

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Inovace konstrukce zdvihacího mechanismu nůžkového stolu

Autor: **Bc. Jakub Řihout**

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

Akademický rok 2017/2018

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2017/2018

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jakub ŘIHOUT**
Osobní číslo: **S15N0075P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Inovace konstrukce zdvihacího mechanismu nůžkového stolu**
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 koncepční varianty zadaného nůžkového mechanismu společnosti ENGEL strojírenská spol. s.r.o. a vyberte sub-optimální řešení z kinematických a statických hledisek. Navrhněte konstrukční řešení pro vybranou sub-optimální variantu a proveďte její pevnostní analýzu a hodnocení svařovaných dílů se zaměřením na svarové spoje, zejména možnost nahrazení svarů a8 svary a5. Optimalizujte výrobní náklady.

Základní technické údaje:

Technické parametry 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 včetně zpracování analýzy rizik a využití výsledků výpočtů namáhání a deformací jeho kritických částí. 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*. 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*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2017

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

Vedoucí diplomové práce: **Prof. Ing. Stanislav Hosnedl, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Bc. Martin Macháček, DiS.**
ENGEL strojírenská spol. s r.o., Kaplice

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2017**
Termín odevzdání diplomové práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

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 touto cestou poděkoval prof. Ing. Stanislavu Hosnedlovi, CSc. za poskytnutí odborných rad, přátelský přístup, konstruktivní podněty a trpělivost při vysvětlování nejasností v průběhu vedení mé diplomové práce. Dále bych rád poděkoval Bc. Martinu Macháčkovi za poskytnuté materiály a odborné konzultace k tématu a všem, kteří přispěli užitečnými postřehy během zpracování diplomové práce. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým rodičům a přátelům za bezmeznou podporu při celém průběhu dosavadního studia.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Řihout	Jméno Jakub	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) prof. Ing. Hosnedl, CSc.	Jméno Stanislav	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Inovace konstrukce zdvihacího mechanismu nůžkového stolu		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	103	TEXTOVÁ ČÁST	87	GRAFICKÁ ČÁST	16
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce je zaměřena na inovaci zdvihacího mechanismu nůžkového stolu firmy ENGEL. Práce obsahuje rešerši na zadané téma, analýzu současného zařízení a návrh na jeho inovaci. Práce je podepřena FEM výpočty, SWOT analýzou a rovněž obsahuje i analýzu rizik.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Nůžkový mechanismus, pohon, ENGEL, inovace, zdvihací plošina, SWOT analýza, FEM výpočty</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc.Řihout	Name Jakub		
FIELD OF STUDY	N2301 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) prof. Ing. Hosnedl,CSc.	Name Stanislav		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Innovation of construction of scissor table lifting mechanism			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	103	TEXT PART	87	GRAPHICAL PART	16
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This master's thesis is focused on the innovation of the lifting mechanism of the scissor table belonging to the ENGEL company. The thesis contains research on the assigned topic, an analysis of contemporary equipment and a proposal for its innovation. This thesis is supported by FEM calculations, a SWOT analysis, and also contains an analysis of risks.
KEY WORDS	Scissor mechanism, drive, ENGEL, innovation, lifting table, SWOT analysis, FEM analysis

Obsah

Seznam obrázků	10
Seznam tabulek	12
Seznam grafů.....	13
Seznam příloh vevázaných.....	13
Seznam příloh vložených	13
Seznam použitých symbolů.....	14
Důležité zkratky a akronymy	15
Důležité symboly.....	15
Úvod	16
Společnost ENGEL	17
I. ROZPRACOVÁNÍ PROBLÉMU	18
1. Vyjasnění zadání	18
2. Rešerše druhů zdvihacích plošin	20
2.1. Zdvihací stůl s jedním nůžkovým mechanismem.....	21
2.1.1. Standardní zdvihací stůl	21
2.1.2. Nízko-profilový stůl	22
2.1.3. Nakládací plošina	22
2.2. Zdvihací stůl s dvojitým nůžkovým mechanismem	23
2.2.1. Horizontálně řazené nůžkové mechanismy	23
2.2.2. Vertikálně řazené nůžkové mechanismy	23
3. Specifikace požadavků na řešený technický produkt.....	24
4. Analýza současného řešení.....	26
4.1. Nůžkový mechanismus.....	27
4.1.1. Konstrukce nůžkového mechanismu.....	27
4.1.2. Svary nůžkového mechanismu.....	27
4.2. Výpočet současného řešení.....	29
4.2.1. Zatížení mechanismu.....	29
4.2.2. Stabilita proti překlopení.....	30
4.2.3. Určení silových poměrů v mechanismu	31
4.2.4. Shrnutí výsledků.....	37
4.2.5. Diskuse výsledků.....	38
4.3. Hodnocení tuhosti a pevnosti pomocí MKP.....	38

4.4.	Výpočet pevnosti svarových spojů analyticky	40
4.4.1.	Připojení pístnice hydromotoru	42
4.4.2.	Připojení válce hydromotoru	44
5.	Plán řešení projektu	46
5.1.	Studie proveditelnosti	46
5.2.	Strategie řešení	46
5.3.	Časové naplánování řešení návrhu TS	47
II.	KONCEPČNÍ NÁVRH	48
6.	Návrh funkční struktury TS	48
6.1.	Navržení provozního transformačního procesu TS	48
6.1.1.	Černá skříňka požadované transformace	48
6.1.2.	Technologický princip provozního transf. technického procesu TS	48
6.1.3.	Provozní transformační technický proces TS	49
6.2.	Navržení funkční struktury TS	50
7.	Návrh orgánové struktury TS	51
7.1.	Navržení orgánů pro navrženou funkční strukturu TS	51
7.2.	Navržení variant orgánové struktury TS	52
7.2.1.	Varianta A	53
7.2.2.	Varianta B	54
7.2.3.	Varianta C	55
7.2.4.	Varianta D	56
7.3.	Hodnocení variant orgánové struktury TS	57
III.	KONSTRUKČNÍ NÁVRH	58
8.	Návrh hrubé stavební struktury TS	58
8.1.	Pohonný mechanismus - Spirallift	58
8.2.	Pohon zdvihací plošiny	59
8.2.1.	Výpočet pohonné jednotky	59
8.2.2.	Volba pohonné jednotky	60
8.3.	Nůžkový mechanismus	60
8.3.1.	Dolní rám	61
8.3.2.	Horní rám	61
8.3.3.	Zdvihací nůžky	61
8.4.	Predikce klíčových vlastností TS	62
8.4.1.	Dolní rám, horní rám	62

8.4.2. Zdvihací nůžky	68
8.5. Hodnocení hrubé stavební struktury TS	69
9. Návrh úplné stavební struktury TS.....	70
9.1. Predikce klíčových vlastností úplné stavební struktury TS.....	72
9.2. Hodnocení úplné stavební struktury TS	72
9.2.1. Hodnocení TS v jednotlivých etapách životního cyklu LC	76
IV. FINÁLNÍ ZPRACOVÁNÍ	77
10. Analýza rizik v LC navrženého TS.....	77
Shrnutí a závěr.....	84
Bibliografické citace použitých publikací a informační zdroje	85

Seznam obrázků

Obr. 0.1 – ENGEL Kaplice [2]	17
Obr. 0.2 - Vstřikovací lis ENGEL Victory 220 [4]	17
Obr. 1.1 - Konstrukce vstřikovacího lisu [5]	18
Obr. 1.2 - Ukázka umístění zdvihací plošiny u lisu ENGEL duo 3200 [4]	18
Obr. 1.3 - Umístění zdvihací plošiny uvnitř stroje [22]	19
Obr. 1.4 - Řez plošinou [6]	19
Obr. 2.1 - Parametrické rozměry stolu	20
Obr. 2.2 - Zdvihací nůžkový stůl od firmy JIHAB [10]	21
Obr. 2.3 - Nízko-profilový zvedací stůl ICB1000 od společnosti Sax Lift [11]	22
Obr. 2.4 - Nakládací plošina typu 1S	22
Obr. 2.5 - Horizontálně řazený nůžkový mechanismus [9]	23
Obr. 2.6 - Vertikálně řazený dvojitý nůžkový mechanismus od firmy Liftopt [9]	23
Obr. 4.1 - Plošina firmy ENGEL.....	26
Obr. 4.2 - Zjednodušení konstrukce zdvihacího mechanismu	26
Obr. 4.3 - Nůžkový mechanismus	27
Obr. 4.4 - Rozložení svarů na vnější části.....	28
Obr. 4.5 - Rozložení svarů na vnitřní části.....	28
Obr. 4.6 - Schéma zatížení nůžkového mechanismu	29
Obr. 4.7 - Stabilita plošiny	30
Obr. 4.8 - Kinematické schéma původního mechanismu a umístění síly	31
Obr. 4.9 - Vektorová smyčka pro určení l_p a úhlu β	33

Obr. 4.10 - Uvolnění tělesa 2	34
Obr. 4.11 - Uvolnění tělesa 3	35
Obr. 4.12 - Uvolnění tělesa 4	36
Obr. 4.13 - Uvolnění tělesa 7	36
Obr. 4.14 - Zasít'ování a okrajové podmínky	38
Obr. 4.15 - Redukované napětí v nůžkovém mechanismu v horní poloze dle HMM	39
Obr. 4.16 - Redukované napětí v nůžkovém mechanismu v dolní poloze dle HMM.....	39
Obr. 4.17 - Účinná tloušťka a [13]	40
Obr. 4.18 - Rozložení napětí v účinné rovině koutového svaru [14]	40
Obr. 4.19 – Připojení pístnice hydromotoru.....	42
Obr. 4.20 - Připojení válce hydromotoru	45
Obr. 5.1 - Teorii EDSM III podložené znalostně integrované konstruování [12]	47
Obr. 6.1 - Černá skříňka požadované transformace TS	48
Obr. 6.2 - Návrh technologického principu funkční struktury TS	48
Obr. 6.3 - Provozní transformační technický proces TS	49
Obr. 6.4 – Funkční struktura navrhovaného TS	50
Obr. 7.1 - Kinematické schéma varianty A.....	53
Obr. 7.2 – Kinematické schéma varianty B	54
Obr. 7.3 - Kinematické schéma varianty C	55
Obr. 7.4 - Kinematické schéma varianty D.....	56
Obr. 8.1 - Spirálift v řezu	58
Obr. 8.2 - Technické parametry Spiráliftu ND6-4 [16].....	59
Obr. 8.3 - Spojka ROTEX.....	60
Obr. 8.4 - Konstrukce dolního rámu	61
Obr. 8.5 - Konstrukce horního rámu	61
Obr. 8.6 - Nůžky zdvihací plošiny	62
Obr. 8.7 - Idealizovaný part dolního rámu	63
Obr. 8.8 - Idealizovaný part horního rámu.....	63
Obr. 8.9 - Zasít'ovaný dolní rám.....	64
Obr. 8.10 - Zasít'ovaný horní rám	64
Obr. 8.11 - Okrajové podmínky pro dolní rám	65
Obr. 8.12 - Okrajové podmínky pro horní rám	65
Obr. 8.13 - Celková deformace dolního rámu.....	66
Obr. 8.14 - Redukované napětí v dolním rámu podle hypotézy HMM	66

Obr. 8.15 - Celková deformace horního rámu	67
Obr. 8.16 - Redukované napětí v horním rámu podle hypotézy HMM	67
Obr. 8.17 - Schéma uložení čepu	68
Obr. 9.1 - Spojení Spiralliftu a motoru s rámem	70
Obr. 9.2 - Spojení Spiralliftu s horním rámem	71
Obr. 9.3 - Úplná stavební struktura TS	71

Seznam tabulek

Tab. 1 - Charakteristické vlastnosti zdvihacích plošin [7]	20
Tab. 2 - Rozdělení zdvihacích plošin podle typu [9]	21
Tab. 3 - Specifikace požadavků na vlastnosti TS - část 1	24
Tab. 4 - Specifikace požadavků na vlastnosti TS - část 2	25
Tab. 5 - Zatížení plošiny	29
Tab. 6 - Hodnoty pro výpočet stupňů volnosti	32
Tab. 7 - Hodnoty pro určení počtu vektorových smyček	32
Tab. 8 - Konstantní rozměry	33
Tab. 9 - Konstanty pro vektorový počet Tab. 10 Síly od vlastní hmotnosti	34
Tab. 11 - Tabulka závislých proměnných	34
Tab. 12 - Reakce při pracovním zatížení	38
Tab. 13 - Minimální účinná tloušťka [13]	40
Tab. 14 - Veličiny pro výpočet koutového svaru	40
Tab. 15 - Vstupní konstantní parametry pro výpočet svarů	42
Tab. 16 - Vstupní a výstupní parametry	43
Tab. 17 - Vstupní konstantní parametry pro výpočet svarů	44
Tab. 18 - Vstupní a výstupní hodnoty	45
Tab. 19 - Časový rozvrh řešení návrhu TS	47
Tab. 20 - Hodnocení varianty A	53
Tab. 21 - Hodnocení varianty B	54
Tab. 22 - Hodnocení varianty C	55
Tab. 23 - Zhodnocení varianty D	56
Tab. 24 - Hodnocení a výběr suboptimální varianty TS	57
Tab. 25 - Vstupní parametry pro výpočet motoru	59
Tab. 26 - Technické parametry motoru 1LA9 090	60

Tab. 27 - Vstupní parametry pro výpočet namáhání čepu	69
Tab. 28 - Specifikace požadavků a SWOT analýza pro současné a navržený TS	72
Tab. 29 - Klasifikace rizika	77
Tab. 30 - CRMEA pro krit. příč. bezp. rizik/poruch v etapě LC: Plánování vzniku TS.....	78
Tab. 31 CRMEA pro krit. příč. bezp. rizik/poruch v etapě LC: Konstruování TS – část 1	79
Tab. 32 - CRMEA pro krit. příč. bezp. rizik/poruch v etapě LC: Konstruování TS – část 2...	80
Tab. 33 - CRMEA pro krit. příč. bezp. rizik/poruch v etapě LC: Výroba TS.....	81
Tab. 34 - CRMEA pro krit. příč. bezp. rizik/poruch v etapě LC: Distribuování TS.....	82
Tab. 35 - CRMEA pro krit. příč. bezp. rizik/poruch v etapě LC: Provozování a Likvidace ...	83

Seznam grafů

Graf 4.1 - Reakce v kinematických vazbách.....	37
Graf 4.2 - Závislost smykového napětí a součiniteli bezpečnosti na zdvihu	44
Graf 4.3 - Závislost smykového napětí a součiniteli bezpečnosti na zdvihu	46
Graf 7.1 - Graf hodnocení výběru suboptimální varianty	57
Graf 8.1 - Minimální zatížení Spiralliftu v závislosti na zdvihu [20]	58
Graf 9.1 - Diagram váženého hodnocení vhodnosti predikovaných vlastností konstrukčních návrhů současného a navrženého TS	75

Seznam příloh vevázaných

Příloha č.1 – Výpočet současného řešení v programu MATLAB
Příloha č.2 – Výpočet svarového spoje připojení pístnice a válce hydromotoru
Příloha č.3 – Výpočet varianty s pohybovým šroubem v programu MATLAB
Příloha č.4 – Výpočet varianty se Spirallift v programu MATLAB
Příloha č.5 – Výpočet varianty s harmonickou převodovkou v programu MATLAB
Příloha č.6 – Katalogový list Spirallift ND6 od firmy Paco Spirallift

Seznam příloh vložených

Výkres sestavy zdvihací plošiny – DP-00-00-00
Výkres svařence horního rámu – DP-02-01-01




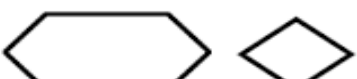
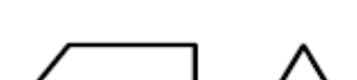





Seznam použitých symbolů

Značka	Jednotka	Popis
a	[mm]	účinná tloušťka koutového svaru
α	[°]	úhel stoupání ramene plošiny
β	[°]	úhel natočení hydromotoru
β_w	[-]	součinitel výšky koutového svaru
F_{2-7}	[N]	síly od vlastní hmotnosti
F_N	[daN]	působící síla
k	[-]	součinitel bezpečnosti
k_{sv}	[-]	převodní součinitel koutového svaru
l_{1-9}	[mm]	délky ramen mechanismu
l_D	[mm]	délka základny
l_F	[mm]	poloha zatěžující síly
l_p	[mm]	vysunutí hydromotoru
l_s	[mm]	délka svaru
l_z	[mm]	zdvih plošiny
m	[kg]	hmotnost
M_K	[Nm]	točivý moment
n	[-]	faktor stability
η	[-]	účinnost
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
P_c	[kW]	požadovaný výkon motoru
R	[-]	převodový poměr
R_{A-H}	[N]	reakční síly ve vazbách
R_e	[MPa]	mez kluzu
T_s	[Nm]	stabilizační moment
T_t	[Nm]	moment překlopení
τ_{dov}	[MPa]	dovolené napětí v koutovém svaru
τ_{sv}	[MPa]	výsledné smykové napětí ve svaru
v_z	[m·min ⁻¹]	zdvihová rychlost

Důležité zkratky a akronymy

CAD	počítačem podporované kreslení
CRMEA	analýza možného výskytu a vlivu komplexních rizik
CTETRA	3D element čtyřstěnu v programu NX
ČSN	česká technická norma
EDSM	teorie a metodika konstruování
EN	evropská norma
HMH	hypotéza pevnosti podle maximálního smykového napětí
LC	životní cyklus
MKP	metoda konečných prvků
RBE2	nekonečně tuhý prvek v programu NX
SWOT	strategická analýza
TS	technický systém

Důležité symboly

	- Operátor: přeměňující M, E, I, příp. L objekt (hmotný i nehmotný objektový systém) / prostředek (při nedostatku místa i jen jeho název u symbolu účinku)
	- Operand: přeměňovaný M, E, I, příp. L objekt („objektový systém“, příp. i „metaobjektový systém“, tj. proces jako množina přeměňovaných M, E, I, L objektů ve stavech mezi vstupem a výstupem) (při nedostatku místa jen název a stav operandu u symbolu jeho vstupu/výstupu)
	- Procees 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“)
	- Procees 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 nebo asistující schopnost prvku operátoru (vyjadřovaná infinitivem) např.: = aktivní: otáčet, chladit, držet, ... = pasivní: otáčení/chlazení/držení /... umožnit (výst. funkce operátoru vyjadřují jeho schopnost docílit požad. účinek) (symb.obec. 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: působení M, E, I výstupů operátoru na operand, asistující vstupy nebo na základní okolní (hmotný objektový) systém nebo s ním spojený hmotný objekt v Transformačním systému, které se podílí (spolu s účinky ostatních operátorů) na požad. změně jejich stavu (vyjadř. podst.jm. slovesným), např. = aktivní: otáčení, chlazení, držení, přemístění, ... = pasivní: umožnění otáčení/chlazení/držení/přemístění/ ...
	- Hranice zákl.okolního (hmot.objekt.) syst. nebo hm.objektu s ním spoj. pro M, E, I, Sp. spojení operátorů s „pevným“ systémem /základnou v TrfS

[1]

Úvod

Tato diplomová práce je zaměřena na optimalizaci zdvihacího mechanismu nůžkového stolu od společnosti ENGEL. Po představení firmy a rešeršní části zdvihacích plošin je provedeno rozpracování zadaného úkolu. V první části je definována specifikace požadavků na navrhovaný technický systém následovaná podrobnou analýzou současného řešení. V závěru první části práce je rovněž strategie řešení s harmonogramem.

Druhá část práce je zaměřena na navržení funkční a orgánové struktury několika variant řešení. Navržené koncepční varianty jsou porovnány a vyhodnoceny. Výsledkem je nalezení suboptimální varianty, která je dále rozpracována nejprve v hrubou a posléze úplnou stavební strukturu zadaného technického zařízení.

V závěru práce je provedeno porovnání navržené úplné stavební struktury s dosavadním řešením pomocí komplexní SWOT analýzy. Výstupem SWOT analýzy je detailní popis silných a slabých stránek v jednotlivých etapách životního cyklu produktu. Práce je doplněna analýzou rizik s návrhem pro jejich zmenšení.

Společnost ENGEL

Obchodní značka ENGEL, založená v roce 1945 Ludwigem Engelem, je předním výrobcem vstřikovacích lisů se zaměřením na všechny oblasti zpracování plastů. Skupina ENGEL disponuje devíti výrobními závody, které se nacházejí v Evropě (Rakousko, Německo, Česká republika), Severní Americe (USA) a Asii (Čína, Korea). Sídlo českého obchodního zástupce se nachází v Praze, výrobní závod je situován v jihočeské Kaplici.



Obr. 0.1 – ENGEL Kaplice [2]

Kaplický výrobní závod, otevřený v roce 2009, je nejmladším výrobním závodem společnosti ENGEL. Soustředí se na výrobu komponent ke vstřikovacím lisům, jako jsou dopravníky, podesty, zdvihací zařízení, separátory plastových dílů, elektrické skříňové rozvaděče a jiné. V současné době podnik disponuje 700 zaměstnanci, ke kterým v roce 2018 přibude až 300 nových, jelikož se výrobní závod nově rozšiřuje. [3]



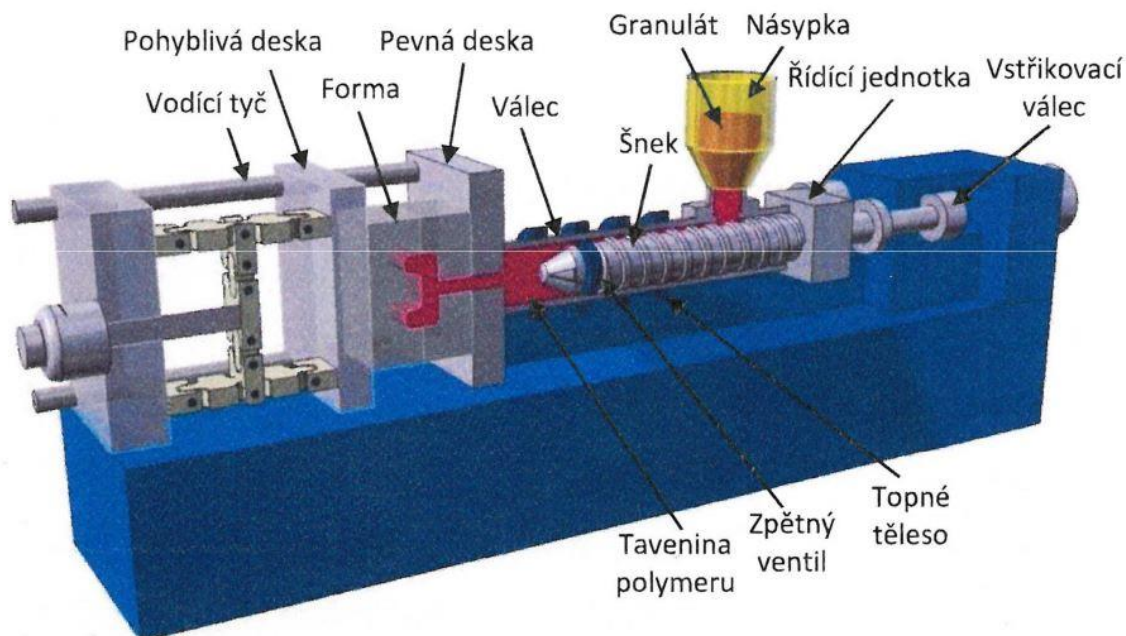
Obr. 0.2 - Vstřikovací lis ENGEL Victory 220 [4]

Technologie vstřikování plastů zaujímá významnou stopu v mnoha průmyslech. Mezi nejvýznamnější zákazníky skupiny ENGEL lze řadit světoznámé značky automobilového, farmaceutického, hračkářského či telekomunikačního průmyslu.

I. ROZPRACOVÁNÍ PROBLÉMU

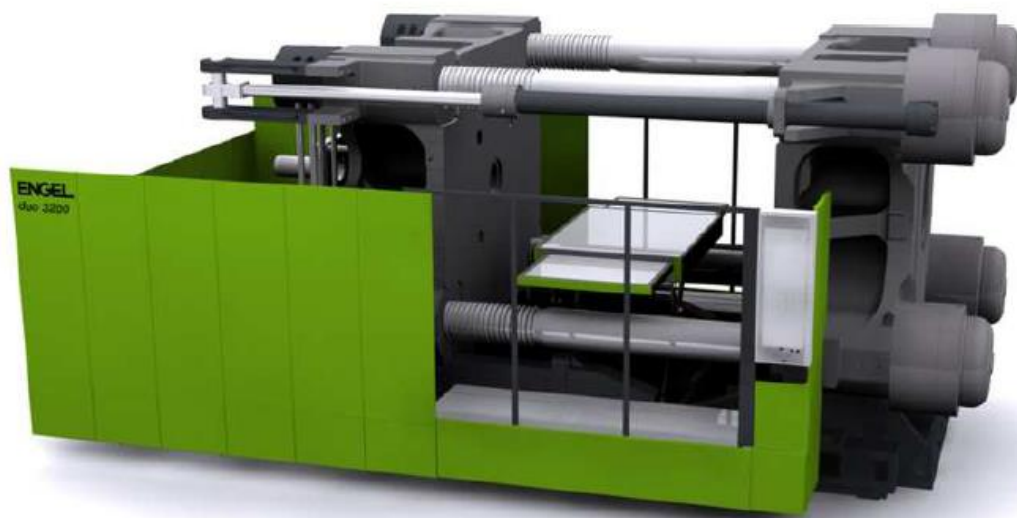
1. Vyjasnění zadání

Vstřikovací stroje jsou zařízení určené ke vstřikování plastů, jedná se tedy o proces tváření materiálu jeho vstřikováním pod tlakem ze zahřátého válce přes vtok do uzavřené dutiny formy. Na **Obr. 1.1** je zobrazena konstrukce vstřikovacího lisu.



Obr. 1.1 - Konstrukce vstřikovacího lisu [5]

Úkolem diplomové práce je zoptimalizovat nůžkové zdvihací zařízení společnosti ENGEL. Specifické pro toto zařízení je jeho umístění uvnitř vstřikovacího stroje (**Obr. 1.2**). Zařízení slouží pro údržbu a servis formy. (**Obr. 1.3**) Neslouží tedy ke zdvihání nebo spouštění břemen, ale jako pochozí plošina při svém maximálním vysunutí.



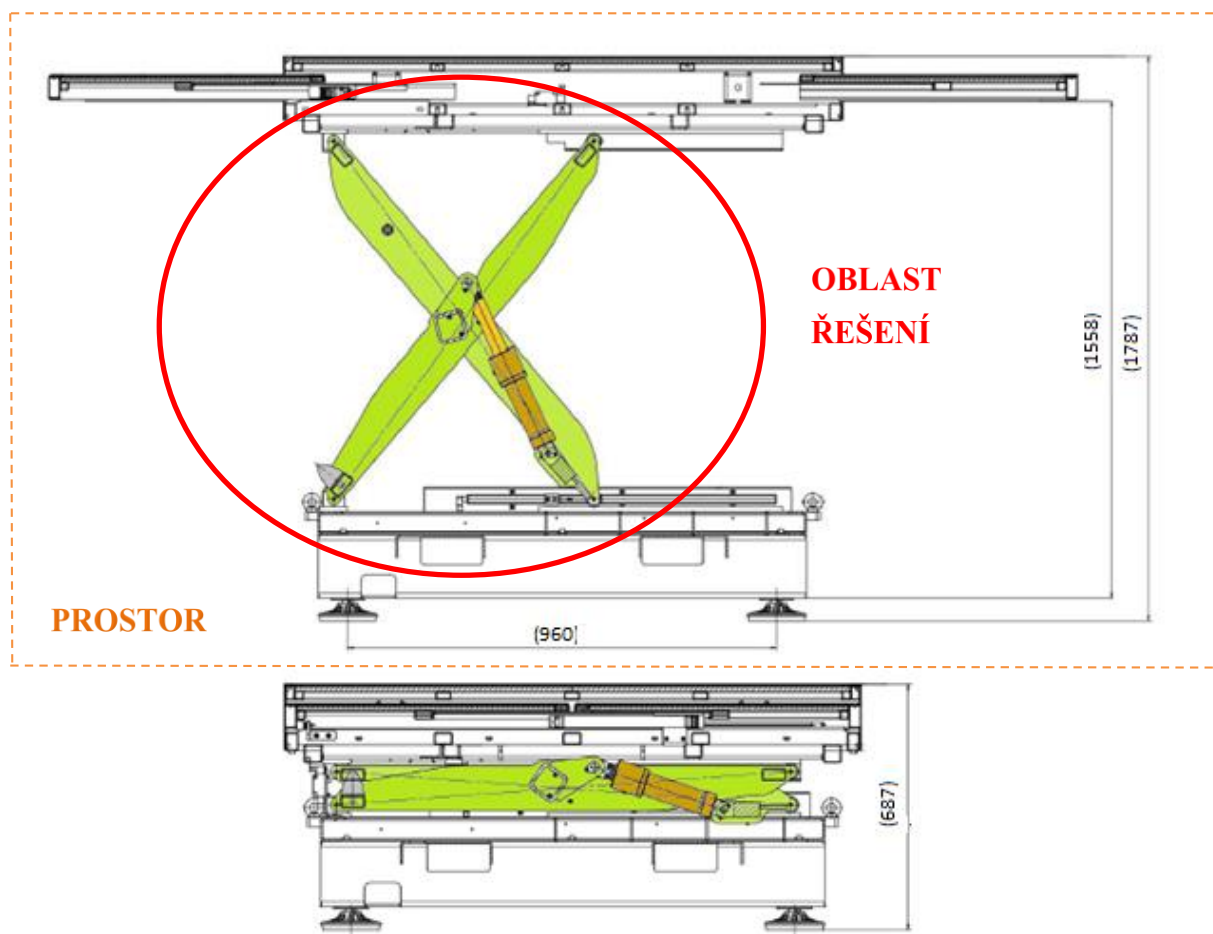
Obr. 1.2 - Ukázka umístění zdvihací plošiny u lisu ENGEL duo 3200 [4]

Šířka i délka zdvihacích zařízení jsou proměnlivé parametry, které se odvíjejí od přání zákazníka. Pro účel této diplomové práce bylo poskytnuto typické zdvihací zařízení společnosti ENGEL, jehož šířka je 1400 mm, délka 1790 mm a zařízení bude dimenzováno pro zdvih 1100 mm. Manipulace bude probíhat z polohy horní (1420 mm nad zemí) do polohy spodní (320 mm nad zemí) a zpět. Maximální statické zatížení plošiny je 350 kg na středě plošiny a 100 kg na výsuvných křídlech.



