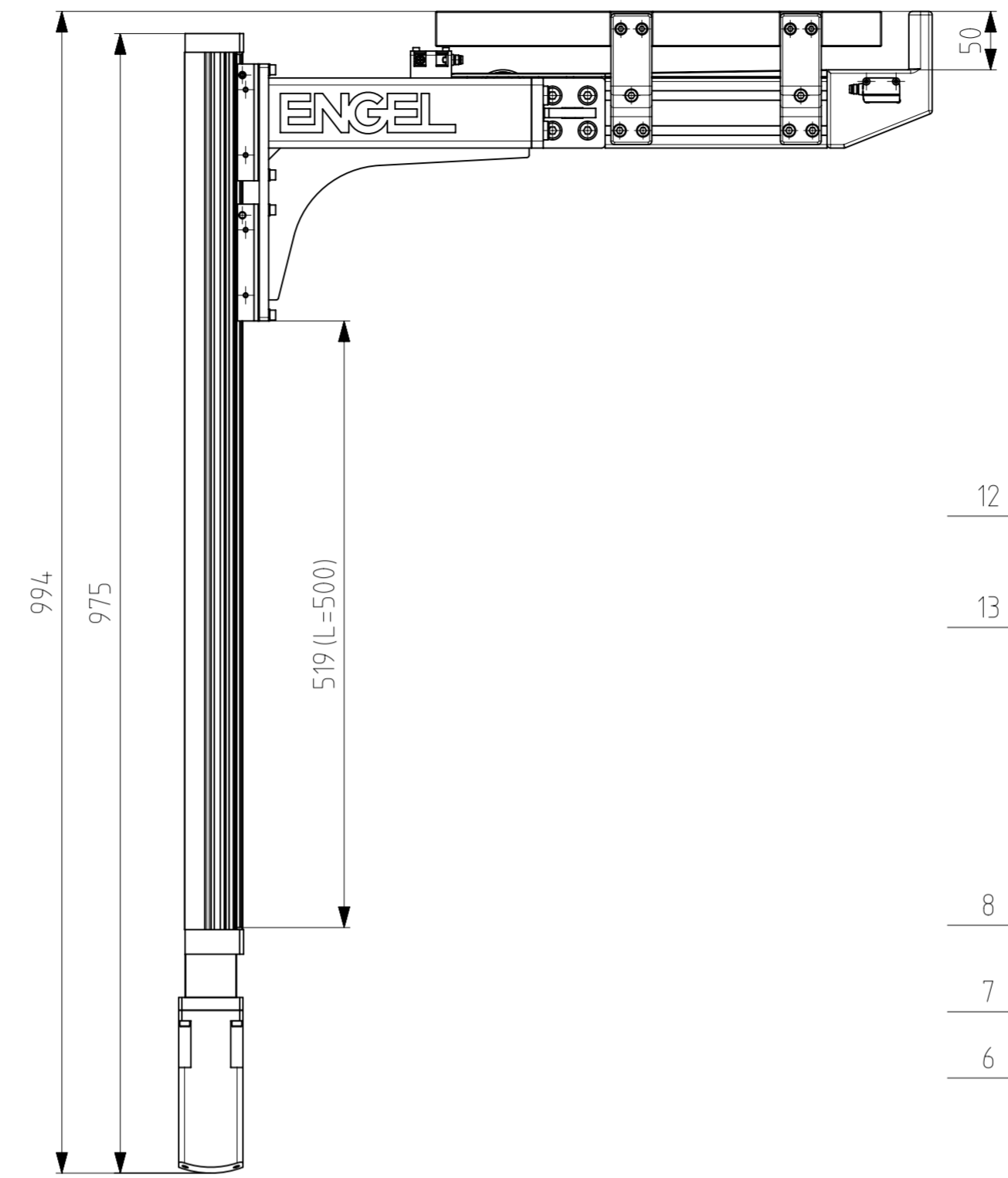
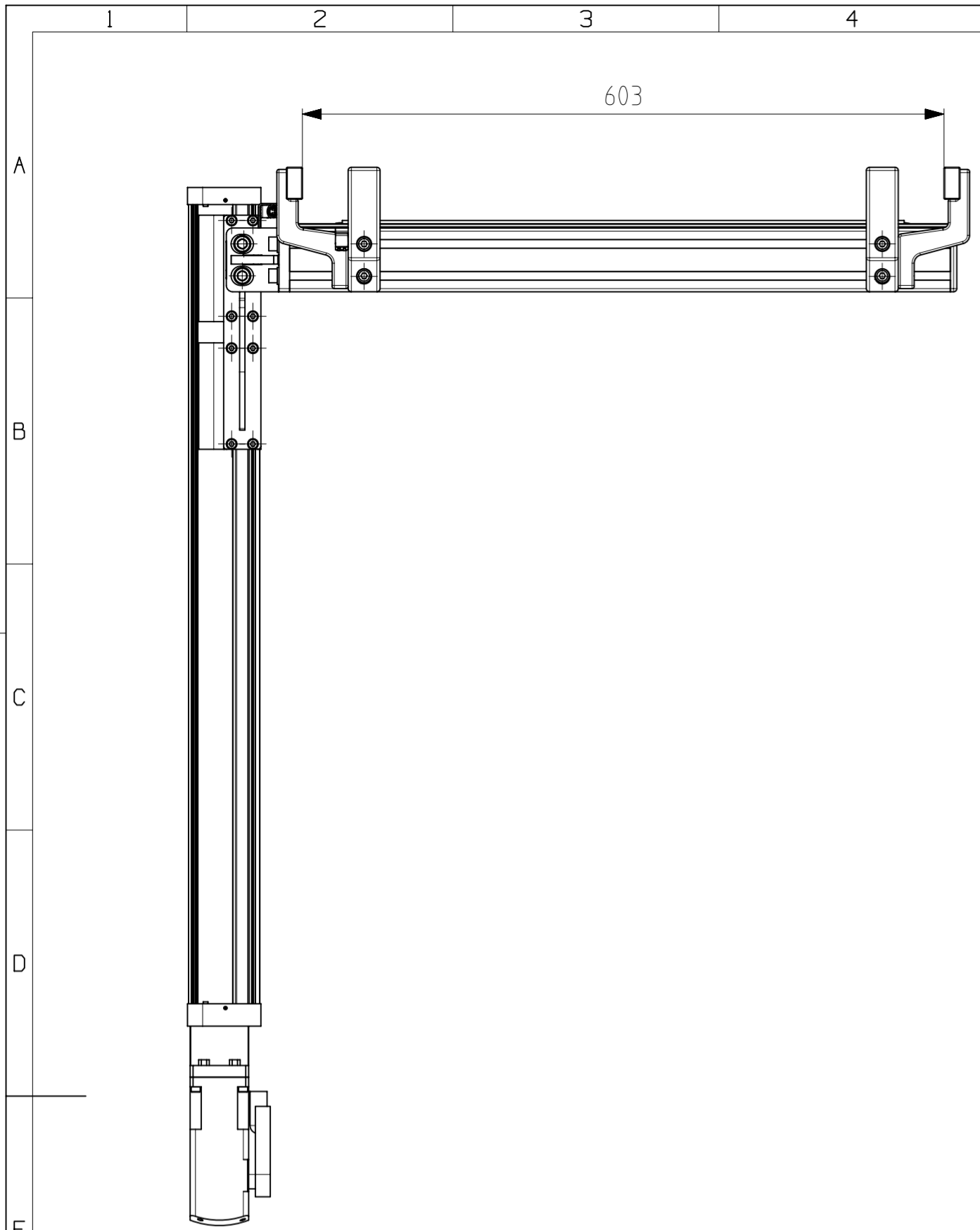
Legenda (přiznání charakteristik vlastností podle příslušnosti k souhrnným kritériím konstrukční konkurenceschopnosti TS):