Obr. 1.3 - Umístění zdvihací plošiny uvnitř stroje [22]

Dle přání zadavatele se zaměříme na optimalizaci svarů v kritické části rámu stroje. Svary bude nutné důkladně zanalyzovat, a případně vyřešit, jak tyto svary dále modifikovat, či najít zcela nové konstrukční řešení, které by zajistilo použití menší velikosti svarů. U dosavadního řešení je použito svarů a8, které nelze svařovat jednou vrstvou. To má velký vliv na výrobní čas. Nalezením suboptimální varianty se docílí snížení nákladů na výrobu.



Obr. 1.4 - Řez plošinou [6]

2. Rešerše druhů zdvihacích plošin

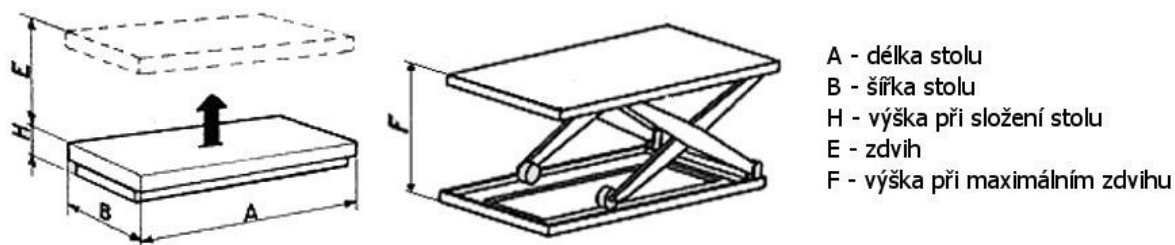
Zdvihací plošiny patří do podskupiny speciálních zdvihacích zařízení. Jedná se o zařízení, které slouží k zdvihání a následnému spouštění materiálů, výrobních součástí, ale i lidí či rozměrných nákladů do přípustné výšky, a jsou určeny pro konkrétní úkony nebo účely. Navzdory své výhradní funkci se modely stolů liší podle velikosti, typu konstrukce, maximálního zatížení nebo ovládání.

Plošiny nacházejí uplatnění v dílnách a skladech, ale kromě vykládání, nakládání a dopravě břemen mohou sloužit také jako součást technologických linek či najít využití v údržbě a obsluze strojů. Poskytují přechodný způsob v přemístění materiálů, mnohdy jsou stabilnější než lidské manipulátory, ale využívají menší zástavbový prostor než například vysokozdvizné vozíky nebo výtahy.

Ačkoliv zvedací plošiny nemají standardizované řady, jelikož jejich parametry se liší a žádná řada by nikdy stoprocentně nepokryla požadavky zákazníka, lze určit výchozí charakteristické znaky, které slouží jako vodítko při výběru zvedací plošiny. V **Tab. 1** jsou názorně uvedeny tyto obecné charakteristiky.

Tab. 1 - Charakteristické vlastnosti zdvihacích plošin [7]

Charakteristika	Veličina	Popis
Zdvih	[mm]	Výšková schopnost zdvihacího stolu.
Nosnost	[kg]	Maximální nosnost.
Rozměry stolu	[mm]	Rozměrové charakteristiky stolu (šířka, délka)
Životnost	[hod]	Provozní schopnost při určitém počtu cyklů.
Typ pohonu	-	Ruční, hydraulický, pneumatický, elektrický,
Přenos energie	-	Hydromotor, pohybový šroub, tlačný řemen, Spirallift
Pohyb zařízení	-	Pohyblivé nebo statické
Prostředí	-	Uvnitř budovy nebo venku. Vliv teploty a vlhkosti.
Poloha vůči podlaze	-	Zabudování do podlahy nebo pohyb po podlaze.



Obr. 2.1 - Parametrické rozměry stolu

Stejně jako všechny zařízení využívající kontakt člověka, podléhají i zdvihací plošiny bezpečnostním normám a předpisům. Tyto normy jsou však z větší části neúplné. Britská norma EN 1570 je nejrozvinutějším standardem pro zdvihací plošiny. Kromě těchto bezpečnostních požadavků u většiny výrobců jejich produkty také odpovídají Evropským bezpečnostním a strojním standardům (EN 292) a Strojním direktivám 98/37/CE. Na základě výše popsanych předpisů a charakteristických vlastnostech většina výrobců začala používat jednotné rozdělení stolů. (**Tab. 2**) [8]

Tab. 2 - Rozdělení zdvihacích plošin podle typu [9]

Typ zdvihací plošiny	Označení
Zdvihací stůl s jedním nůžkovým mechanismem	1A / 1E
Nízko-profilový stůl	A8U / A8C / A8E
Nakládací plošina	1T / 1S
Zdvihací stůl s vertikálním dvojitým nůžkovým mechanismem	2A / 2E
Zdvihací stůl s horizontálním dvojitým nůžkovým mechanismem	5A / 5E

2.1. Zdvihací stůl s jedním nůžkovým mechanismem

2.1.1. Standardní zdvihací stůl

Tento typ zdvihacího stolu využívá pouze jeden nůžkový mechanismus. Jedná se o typ, který je ve strojírenství nejvíce využíván, proto se objevuje téměř v každé oblasti, kde je nutná manipulace s nákladem. Nejlepší využití mají tyto stoly pro rovnoměrně rozložené zatížení. Zdvihací stoly s jedním nůžkovým mechanismem nesou označení 1A a 1E. Typem 1A jsou značeny stoly s vysokou nákladovou hmotností, zatímco typ 1E se používá pro běžné a menší hmotnosti. Synchronizované válce uvnitř zařízení jsou používány v jednosměnném provozu.



Obr. 2.2 - Zdvihací nůžkový stůl od firmy JIHAB [10]

2.1.2. Nízko-profilový stůl

Nízko-profilové zdvihací stoly mají stejné parametry jako stoly s jedním nůžkovým mechanismem. Využívají se tam, kde se nejlépe zúročí jejich hlavní charakteristická vlastnost, nízká výška při složení. Díky nízké výšce při složení nepotřebují prohlubně v podlaze pro uložení a dávají tak širší prostor pro vhodný výběr umístění plošiny. Vyrábějí se ve třech provedeních. Stůl s označením A8C má plný horní rám, zatímco stoly s horním rámem tvaru „U“ se značí A8U a tvaru „E“ následně A8E.



Obr. 2.3 - Nízko-profilový zdvihací stůl ICB1000 od společnosti Sax Lift [11]

2.1.3. Nakládací plošina

Tyto plošiny pracují s těžkými a rozměrnými náklady, nejčastěji s automobily. Pro osobní automobily jsou označovány 1S, pro nákladní 1T. Z důvodu transportu automobilů, tedy nákladu, který se může pohybovat, jsou plošiny z drtivé většiny vzorované pro zamezení pohybu a vybavené ochrannými prvky (zábradlí, přemostění, atd.).



Obr. 2.4 - Nakládací plošina typu 1S

2.2. Zdvihací stůl s dvojitým nůžkovým mechanismem

2.2.1. Horizontálně řazené nůžkové mechanismy

Horizontální neboli tandemové řazení nůžkového mechanismu se využívá pro zvedání dlouhých a těžkých předmětů. Synchronizované řízení nůžkových mechanismů zajišťuje vyšší stabilitu při manipulaci nákladu. Rovněž tento typ stolu se dělí na dva typy – 5A pro rovnoměrně rozložený náklad, 5E pro náklad koncentrovaný pouze na určité části stolu.



Obr. 2.5 - Horizontálně řazený nůžkový mechanismus [9]

2.2.2. Vertikálně řazené nůžkové mechanismy

Zdvihací stoly s vertikálním dvojitým nůžkovým mechanismem se používají pro zajištění vyššího zdvihu bez potřeby změny základních rozměrů rámu. Tento typ zařízení může být dimenzován i pro více než dva nůžkové mechanismy. Označení 2A nese plošina pro rovnoměrně rozložený náklad, 2E používáme u plošiny, kde je koncentrace nákladu rozložená nerovnoměrně. Nejčastěji se tyto plošiny používají u přemisťování nákladů mezi podlažími.



Obr. 2.6 - Vertikálně řazený dvojitý nůžkový mechanismus od firmy Liftop [9]

3. Specifikace požadavků na řešený technický produkt

Při vypracování specifikace požadavků je podstatné dodržení systému třídění vlastností EDMS/TTS viz *Systémové navrhování technických produktů* (12). Dle této literatury se požadavky na vlastnosti TS dělí na dvě hlavní části. PRODUCT-BUSINESS („tržní“) požadavky a PRODUCT-DESIGN („konstrukční“) požadavky. Obě kategorie jsou posuzované s ohledem na kvalitu, dodací dobu a dodací náklady. Pro účel této diplomové práce byly v tabulkách níže (**Tab. 3**, **Tab. 4**) specifikované pouze požadavky „konstrukční“ kvality, tedy PRODUCT-DESIGN, pro jednotlivé životní etapy TS (plánování, předvýroba, výroba distribuce, provoz, likvidace a ostatní).

Tab. 3 - Specifikace požadavků na vlastnosti TS - část 1

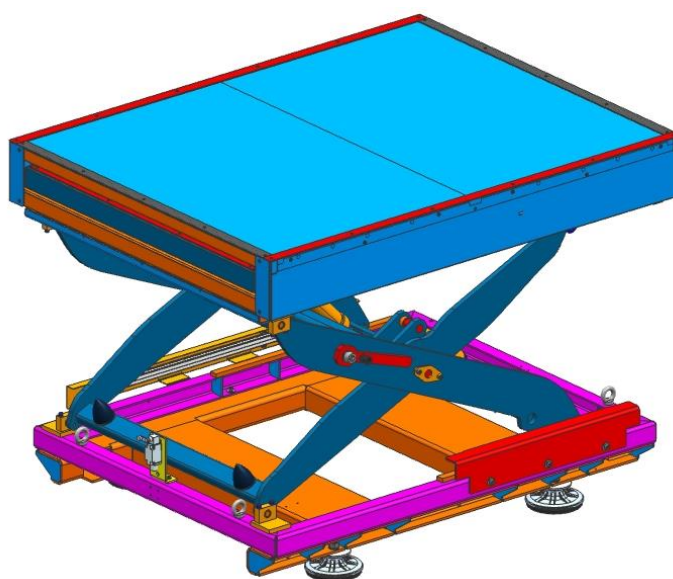
Požadavky k posuzované PRODUCT-DESIGN KVALITĚ TS _(s)			Váha (1-4)
-v libovolné etapě životního cyklu TS _(s) obvykle na konci distribuce			
Etapa LC	Měřené indikátory	Požadovaná hodnota a příp. tolerance	
(1) Požadavky k (hlavním a asistujícím) pracovním funkcím/účinkům:			4
<u>1.1 Operátor - Technický systém</u>			
Prov.	• Umožnit montovat/demontovat formu		4
Prov.	Únosnost	350 kg	3
Prov.	Technický rozsah	od 320 do 1420 mm	4
Prov.	Hmotnost TS	do 1t	2
Prov.	Životnost nekonstruovaných částí	min. 100 000 cyklů	4
Prov.	Počet osob	3	3
<u>1.2 Operand - obsluha</u>			
Prov.	Hmotnost	100 kg	3
Prov.	Výška	2100 mm	4
<u>1.3 Proces - přepravní proces</u>			
Prov.	Rychlost zdvihu	5 m/min	2
(2) Požadavky k provozuschopnosti:			3
Prov.	• Prostředí	čisté	2
Prov.	• Četnost použití	občasná / nepřetržitá	2
Prov.	• Životnost	min. 5 let	3
Prov.	• Údržba	minimální	4
Prov.	• Základní plocha pod systém	plochá betonová podlaha	2
Prov.	• Zástavbové rozměry	dané strojem	3
(3) Požadavky k člověku & ostatním živým bytostem:			4
<u>3.1 Vhodnost TS_(s) pro hodnoty lidí, zvířat, apod.</u>			
Předv.	Inovativnost	velmi dobrá	2
<u>3.2 Vhodnost TS_(s) z hled. života, zdraví člověka, zvířat, apod.</u>			
Všech.	Stabilita proti převržení	vyšší	4
Všech.	Přístupnost k zdvihacímu zařízení	omezená prostorem stroje	4
Všech.	Bezpečnost v servisním módu	vyšší	4
<u>3.3 Vhodnost TS_(s) z hled. příjemnost pro člověka (smysly apod.)</u>			4
Všech.	Tvarový design	uspokojivý	2
Všech.	Barevné řešení	dané zákazníkem	2
Všech.	Povrch	vhodný k čištění	3

Tab. 4 - Specifikace požadavků na vlastnosti TS - část 2

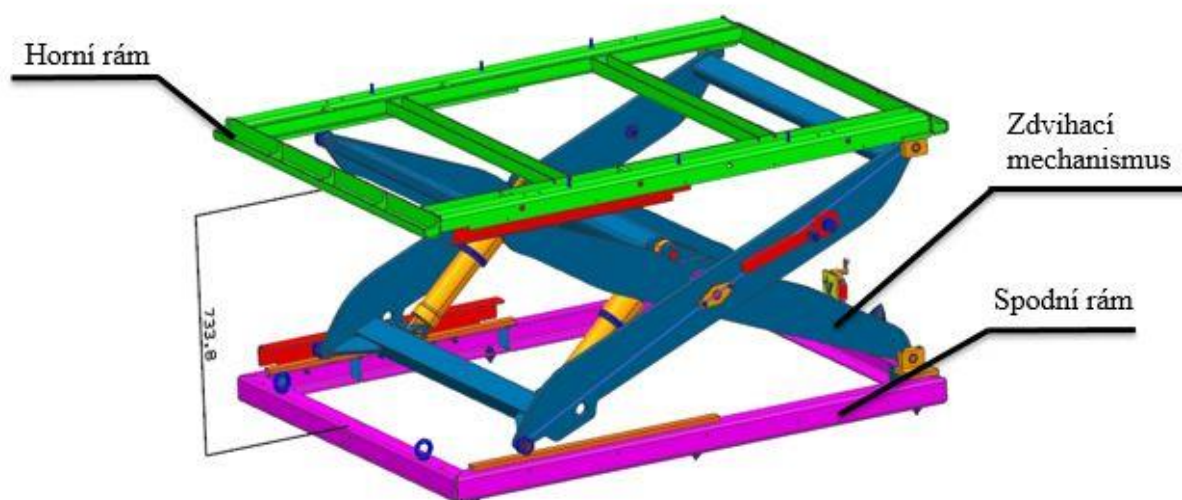
Požadavky k posuzované PRODUCT-DESIGN KVALITĚ TS _(S) - v libovolné etapě životního cyklu TS _(S) obvykle na konci distribuce			Váha (1-4)
Etapa LC	Měřené indikátory	Požadovaná hodnota a příp. tolerance	
(4) Požadavky k ost. technickým & technol. (TS & Tg) prostředkům ≠ TS(s):			
Předv.	• Vlastnost pro konstruování, Tg. a Org. přípr. výroby	vyšoká	3
Výr.	• Náročnost na vyrobení	střední	3
Výr.	• Náročnost na montáž	střední	4
Výr.	• Počet dílů v TS	vyšoká (300 ks)	3
Výr.	• Druh výroby	malosériová (80 ks/rok)	2
Distr.	• Skladovací prostor	stůl má vlastní upínací body	3
Distr.	• Manipulace s TS bez upínacích bodů	jeřáb	2
Distr.	• Manipulace s TS s upínacími body	vyšokozdvížený vozík	3
Úkv.	• Demontovatelnost	jednoduchá	2
Úkv.	• Recyklovatelnost	jednoduchá a vyšoká	3
Úkv.	• Servis	jednoduchý	3
(5) Požadavky k pracovním & přírodním & vesmírným prostředím:			
Výr.	• Klimatické pásmo	mírné	4
Distr.	• Klimatické pásmo	subtropické až subarktické	3
Prov.	• Klimatické pásmo	subtropické až subarktické	4
Všech.	• Množství spotřebovaných a odpadových materiálů/energií	minimální	3
Všech.	• Použití ekologicky nezávadných materiálů	výhradně	4
Všech.	• Zachycení úniku škodlivých látek při svařování	v mezích možností	2
Všech.	• Nutnost mazání pohonů	nahodilá	3
Všech.	• Energetická náročnost pohonů	nížoká	2
(6) Požadavky k prováděcím („odborným“) informacím:			
Všech.	• Výrobní a montážní dokumentace	standartní forma	4
Všech.	• Návod k obsluze	požadované	2
Všech.	• Návod pro údržbu a opravy	požadované	2
(7) Požadavky k manažerským („řídícím“) informacím:			
Všech.	• Porušení patentových a licenčních práv	žádné	4
Výr.	• Výrobní náklady zdvihacího zařízení (materiál)	40 000 Kč	3
Výr.	• Výrobní náklady zdvihacího zařízení (konstrukce, montáž)	40 000 Kč	4
Výr.	• Čas na konstrukci další zakázky se změnou parametrů	30 h	2
Výr.	• Čas na montáž	20 h	3
Prov.	• Náklady na práci/provoz	minimální	4
(8) Požadavky k obecným konstrukčním vlastnostem:			
Všech.	• Odolnost povrchů proti poškození	střední	2
(9) Požadavky k elementárním konstrukčním vlastnostem:			
Všech.	• Transportní prvky	normalizované / licencované	3
Všech.	• Spojovací prvky	normalizované	3
(10) Požadavky k vlastnostem ke konstrukčním znakům:			
Všech.	• Funkční princip	mechanický	4
Všech.	• Druh pohonu	hydraulický	4

4. Analýza současného řešení

Plošina firmy ENGEL je standardní jednoduchý nůžkový stůl poháněný dvěma přímočarými hydromotory, které jsou umístěny uvnitř zařízení. Tento druh kinematiky je nerozšířenější pro tento typ zdvihacích plošin. Stůl je situován uvnitř vstřikovacího lisu a je dimenzován pro maximální nosnost 350 kg. Na **Obr. 4.2** je zobrazena zjednodušená základní konstrukce nůžkového stolu. Skládá ze tří základních podsestav. Jsou jimi horní rám, spodní rám a zdvihací mechanismus. Všechny skupiny jsou vyrobeny z ohraňovaných výpalků různých tloušťek, které jsou k sobě následně přivařeny. Konstrukce sice působí robustním dojmem, ale technologie výroby je velmi jednoduchá. Zdvihací mechanismus tvoří vnitřní a vnější svařence z plechových výpalků tloušťky 20 mm, které jsou k sobě připojeny pomocí pouzder s čepy. Vnitřní a vnější část zdvihacího mechanismu rovněž pojí dva přímočaré hydromotory, které zajišťují pohyb zdvihací plošiny, a to při maximálním vysunutí hydromotorů pouze 200 mm.



Obr. 4.1 - Plošina firmy ENGEL



Obr. 4.2 - Zjednodušení konstrukce zdvihacího mechanismu

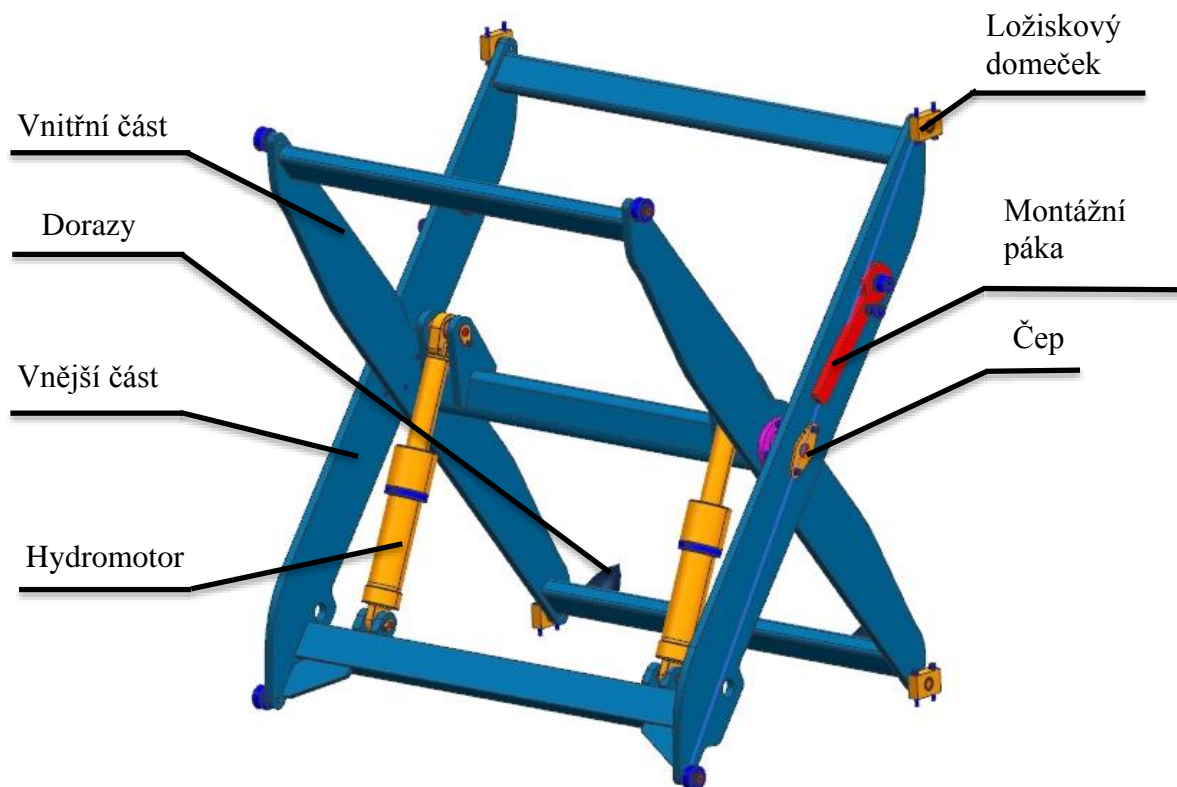
4.1. Nůžkový mechanismus

4.1.1. Konstrukce nůžkového mechanismu

Nůžkový mechanismus tvoří dvojice ramen o osové délce 1500 mm. Ramena jsou k sobě navzájem spojena pomocí čepů a kluzných pouzder. Na jedné straně je každé z ramen pevně uchyceno, zatímco druhá část konce ramen, na níž jsou připevněny kolečka, se pohybuje po obrobené ploše.

Pohyb plošiny se vykonává pomocí dvojice synchronizovaných hydromotorů o maximálním zdvihu 200 mm. Hydromotory jsou uchyceny pomocí dvou kloubových uložení v nůžkovém mechanismu a jsou v plošině umístěny tak, aby při spodní poloze působily co nejvíce ve vertikálním směru pro zefektivnění síly vyvolané hydromotory.

Ramena jsou tvarové výpalky tloušťky 20 mm. Protilehlé kusy jsou k sobě přivařeny jekly, na nichž jsou umístěny úchyty pro hydromotory. Nůžkový mechanismus je rovněž vybaven bezpečnostní pákou pro zátěžný stav a gumovými dorazy pro dosednutí v dolní poloze.

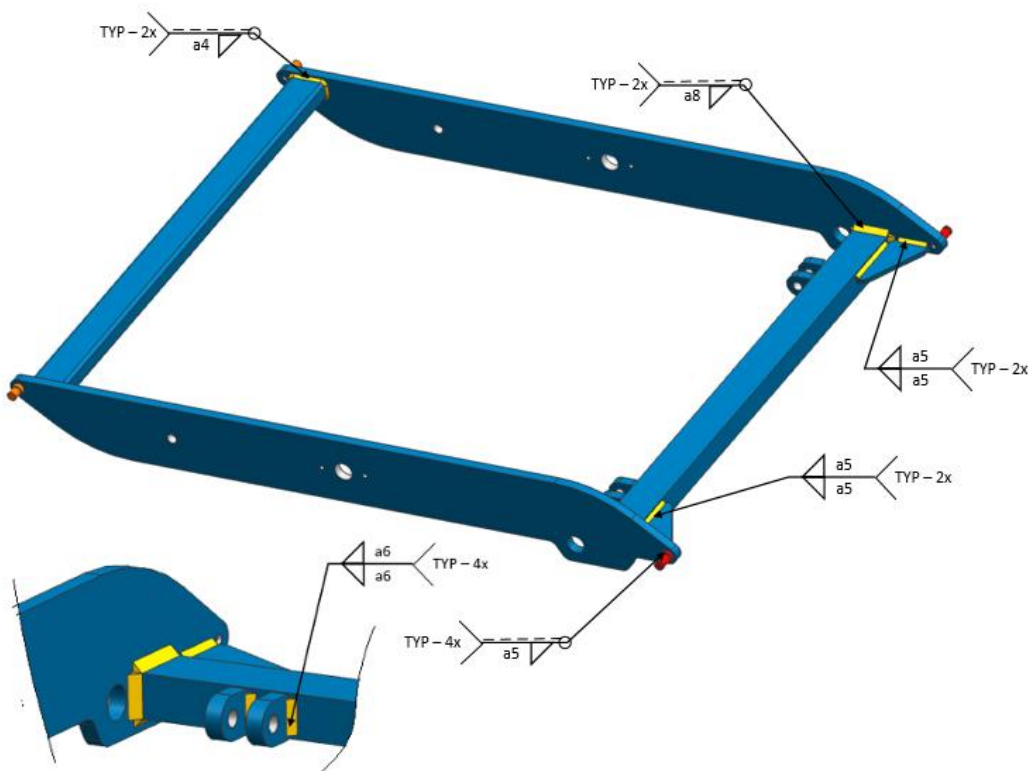


Obr. 4.3 - Nůžkový mechanismus

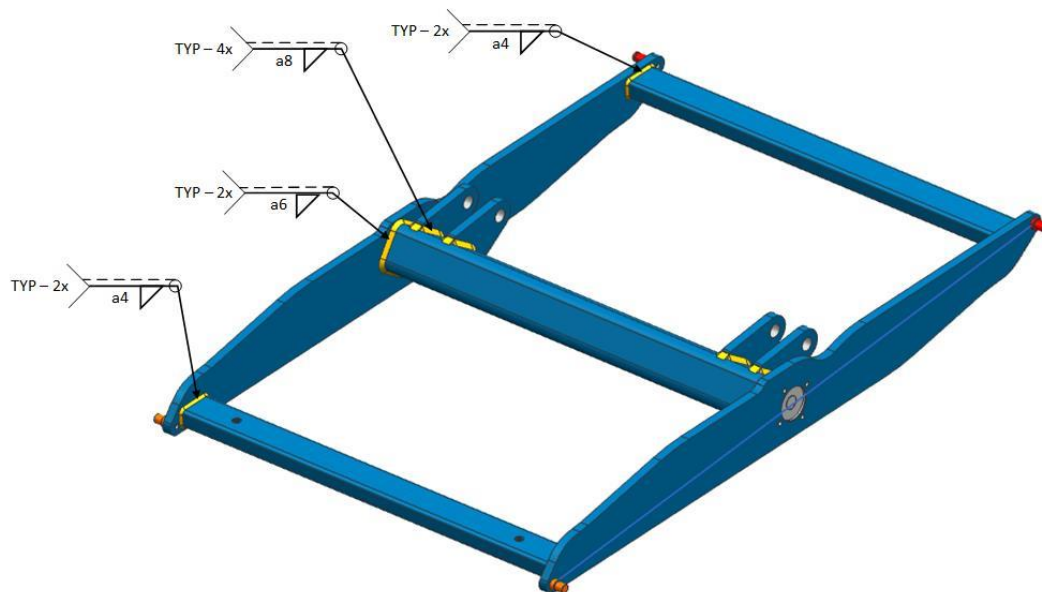
4.1.2. Svary nůžkového mechanismu

Obě ramena nůžkového mechanismu jsou svařence. Na jednotlivých ramenech se nejčastěji vyskytují koutové svary o velikosti a4 až a8. Na **Obr. 4.4** a **Obr. 4.5** máme jejich znázornění. Jelikož je součástí zadání i požadavek na optimalizaci svarů a8, je třeba tyto svary nejprve analyzovat a vyhodnotit.

Svary a8 se dle ČSN normy (ISO 13 920-AE) nemůžou svařovat na jednu vrstvu. Snížením velikosti těchto časů by se zkrátil výrobní čas operace svařování, čímž by se zefektivnila, a tudíž i zlevnila výroba. Při redukci množství svarů je třeba klást důraz na jejich funkci a neohrozit tak bezpečnost.



Obr. 4.4 - Rozložení svarů na vnější části



Obr. 4.5 - Rozložení svarů na vnitřní části

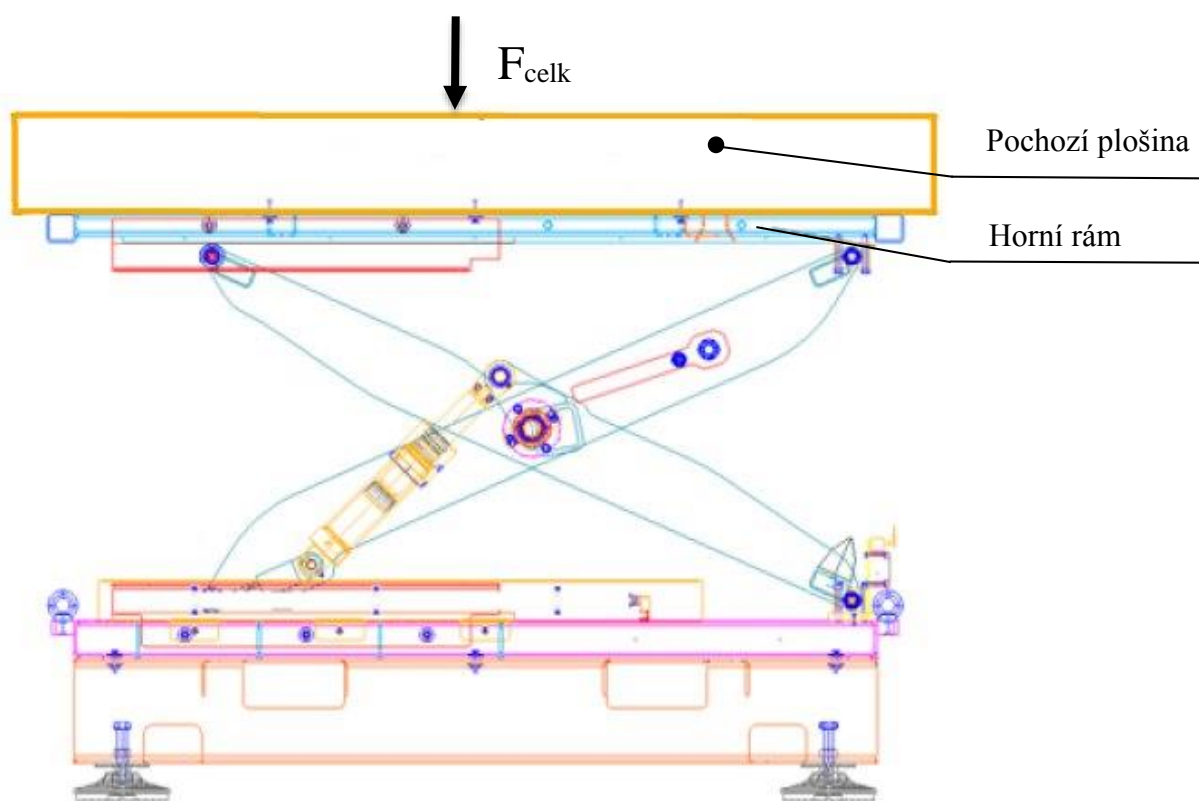
4.2. Výpočet současného řešení

4.2.1. Zatížení mechanismu

Zdvihací mechanismus firmy ENGEL slouží pouze pro práci v pracovní poloze (horní úvrati), kde je dimenzován na hmotnost 350 kg v oblasti pochozí plošiny (**Obr. 4.6**) a pouze 100 kg na výsuvných křídlech (**Obr. 1.4**). V horní úvrati tudíž na mechanismus působí tato hmotnost spolu s vlastní hmotností horní části plošiny, ve spodní úvrati a při zdvihu potom pouze samotná hmotnost konstrukce. Tuto hmotnost lze zjistit z CAD modelu plošiny.

Tab. 5 - Zatížení plošiny

Zatížení TS v kg	
Horní rám	100
Horní pochozí plošina	500
Σ hmotností TS	600
Pracovní zatížení	350
Σ celkové zatížení TS	950



Obr. 4.6 - Schéma zatížení nůžkového mechanismu

4.2.2. Stabilita proti překlpení

Před kinematickým výpočtem je třeba nutné zkontrolovat stabilitu vůči překlpení. Při zatížení silou pouze na jednom křídle vznikne klopný moment, který by mohl uvést plošinu do nestabilní polohy. V této kapitole jednoduchým výpočtem ověříme, zda tomu tak není.

Na **Obr. 4.7** je schéma plošiny s rozměry nůžkového mechanismu v horní úvrati. Při výpočtu faktoru stability porovnáváme stabilizační pohyb vůči pohybu překlpení. Všechny hmotnosti, které působí na stabilizační stranu plošiny (vlevo od červené svislice), zvyšují stabilizační pohyb (T_s). Všechny hmotnosti, které působí na překlápěcí stranu plošiny (vpravo od červené svislice), zvyšují pohyb překlpení (T_t). Faktor stability (n) je podíl stabilizačního pohybu děleného momentem překlpení. Dobrá stabilita je dosažena, pokud je faktor stability 1,4 nebo vyšší.

Stabilizační pohyb:

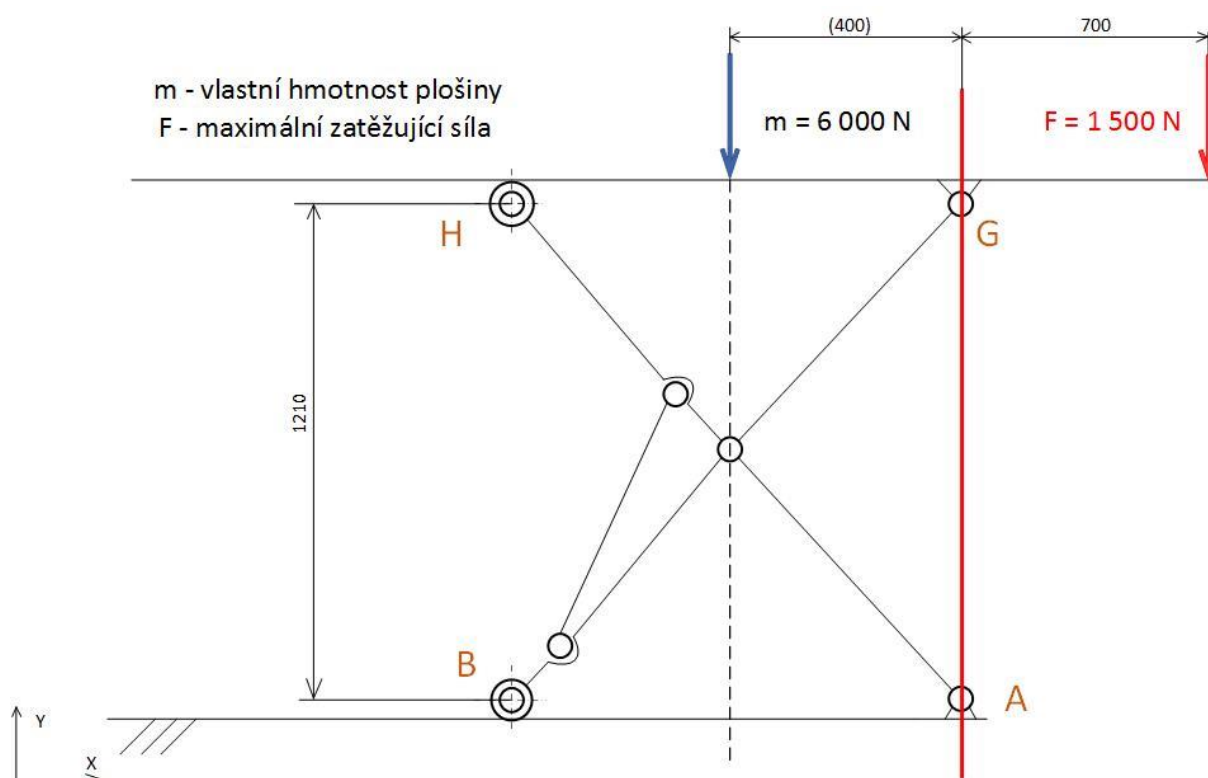
$$T_s = m \cdot 0,40 = 6\,000 \cdot 0,40 = 2\,400 \text{ Nm} \quad (1.1)$$

Pohyb překlpení:

$$T_t = F \cdot 0,7 = 1\,500 \cdot 0,7 = 1\,050 \text{ Nm} \quad (1.2)$$

Faktor stability:

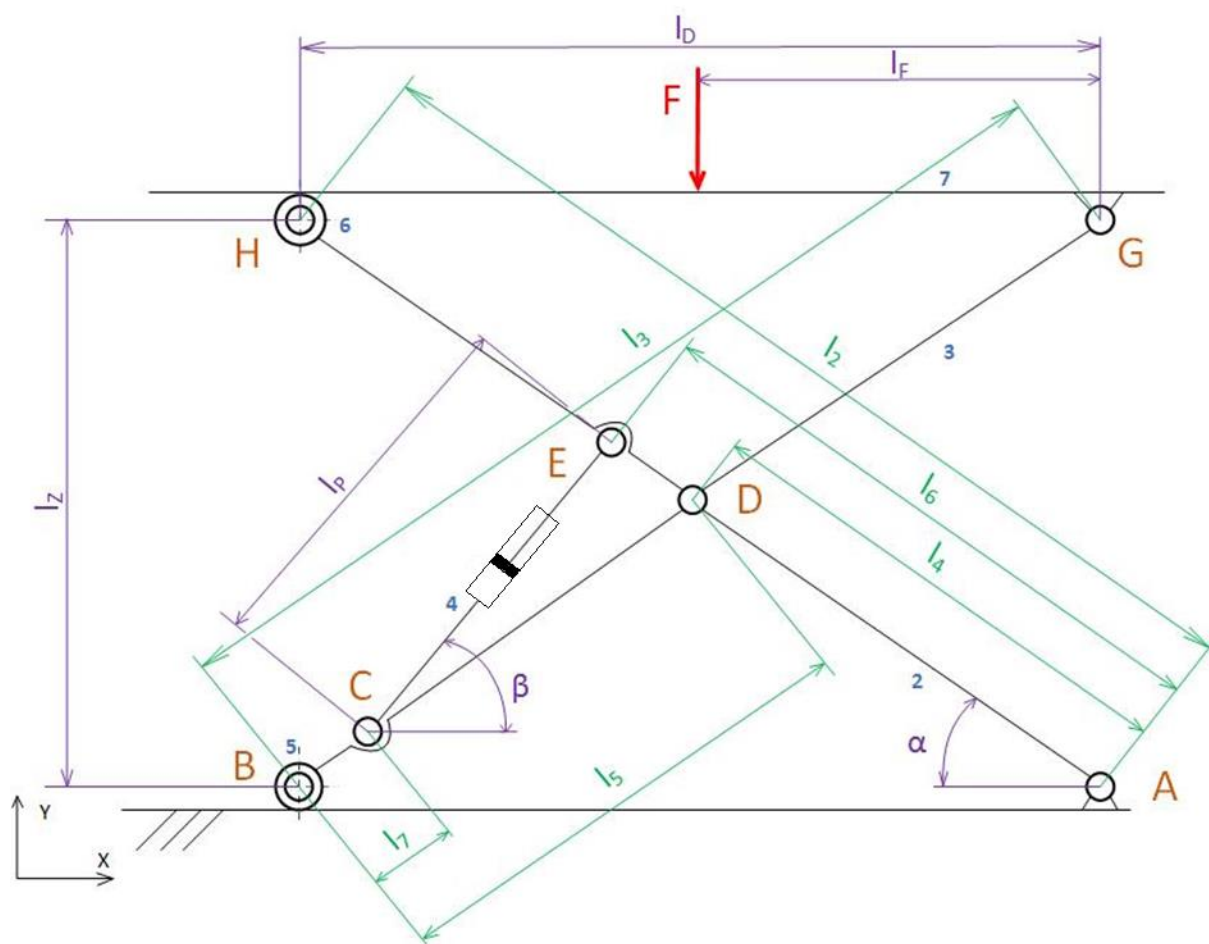
$$n = \frac{T_s}{T_t} = \frac{2\,400}{1\,050} \approx 2,29 \quad (1.3)$$



Obr. 4.7 - Stabilita plošiny

4.2.3. Určení silových poměrů v mechanismu

Cílem je vyšetřit všechny reakce v kinematických dvojicích (vazbách) pro dané zatížení soustavy (pro všechny akční silové účinky). Na základě kinematického schématu (**Obr. 4.8**) nejprve vypočítáme počet stupňů volnosti, poté provedeme výpočet pomocí metody uvolňování. Tato metoda je obecnou metodou pro statické, analytické i grafické řešení soustav těles, jejíž hlavní myšlenkou je, že soustava těles je v rovnováze, pokud jsou v rovnováze všechny akční i reakční účinky působící na každé uvolněné těleso.



Obr. 4.8 - Kinematické schéma původního mechanismu a umístění síly

Na **Obr. 4.8** je kinematické schéma původního mechanismu. Zeleně označené kóty mají konstantní rozměr daný konstrukcí, červeně je označená zatěžující síla na mechanismus a fialově označené parametry jsou závislé proměnné. Parametr l_z značí zdvih plošiny. Byl proveden pouze výpočet statických sil, jelikož jsou v tomto mechanismu malé rychlosti. Ve výpočtu je zanedbán valivý odpor a čepové tření u koleček stolu.

V **Tab. 6** jsou zaznamenány všechny vazby a hodnoty, které slouží pro výpočet stupňů volnosti sestavy a jsou dále dosazeny do uvedeného vzorce (2.1).

Tab. 6 - Hodnoty pro výpočet stupňů volnosti

Popis vazby	Označení	Hodnota [-]
Počet všech těles (včetně rámu)	m	7
Rotační vazba	r	7
Posuvná vazba	p	2
Valivá vazba	v	0
Obecná vazba	o	0

Vztah pro výpočet stupňů volnosti:

$$i = 3 \cdot (m - 1) - 2 \cdot (r + p + v) - 1 \cdot o \quad (2.1)$$

Po dosazení:

$$i = 3 \cdot (7 - 1) - 2 \cdot (7 + 2 + 0) - 1 \cdot 0 = 0 \quad (2.2)$$

Dle zadaných hodnot nám vyšlo 0 stupňů volnosti, v tomto případě se tedy jedná o staticky určitou nepohyblivou soustavu, ve které lze vyřešit reakce v jednotlivých vazbách. Nejedná se však o mechanismus (pohyblivou soustavu s jedním stupněm volnosti), kde bychom museli určit sílu, která uvede soustavu do rovnováhy. Je to dáno členem 4 v naší soustavě. V reálném případě je člen 4 nahrazen přímočarým hydromotorem, jehož výsuvný parametr není konstantní, tudíž se v reálu mění i délka, resp. rameno lp . Výpočet této proměnné a úhlu natočení β , tedy úhlu natočení hydromotoru vůči spodnímu rámu, bude probraná v kapitole níže.

4.2.3.1. Výpočet délky ramene lp a úhlu natočení β

Pro výpočet úhlu natočení beta byla vypočítána kinematika pomocí vektorové metody z důvodu složité geometrie. Kinematickému schématu přiřadíme jeden nebo více uzavřených vektorových mnohoúhelníků, vyjádříme vektorové rovnice pro mnohoúhelník a ty rozepíšeme do dvou skalárních rovnic, do směru x a y .

Tab. 7 - Hodnoty pro určení počtu vektorových smyček

Popis vazby	Označení	Hodnota [-]
Počet rovnic	l	-
Počet všech kinematických dvojic	d	9
Počet všech těles (včetně rámu)	m	7

Vztah pro určení počtu uzavřených smyček:

$$l = d - m + 1 \quad (3.1)$$

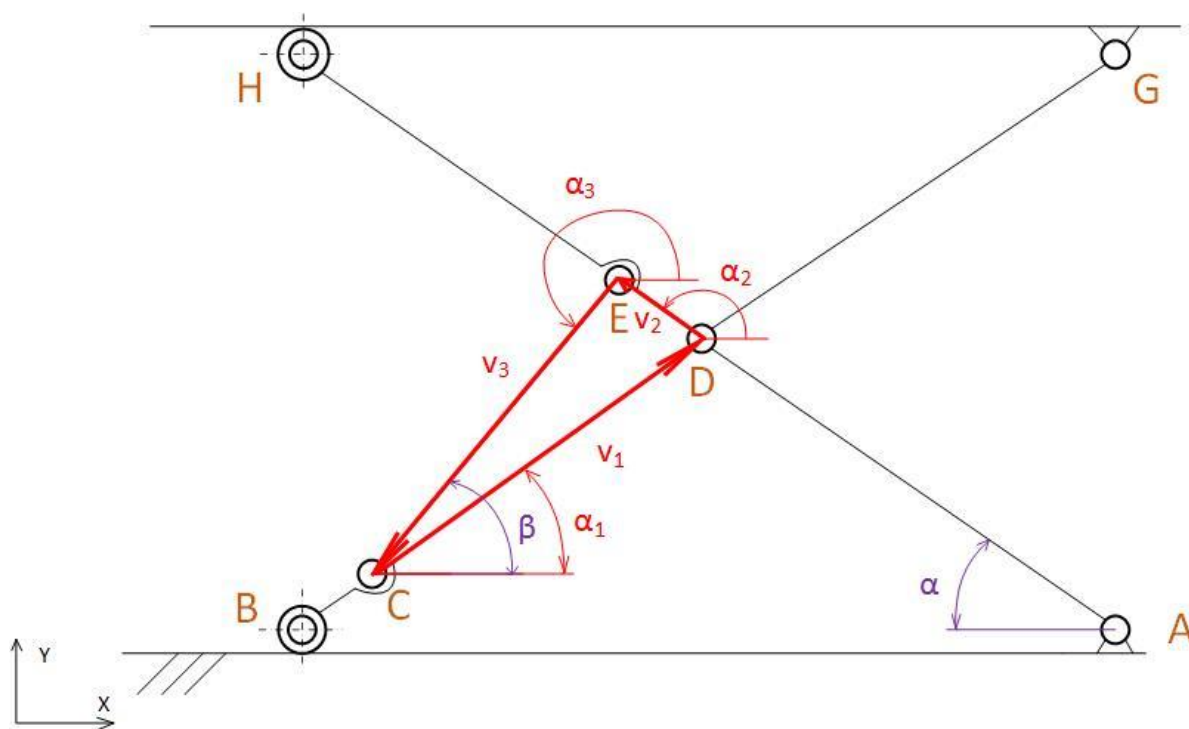
Po dosazení:

$$l = 9 - 7 + 1 = 3 \quad (3.2)$$

Z rovnice (3.2) je patrné, že pro vyřešení úhlu β a délky ramene l_p budeme potřebovat 3 uzavřené vektorové smyčky. Z toho plyne 6 skalárních rovnic, tudíž 6 závislých souřadnic. V našem případě s výhodou použijeme znalost konstrukce a využijeme pouze jednu vektorovou smyčku, zbytek potřebných závislých proměnných vyjádříme pomocí trigonometrické metody (kapitola 4.2.2.2.). Průběh vektorové smyčky je zobrazen na **Obr. 4.9**. Velikosti ramene l_p odpovídá velikost vektoru v_3 , velikost úhlu β je závislost α_3 .

$$x: v_1 \cdot \sin\alpha_1 + v_2 \cdot \sin\alpha_2 + v_3 \cdot \sin\alpha_3 = 0 \quad (3.3)$$

$$y: v_1 \cdot \cos\alpha_1 + v_2 \cdot \cos\alpha_2 + v_3 \cdot \sin\alpha_3 = 0 \quad (3.4)$$



Obr. 4.9 - Vektorová smyčka pro určení l_p a úhlu β

4.2.3.2. Určení potřebných parametrů

Hodnoty délkových konstant (viz **Tab. 8**) jsou odvozené dle zadaného 3D modelu poskytnutého zadavatelem diplomové práce. Z 3D modelu byla zároveň odvozena i hmotnost jednotlivých komponent, pro ocelové výpalky byl zvolen materiál o hustotě $7\,550\text{ kg/m}^3$. Ve výpočtu byla zanedbána čepová tření a valivý odpor u koleček mechanismu.

Tab. 8 - Konstantní rozměry

Konstanta	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7
Velikost [mm]	1500	1500	750	750	860	215

Hmotnosti koleček, tedy členů 5 a 6 jsou zanedbatelné vůči ostatním členům soustavy, proto je nebudeme v dalším výpočtu zahrnovat a nejsou zobrazeny v **Tab. 10** ani nejsou zahrnuty v metodě uvolňování. Polohy sil od členů 2 a 3 byly pro zjednodušení umístěny do čepového spojení (bod D), poloha síly od členu 4 je v polovině délky l_p a velikost síly F_4 je konstantní.

Tab. 9 - Konstanty pro vektorový počet

Konstanty	Hodnota [mm]
v_1	535
v_2	110
v_3	-

Tab. 10 Síly od vlastní hmotnosti

Konstanty	Velikost [N]
F_2	1100
F_3	1000
F_4	280
F_7	6000

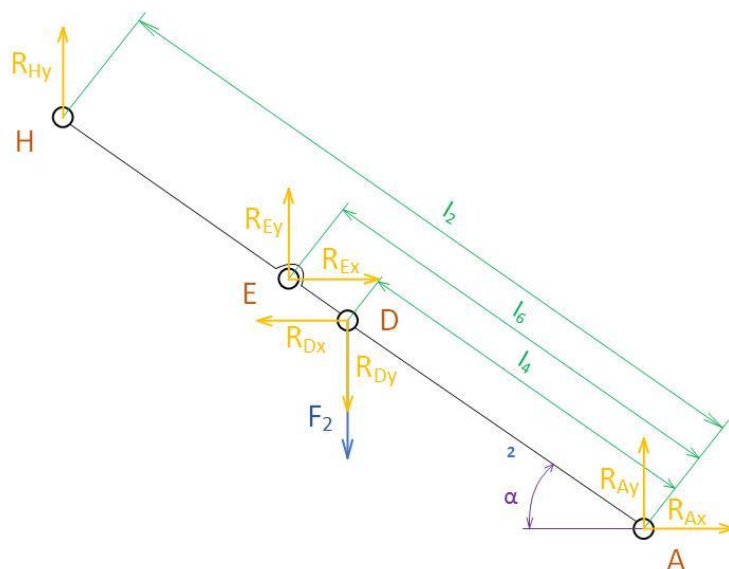
Parametr zdvihu l_z byl zvolen jako nezávislá proměnná. Hodnoty závislých proměnných jsou odvozeny pomocí trigonometrické metody a uvedeny v **Tab. 11**. Hodnota minimálního a maximálního zdvihu byla odečtena z 3D modelu.

Tab. 11 - Tabulka závislých proměnných

Parametr mechanismu	Označení	Hodnota/Výpočet
Zdvih	l_z	110–1300 mm
Délka základny	l_D	$l_D = l_2 \cdot \cos\alpha$
Úhel natočení ramene 2 vůči dolnímu rámu	α	$\alpha = \arcsin(l_z/l_2)$
Úhel natočení ramene 3 vůči dolnímu rámu	α_1	$\alpha_1 = \alpha$
Úhel natočení alfa 2	α_2	$\alpha_2 = \pi - \alpha$
Úhel natočení alfa 3	α_3	$\alpha_3 = \pi + \beta$
Úhel natočení alfa 4	α_4	$\alpha_4 = \pi + \alpha$
Velikost vektoru v_3	v_3	$v_3 = l_p$

4.2.3.3. Těleso 2

Na **Obr. 4.10** je znázorněno uvolnění tělesa 2 a nahrazení vazeb reakčními účinky, na jehož základě byly sestaveny podmínky rovnováhy, viz rovnice (4.1), (4.2) a (4.3).



Obr. 4.10 - Uvolnění tělesa 2

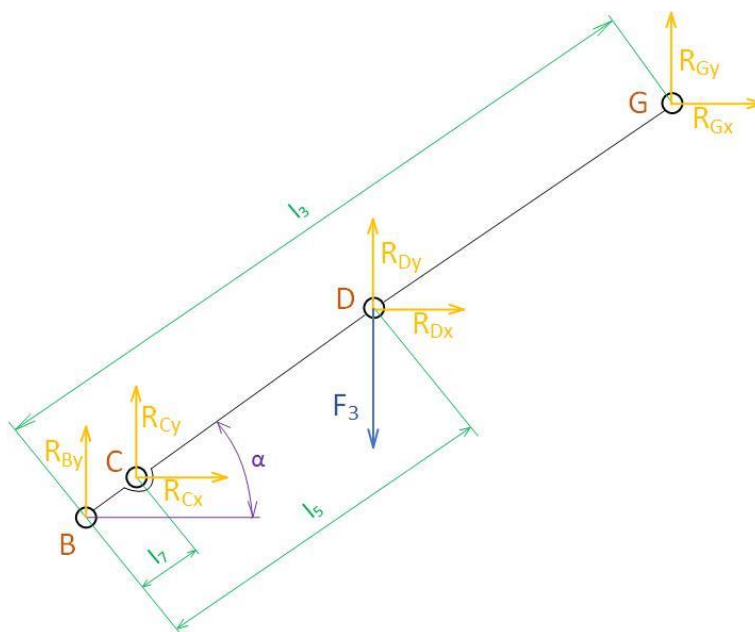
$$x: R_{Ax} - R_{Dx} + R_{Ex} = 0 \quad (4.1)$$

$$y: R_{Ay} - R_{Dy} - F_2 + R_{Ey} + R_{Hy} = 0 \quad (4.2)$$

$$M_A: R_{Hy} \cdot \cos\alpha \cdot l_2 + R_{Ex} \cdot \sin\alpha \cdot l_6 + R_{Ey} \cdot \cos\alpha \cdot l_6 - R_{Dx} \cdot \sin\alpha \cdot l_4 - R_{Dy} \cdot \cos\alpha \cdot l_4 - F_2 \cdot \cos\alpha \cdot l_4 = 0 \quad (4.3)$$

4.2.3.4. Těleso 3

Na **Obr. 4.11** je znázorněno uvolnění tělesa 3 a nahrazení vazeb reakčními účinky, na jehož základě byly sestaveny podmínky rovnováhy, viz rovnice (4.4), (4.5) a (4.6).



Obr. 4.11 - Uvolnění tělesa 3

$$x: R_{Cx} + R_{Dx} + R_{Gx} = 0 \quad (4.4)$$

$$y: R_{By} + R_{Cy} - F_3 + R_{Dy} + R_{Gy} = 0 \quad (4.5)$$

$$M_B: -R_{Gy} \cdot \cos\alpha \cdot l_3 + R_{Gx} \cdot \sin\alpha \cdot l_3 - R_{Dy} \cdot \cos\alpha \cdot l_5 + R_{Dx} \cdot \sin\alpha \cdot l_5 + F_3 \cdot \cos\alpha \cdot l_5 - R_{Cy} \cdot \cos\alpha \cdot l_7 + R_{Cx} \cdot \sin\alpha \cdot l_7 = 0 \quad (4.6)$$

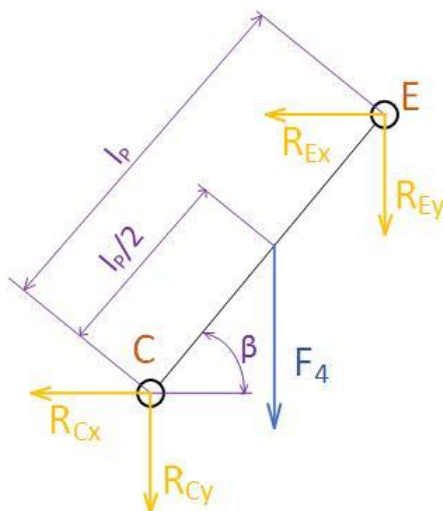
4.2.3.5. Těleso 4

Na **Obr. 4.12** je znázorněno uvolnění tělesa 4 a nahrazení vazeb reakčními účinky, na jehož základě byly sestaveny podmínky rovnováhy, viz rovnice (4.7), (4.8) a (4.9).

$$x: -R_{Cx} - R_{Ex} = 0 \quad (4.7)$$

$$y: -R_{Cy} - F_4 - R_{Ey} = 0 \quad (4.8)$$

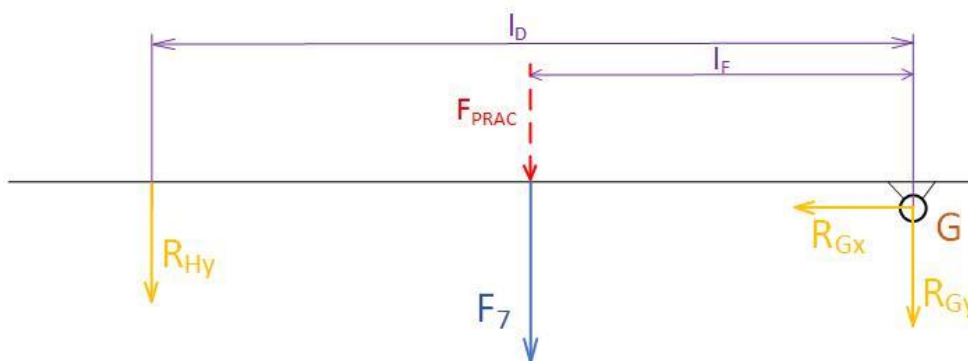
$$M_C: R_{Ey} \cdot \cos\beta \cdot l_P - R_{Ex} \cdot \sin\beta \cdot l_P + F_4 \cdot \cos\beta \cdot l_P/2 = 0 \quad (4.9)$$



Obr. 4.12 - Uvolnění tělesa 4

4.2.3.6. Těleso 7

Na **Obr. 4.13** je znázorněno uvolnění tělesa 7 a nahrazení vazeb reakčními účinky, na jehož základě byly sestaveny podmínky rovnováhy, viz rovnice (4.10), (4.11) a (4.12). Na těleso působí kromě své vlastní hmotnosti ještě akční silový účinek $F_{\text{prac}}=3500$ N, ale pouze při poloze v horní úvrti.



Obr. 4.13 - Uvolnění tělesa 7

$$x: -R_{Gx} = 0 \quad (4.10)$$

$$y: -R_{Hy} - F_7 - R_{Gy} = 0 \quad (4.11)$$

$$M_G: R_{Hy} \cdot l_D + F_7 \cdot l_D/2 = 0 \quad (4.12)$$

4.2.4. Shrnutí výsledků

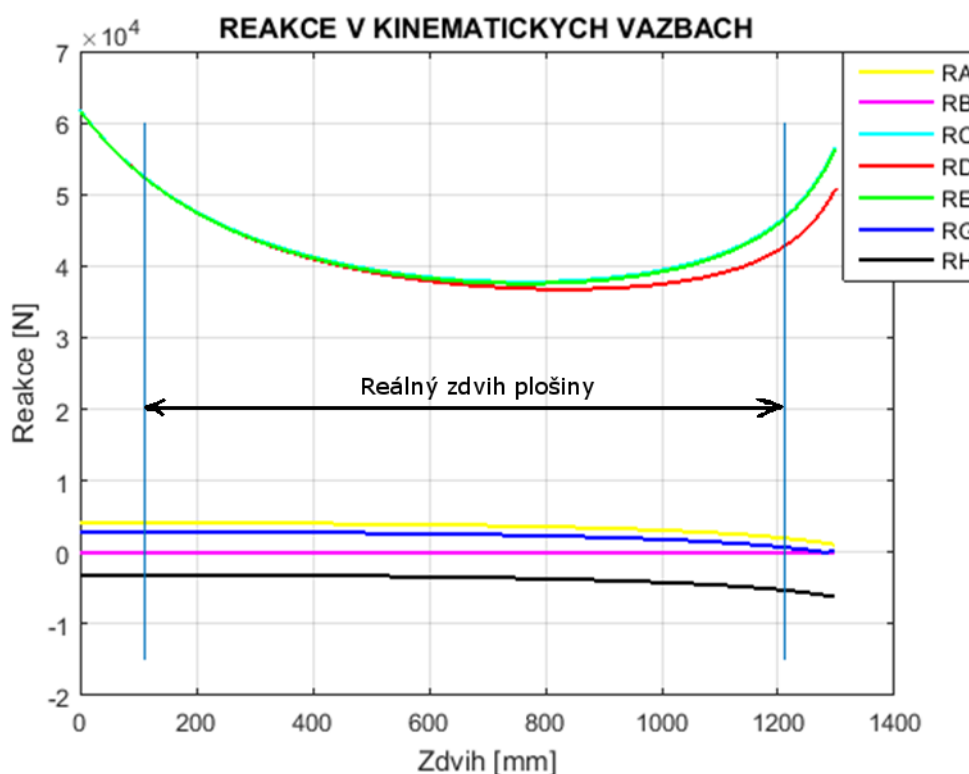
Na základě zadaných parametrů byl vypočítán úhel natočení hydromotoru vůči rámu beta a vzdálenost krajních bodů tělesa 4 (velikost ramene lp). Dále byla vypočítána velikost jednotlivých reakcí pro různé polohy zdvihu. Řešení soustavy dvanácti rovnic o dvanácti neznámých byl proveden v programu MATLAB, výpočet je uveden v příloze 1. Z rovnic (4.1) až (4.12) byl sestaven vektor vnějších sil a vektor hledaných reakcí. Zbylé členy obsahuje matice A. Z rovnice (5.1) byl vypočten vektor reakcí R.

$$A \cdot R = b \quad (5.1)$$

Byly vypočteny reakce pro jednotlivé polohy zdvihu v rozmezí od 110 do 1300 mm. Protože z výpočtu byly získány pouze složky reakcí, výsledná velikost síly byla přepočítána pomocí vztahu (5.2).