Q – k užité kvalitě, T – k dodacímu termínu, C – k dodacím nákladům, i – k interním charakteristikám (vnitřních a strukturálních vlastností)

kde: Qr, Tr, Cr – požadavky vyřazené (rejected) z hodn. konstr. konkurenceschopnosti TS pro neúplnost informací ke všem řešením (spolu s int. charakt. i)
(grafické zobrazení obou uvedených hodnocení viz na následujících diagramech)

Grafické zobrazení výsledků referenčního hodnocení požadovaných vlastností a hodnocení relativní konstrukční konkurenceschopnosti TS jsou zobrazeny v hlavní části diplomové práce (kapitola 13.5.).

GENERAL TOLERANCE - PERMISSIBLE DEVIATIONS, UNLESS SPECIFIED OTHERWISE												
LINEAR DIMENSIONS										EXTERNAL RADII, CHAMFER HEIGHTS		
BASIC SIZE	FROM	TO	0.5	6	30	120	400	1000	2000	0.5	3	6
			6	30	120	400	1000	2000	4000	3	6	over
CLASS ISO 2768-m			± 0.11	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2.0	± 0.2	± 0.5	± 1.0



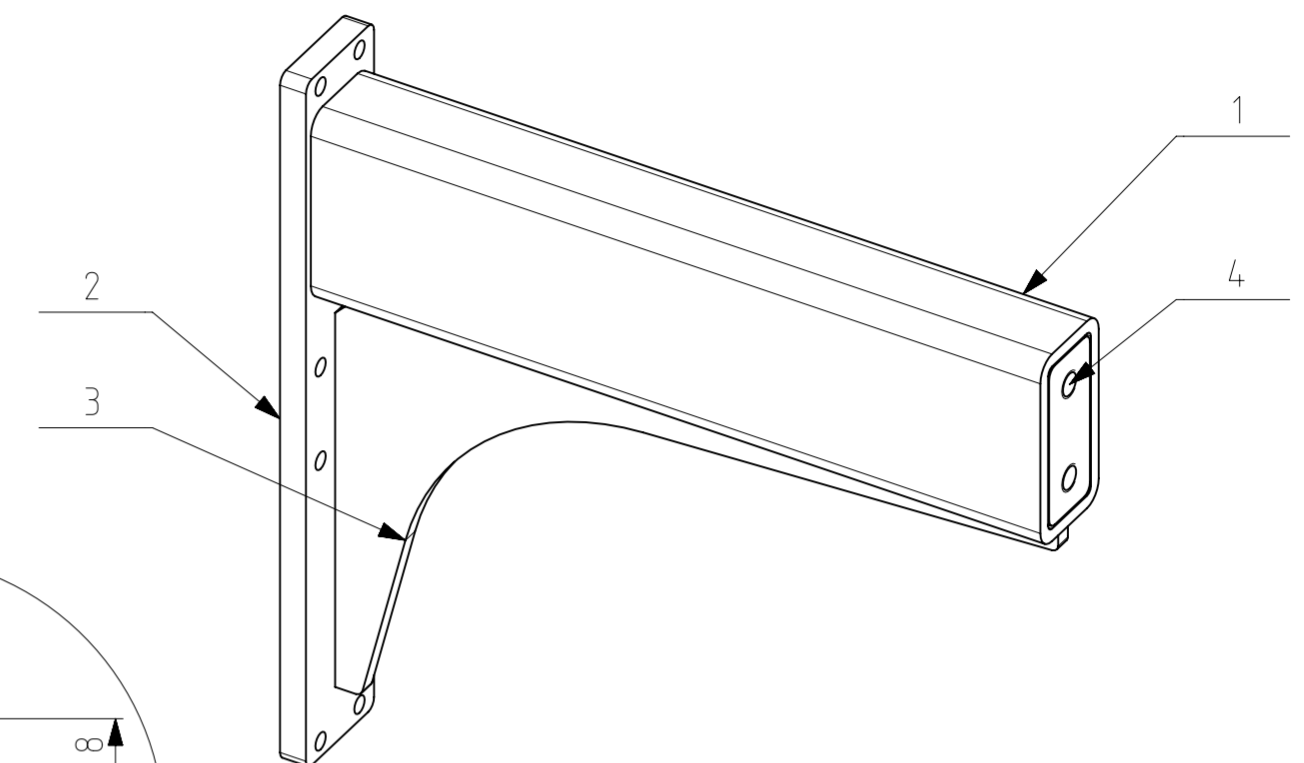
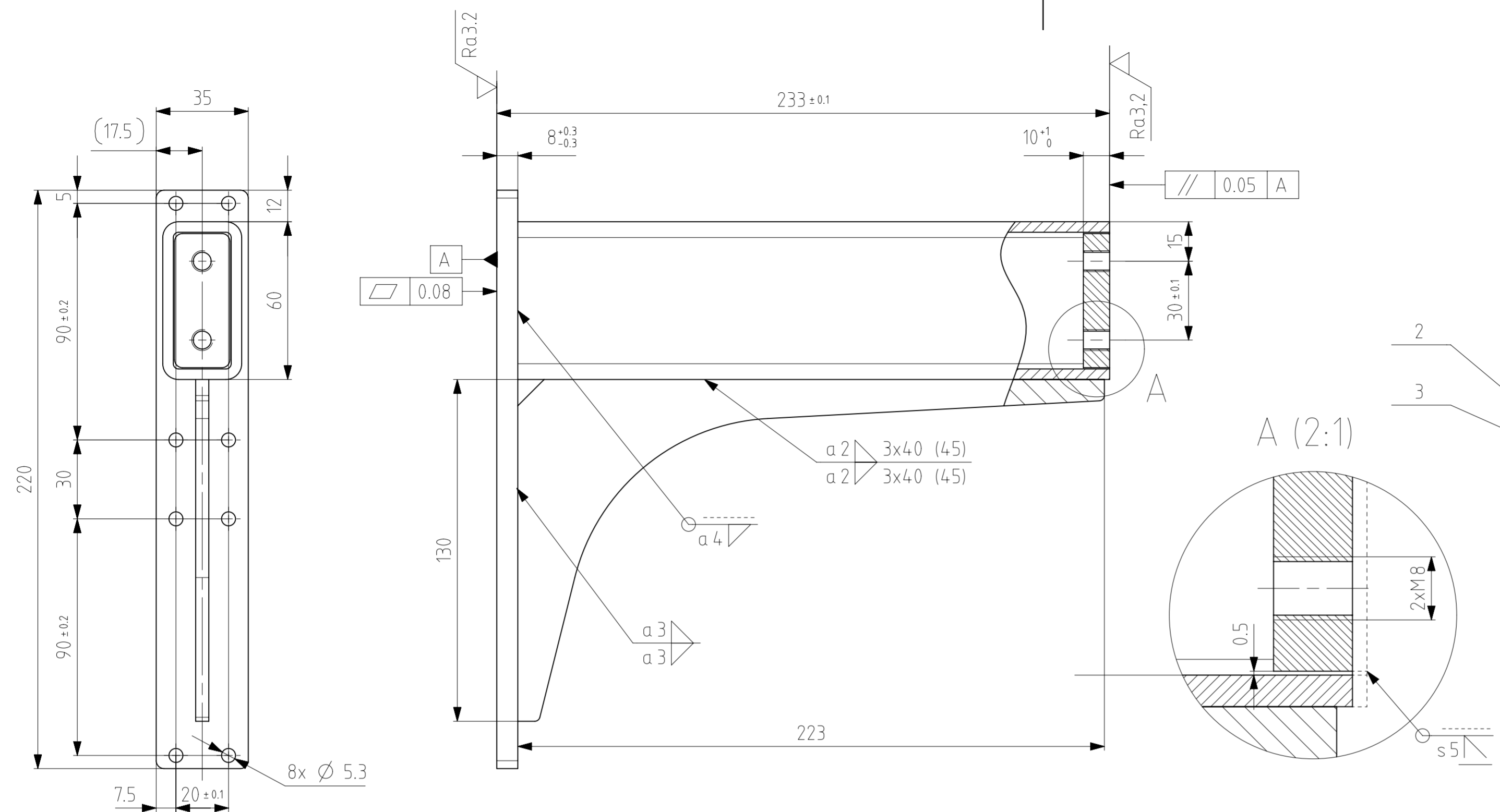
POS.	PART NAME	QTY
1	2984-880-50-01-015/000	1
2	2984-880-51-10-015/000	1
3	2984-880-50-00-015-A100/000	1
4	2984-880-50-00-015-A200/000	1
6	DES-000913301/000	1
7	DES-000913302/000	1
8	DES-000903523/000	1
9	01526-2605/000	2
10	01601-0022_NX/000	4
11	01526-8075M_0014/001	4
12	01526-8022_NX/000	8
13	01601-0027/001	8
POS.	PART NAME	QTY