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (5.2)$$

Na **Graf 4.1** vidíme absolutní velikost reakcí v jednotlivých kloubech. Z uvedeného grafu je patrné, že nejvyšší reakce jsou dosažené v bodech C, resp. E, tedy v místech, kde je uložený hydromotor, a rovněž je namáhán bod D, tedy místo čepového spojení ramen. Nejvyšší síla působící na nůžkový mechanismus je na začátku zdvihu, tedy 52 488 N. Je to dáno tím, že síla hydromotoru působí malou silou ve směru pohybu plošiny. Reálný zdvih plošiny se pohybuje v úvratích 110 až 1210 mm.



Graf 4.1 - Reakce v kinematických vazbách

V MATLABu byl proveden i výpočet reakcí v ustálené horní poloze, tedy v zatíženém stavu, kdy se na plošině pohybuje obsluha ($l_z = 1210$ mm). Jednotlivé složky reakcí jsou uvedeny v **Tab. 12**.

Tab. 12 - Reakce při pracovním zatížení

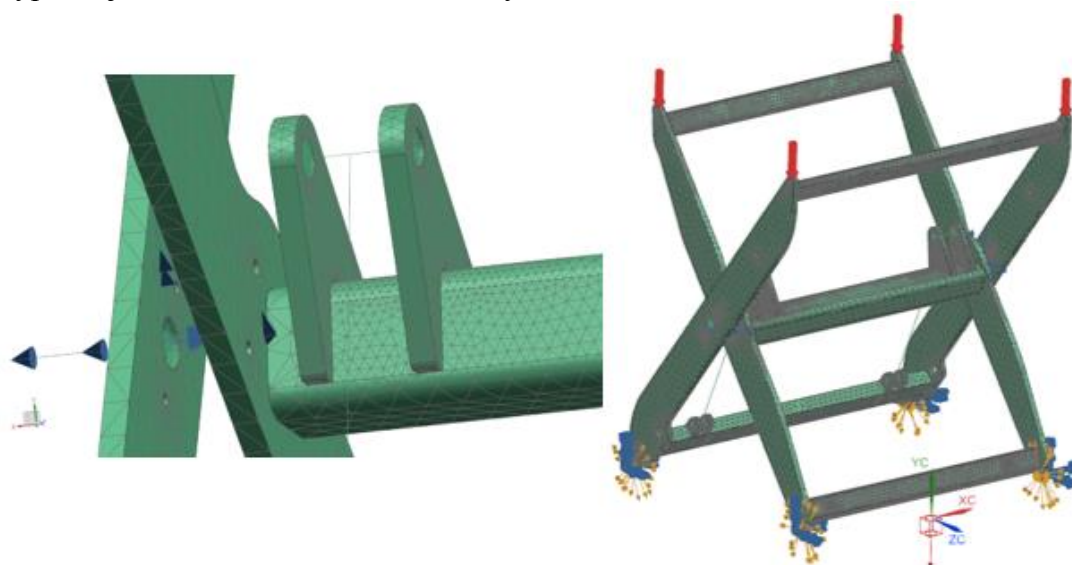
	R_A	R_B	R_C	R_D	R_E	R_G	R_H
Velikost [N]	2 602	0	70 675	64 223	69 945	1 141	-8 357

4.2.5. Diskuse výsledků

Při výpočtu nůžkového mechanismu bylo přistoupeno k mnoha zjednodušením. Byla zanedbána čepová tření v kloubech a valivý odpor koleček. Poloha těžišť všech těles byla přesunuta do poloviny jejich délky a zároveň na osu ramen. V metodě uvolňování byly zanedbány členy 5 a 6. Bylo počítáno s konstantní hmotností členu 4 – hydromotoru.

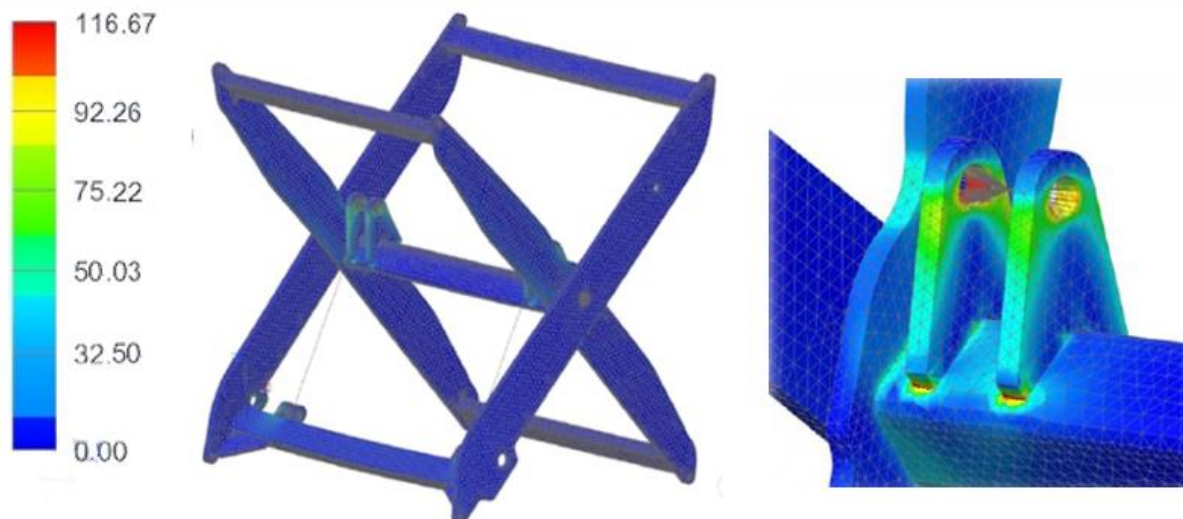
4.3. Hodnocení tuhosti a pevnosti pomocí MKP

Pro vyhodnocení tuhosti a pevnosti konstrukce bylo rozhodnuto použít metodu konečných prvků a nůžkový mechanismus byl řešen v programu NX11 pomocí řešiče NASTRAN. Nůžkový mechanismus je svařenec z ocelových výpalků a jeklů. Při zasítování došlo k zjednodušení a každé rameno bylo bráno jako jeden kus. Je to dáno způsobem složitosti výpočtů svarů pomocí metody MKP. Pro zasítování byla použita 3D síť tetrahedral mesh s mezuzlem CTETRA(10) s velikostí elementu nabízenou programem. Materiálem jednotlivých ramen byla zvolena ocel S355J2. Ramena byla provázána pomocí rigidových ruzic v kritických konstrukčních uzlech (**Obr. 4.14**). Rigidové ruzice byly umístěny v místech čepů pro uchycení hydromotorů a vzájemně provázány nekonečně tuhým RBE2 prvkem. V čepovém uložení obou ramen bylo vytvořena vazba „*manual coupling*“ s jedním stupněm volnosti – otáčení kolem osy. Čepům umístěným v ložiskových domečcích bylo odebráno 5 stupňů volnosti a povoleno pouze natáčení kolem vlastní osy. Čepům, na nichž jsou nalisovány pojízdná kolečka, byl navíc povolen posuv ve směru z. Na všechny konce ramen nůžkového mechanismu byla aplikována zatěžující síla 6000 N (resp. 9500 N pro nejvyšší zdvih). Ve výpočtu je zahrnuta i vlastní tíha sestavy.



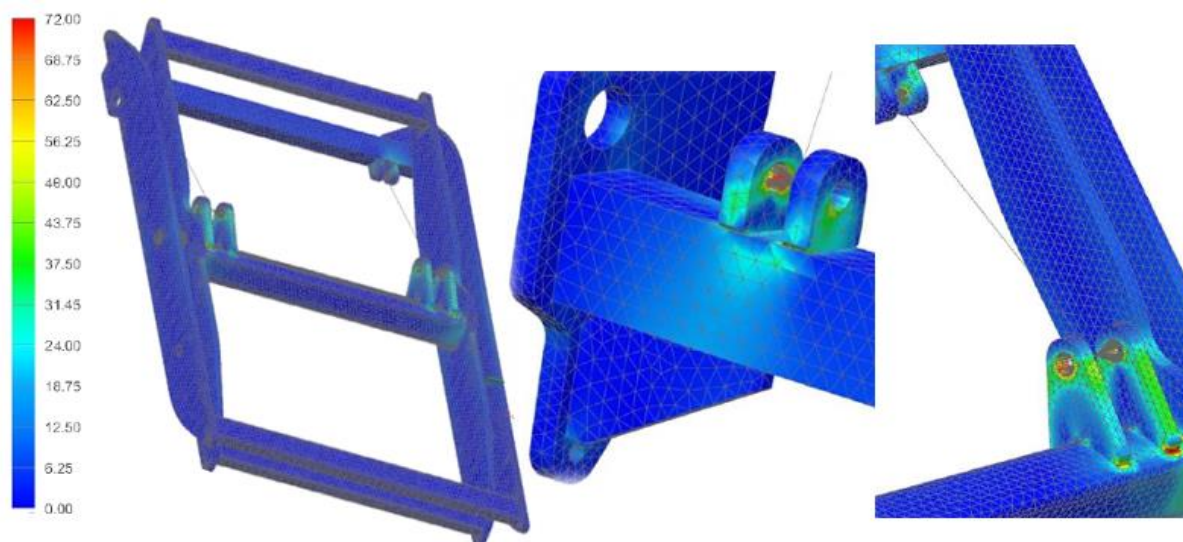
Obr. 4.14 - Zasítování a okrajové podmínky

Vyhodnocování analýzy proběhlo ve dvou polohách – horní a dolní. Na **Obr. 4.15** vidíme napětí pro nůžkový mechanismus ve své horní poloze. Z analýzy MKP dle HMM je patrné, že nejvyšší napětí dosahuje 117 MPa od síly 9500 N. Toto napětí vzniká v umístění čepového spoje v horním uchycení hydromotoru. Dalším vysoce namáhané místo je to v místě svaru výpalku, který drží hydromotor s obdélníkovým jeklem. Z legendy je patrné, že v červených místech se pohybuje napětí přibližně 80-117 MPa. Pro materiál S355J2 ($R_e=355$ MPa) je tedy jeho bezpečnost rovna přibližně 3.



Obr. 4.15 - Redukované napětí v nůžkovém mechanismu v horní poloze dle HMM

Na **Obr. 4.16** vidíme výsledek analýzy MKP pro nůžkový mechanismus ve složeném stavu (vzdálenost čepů 110 mm). Nejvyšší dosažené napětí je 72 MPa. Pro toto zatížení se nám změnili okrajové podmínky, kdy byla plošina zatížena 6000 N, jelikož zvedá pouze vlastní hmotnost. Bezpečnost konstrukce je přibližně 5.

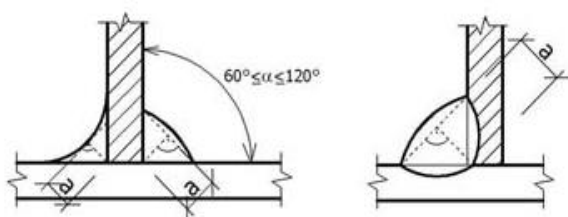


Obr. 4.16 - Redukované napětí v nůžkovém mechanismu v dolní poloze dle HMM

Z výsledků MKP analýzy je patrné, že nejvíce namáhaná konstrukce je v oblasti umístění hydromotorů. Jedná se o uložení čepů a svarových spojů. Svarové spoje byly nahrazeny kontakty, předpokládá se, že svarový spoj je minimálně stejně tuhý a pevný jako materiál.

4.4. Výpočet pevnosti svarových spojů analyticky

Na svařencích nůžkového mechanismu se vyskytují pouze koutové svary. Jejich velikost a umístění je detailně popsáno v kapitole 4.1.2. Při výpočtu koutového svaru se vychází z jeho účinné tloušťky a (Obr. 4.17) a způsobu namáhání. Minimální účinná tloušťka 3 mm je stanovena normou ČSN 73 1401 a dále platí pro jednotlivé tloušťky plechů t Tab. 14. Účinná délka l je taková délka, ve které má svar plný průřez, a navíc tato délka je zmenšená o dvě účinné tloušťky svaru „ a “. Účinná plocha svaru je plocha, jejíž hranice tvoří průmět délky l a účinné tloušťky. [13]

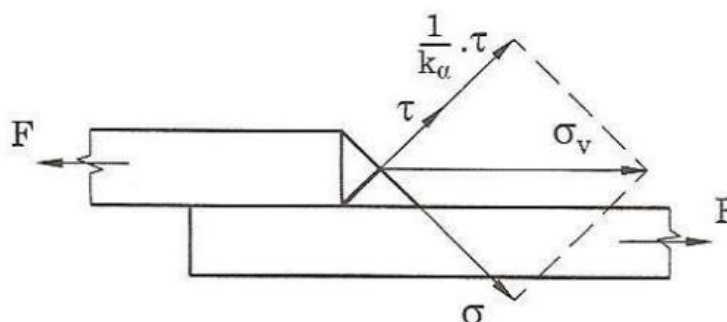


Obr. 4.17 - Účinná tloušťka a [13]

Tab. 13 - Minimální účinná tloušťka [13]

t [mm]	a_{\min} [mm]
< 10	3
11 – 20	4
21 – 30	5
> 31	6

Na Obr. 4.18 je rozložení sil v účinném průřezu svaru. Napětí v koutovém svaru se určuje v účinném průřezu, který se sklápí do roviny, v níž smykové napětí τ přenese dané zatížení. Uvažuje se pouze tato složka, neboť pevnost ve smyku je menší, a proto se normálové napětí přes koeficient c_α přepočítá dle dané hypotézy na napětí smykové. [14]



Obr. 4.18 - Rozložení napětí v účinné rovině koutového svaru [14]

Veličiny potřebné pro výpočet jsou uvedeny v Tab. 14.

Tab. 14 - Veličiny pro výpočet koutového svaru

Veličina	Jednotka	Popis
R_e	MPa	Mez kluzu materiálu
c_α	-	Součinitel přepočtu dle HMM
τ_{dov}	MPa	Dovolené napětí v koutovém svarovém spoji
τ_{sv}	MPa	Výsledné smykové napětí ve svarovém spoji
β_w	-	Součinitel výšky koutového svaru (pro $a_8 = 1$)
k	-	Součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu
c_{sv}	-	Převodní součinitel koutového svaru
l_s	mm	Délka svaru

Výpočet koutových svarů vychází ze základních rovnic uvedených ve vztazích (6.1 až 6.4).

Z rovnice (6.1) vyjádříme výslednici normálového a smykového napětí kolmým k rovině nebezpečného průřezu (resp. ose svaru):

$$\tau_{v\perp} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2} \quad (6.1)$$

kde obecně platí (6.2, 6.3):

$$\sigma_{\perp} = \frac{F_{\sigma\perp}}{a \cdot l} \quad (6.2)$$

$$\tau_{\perp} = \frac{F_{\tau\perp}}{a \cdot l} \quad (6.3)$$

Z rovnice (6.4) vyjádříme maximální dovolené smykové napětí uvnitř svaru:

$$\tau_{dsv} = c_{\alpha} \cdot R_e \quad (6.4)$$

Z rovnice (6.5) vyjádříme skutečné napětí uvnitř svarového spoje:

$$\tau_{sv} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{v\perp}}{c_{sv\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{c_{sv\parallel}}\right)^2} \leq \tau_{dsv} \quad (6.5)$$

kde obecně platí (6.6):

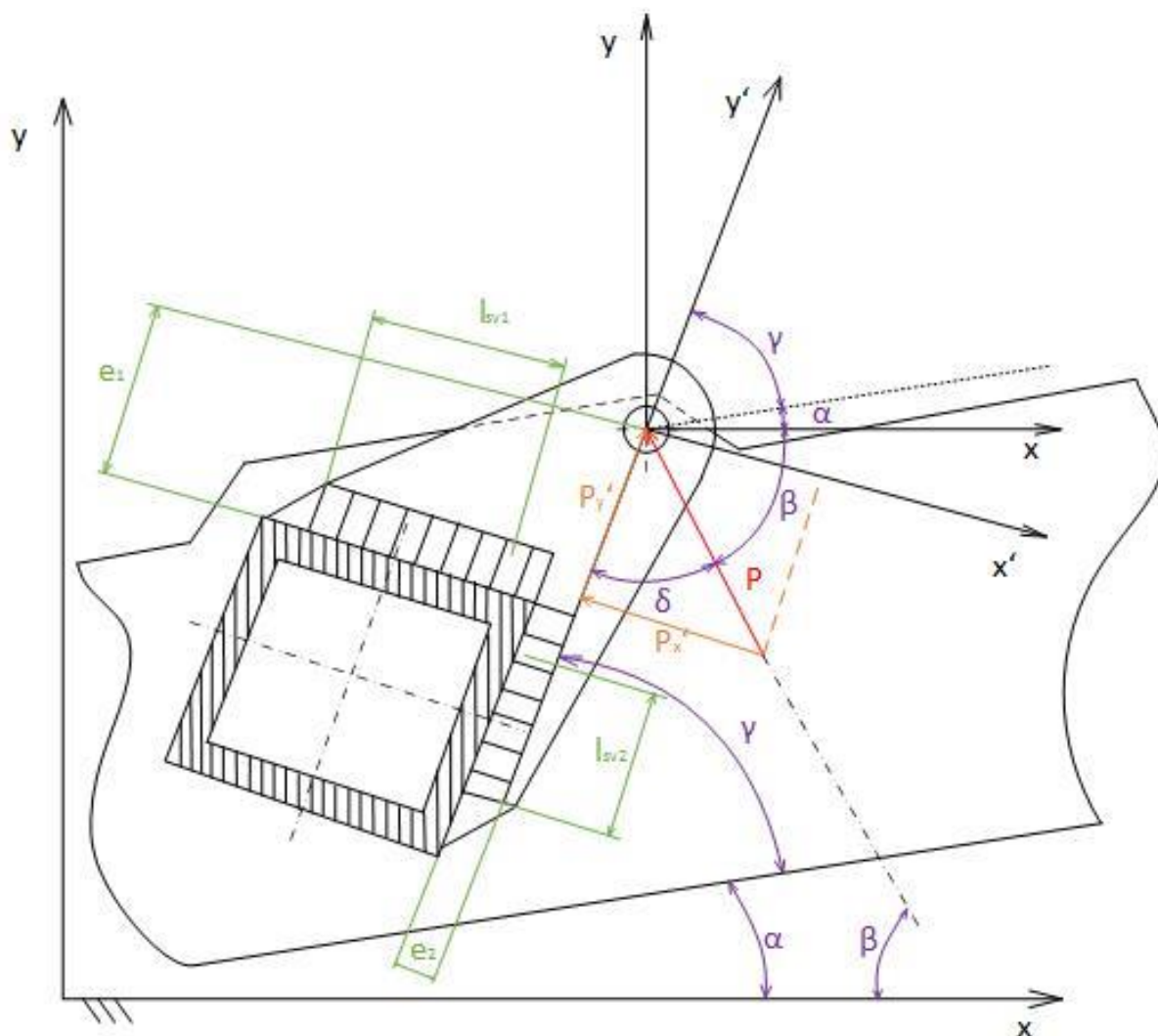
$$\tau_{\parallel} = \frac{F_{\tau\parallel}}{a \cdot l} \quad (6.6)$$

Koeficient bezpečnosti vyjádříme z rovnice (6.7):

$$k = \frac{R_e}{\tau_{sv}} \geq 1,5 \quad (6.7)$$

4.4.1. Připojení pístitnice hydromotoru

Hydromotory jsou připojené za dva body v konstrukci rámu. Materiálem výpalků je ocel S355J2 vhodná pro svařování s mezí kluzu 355 MPa. Výpalky jsou k jeklu přivařeny koutovým svarem o velikosti a8. Na výpalek působí největší zatížení v nejnižší poloze plošiny, a to silou uvedenou v kapitole 4.2.4. (viz rovnice 7.2). Na **Obr. 4.19** je zobrazeno připojení pístitnice hydromotoru. Výpočet koutových svarů z rovnic (7.1 až 7.8) byl proveden v programu MATLAB uvedený v příloze 2. V **Tab. 20** jsou uvedeny hodnoty vstupu potřebných pro výpočet.



Obr. 4.19 – Připojení pístitnice hydromotoru

Tab. 15 - Vstupní konstantní parametry pro výpočet svarů

e_1 [mm]	e_2 [mm]	l_{sv1} [mm]	l_{sv2} [mm]	γ [°]	Počet svarů	k_α	k_{sv1}	k_{sv2}
69	28	60	60	55	4	0,6	1,15	1,15

$$\delta = 180 - (\alpha + \beta + \gamma) \quad (7.1)$$

$$P = R_{Emax} = 52\,465[N] \quad (7.2)$$

$$P_x' = P \cdot \sin(\delta); \quad P_y' = P \cdot \cos(\delta) \quad (7.3)$$

$$\tau_{\perp 1} = \frac{P_x'}{4 \cdot a \cdot l_{sv2}}; \quad \tau_{\perp 2} = \frac{P_y'}{4 \cdot a \cdot l_{sv1}} \quad (7.4)$$

$$\tau_{\perp 3} = \frac{P_x' \cdot e_1}{4 \cdot \frac{1}{6} \cdot a \cdot l_{sv1}^2}; \quad \tau_{\perp 4} = \frac{P_y' \cdot e_2}{4 \cdot \frac{1}{6} \cdot a \cdot l_{sv2}^2} \quad (7.5)$$

$$\tau_{\parallel 1} = \frac{P_x'}{4 \cdot a \cdot l_{sv1}}; \quad \tau_{\parallel 2} = \frac{P_y'}{4 \cdot a \cdot l_{sv2}} \quad (7.6)$$

$$\tau_{v\perp} = \sqrt{(\tau_{\perp 1} + \tau_{\perp 4})^2 + (\tau_{\perp 2} + \tau_{\perp 3})^2} \quad (7.7)$$

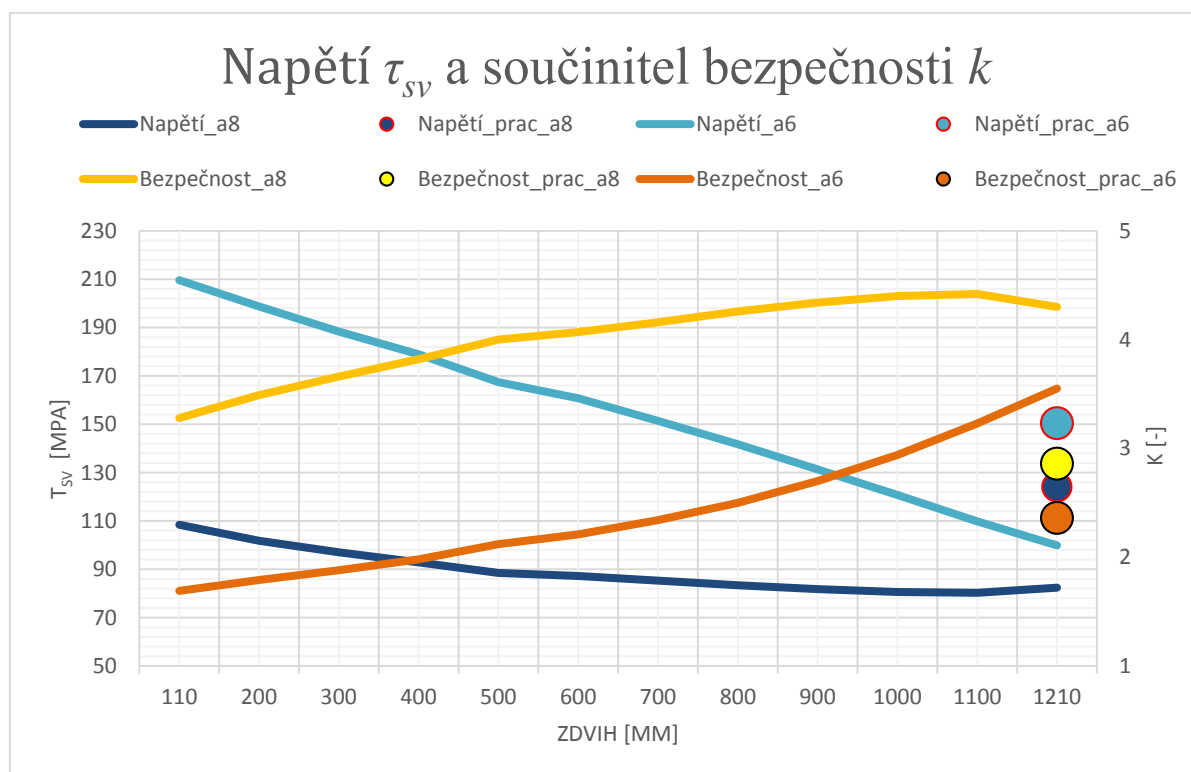
$$\tau_{\parallel} = \sqrt{\tau_{\parallel 1}^2 + \tau_{\parallel 2}^2} \quad (7.8)$$

Výsledné napětí ve svaru a koeficient bezpečnosti se vyjádří ze vztahu 6.5, resp. 6.7. Maximální dovolené smykové napětí ve svaru vyšlo 213 MPa. V **Tab. 16** jsou uvedeny vstupní hodnoty pro výpočet svarových spojů a8 (resp. a6) pro jednotlivé velikosti zdvihu od 110 mm do 1210 mm a výstupní hodnoty – smykové napětí uvnitř svaru a součinitel bezpečnosti. Z **grafu 4.2** je patrné, že nejvyšší napětí se vyskytuje v nejnižší poloze. Při pracovním zatížení je maximální smykové napětí 112,8 MPa (resp. 150,4 MPa) a součinitel bezpečnosti svaru 3,15 (resp. 2,36). Při teoretické velikosti svaru a6 dosahuje maximální napětí 209,6 MPa, což je hodnota pod dovoleným napětím 213 MPa. Z toho plyne, že svar a6 danému zatížení vyhovuje.

Tab. 16 - Vstupní a výstupní parametry

lz [mm]	110	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1210	1210*
P [N]	52465	47522	43737	41143	38837	37684	37684	37596	38047	39188	41412	46456	69945
α [°]	4,2	7,7	11,5	15,5	19,5	23,6	27,8	32,2	36,9	41,8	47,2	53,8	53,8
β [°]	18,5	23	27,8	32,3	36,6	40,7	44,7	48,5	52,3	56	59,9	64,4	64,4
τ_{sv_a8} [MPa]	157,1	149	141,2	134,2	125,6	120,5	113,5	106,2	98,5	90,6	82,3	74,9	112,8
k_{a8}	2,26	2,38	2,51	2,65	2,83	2,95	3,13	3,34	3,6	3,92	4,31	4,74	3,15
τ_{sv_a6} [MPa]	209,6	198,7	188,3	178,9	167,4	160,7	151,4	141,7	131,3	120,7	109,8	99,9	150,4
k_{a6}	1,69	1,79	1,88	1,98	2,12	2,21	2,34	2,5	2,7	2,94	3,23	3,55	2,36

*zdvih při pracovním zatížení (obsluha vstoupí na plošinu)



Graf 4.2 - Závislost smykového napětí a součiniteli bezpečnosti na zdvihu

4.4.2. Připojení válce hydromotoru

Uchycení válce hydromotoru je zobrazeno na **Obr. 4.20**. Ocelové výpalky jsou zde přivařeny velikostí koutového svaru a6. Na výpalek působí největší zatížení v nejnižší poloze plošiny, uvedenou v kapitole 4.2.4. Výpočet koutových svarů z rovnic (8.1 až 7.8) byl proveden v programu MATLAB uvedený v příloze 2. V **Tab. 17** jsou uvedeny hodnoty vstupu potřebných pro výpočet.

Tab. 17 - Vstupní konstantní parametry pro výpočet svarů

e_3 [mm]	l_{sv3} [mm]	Počet svarů	k_a	k_{sv1}	k_{sv2}
35	40	4	0,6	1,15	1,15

$$\theta = \beta - \alpha \quad (8.1)$$

$$P = R_{Cmax} = 52\,488 \text{ [N]} \quad (8.2)$$

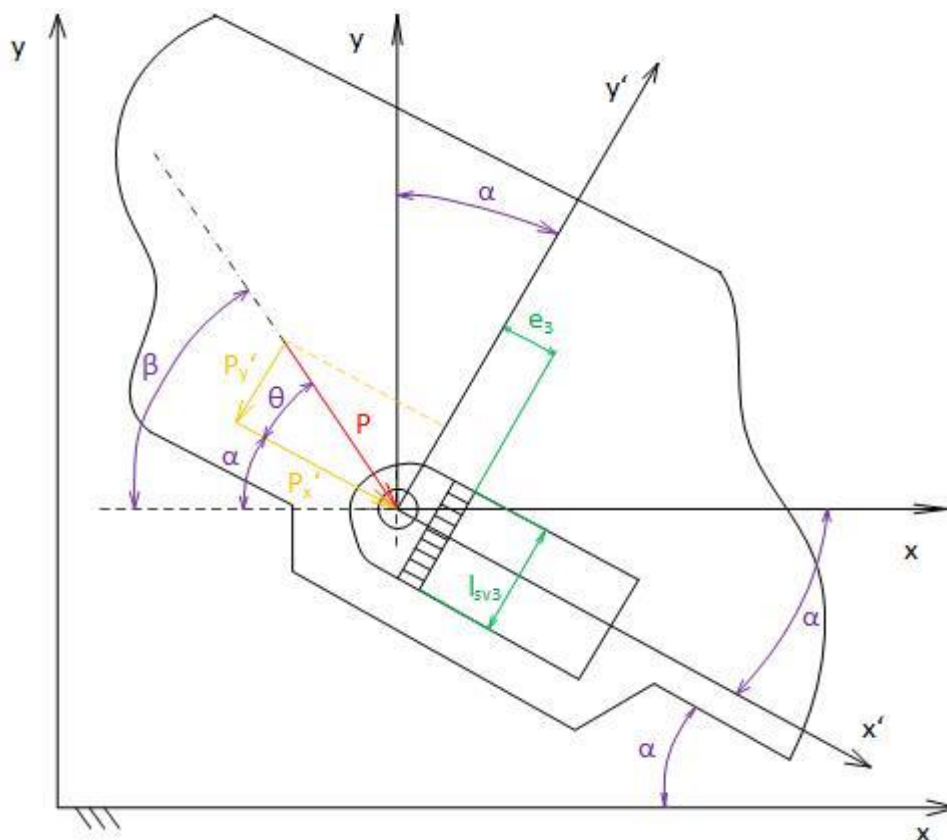
$$P_x' = P \cdot \sin(\delta); \quad P_y' = P \cdot \cos(\delta) \quad (8.3)$$

$$\tau_{\perp 1} = \frac{P_x'}{4 \cdot a \cdot l_{sv3}} \quad (8.4)$$

$$\tau_{\perp 2} = \frac{P_y' \cdot e_3}{4 \cdot \frac{1}{6} \cdot a \cdot l_{sv3}^2} \quad (8.5)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{P_y'}{4 \cdot a \cdot l_{sv3}} \quad (8.6)$$

$$\tau_{\perp} = \tau_{\perp 1} + \tau_{\perp 2} \quad (8.7)$$

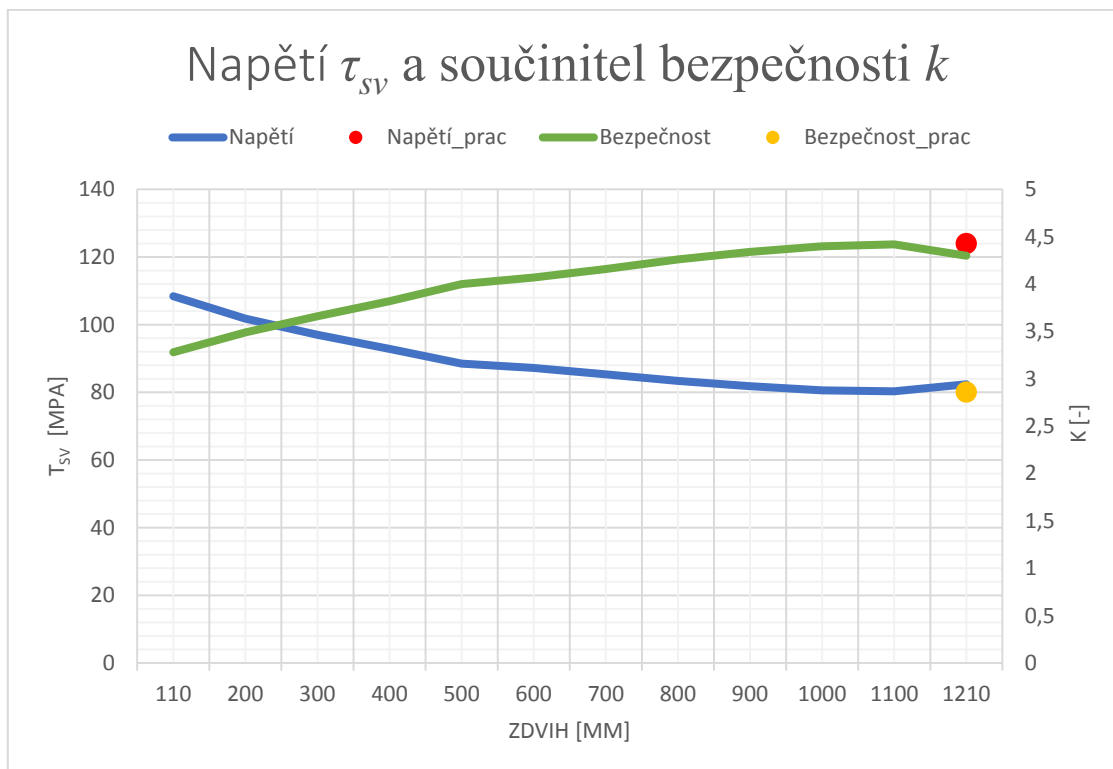


Obr. 4.20 - Připojení válce hydromotoru

Výsledné napětí ve svaru a součinitel bezpečnosti se vyjádří ze vztahu 6.5, resp. 6.7. Maximální dovolené smykové napětí ve svaru vyšlo 213 MPa. V **Tab. 18** jsou uvedeny vstupní hodnoty pro výpočet svarových spojů pro jednotlivé velikosti zdvihu od 110 mm do 1210 mm a výstupní hodnoty – smykové napětí uvnitř svaru a koeficient bezpečnosti. Z **grafu 4.3** je patrné, že nejvyšší napětí se vyskytuje v nejnižší poloze. Při pracovním zatížení je maximální smykové napětí je 124 MPa a koeficient bezpečnosti svaru 2,86 (žlutý bod).

Tab. 18 - Vstupní a výstupní hodnoty

lz [mm]	110	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1210	1210*
P [N]	52488	47522	43737	41143	38837	37684	37684	37596	38047	39188	41412	46456	69945
α [°]	4,2	7,7	11,5	15,5	19,5	23,6	27,8	32,2	36,9	41,8	47,2	53,8	53,8
β [°]	18,5	23	27,8	32,3	36,6	40,7	44,7	48,5	52,3	56	59,9	64,4	64,4
τ_{sv} [MPa]	108,4	101,8	97	92,85	88,5	87,2	85,3	83,4	81,8	80,6	80,3	82,4	124
k	3,28	3,49	3,66	3,82	4	4,07	4,16	4,26	4,34	4,4	4,42	4,3	2,86



Graf 4.3 - Závislost smykového napětí a součiniteli bezpečnosti na zdvihu

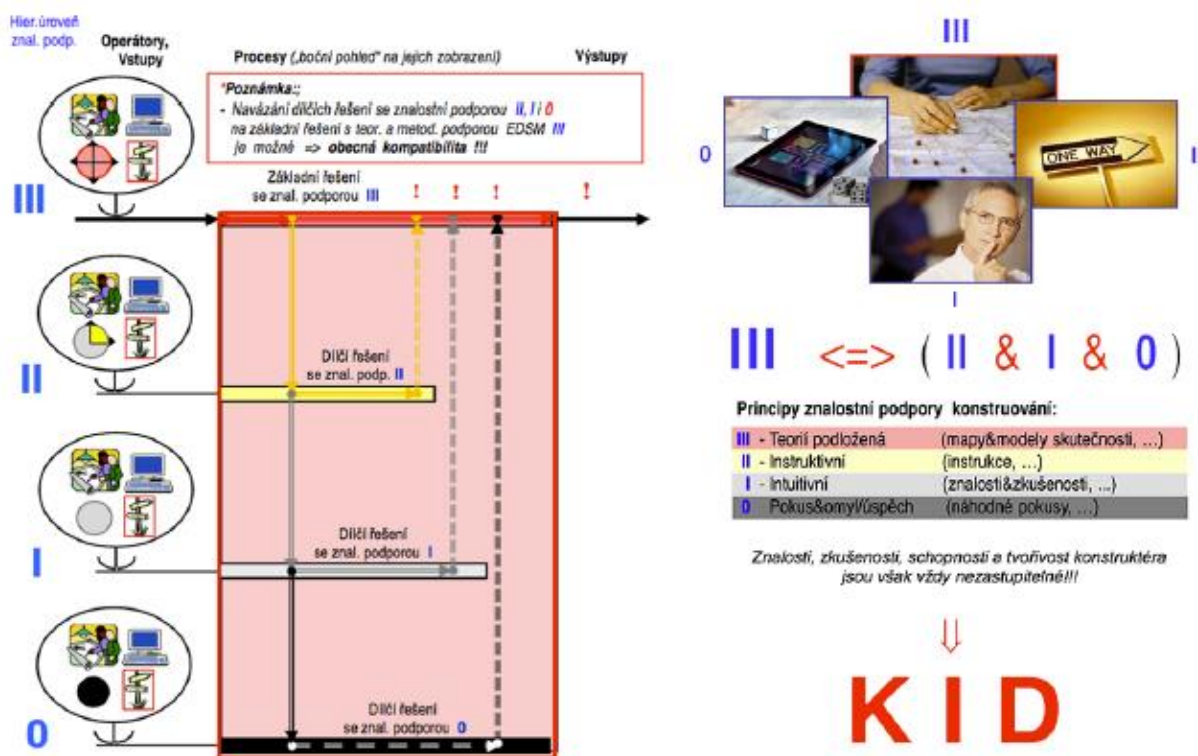
5. Plán řešení projektu

5.1. Studie proveditelnosti

Pro zadaný projekt je nutné předpokládat, že jeho zadání vychází z analýz trhu a že studie prokázaly, že jeho vývoj a produkce budou proveditelné (realizovatelné) pro daného výrobce z hlediska technického (fyzického), ekonomického (nákladově rentabilního, ziskového) a finančního (volný kapitál, hotovostní tok). [1]

5.2. Strategie řešení

Pro řešení návrhu TS je dle požadavku zadání využita strategie znalostně integrovaného navrhování technických produktů „Knowledge Integrated Design“ (KID), která vychází z teorie a metodiky konstruování (Engineering Design Science (EDS) and Methodology (EDSM) na bázi Teorie technických systémů (TTS). Navrhovaný technický produkt je v předloženém projektu uvažován v souladu se zadáním jako heterogenní technický systém (TS) s dominantní mechanickou (HW) složkou. [15]



Obr. 5.1 - Teorii EDSM III podložené znalostně integrované konstruování [12]

5.3. Časové naplánování řešení návrhu TS

Základní fázi TS lze jednoznačně definovat díky strategii řešení KID. [19]

Tab. 19 - Časový rozvrh řešení návrhu TS

Konstrukční proces			9/17	10/17	11/17	12/17	1/18	2/18	3/18	4/18	5/18	6/18
A. UPŘESNĚNÍ ÚKOLU	I. ROZPRACOVÁNÍ ZADÁNÍ	Zadání problému										
		Vyjasnění a rozpracování požadavků Specifikace požadavků										
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										
IV. ZHODNOCENÍ	Zhodnocení úplné stavební struktury TS											
	Zhodnocení výchozího a navrženého TS											
D. FINALIZACE ŘEŠENÍ	V. FINÁLNÍ ZPRACOVÁNÍ	Detailování a dokumentování řešení										
		Odevzdávání práce										
		Obhajoba práce										

II. KONCEPČNÍ NÁVRH

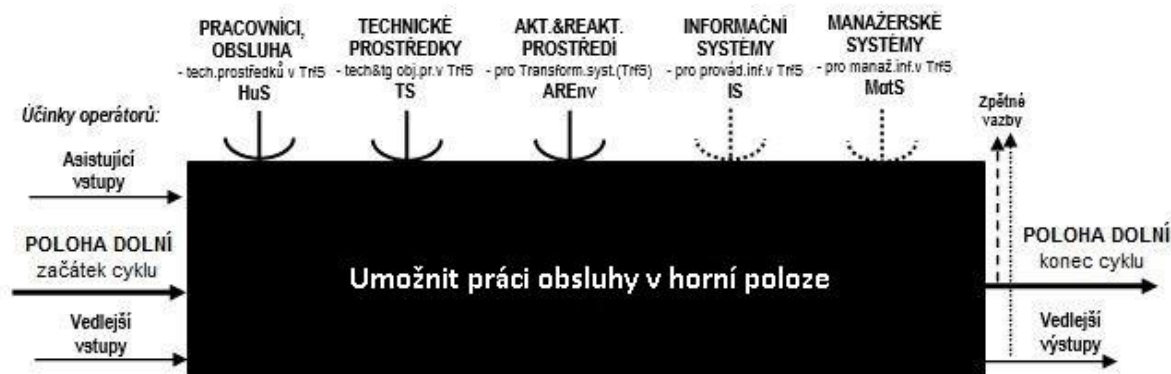
6. Návrh funkční struktury TS

V této kapitole je proveden koncepční návrh funkční struktury technického systému.

6.1. Navržení provozního transformačního procesu TS

6.1.1. Černá skříňka požadované transformace

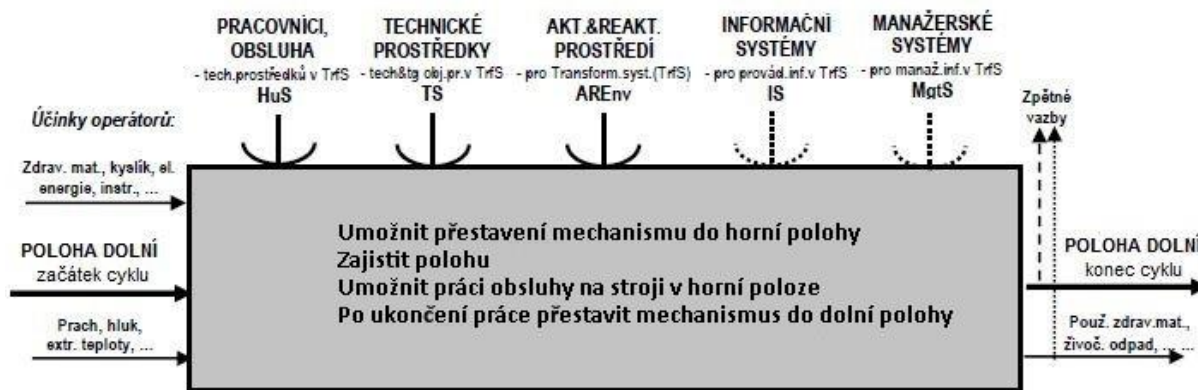
Popis provozně transformačního procesu technického systému pomocí metody černé skříňky.



Obr. 6.1 - Černá skříňka požadované transformace TS

6.1.2. Technologický princip provozního transf. technického procesu TS

Na základě průzkumu trhu a analýz byl ze schématu (Obr.6.1) vytvořen model technologického principu funkční struktury TS. (Obr. 6.2)

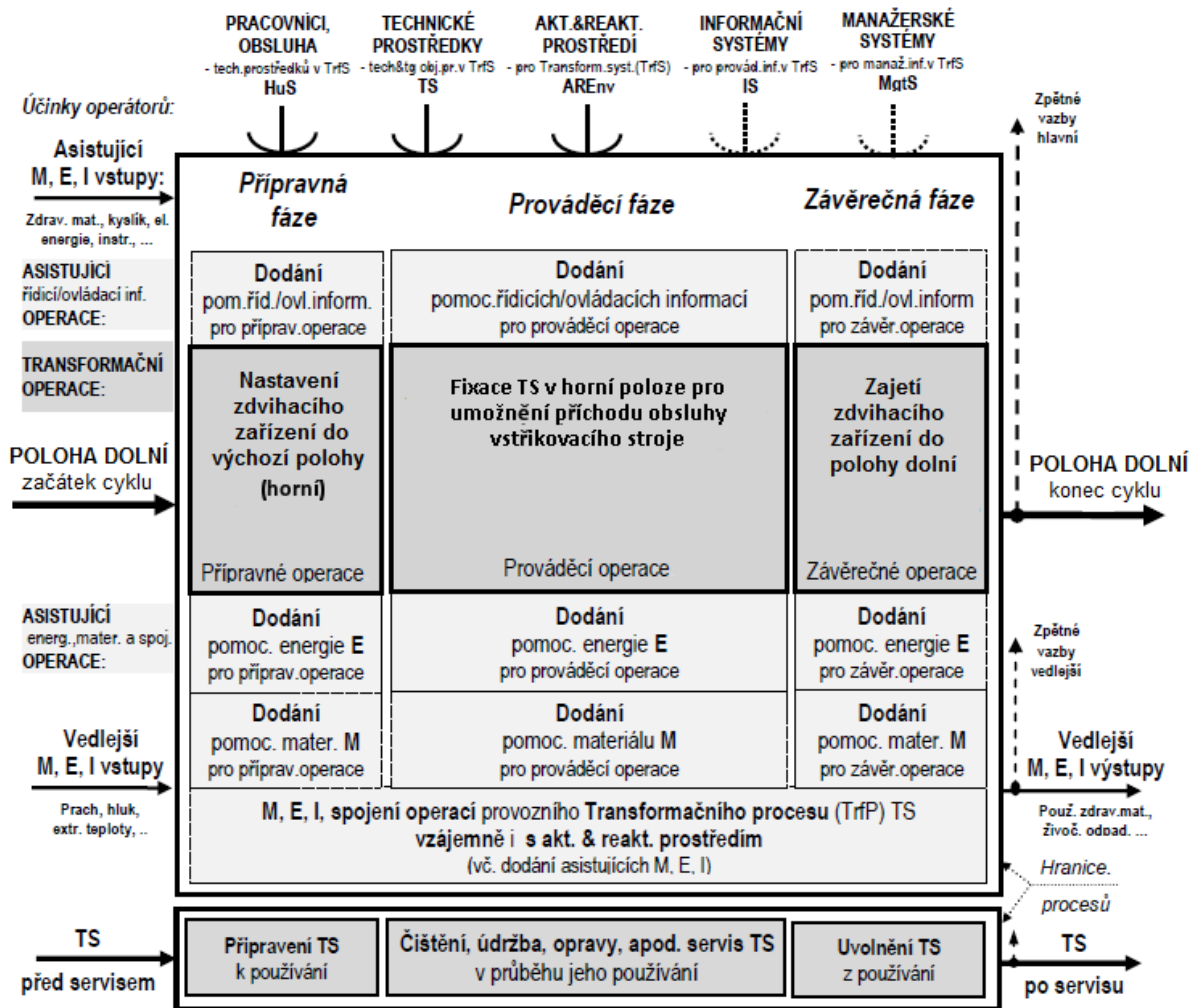


Obr. 6.2 - Návrh technologického principu funkční struktury TS

Výchozí stav technického systému je v dolní poloze. TS je umístěn uvnitř stroje. Po zapnutí se TS vysouvá do polohy horní, kde se bezpečnostně zajistí. Na TS vstupuje obsluha vstřikovacího stroje. Po provedení montážních prací se TS svépomocí vrací do dolní polohy, kde čeká na další cyklus.

6.1.3. Provozní transformační technický proces TS

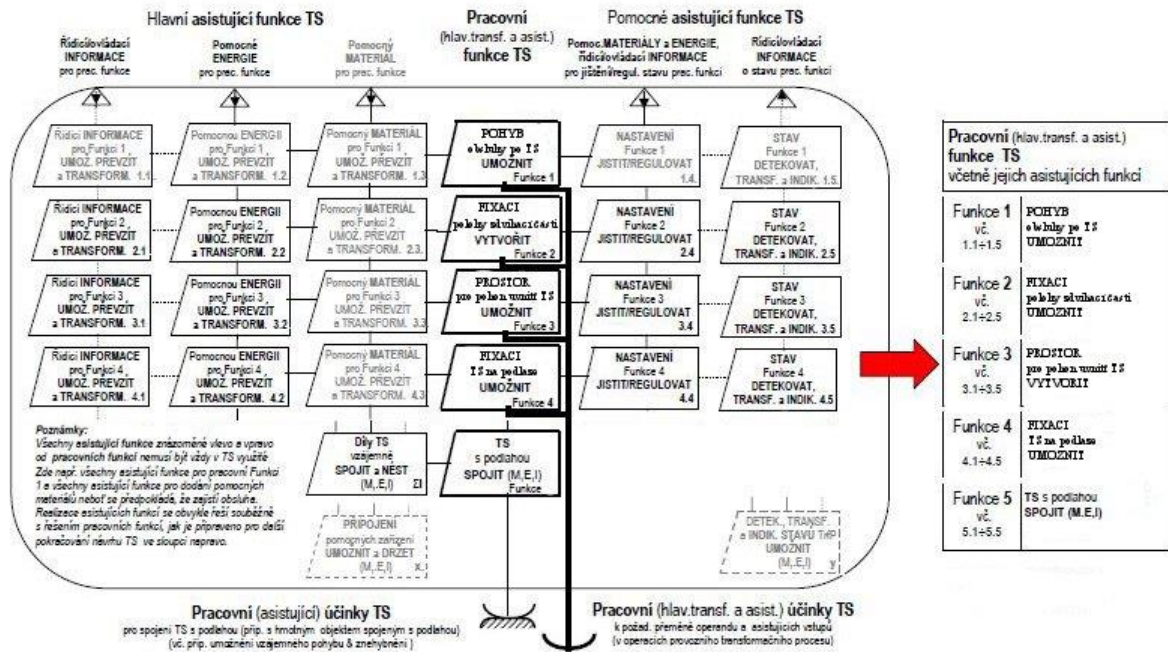
Na Obr. 6.3 je zobrazen hrubý popis provozního transformačního technického procesu navrhovaného TS. Tento popis je fází a operací využívající účinky navrhovaného TS pro docílení požadovaných úkonů ze stavu vstupního do stavu výstupního. Proces je rozdělen do tří hlavních operací (přípravné, prováděcí a závěrečné) za současného působení asistujících (materiálových, energetických a informačních) vstupů a výstupů.



Obr. 6.3 - Provozní transformační technický proces TS

6.2. Navržení funkční struktury TS

Provozní transformační technický proces (**Obr. 6.3**) popisuje veškeré operace nutné ke změně stavu. Není pravidlem, že tyto operace musí zajišťovat navrhovaný TS. Některé operace může vykonávat např. obsluha či prostředí. Funkce, které bude svými vlastnostmi ovlivňovat pouze TS, zobrazuje funkční struktura navrhovaného TS (**Obr. 6.4**).



Obr. 6.4 – Funkční struktura navrhovaného TS

7. Návrh orgánové struktury TS

7.1. Navržení orgánů pro navrženou funkční strukturu TS

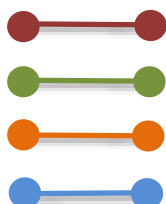
Pracovní Funkce TS vč. asist. funkcí			Orgány TS („nositele funkcí“) (příp. i s vyznačením funkčního principu)					
			1	2	3	4	5	6
Fce 1 vč. 1.1-1.5	1	POHYB pro přesun polohy UMOŽNIT	Šroub a matice	Nůžkový mechanismus	Teleport	Pastorek & hřeben	Lano & kladky	
	Asistující funkce	1.2	Pomocnou ENERGII pro fci 1 UMOŽ. PŘEVZÍT A TRANSF.	Ruční pohon	Pneumatický pohon	Elektrický pohon	Hydraulický pohon	
		1.5	STAV funkce 1 DETEKOVAT, TRANSF. A INDIKOVAT	Koncový spínač	Indukční senzor	Optický enkodér	Resolvér na motoru	
Fce 2 vč. 2.1-2.5	TRANSFORMACE energie pro pohyb mezi polohami UMOŽNIT		Hydromotor	Teleskopický píst	Harmonic drive	Pohybový šroub	Lanový převod	Spirallift
Fce 3 vč. 3.1-3.5	FIXACI polohy zdvihací části UMOŽNIT		Žádná	Mechanická západka	Brzdový systém pohonu	Kombinova né		
Fce 4 vč. 4.1-4.5	Pevné dorazy VYTVOŘIT		Pryžové dorazy	Tlačné pružiny	Pneumatické dorazy	Žádná		
Fce 5 & Σi	TS s podlahou SPOJIT (M,E,I)		Kotevní šrouby	Nivelační nohy	Otočná kolečka	4 nohy s třecí plochou	Vstříkolis ENGEL	

7.2. Navržení variant orgánové struktury TS

Pracovní Funkce TS vč. asist. funkcí			Orgány TS („nositele funkcí“) (příp. i s vyznačením funkčního principu)					
			1	2	3	4	5	6
Fce 1 vč. 1.1-1.5	Asistující funkce	1 POHYB pro přesun polohy UMOŽNIT	Šroub a matice	Nůžkový mechanismus	Teleport	Pastorek & hřeben	Lano & kladky	
		1.2 Pomocnou ENERGII pro funkci 1 UMOŽ. PŘEVZÍT A TRANSF.	Ruční pohon	Pneumatický pohon	Elektrický pohon	Hydraulický pohon		
		1.5 STAV funkce 1 DETEKOVAT, TRANSF. A INDIKOVAT	Konečný spínač	Indukční senzor	Optický enkodér	Resolvér na motoru		
Fce 2 vč. 2.1-2.5	TRANSFORMACE energie pro pohyb mezi polohami UMOŽNIT		Hydromotor	Teleskopický píst	Harmonické dře	Pohybový šroub	Lanový převod	Sp. lift
Fce 3 vč. 3.1-3.5	FIXACI polohy zdvihací části UMOŽNIT		Žádná	Mechanická zapadka	Brzdový systém	Kombinované		
Fce 4 vč. 4.1-4.5	Pevné dorazy VYTVOŘIT		Průžkové dorazy	Tlačné ručičky	Pneumatické dorazy	Žádná		
Fce 5 & Z1	TS s podlahou SPOJIT (M,E,I)		Koneční šrouby	Nivelační	Otočná kolečka	4 nohy s třecí plochou	Vstříkolis ENGEL	

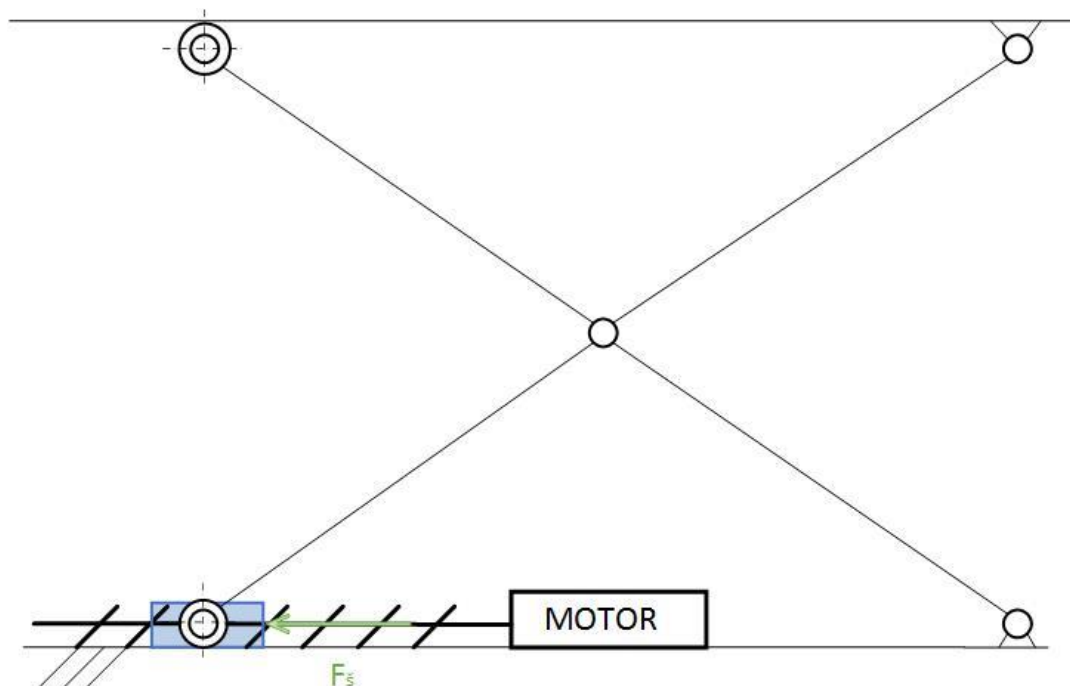
Legenda:

- Varianta A
- Varianta B
- Varianta C
- Varianta D



7.2.1. Varianta A

První variantou je jako pohon využít pohybový šroub s elektromotorem. Jedná se o osvědčenou konstrukci prověřenou dlouholetou tradicí. Nejčastěji se používají dva základní typy pohybových šroubů, a to kuličkový, který vyniká vysokou účinností při transformaci z rotačního pohybu elektromotoru na posuvný pohyb při vysoké přesnosti, nebo šroub trapézový, který je jeho levnější variantou. Varianta s pohybovým šroubem je zobrazena na **Obr. 7.1**. Pro zachování jednoduchosti konstrukce je pohybový šroub umístěn v ose pojezdu spodního kolečka, matice pohybového šroubu poté kopíruje dráhu kolečka, aby bod připojení konal pouze posuvný pohyb.