DESCRIPTION/BENENNUNG				SCALE/MASSST.	
ELEVATOR ECB3_1 500L PROT				2 : 15	
HEBESYSTEM ECB3_1 500L PROT					
DRAWING NO./ZNR.		REV. NO./NR.	DOC/DOK. TYP	STAT.	SH. NO./BL. NR.
2984-880-50-00-015		00	DRW	FR	1/1
APPL. STDS./MITG. NORMEN		CREATED BY/ERSTELLT VON		DATE/DATUM	
ETR 10009		14006063.SKR		30-05-2017	
ISO 8015		MODIFIED BY/GEAENDERT VON		DATE/DATUM	
ISO 2768-mK		14006063.SKR		30-05-2017	
ISO 1302:1992		COPY FROM/URSPR. ZNR.		MASS/MASSE	
				17.0 KG	
MATERIAL/WERKSTOFF #1		MATERIAL/WERKSTOFF #2		MATERIAL/WERKSTOFF #3	
				SIZE/FORMAT	
ACC. TO/GEMAESS		ACC. TO/GEMAESS		ACC. TO/GEMAESS	
				ISO-A3	
				DO NOT SCALE DRAWING	

REPRODUCTION, DISTRIBUTION AND UTILIZATION OF THIS DOCUMENT AS WELL AS COMMUNICATION OF ITS CONTENTS TO OTHERS WITHOUT EXPRESS AUTHORIZATION IS PROHIBITED. OFFENDERS WILL BE HELD LIABLE FOR THE PAYMENT OF DAMAGES. ALL RIGHTS RESERVED. COPYRIGHT (c) ENGEL
 WEITERGABE SOWIE VERVIELFÄLTIGUNG DIESER DOKUMENTS, VERWERTUNG UND MITTEILUNG SEINER INHALTS VERBOTEN, SOWEIT NICHT AUSDRUECKLICH GESTATTET. ZUWIDERHANDLUNGEN VERPFLICHTEN ZU SCHADENSERSATZ. ALLE RECHTE VORBEHALTEN. COPYRIGHT (c) ENGEL