Obr. 7.1 - Kinematické schéma varianty A

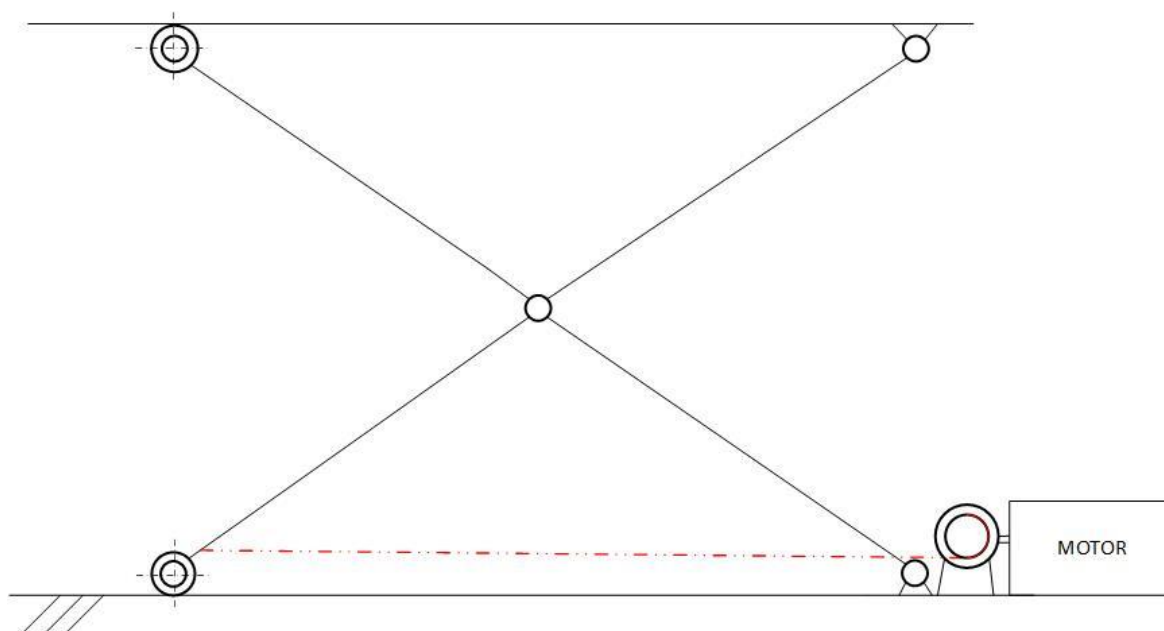
V programu Matlab byly sestaveny rovnice pro zjištění teoretického zatížení na pohybový šroub. Výpočet i s grafem vyznačujícím průběh zatěžující síly je uveden v příloze 3. Z výpočtu je patrné, že stejně jako u současného řešení je nejvyšší průběh zatěžující síly na začátku zdvihu (80 859 N), tím jsou kladeny vysoké nároky na pohon. V **Tab. 20** jsou nastíněny výhody a nevýhody.

Tab. 20 - Hodnocení varianty A

VARIANTA A	
Výhody	Nevýhody
+ levné	- vysoké nároky na pohon
+ jednoduchá konstrukce	- nižší účinnost zdvihacího členu
+ dobré zástavbové prostory	- nižší rychlost zdvihu
+ spolehlivost	- nutnost mazání

7.2.2. Varianta B

Druhou variantou je jako tažnou jednotku použít lano. Převod lanem z hnacího členu na člen hnaný je u nůžkového mechanismu méně častým typem konstrukce. V této variantě jsou využity tři lana pro lepší rozložení zátěžných sil. Všechny se odvíjejí od hnacího bubnu a lana jsou spojena s posuvnou částí nůžkového mechanismu, jak je možné vidět na **Obr. 7.2**. Oproti variantě s pohybovým šroubem je varianta s lany jednodušší na konstrukci, odpadá nutnost mazání a zabezpečení proti vniku nečistot. V **Tab. 21** jsou uvedeny výhody a nevýhody varianty B.



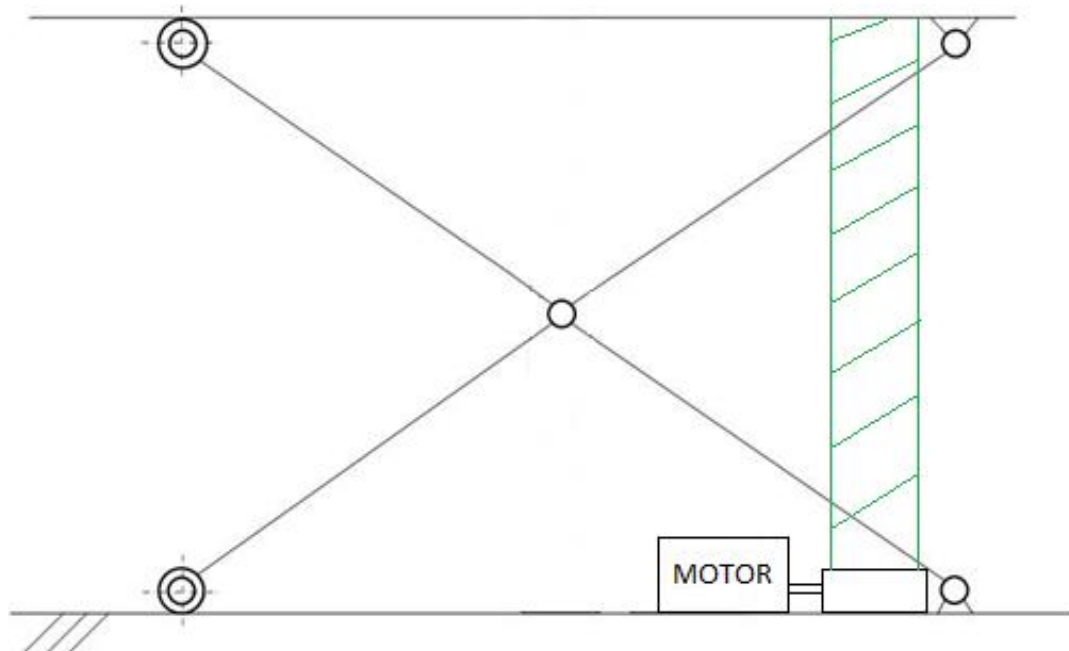
Obr. 7.2 – Kinematické schéma varianty B

Tab. 21 - Hodnocení varianty B

VARIANTA B	
Výhody	Nevýhody
+ levné	- vysoké nároky na pohon
+ jednoduchá konstrukce	- nelineární průběh zdvihu
+ není nutnost mazání	- nižší rychlost zdvihu
+ jednoduchá údržba	- vysoké tahové napětí v řemenech
+ vratný cyklus pomocí vlastní váhy	- větší zástavbový prostor – pohonná jednotka mimo prostor zdvihací plošiny (není uvnitř)
+ vysoká spolehlivost	
+ relativně tichý chod	

7.2.3. Varianta C

Třetí variantou je použití jednotky Spirallift. Princip Spiralliftu je popsán v kapitole 8.1. Jednotka Spirallift je umístěna uvnitř zdvihacího zařízení na straně pevného připojení ramen k rámcům, k nimž je sama připojena. Tím tato jednotka přenáší veškeré zatížení po celou dobu zdvihu. Průběh síly na pohon je konstantní. Zároveň se sníží požadavky na nůžkový mechanismus, dojde k odlehčení konstrukce a snížení velikosti svarů. Nevýhodou jednotky Spirallift je nutnost brzdícího zařízení a nutnost stálého předepnutí. Na **Obr. 7.3** je možné vidět umístění této jednotky uvnitř zdvihacího zařízení. V **Tab. 22** jsou následně shrnuty výhody a nevýhody této varianty. Výpočet této varianty je proveden v příloze 4.



Obr. 7.3 - Kinematické schéma varianty C

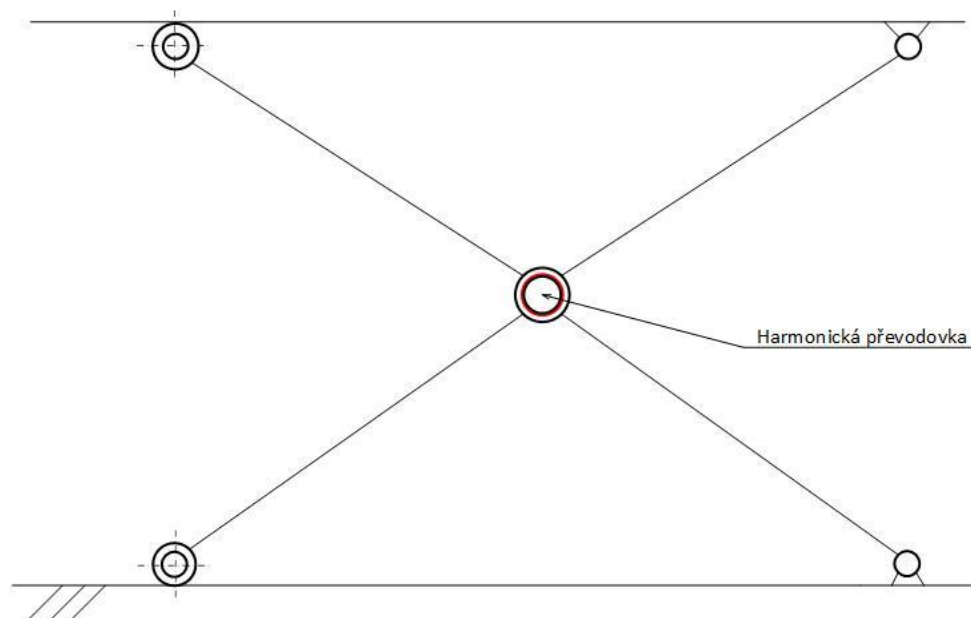
Tab. 22 - Hodnocení varianty C

VARIANTA C	
Výhody	Nevýhody
+ nižší nároky na pohon	- vyšší cena
+ malý zástavbový prostor	- nutnost stálého předepnutí
+ životnost ($1 \cdot 10^6$ cyklů)	- zajištění brždění nůžkového mech.
+ vyšší rychlost zdvihu	-
+ lineární průběh zdvihu	-
+ možnost pracovat ve více polohách	-

7.2.4. Varianta D

Poslední variantou je využít kinematiky mechanismu a zakomponovat do jeho středu harmonickou převodovku. Obě ramena jsou k sobě připojena pomocí čepů. Harmonická převodovka by jeden tento čep nahradila. Toto řešení je zcela nové a nese s sebou některá úskalí. Harmonická převodovka je takový typ převodovky, který pomocí jednoduchého mechanismu transformuje vysoké otáčky na otáčky několikanásobně nižší, má tudíž vysoký převodový poměr. Tyto převodovky jsou vhodné pro přenos velkých kroutcích momentů bez rizika opotřebení zubů, jelikož mají v záběru 15-20 % zubů. Harmonické převodovky se nacházejí především v robotice nebo tam, kde je zapotřebí přesný pohyb a vyznačují se svými velmi malými rozměry a nízkou hmotností.

Na **Obr. 7.4** je vidět zakomponování harmonické převodovky uvnitř nůžkového mechanismu. Každá část převodovky je spojena vždy s jedním ramenem nůžek. Pohon se pohybuje spolu s nůžkovým mechanismem. V **Tab. 23** jsou nastíněné výhody a nevýhody. Výpočet této varianty je proveden v příloze 5.



Obr. 7.4 - Kinematické schéma varianty D

Tab. 23 - Zhodnocení varianty D

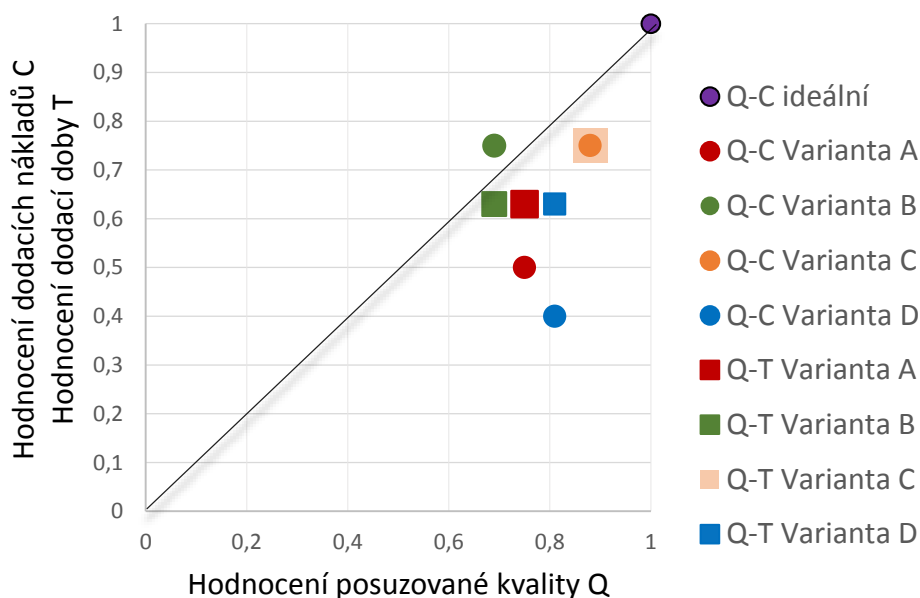
VARIANTA D	
Výhody	Nevýhody
+ přesnost polohování	- vysoká pořizovací cena
+ přenos velkých kroutcích momentů	- vysoké nároky na montáž a údržbu
+ hmotnost a rozměry	- drahá údržba v případě nutnosti
+ možnost až dvojnásob. statického přetížení	- složitější konstrukce
+ reverzibilita	- náročná údržba

7.3. Hodnocení variant orgánové struktury TS

Jednotlivé varianty orgánových struktur jsou přehledně hodnocené v **Tab. 24**. Posuzujeme klíčová kritéria, která podléhají relacím dodané kvality Q, dodacích termínů T a vynaložených nákladů C. Těmto kritériím je přisouzena určitá váha, která pomůže upřesnit výběr suboptimální varianty. Na **grafu 7.1** je možné vidět následné grafické vyhodnocení.

Tab. 24 - Hodnocení a výběr suboptimální varianty TS

HODNOCENÍ VARIANT			VARIANTA				
Stupnice	Q-T-C	Kritérium - vlastnost	A	B	C	D	Ideál
Hodnocení (min. 0 až max. 4)	Posuzovaná kvalita Q	Složitost konstrukce	3	3	4	2	4
		Pred. namáhání konstrukce	1	1	3	2	4
		Pred. účinnost konstrukce	1	2	4	3	4
		Zástavbový prostor	3	2	3	4	4
		Σ hodnocení Q	12	11	14	13	16
		Porovnání s ideálem	0,75	0,69	0,88	0,81	1
	Dodací doba T	Doba výroby/dodání	2	2	3	3	4
		Doba montáže	3	3	3	2	4
		Σ hodnocení T	5	5	6	5	8
		Porovnání s ideálem	0,63	0,63	0,75	0,63	1
	Náklady C	Náklady na výrobu	3	3	3	1	4
		Náklady na údržbu	1	3	3	2	4
		Σ Hodnocení C	4	6	6	3	8
		Porovnání s ideálem	0,5	0,75	0,75	0,4	1



Graf 7.1 - Graf hodnocení výběru suboptimální varianty

Suboptimální varianta, která bude dále podrobněji a konstrukčně rozpracována, je varianta C.

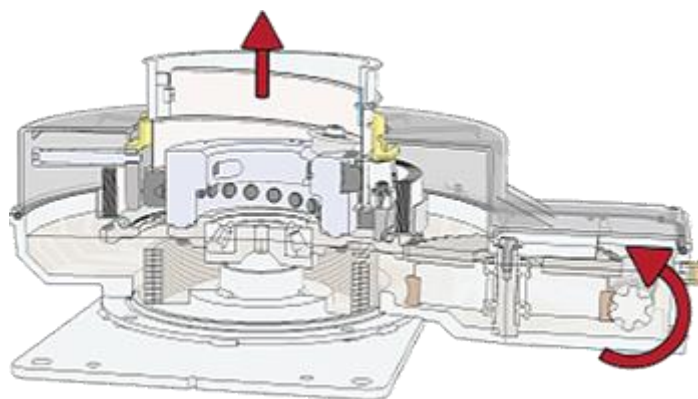
III. KONSTRUKČNÍ NÁVRH

8. Návrh hrubé stavební struktury TS

V programu NX11 byla rozpracována konstrukce vybrané sub-optimální varianty. Program NX je interně využíván i firmou ENGEL, proto lze jednotlivé díly snadno předefinovat a zavést je do firemní databáze Teamcenter od společnosti Siemens, která je s vybraným CAD programem provázána.

8.1. Pohonný mechanismus - Spirallift

Spirallift® nechal patentovat v roce 1989 francouzský konstruktér Pierre Gagnon a v nynější době se na jeho distribuci a inovaci specializují 3 firmy: PACO SPIRALIFT INC., GALA SYSTEMS INC. a AKVO SPIRALIFT INC. Všechny však mají stejného majitele a liší se pouze v zaměření a použití Spiralliftu. Pro účel této diplomové práce byl vytipován Spirallift ND6 od firmy Paco Spirallift. Jeho parametry jsou uvedené na **Obr. 8.2**. Spirallift se skládá ze dvou pružných plechů, vertikálního a horizontálního, který jsou do sebe skládány odvíjením po šroubovici. Přesné polohování zajistí zasednutí do zámků a z pružné spirály se jednoduchým principem stává pevný sloup. Největší výhodou Spiralliftu jsou jeho zástavbové prostory, jelikož při složení je vertikální plech svinut jako role papíru v jejíž středu je stlačen horizontální plech jako pružina. Princip Spiralliftu je vyobrazen na **Obr. 8.1**. V plošině je přichycen pomocí šroubů M12x40 k oběma rámcům (horní, spodní). Jejich úprava je popsána v kap. 8.3. [20]



Obr. 8.1 - Spirallift v řezu

Uvnitř Spiralliftu ND6 se nachází šnekový převod s vybraným převodovým poměrem. Proto není nutné žádného jiného převodu. Návrh pohonu je proveden v kap. 8.2. Vybraný Spirallift ND6-4 (všechny parametry uvedeny v příloze 6) je vybaven magnetickou brzdou, která zajistí stabilní polohu v horní úvrati. Na **grafu 8.1** je možné vidět minimální zatížení plošiny po dobu zdvihu. Z grafu je patrné, že minimální zatížení nepřekročí hodnotu 250 daN, což zajistí samotná hmotnost pochozí plošiny.



Graf 8.1 - Minimální zatížení Spiralliftu v závislosti na zdvihu [20]

Technické parametry

Max. zatížení:	2 450 kg
Max. statické zatížení:	3 550 kg
Max. zdvih:	1 220 mm
Rychlost zdvihu:	0,117 m/s *
Max. kroutící moment:	61,5 Nm
Váha:	35 kg
Zástavbové rozměry:	344x331x226 **
Průměr sloupu:	152 mm
Průměr vst. hřídele:	19 mm
Převodový poměr [-]:	8.17
Vstupní Mk [Nm]:	22.7
Učinnost [%]:	67

* klesá se zvyšujícím se zdvihem

** platí pro zdvih 1 220 mm

Obr. 8.2 - Technické parametry Spiralliftu ND6-4 [16]

8.2. Pohon zdvihací plošiny

8.2.1. Výpočet pohonné jednotky

Při výpočtu motoru vyjdeme z daných výpočtů výrobce Spiralliftu. Vstupní parametry jsou uvedeny v **Tab. 25**.

Tab. 25 - Vstupní parametry pro výpočet motoru

Parametr	Označení	Hodnota
Otáčky motoru	n_m	1500 ot/min
Převodový poměr ve Spiralliftu	R	8,17
Zvedaná hmotnost	m	1000 kg
Působící tíha	F_N	1100 daN
Účinnost mechanismu	η	0,67
Vstupní kroutící moment pro F_{max}	M_{Kvstup}	22,7 Nm

Vztah pro výpočet zdvihové rychlosti:

$$v_z = \frac{n_m \cdot 0,0328}{R} = \frac{1\,500 \cdot 0,0328}{8,17} = 6 \text{ [m} \cdot \text{min}^{-1}\text{]} \quad (9.1)$$

Požadovaný výkon motoru:

$$P_c = \frac{v_z \cdot m}{\eta \cdot 6\,133} = \frac{6 \cdot 1\,000}{0,67 \cdot 6\,133} = 1,46 \text{ [kW]} \quad (9.2)$$

Vstupní kroutící moment:

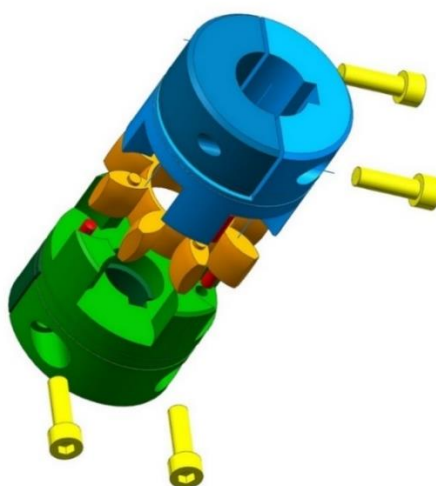
$$M_K = \frac{M_{Kvstup} \cdot F_N}{2450} = \frac{22,7 \cdot 1100}{2450} = 10,2 [Nm] \quad (9.3)$$

8.2.2. Volba pohonné jednotky

Pro pohon nůžkového mechanismu zdvihacího zařízení byl zvolen čtyřpólový asynchronní motor s kotvou nakrátko a brzdou, o jmenovitém výkonu 1,8 kW od firmy SIEMENS, který nese označení **1LA9090-4LA10**. Základní parametry vybraného motoru jsou uvedeny v **Tab. 26**. Motor je s jednotkou Spirallift spojen pomocí spojky ROTEX. Tato spojka byla vybrána jako jedna z variant ve firemním katalogu SIEMENS. Vyznačuje se tím, že umožňuje poměrně velké úhlové chyby, čímž usnadňuje montáž. Pro účel této diplomové práce byla vybrána spojka **ROTEX 24/St/92Sh-A/1a-d19/1b-d24**. Skládá se ze dvou nábojů a plastového mezikusu. Náboje jsou rozříznuty na dva protikusy. Spojka je instalována pomocí čtveřice šroubů M6x20 utažených momentem 15 Nm a čtveřice lícovaných rýhovaných kolíků 4x14. Rozstředění spojky je vidět na **Obr. 8.3**.

Tab. 26 - Technické parametry motoru 1LA9 090

Parametr	Označení	Hodnota
Název-typ	1LA9 090	-
Cena	-	2 922 Kč
Výška osy hřídele	h	90 mm
Otáčky	n	1480 min^{-1}
Účinnost motoru	η	0,77
Jmenovitý výkon	P_{jmen}	1,8 kW
Jmenovitý moment	M_{Kjmen}	12 Nm
Hmotnost	m_{motor}	15 kg



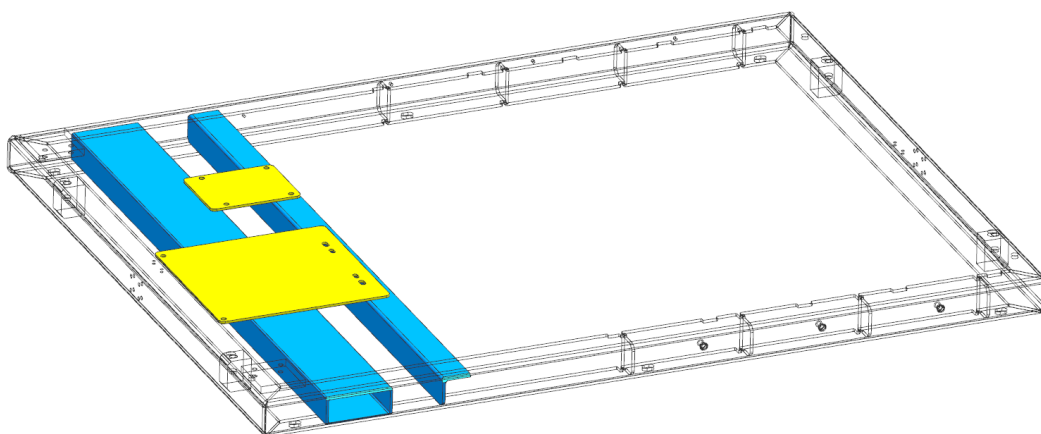
Obr. 8.3 - Spojka ROTEX

8.3. Nůžkový mechanismus

Změna pohonu zdvihacího mechanismu s sebou nese i odpovídající konstrukční změnu rámu.

8.3.1. Dolní rám

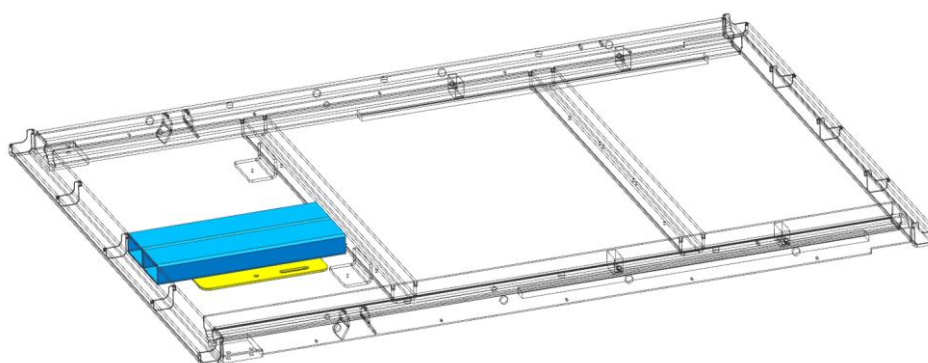
Jedná se o svařenec složený nejčastěji z U profilů tloušťky 6 mm, který tvoří obrys rámu. K rámu jsou přivařeny destičky pro upevnění ložiskových domečků a dráhy pro pojezd koleček. K dolnímu rámu jsou upevněny háky určené pro transport. Na straně Spiralliftu je k rámu přivařen obdélníkový jelek 140x60x5 a profil L60x60x6 (modře). K profilům jsou přivařeny desky tloušťky 5 mm, které slouží pro uložení Spiralliftu a elektromotoru pomocí šroubů. Na **Obr. 8.3** je vidět konstrukce nového dolního rámu. Původní konstrukce je potlačena a nové díly jsou vybarvené modře (resp. žlutě).



Obr. 8.4 - Konstrukce dolního rámu

8.3.2. Horní rám

Horní rám je svařenec z ohráňovaných plechů tloušťky 6 mm. Konstrukce rámu byla vyztužena dvěma čtvercovými ječky 100x50 tloušťky 5 mm (modře). Na tyto ječky je navařena deska tloušťky 5 mm (žlutě), která slouží k uchycení horní části Spiralliftu. Na **Obr. 8.4** je vidět nová konstrukce horního rámu.

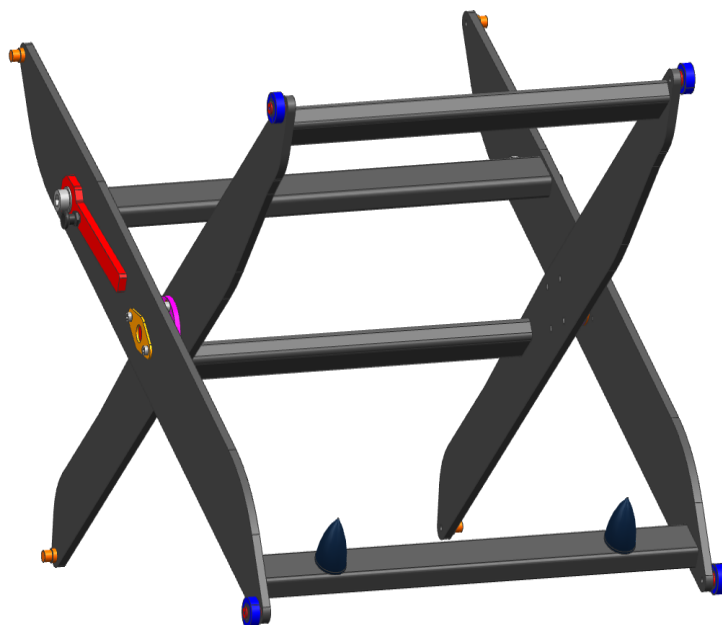


Obr. 8.5 - Konstrukce horního rámu

8.3.3. Zdvihací nůžky

Nůžky nůžkového mechanismu (**Obr. 8.5**) neboli dvě svařovaná ramena k sobě spojená čepy vedenými v kluzných pouzdech byly rovněž inovovány. Při inovaci došlo k odstranění všech ječků, které sloužily k upevnění hydromotorů. Tím došlo k odlehčení celé konstrukce a zbavení

se nutnosti svařovat velikosti svarů a8. Rovněž došlo k optimalizaci tvaru ramene (viz volně vložené přílohy) pro zlepšení průběhu napětí. Tloušťka výpalku ramen byla redukována z původních 20 mm na nových 15 mm. Vyplývá to z faktu, že hlavní zatížení po celou dobu zdvihu i prováděné pracovní činnosti na plošině ponese jednotka Spirallift umístěná v prostředku plošiny. Konstrukce gumových dorazů, montážní páky i volby ložiskových domečků pro uchycení k hornímu (resp. dolnímu) rámu byla ponechána.



Obr. 8.6 - Nůžky zdvihací plošiny

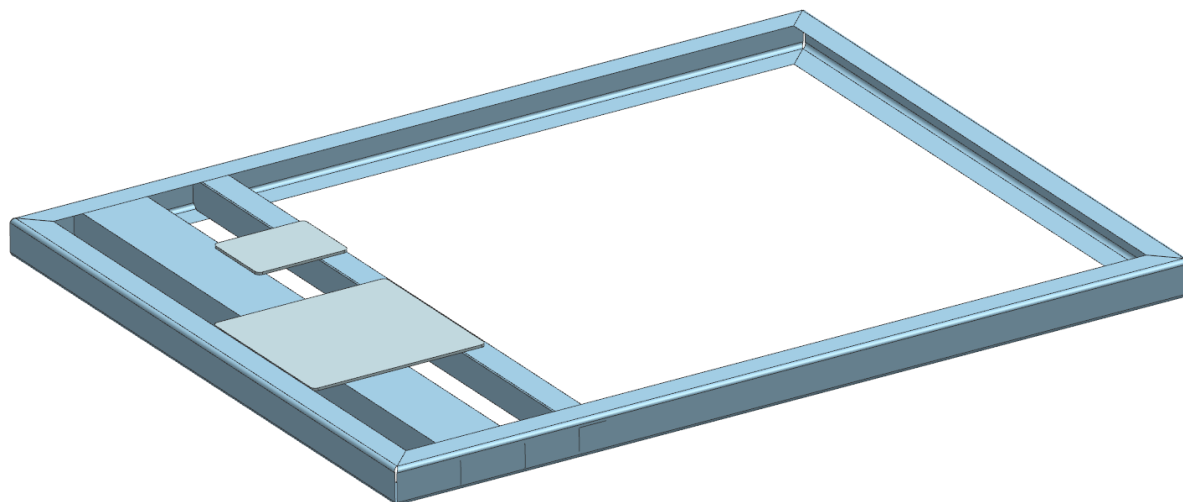
8.4. Predikce klíčových vlastností TS

8.4.1. Dolní rám, horní rám

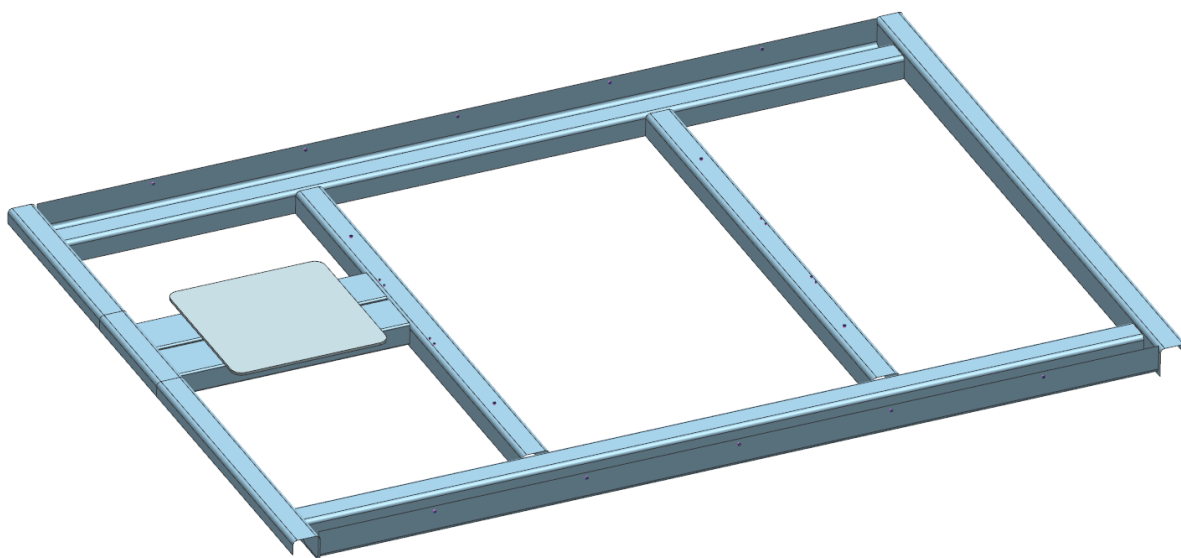
Cílem predikce obou ráků je pevnostně zkontrolovat jeho nosné části. Návrh ráků vychází ze současného řešení a skládá se z ocelových výpalků a jeklů. Zátěžný stav vychází z namáhání varianty se Spiralliftem, jejíž statické řešení je uvedeno v příloze 4.