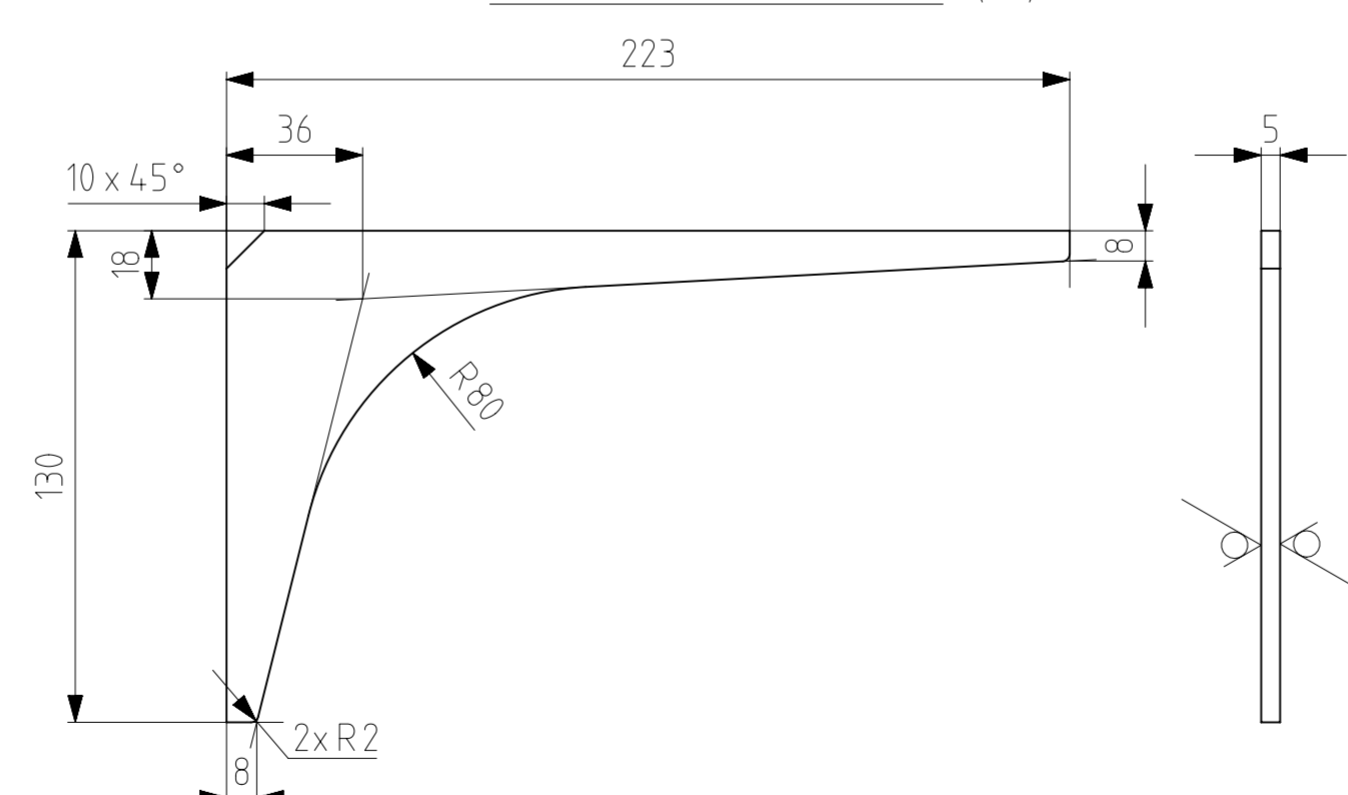
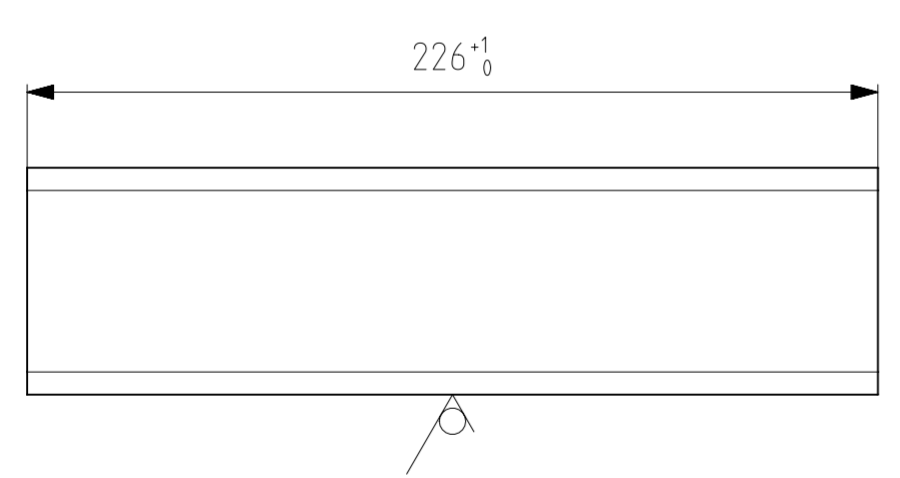


GENERAL TOLERANCE - PERMISSIBLE DEVIATIONS, UNLESS SPECIFIED OTHERWISE											
LINEAR DIMENSIONS										EXTERNAL RADII, CHAMFER HEIGHTS	
BASIC SIZE	FROM	TO	0.5	6	30	120	400	1000	2000	4000	6
CLASS ISO 2768-m	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2.0	±0.2	±0.5	±1.0	VALUES in MM



NO. 1 - P001 (1:3)

NO. 3 - P003 (1:3)