8.4.1.1. Popis výpočtového modelu

Modely obou ráků byly pro kvalitnější výsledky zjednodušeny a idealizovány. Byly odstraněny otvory pro šrouby a drážky pro připojení elektro-komponent. Pomocí funkce „Midsurface“ byly jednotlivé části ráků zjednodušeny na 2D plochy. Vytvořené plochy byly dle nutnosti uměle prodlouženy a spojeny k sobě pomocí funkce „Stitch Edge“. Na **Obr. 8.7** je vidět idealizovaný part pro dolní rám a **Obr. 8.8** znázorňuje idealizovaný horní rám.

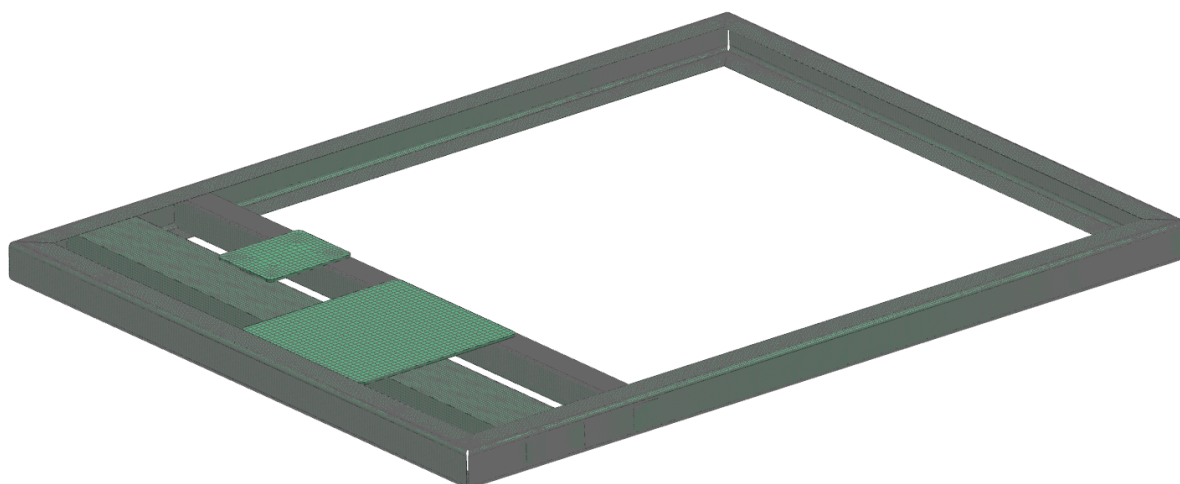


Obr. 8.7 - Idealizovaný part dolního rámu

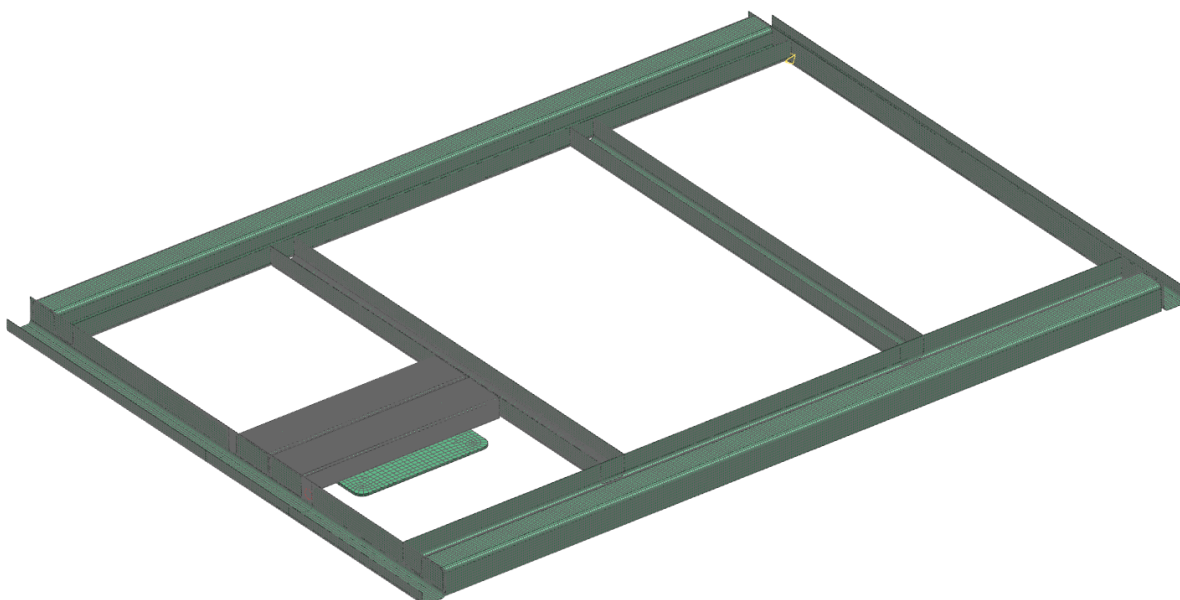


Obr. 8.8 - Idealizovaný part horního rámu

Na idealizovaném díle byly vytvořeny sítě konečných prvků. Na všechny díly rámu (krom připojovacích desek ke Spiralfitu) byla použita 2D síť s maximální velikostí elementu 4 mm (resp. 5 mm pro jechl 140x60x5). Ve specifikacích sítě byla nastavena tloušťka jednotlivých komponent. Pro zjemnění sítě v místech spojení jechlů s U profily byla použita funkce „*Mesh Control*“. Při výpočtu byly zanedbány svarové spoje. Na desky, ke kterým se připojí Spiralfit (i desku pod motorem), byla aplikována 3D síť o velikosti elementu 10 mm.



Obr. 8.9 - Zasíťovaný dolní rám



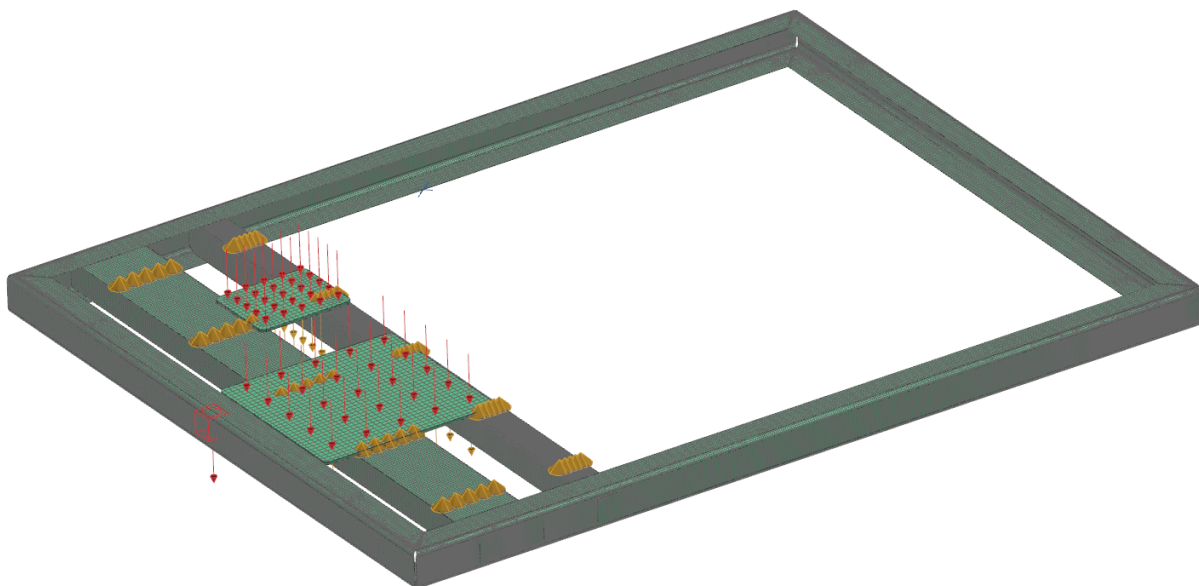
Obr. 8.10 - Zasíťovaný horní rám

8.4.1.2. Simulace

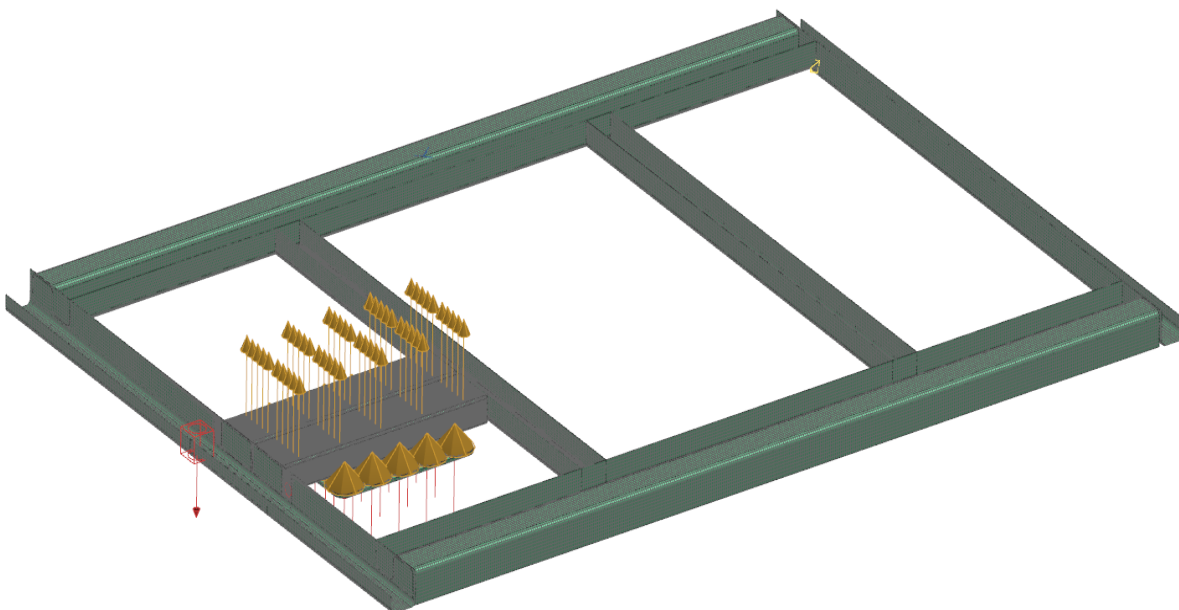
Na síti konečných prvků byly definovány okrajové podmínky a zatížení. Pro provedení simulace byl použit řešič NX Nastran řešící lineární statiku „*SOL 101 Linear Statics - Global Constraints*“. Úloha byla řešena na 8 iterací (8 průchodů řešičem).

Pro spojení desek s jekly byly určeny dosedací regiony na horní a dolní dosedací ploše a mezi nimi byl definován kontakt pomocí funkce „*surface-to-surface gluing*“. Dolní rám je šrouby spojen ke spodní části plošiny, zatímco na horní rám je šrouby připevněna pochozí plošina, proto byly nastaveny okrajové podmínky nulového vertikálního posunutí na spodních (resp. horních) dosedajících plochách.

Na model byly aplikovány zatížení od vlastní hmotnosti (gravitační síla) a zatížení od Spirálifitu. Modely byly zatíženy silou 10 000 N vyvozenou Spirálifitem. Modely s popsáním zatížením jsou zobrazeny na **Obr. 8.11** a **Obr. 8.12**.



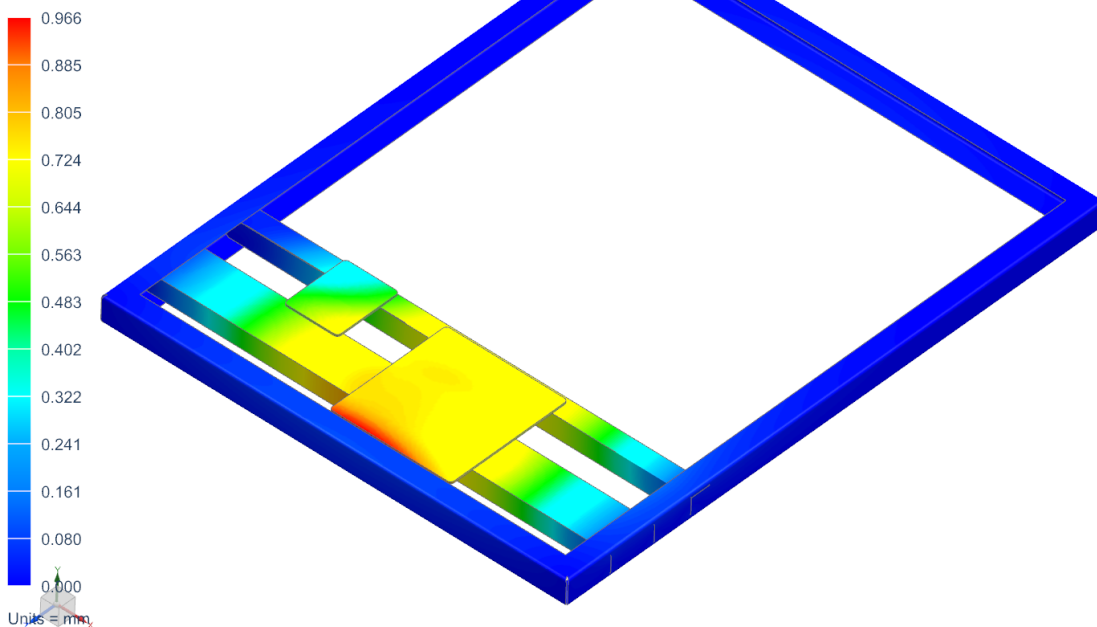
Obr. 8.11 - Okrajové podmínky pro dolní rám



Obr. 8.12 - Okrajové podmínky pro horní rám

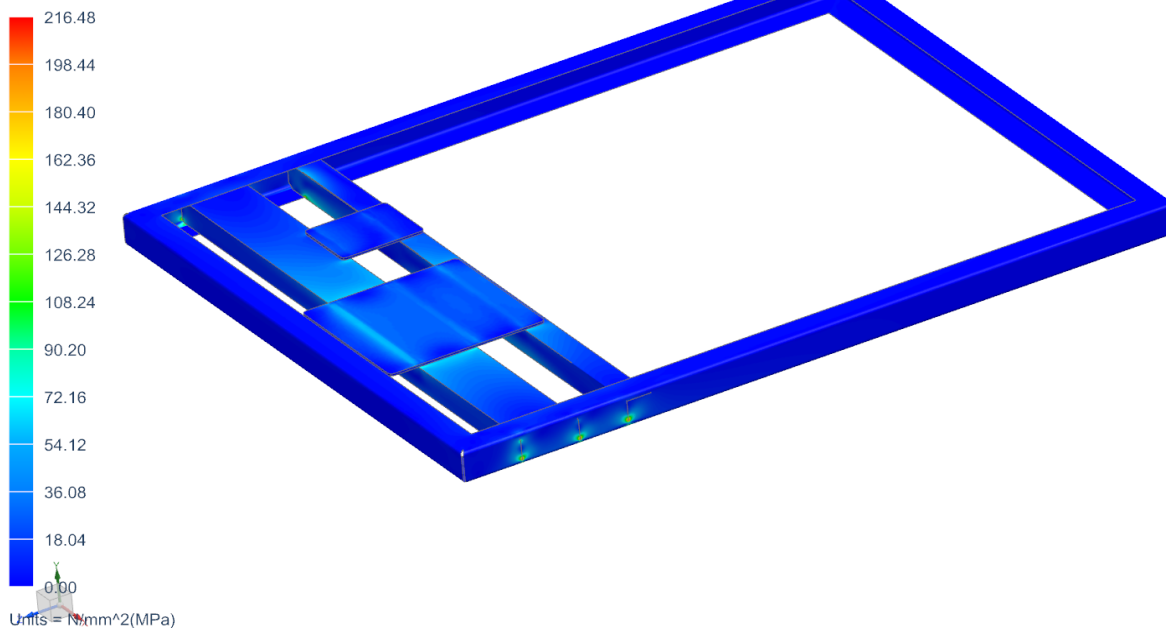
8.4.1.3. Výsledky analýz

1392-953-31-10-013_001_sim1 : Reseni1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.966, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



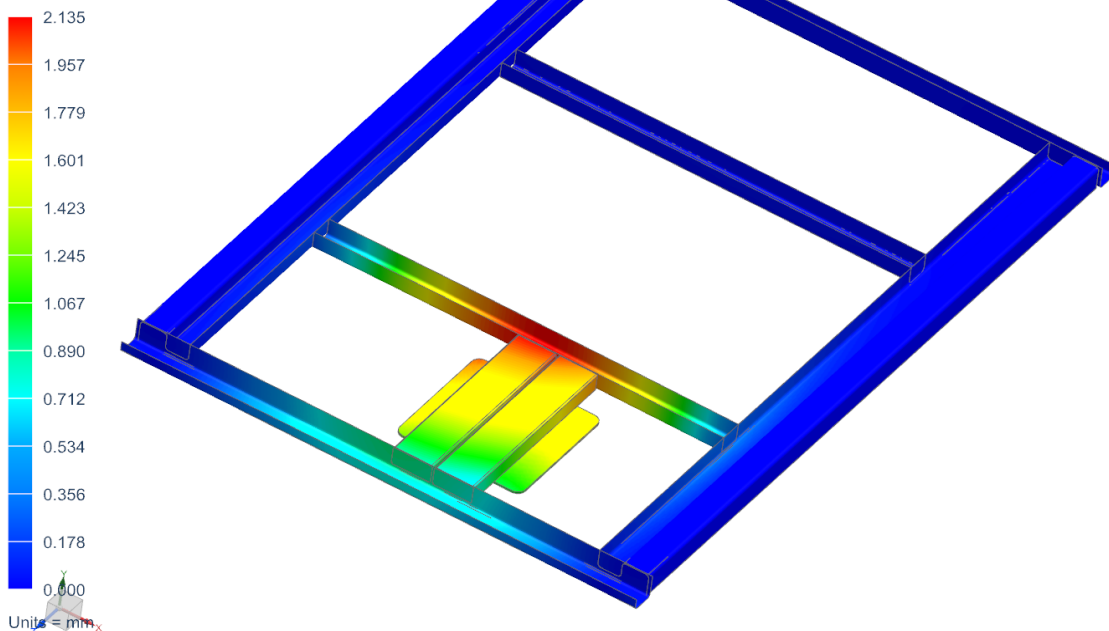
Obr. 8.13 - Celková deformace dolního rámu

1392-953-31-10-013_001_sim1 : Reseni1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 216.48, Units = N/mm^2(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



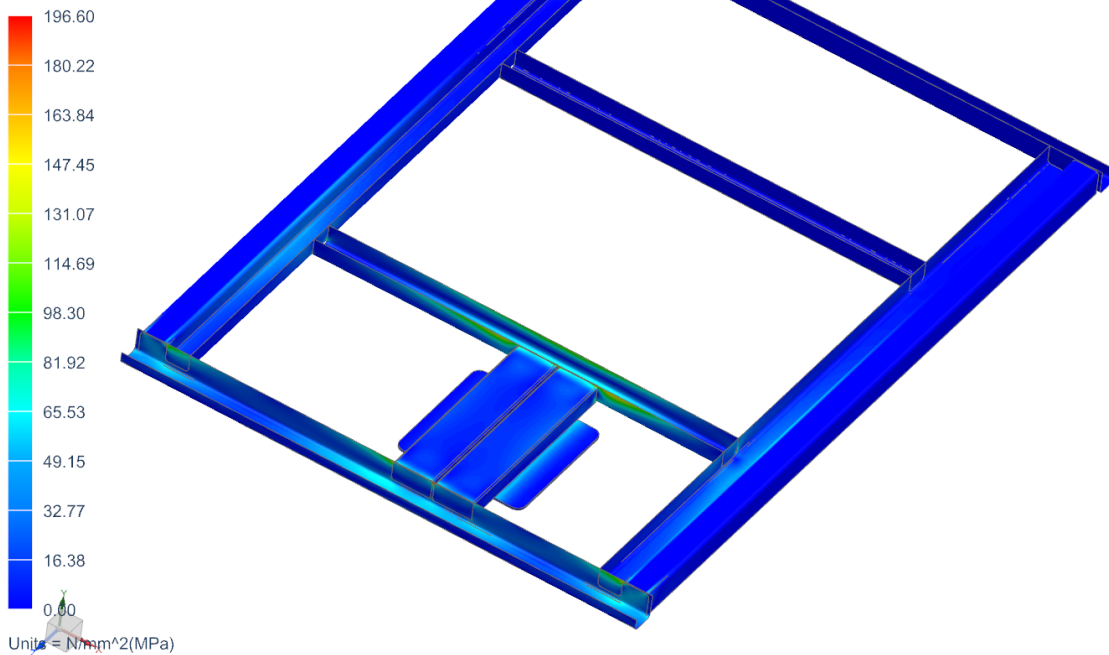
Obr. 8.14 - Redukované napětí v dolním rámu podle hypotézy HMM

1392-953-31-32-013_001_sim1 : Reseni1 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Displacement - Nodal, Magnitude
 Min : 0.000, Max : 2.135, Units = mm
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 8.15 - Celková deformace horního rámu

1392-953-31-32-013_001_sim1 : Reseni1 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
 Shell Section : Top
 Min : 0.00, Max : 196.60, Units = N/mm^2(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 8.16 - Redukované napětí v horním rámu podle hypotézy HMH

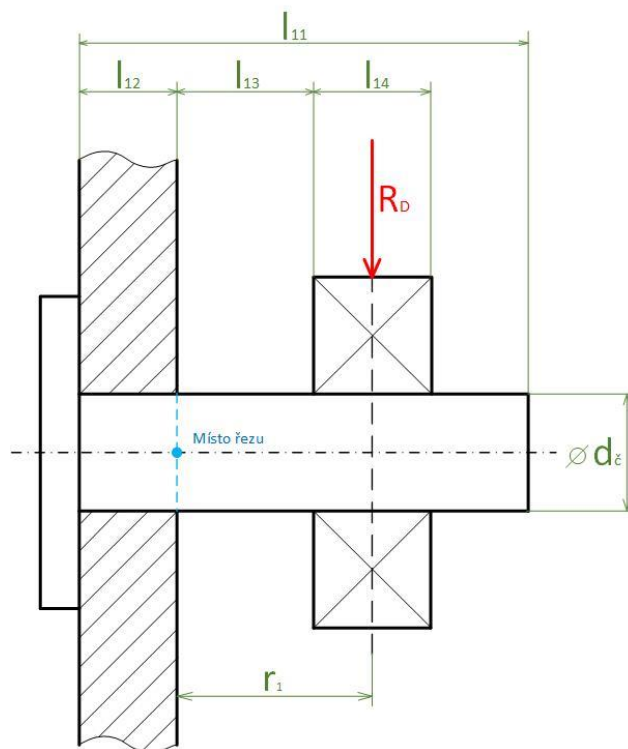
Na základě provedených MKP analýz bylo docíleno následujících výsledků. Dolní rám má maximální posunutí 1 mm v místech uchycení Spiralliftu k připevňovací desce. Maximální redukované napětí 216 MPa se vyskytuje u svarového spojení jeklu a L profilu s U profily. V těchto místech se vyskytují špičky napětí, je to dáno převážně ostrými hranami v místě spojů. V reálném modelu by v místech těchto špiček byly svarové spoje. Podrobná analýza jednotlivých svarů není předmětem tohoto výpočtu. Výpočet předpokládá, že pevnost svarů je alespoň rovna síle základního materiálu.

Celková deformace horního rámu vyšla 2,1 mm. (**Obr. 8.15**) Tato deformace se nachází ve spojení jeklů 100x50 s příčným U profilem. Výsledná složka prohnutí je nejvýraznější ve vertikálním směru, tudíž v ose zatížení nosníku. Maximální redukované napětí 196 MPa se nachází ve svarovém spoji mezi jednotlivými jekly. Rovněž zde výpočet předpokládá, že pevnost svarů je alespoň rovna síle základního materiálu.

Z analýzy výsledků vyplývá, že zadaná konstrukce pevnostně vyhovuje. Dolní rám je konstruován se součinitelem bezpečnosti 1,65 a horní rám 1,81.

8.4.2. Zdvihací nůžky

U nůžek je dle předchozích výpočtů nejvíce zatěžován spojovací čep mezi rameny. Tento čep je namáhán silou 11 352 N při maximálním vysunutí plošiny. Materiál čepu je ocel 1.0036 (ekv. ČSN 11 373) s velikostí mezi kluzu 235 MPa. Na **Obr. 8.17** je schéma uložení čepu mezi rameny se základními rozměry, které jsou uvedeny v **Tab. 27**.



Obr. 8.17 - Schéma uložení čepu

Tab. 27 - Vstupní parametry pro výpočet namáhání čepu

l_{11} [mm]	l_{12} [mm]	l_{13} [mm]	l_{14} [mm]	$d_{\check{c}}$ [mm]	R_D [N]	R_e [MPa]
70	15	22	22	40	11 352	235

Vzdálenost mezi zatěžující silou a nebezpečným průřezem:

$$r_1 = l_{13} + \frac{l_{14}}{2} = 22 + \frac{22}{2} = 33 \text{ [mm]} \quad (10.1)$$

Ohybový moment působící na čep:

$$M_o = R_o \cdot r_1 = 11\,352 \cdot 33 = 374\,616 \text{ [N]} \quad (10.2)$$

Modul průřezu v ohybu v místě řezu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} = 6\,280 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (10.3)$$

Normálové napětí v místě řezu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{374\,616}{6\,280} = 59,65 \text{ [MPa]} \quad (10.4)$$

Součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{235}{59,65} = 3,9 \quad (10.5)$$

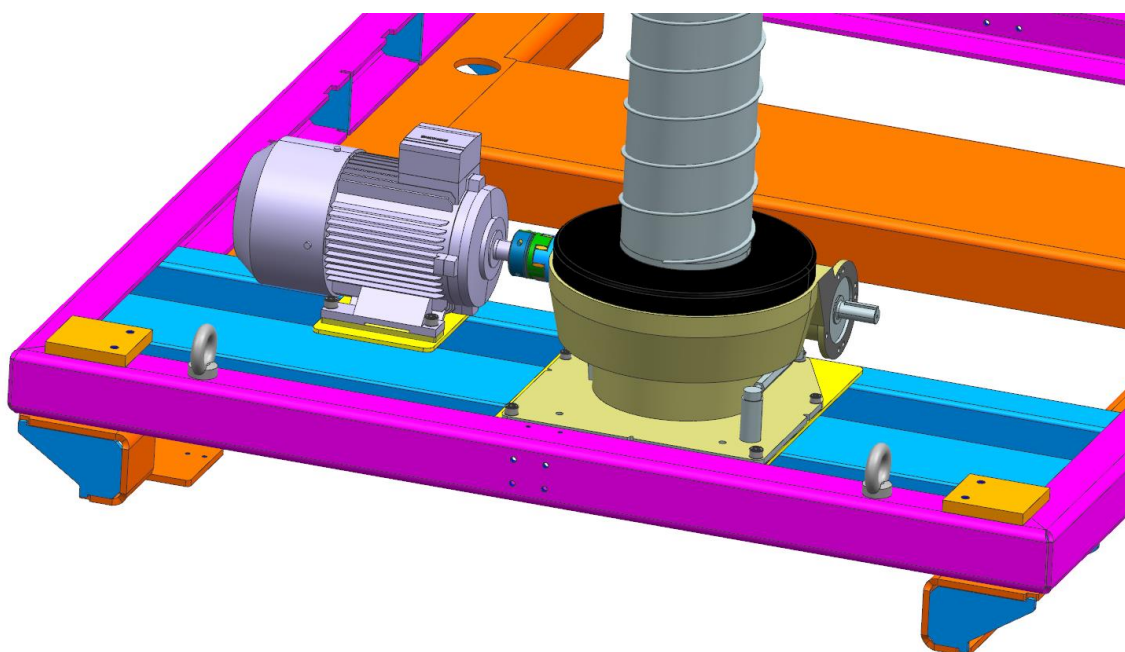
Maximální ohybové napětí vyšlo 60 MPa, z čehož vyplývá součinitel bezpečnosti 3,9. Navržený čep tudíž vyhovuje.