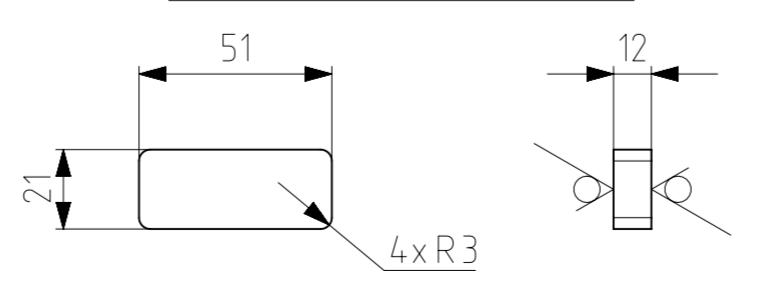
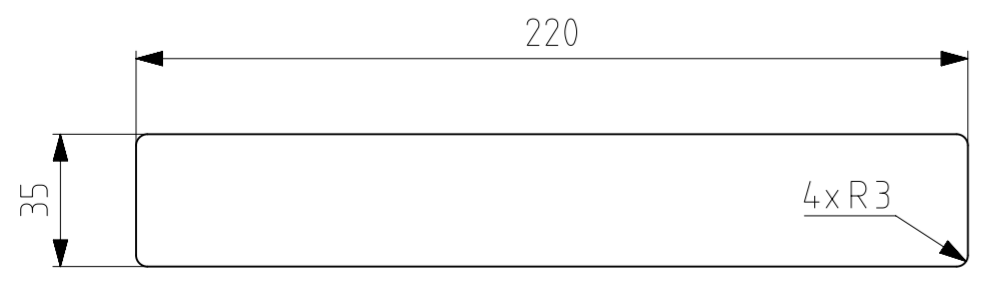


LACKIERT
PAINTED
LAKOVAT

POS.	PART NAME	QTY
1	2984-880-50-01-015-P001/000	1
3	2984-880-50-01-015-P003/000	1
2	2984-880-50-01-015-P002/000	1
4	2984-880-50-01-015-P004/000	1

NO. 2 - P002 (1:3)

NO. 4 - P004 (1:3)



DESCRIPTION/BENENNUNG				SCALE/MASST.	
BASEFRAME ELEVATOR ECB3_1 GRUNDRAHMEN HEBESYSTEM ECB3_1				2:3	
DRAWING NO./ZNR.		REV. NO./NR.	DOC/DOK. TYP	STAT.	SH. NO./BL. NR.
2984-880-50-01-015		00	DRW	FR	1/1
APPL. STDS./MITG. NORMEN		CREATED BY/ERSTELLT VON		DATE/DATUM	
ETR 10009 ETR 10014		14006063.SKR		30-05-2017	
ISO 8015 ISO 13920-BF		MODIFIED BY/GAEENDERT VON		DATE/DATUM	
ISO 2768-mK ISO 5817-C		14006063.SKR		30-05-2017	
ISO 1302:1992		COPY FROM/URSPR. ZNR.		MASS/MASSE	
1.0039				1.9 KG	
MATERIAL/WERKSTOFF #1		MATERIAL/WERKSTOFF #2		MATERIAL/WERKSTOFF #3	
EN 10210_10219				ISO-A3	
ACC. TO/GEMAESS		ACC. TO/GEMAESS		ACC. TO/GEMAESS	
EN 10210_10219				DO NOT SCALE DRAWING	

REPRODUCTION, DISTRIBUTION AND UTILIZATION OF THIS DOCUMENT AS WELL AS COMMUNICATION OF ITS CONTENTS TO OTHERS WITHOUT EXPRESS AUTHORIZATION IS PROHIBITED. OFFENDERS WILL BE HELD LIABLE FOR THE PAYMENT OF DAMAGES. ALL RIGHTS RESERVED. COPYRIGHT (c) ENGEL. WEITERGABE SOWIE VERVIELFÄLTIGUNG DIESER DOKUMENTS, VERWERTUNG UND MITTEILUNG SEINES INHALTS VERBOTEN, SOWEIT NICHT AUSDRUECKLICH GESTATTET. ZUWIDERHANDLUNGEN VERPFLICHTEN ZU SCHADENSERSATZ. ALLE RECHTE VORBEHALTEN. COPYRIGHT (c) ENGEL.