8.5. Hodnocení hrubé stavební struktury TS

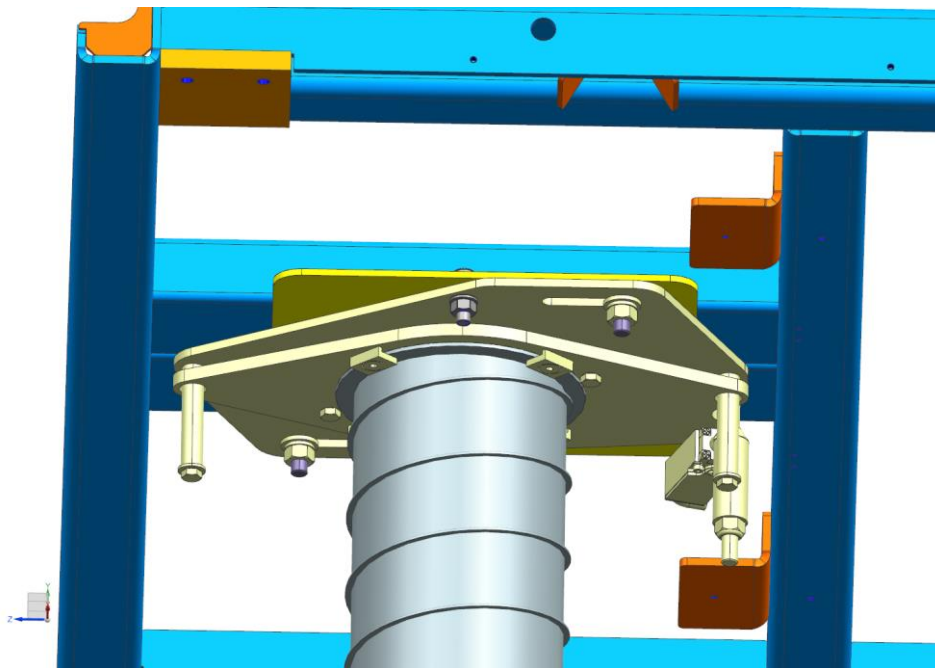
Na základě stanovených požadavků a predikci klíčových vlastností bylo usneseno, že navrhovaná konstrukce zdvihací plošiny pro firmu ENGEL vyhovuje, a že lze přikročit k další fázi řešení.

9. Návrh úplné stavební struktury TS

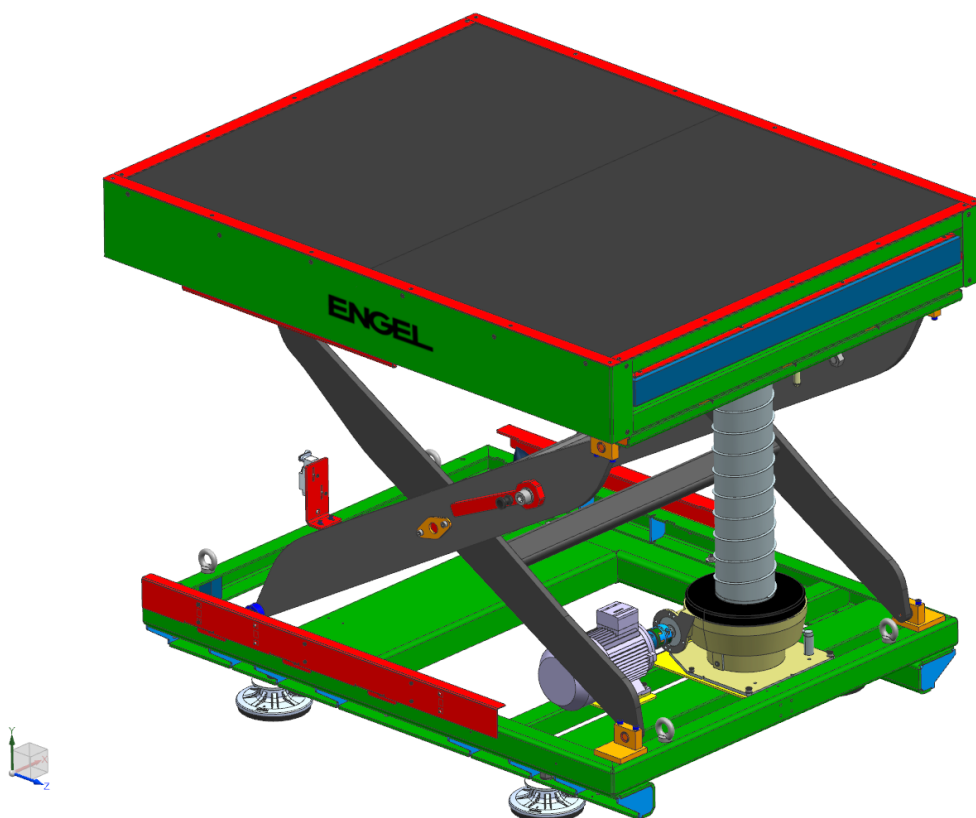
Sestavením všech součástí popsaných v hrubé stavební struktuře TS, získáme úplnou stavební strukturu TS. Montáž většiny podskupin plošiny se shoduje s původním řešením. Nejdříve se smontují jednotlivé podskupiny (podstavec, spodní rám, horní rám, pochozí plošina). Prvně je provedena montáž podstavce se čtyřma nohama. Na podstavec se připevní spodní rám pomocí šestice šroubů M12x30. K dolnímu rámu se připevní jednotka Spirallift pomocí čtyř šroubů s vnitřním šestihranem M10x40 a stejných čtyř šroubů M8x35. Na **Obr. 9.1** je znázorněno uchycení motoru a Spiralliftu k dolnímu rámu. Uchycení motoru je provedeno pomocí čtyř šroubů M8x40 s vnitřní šestihrannou hlavou. Středění motoru a Spiralliftu je možné pomocí oválných drážek. Pro přesnou polohu os hřídelů byla zvolena spojka Rotex, která povoluje maximální nesouosost hřídelů 0,5 mm a úhlovou chybu 1,1°. Vyrovnání výšky motoru vůči Spiralliftu je pomocí broušených distančních destiček. Po instalaci pohonné jednotky je ke spodnímu rámu připevněn nůžkový mechanismus s horním rámem. K hornímu rámu se pomocí dvou upínek připevní talíř Spiralliftu (**Obr. 9.2**). Posledním krokem je spojení Spiralliftu s asynchronním motorem spojkou Rotex. Kompletní náhled na plošinu je vidět na **Obr. 9.3**. Po mechanické montáži následuje instalace elektrických zařízení, senzorů a odměřovacího zařízení. Následuje montáž horní pochozí plošiny, která se připevní pomocí šesti šroubů M16x40 k hornímu rámu nůžkového mechanismu a provede se první spuštění. Když plošina dojde do horní polohy, zajistí se montážními pákami umístěnými na každém rameni. Proveďte se montáž posledních dílčích elektroinstalačních a dokončovacích prací (lepení štítků atd.). Zdvihací plošina je navržena tak, aby byla montáž umožněna v Kaplickém závodě. S plošinou se manipuluje buď pomocí čtyř ok umístěných na dolním rámu, jimiž se provlečou tažná lana (manipulace mostovým jeřábem) nebo pomocí vysokozdvizného vozíku, pro nějž jsou konstruovány dvě lišty ve spodku plošiny. Plošina se k zákazníkovi přepravuje pouze ve složeném stavu. Při ustavení do stroje se horní plocha plošiny vyrovnává pomocí vodováhy na maximální odchylku 0,2 mm/m vůči podlaze. [6]



Obr. 9.1 - Spojení Spiralliftu a motoru s rámem



Obr. 9.2 - Spojení Spiralliftu s horním rámem



Obr. 9.3 - Úplná stavební struktura TS

9.1. Predikce klíčových vlastností úplné stavební struktury TS

Vychází z predikce klíčových vlastností hrubé stavební struktury zdvihací plošiny popsané v kapitole 8.4. Návrhem pro zdokonalení predikce úplné stavební struktury by mohla být například modální analýza zdvihací plošiny, v níž by se porovnávaly budící frekvence vyvolané pohybem obsluhy po plošině s vlastními frekvencemi sestavy.

9.2. Hodnocení úplné stavební struktury TS

V této kapitole jsou porovnávány výchozí a navržený TS pomocí SWOT analýzy. Touto analýzou se hledají silné a slabé stránky TS. Výstupem SWOT analýzy by měla být snaha posílit silné stránky v dalších fázích vývoje, a zároveň se snažit zminimalizovat ty slabé. SWOT analýzu aplikujeme na dosavadní a navržený TS pro jednotlivé třídy uvedené ve specifikaci požadavků (kap 3). Úplné referenční hodnocení splnění požadovaných vlastností dosavadního a navrženého TS v porovnání s TS ideálním jsou uvedena v **Tab. 28**, kde jsou i uvedena zprůměrovaná referenční hodnocení jednotlivých vah vlastností a hodnocení těchto vlastností pro dané třídy (příp. podtřídy). Zjednodušená souhrnná „*hodnota splnění*“ specifikovaných vlastností (konvenčně značená od 0 – min. hodnota, do **** - max. hodnota) odpovídá přímo danému hodnocení (tj. 0 až 4) a v tabulce není zaznamenána.

Tab. 28 - Specifikace požadavků a SWOT analýza pro současný a navržený TS

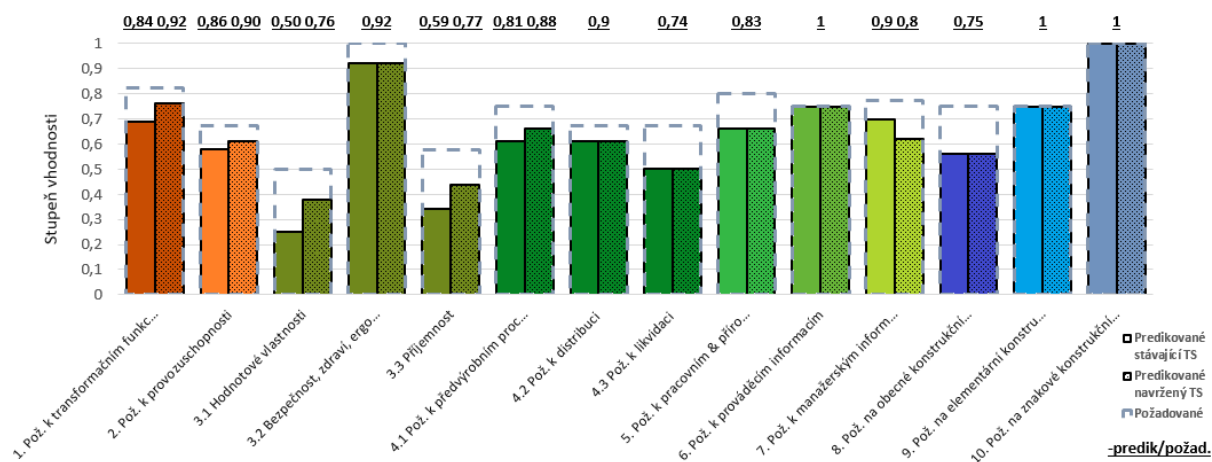
Specifikace požadavků na REFLEKTOVANÉ vlastnosti TS - k PROVOZNÍ etapě životního cyklu TS				SWOT pro výchozí stav			SWOT pro navržený stav								
Třída/podtřída vlastností / • Vlastnost / - indikátor vlastnosti	Hodnota indikátoru	Váha	Váha	Hodno cení	Hodno cení	Váž. hod.	Hodno cení	Hodno cení	Váž. hod.						
1. Pož. k (hlav. i podp.) transformačním funkcím/účinkům:		(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-1)	(0-4)	(0-4)	(0-1)						
1.1 OPERÁTOR TS:	Zdvihací plošina	---		3,3	3,3	0,69	3,7	0,76							
• Umožnit montovat/demontovat formu:		---	4							4	4				
- max. nosnost plošiny		350 kg	3							4	4				
- technický rozsah		320 - 1420 mm	4							3	3				
- hmotnost		max. 1t	2							3	3				
- životnost nekonstruovaných částí		100 000 cyklů	4							2	4				
- počet osob		3	3							4	4				
1.2 OPERAND:	Obsluha	---								3,3	3,3	0,69	3,7	0,76	
• Fyziologické parametry dospělého člověka		---													
- max. hmotnost		100 kg	3												
- max. výška		2100 mm	4	4	4										
1.3 PROCES:	Přepravní proces	---		3,3	3,3	0,69	3,7	0,76							
• Umožnit zdvih plošiny		---													
- rychlost zdvihu		5 m/min	3	2	3										

2. Pož. k provozuschopnosti TS - k místu provozování, časovému rozmezí a servisu:		(0-4)	(0-4)	1	(0-4)	(0-1)	(0-4)	(0-4)	(0-1)
• Prostředí	čisté	2	2,7	3	3,5	0,58	3	3,67	0,61
• Životnost	5 let	3		4			4		
• Četnost použití	občasná/vysoká	2		4			4		
• Údržba	minimální	4		2			3		
• Základní plocha pod systém	betonová podlaha	2		4			4		
• Zástavbové rozměry	dané strojem	3		4			4		
Specifikace požadavků na REFLEKTOVANÉ vlastnosti TS - ke VŠEM etapám životního cyklu TS				SWOT pro výchozí stav			SWOT pro zlepšený stav		
Třída/podtřída vlastností / • Vlastnost / - indikátor vlastnosti	Hodnota indikátoru	Váha	Váha	Hodno cení	Hodno cení	Váž. hod.	Hodno cení	Hodno cení	Váž. hod.
3. Pož. k člověku & ostatních živým bytostem - bezpečnosti, příjemnosti, zdraví:		(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-1)	(0-4)	(0-4)	(0-1)
3.1 Hodnotové vlastnosti		---	---	---	---	---	---	---	---
- inovativnost	dobrá	2	2	2	2	0,25	3	3	0,38
3.2 Bezpečnost, zdraví, ergonomie, hygieničnost		---	---	---	---	---	---	---	---
- přístupnost k zdvihacímu zařízení	omezená prostorem stroje	4	4	3	3,67	0,92	3	3,67	0,92
- stabilita proti převržení	vysoká	4		4			4		
- bezpečnost v servisním módu	vysoká	4		4			4		
3.3 Příjemnost		---	---	---	---	---	---	---	---
- tvarový design	uspokojivý	2	2,3	2	2,33	0,34	3	3	0,44
- barevné řešení	charakteristický	2		2			2		
- povrch	příjemný	3		3			4		
4. Pož. k ost. technickým & technol. (TS & Tg) prostředkům ≠ TS(s) - dostupným i nově vzniklým		(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-1)	(0-4)	(0-4)	(0-1)
4.1 Pož. k předvýrobním procesům a výrobě		---	---	---	---	---	---	---	---
• Vhodnost pro konstruování, Tg. a Org. příp. výroby	vysoká	3	3	4	3,25	0,61	4	3,5	0,66
• Náročnost na vyrobení a montáž	střední	4		2			3		
• Počet dílů v TS	vysoká (300 ks)	3		3			3		
• Druh výroby	malosériová	2		4			4		

4.2 Pož. k distribuci	---	---	---	---	---	---	---	---	---
• Skladovací prostor	minimální	3	2,7	4	3,67	0,61	4	3,67	0,61
• Manipulace s TS bez upínacích bodů	jeřáb	2		4			4		
• Manipulace s TS s upínacími body	vysokozdvížený vozík	3		3			3		
4.3 Pož. k likvidaci	---	---	---	---	---	---	---	---	---
• Demontovatelnost	jednoduchá	2	2,7	2	3	0,5	2	2,67	1
• Recyklovatelnost	vysoká	3		3			3		
• Servis	jednoduchý	3		4			3		
5. Pož. k pracovním & přírodním & vesmírným prostředím:		(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-1)	(0-4)	(0-4)	(0-1)
• Klimatické pásmo	mírné	4	3,2	4	3,33	0,66	4	3,33	0,66
• Spotřeba materiálů a energií	minimální	3		3			3		
• Zachycení úniku škodlivých látek při svařování	dle možností	2		3			3		
• Nutnost mazání pohonů	nahodilá	3		3			3		
• Použití ekologicky nezávadných materiálů	výhradně	4		3			3		
• Množství odpadových materiálů a energií	minimální	3		4			4		
6. Pož. k prováděcím („odborným“) informacím:		(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-1)	(0-4)	(0-4)	(0-1)
• Patentová a licenční práva	dodržení	4	3	4	4	0,75	4	4	0,75
• Další předpisy a normy (včetně bezpečností)	dodržení	4		4			4		
• Výrobní a montážní dokumentace	standartní	2		4			4		
• Návod k obsluze, údržbě a opravám	požadováno	2		4			4		
7. Pož. k manažerským informacím – k produktu, termínům, nákladům a legislativě:		(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-1)	(0-4)	(0-4)	(0-1)
• Náklady	---		3,1		3,57	0,7		3,14	0,62
- materiál (výrobní náklady)	cca 80 000 Kč	3		4			2		
- konstrukce, montáž (výrobní náklady)	cca 40 000 Kč	4		4			4		
- cena na vývoj prototypu	cca 200 000 Kč	3		4			2		
• Čas na vývoj a dodání	3 měsíce	4		4			3		
• Čas na konstrukci další zakázky se změnou parametrů	30 h	2		3			4		
• Čas na montáž	20 h	3		3			4		
• Náklady na práci / provoz	minimální	3		3			3		

Specifikace požadavků na DESKRIPTIVNÍ vlastnosti TS - NEZÁVISLE na etapách životního cyklu TS				SWOT pro výchozí stav			SWOT pro zlepšený stav		
Třída/podtřída vlastnosti / • Vlastnost / - indikátor vlastnosti	Hodnota indikátoru	Váha	Váha	Hodno cení	Hodno cení	Váž. hod.	Hodno cení	Hodno cení	Váž. hod.
8. Pož. na obecné konstrukční vlastnosti:		(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-1)	(0-4)	(0-4)	(0-1)
• Odolnost povrchů proti poškození	vysoká	3	3	3	3	0,56	3	3	0,56
9. Pož. na elementární konstrukční vlastnosti:		(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-1)	(0-4)	(0-4)	(0-1)
• Transportní prvky	normalizované / licencované	3	3	4	4	0,75	4	4	0,75
• Spojovací prvky	normalizované	3		4	4		4		
10. Pož. na znakové konstrukční vlastnosti / charakteristiky:		(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-4)	(0-1)	(0-4)	(0-4)	(0-1)
• Funkční princip:	mechanický	4	4	4	1	1	4	4	1
• Typ ovládání a pohonu	Ruční ovládání a el. pohon	4		4	1		4	4	

Diagram váženého hodnocení vhodnosti predikovaných vlastností konstrukčních návrhů současného a navrženého TS (**Graf 9.1**) je základem pro zlepšování těch vlastností, které mají nejnižší poměr predikované hodnoty ku požadavku. Z diagramu je patrné, že nově navržené řešení je zároveň sub-optimálním řešením, jelikož vůči současnému TS má ve více případech vyšší poměr predikované hodnoty ku požadavku v porovnání jednotlivých tříd požadavků. Rozdíl těchto poměrů je nicméně mnohdy nepatrný. Je to dáno převážně rozsáhlostí TS, kdy současné i navržené řešení se ve většině případů skládá ze stejných konstrukčních celků. Pro významnější inovaci z hlediska jednotlivých tříd specifikací s ohledem na životní cyklus TS by zadané diplomové téma chtělo více rozpracovat do dílčích konstrukčních uzlů. Z diagramu rovněž vyplývá, že nejvýznamnější zlepšení došlo v provozních vlastnostech (1.) a inovativnosti TS (3.1) a „designu“ (3.3)



Graf 9.1 - Diagram váženého hodnocení vhodnosti predikovaných vlastností konstrukčních návrhů současného a navrženého TS

9.2.1. Hodnocení TS v jednotlivých etapách životního cyklu LC

Plánování

Navržené TS počítá s větší variací využití, než je pouze umístění uvnitř vstříkolisu. Je to dáno volbou nového pohonu, který je dimenzován na zdvihání břemene s větší únosností. Jednodušší montáž a rychlejší výroba umožní plánovat vyšší množství zakázek.

Vývoj výrobku a příprava výroby

Vývoj výrobku počítá se zavedeným zvyklostmi a firemní kulturou společnosti ENGEL. Pro vývoj výrobku není nutné kupovat nové stroje nebo měnit strukturu výroby, příp. nový konstrukční software.

Výroba

Výroba i montáž navrženého TS je plně možná v Kaplickém závodě. Jednotlivé konstrukční celky byly zachovány. Jedná se tedy převážně o svařovanou konstrukci s rychlejším procesem svařování, jelikož odpadla nutnost svařovat koutové svary o velikosti a8. Mezi značné nevýhody ovšem patří celkové náklady. Je to dáno cenou pohonné jednotky Spirallift, která vyjde přibližně 3-4 dráž než současný pohon hydromotory. Při dispozici všech potřebných komponent by měla být montáž nového TS rychlejší, jelikož odpadá nutnost instalování hydromotorů (zvednutí horní části plošiny jeřábem a instalace hydromotorů vč. testování).

Distribučování

Vzhledem k šikovnému umístění Spiralliftu uvnitř TS je možná jeho distribuce k zákazníkovi ve složeném stavu a je omezená pouze velikostí zástavbového prostoru. Byla ponechána i možnost transportu TS dvěma různými způsoby (jeřáb, vysokozdvizný vozík).

Provoz

Navržený TS potřebuje vzhledem k umístění uvnitř stroje pouze plánované servisní prohlídky. Servis daného zařízení se skládá z kontroly funkčních částí a příp. doplnění oleje do Spiralliftu. (Jednou za 50 000 cyklů.) Nespornou výhodou Spiralliftu je jeho životnost, která je oproti současnému pohonu až 4x vyšší. Navržený TS rovněž disponuje vyšší rychlostí zdvihu s lineárním průběhem. Zatížení TS (reakce ve vazbách) je až 8x nižší než při současném návrhu s hydromotory, z toho plyne predikce vyšší životnosti.

Likvidace

Všechny součásti a díly současného a navrženého TS se neliší způsobem likvidace či recyklace. Výjimkou je jednotka Spirallift. Vzhledem k její vysoké životnosti (přes 1,4 milionů cyklů – viz příloha 7) je možná její recyklace odkoupením a znovupoužitím do TS. Repasování Spiralliftů a jejich znovupoužití by do určité míry vrátilo náklady na výrobu.

IV. FINÁLNÍ ZPRACOVÁNÍ

10. Analýza rizik v LC navrženého TS

Analýza rizik je základním krokem pro předpovídání a zvládnání jakýkoliv rizik ve společnosti, s důrazem na bezpečí zdraví lidí a životního prostředí. Použitá analýza CRMEA (Complex Risk Mode and Effect Analysis) se zaměřuje na poruchy v celém životním cyklu TS. Analýza CRMEA identifikuje příčinu a důsledek, případně poruchy navrženého TS a obsahuje návrh na jejich zmenšení. [21]

Analýza se zaměřuje na identifikaci příčin a důsledků navržené zdvihací plošiny ve vybraných etapách životního cyklu včetně návrhu na jejich zmenšení. Z důvodu rozsáhlosti celého systému byla zde vybrána pouze nejzávažnější posouzená rizika.

V **Tab. 28** jsou klasifikována rizika do pěti kategorií podle jejich závažnosti a vlivu. [21]

Tab. 29 - Klasifikace rizika

Rizikový stupeň	Rizikové číslo RN	Míra rizika
I.	> 1000	Nepřijatelné
II.	700 - 1000	Nežádoucí riziko
III.	125 - 700	Závažné riziko
IV.	20 - 125	Mírné riziko
V.	< 20	Bezvýznamné riziko

I. - Do této kategorie patří katastrofické důsledky, které vedou k okamžitému zastavení činnosti TS, do té doby, než dojde ke zjednání nápravy vlivem snížení rizika na přijatelnou hodnotu.

II. - Nežádoucí rizika vyžadující akutní nápravu, které představují problém na úrovni ve vztahu k TS – vadí a obtěžuje.

III. - Střední závažnost rizik, vyžadující nápravu ve stanoveném období. Během toho období zařízení může pracovat. Ve vztahu k TS - vadí a neobtěžuje.

IV. - Kategorie mírných rizik, které lze vyřešit školením obsluhy atd.

V. - Bezvýznamná rizika nevyžadující žádné zvláštní opatření, ale je potřeba na ně upozornit, například v návodkách pro obsluhu atd.

Identifikace příčin a důsledků rizik navrženého TS_{LC} pro vybrané etapy životního cyklu jsou rozpracovány v tabulkách níže. (**Tab. 29** až **Tab. 35**) V analýze hodnotíme dané riziko vzhledem k závažnosti důsledku S, pravděpodobnosti výskytu O a pravděpodobnosti odhalení D. Těmto třem parametrům přisuzujeme hodnotu od 1 do 10. Výsledné rizikové číslo RN získáme jejich vzájemným vynásobením.

Na základě výsledků všech analyzovaných predikovaných poruch je vhodné opatřit konstrukci bezpečnostními opatřeními, která nejsou zahrnuta v současném návrhu.

Tab. 30 - CRMEA pro krit. příč. bezp. rizik/poruch v etapě LC: Plánování vzniku TS

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa-LC)	Způsob rizika/poruchy (←jev-LC→)	Důsledek rizika/poruchy (výsledek)	Závažnost důsledku O (min. I-max. 10)	Pravděpod. výskytu O (min. I-max. 10)	Pravděpod. odhalení D (max. I-min. 10)	Riz. č. RN (SxOxD)	Doporučená opatření RN _{mezD} = , RN _{mezH} = (pro RN<RN _{mezD} n. RN>RN)
TS	Chybně vybraný dopravce - plánování	Nedodržení termínů - distribuce	Zpoždění dodávky, finanční dopady	6	5	1	30	Zajištění kvalitního personálu
	↳	Poškození komponent - distribuce	Zpoždění dodávky, finanční dopady	8	4	1	32	Zajištění vhodného způsobu dopravy
	↳	↳	Skryté vady - výroba až likvidace	9	2	6	108	Bezprostřední kontrola komponent
	↳	Ztráta objednaných komponent	Zpoždění dodávky, finanční dopady	7	3	2	42	Zajištění kvalitního dodavatele
	Nedostatečné výr. kapacity - plánování	Plné sklady, externí budovy - skladování	Finanční dopady	6	5	2	60	Zajištění volných prostor, přijatelné množství zakázek
	↳	Zpoždění výroby	Zpoždění dodávky, finanční dopady	7	7	1	49	Přijateľné množství zakázek, nábor nových zaměstnanců
	↳	Přepřacování	Zdrav. potíže, prac. neschop.	7	3	1	21	Nábor nových zaměstnanců
Subdodávky	Nekvalitní subdodavatel - plánování	Nedodržení termínů dodání - distribuce	Absence dílů, prostoje	8	6	1	48	Výběr vhodnějšího dodavatele shodného výrobku

Tab. 31 CRMEA pro krit. příč. bezp. rizik/poruch v etapě LC: Konstruování TS – část 1

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa-LC)	Způsob rizika/poruchy (←jev-LC→)	Důsledek rizika/poruchy (výsleddek)	Závažnost důsledku O (min. 1-max. 10)	Pravděpod. výskytu O (min. 1-max. 10)	Pravděpod. odhalení D (max. 1-min. 10)	Riz. č. RN (SxOxD)	Doporučená opatření $RN_{mezD} = , RN_{mezH} =$ (pro $RN < RN_D$ n. $RN > RN_H$)
TS	Nevhodná volba materiálů - konstrukce	Uvolňování nebez. látek - výroba až likvidace	Zdravotní potíže, pošk. živ. prostředí.	6	1	8	48	Navrhování zdravotně nezávadných materiálů
	↳	Nebezpečnost TS - výroba až likv.	Finanční ztráty, reklamační, ztráta zákazníci.	9	1	4	36	Navrhování pevnostně vyhovujících materiálů
	Chybný kusovník - konstrukce	Nekompletní TS - montáž	Zpoždění dodávky, finanční dopady	4	5	4	80	Důsledná kontrola kusovníku
	↳	Výroba/Nákup zbytečných dílů - výroba	Zpoždění dodávky, finanční dopady	7	5	4	140	Důsledná kontrola kusovníku
	Komunikace se zákazníkem - konstrukce	Nepřesné dohodnutí konstr. detailů	Chybná komponenta, finanční ztráty, reklamační	7	1	3	21	Schválení navržené konstrukce před uvedením do výroby
	Nedodržení ISO normy - konstrukce	Nepřipustné rozměry	Finanční ztráty, reklamační, ohrožení bezpečnosti	8	1	3	24	Schválení navržené konstrukce před uvedením do výroby
Vzájemně se pohybující díly	Střížná mezera - konstrukce	Poranění obsluhy - výroba až likv.	Ošetření, léčení, prac. nesch. až invalidita	10	4	3	120	Zajištění kvalitního dodavatele
Čep	Nedostatečné dimenzování - konstrukce	Poranění obsluhy - výroba až likv.	Ošetření, léčení, prac. nesch. až invalidita	8	1	5	40	Výběr vhodnějšího dodavatele shodného výrobku

Tab. 32 - CRMEA pro krit. příč. bezp. rizik/poruch v etapě LC: Konstruování TS – část 2

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa-LC)	Způsob rizika/poruchy (←jev-LC→)	Důsledek rizika/poruchy (výsleděk)	Závažnost důsledku O (min.1-max.10)	Pravděpod. výskytu O (min.1-max.10)	Pravděpod. odhalení D (max.1-min.10)	Riz. č. RN (SxOxD)	Doporučená opatření $RN_{mezD} = , RN_{mezH} =$ (pro $RN < RN_D$ n. $RN > RN_H$)
Spiralift	Chybný návrh/výběr - konstrukce	Obtížná montáž - výroba	Dodatečné úpravy konstrukce	2	1	2	4	Zajištění kvalitního personálu, kontrola výběru
	↳	Předimenz.	Vyšší pořizovací cena	1	3	1	3	Zajištění kvalitního personálu, kontrola výběru
	↳	Nedostatečné parametry	Poškození / Zničení TS	6	2	2	24	Zajištění kvalitního personálu, kontrola výběru
	↳	Poranění až úraz obsluhy	Ošetření, léčení, prac. nesch. až invalidita	10	2	2	40	Zajištění kvalitního personálu
	Netěsnost vany - konstrukce	Únik oleje, znečištění olej - výroba až likv.	Zdravotní potíže, pošk. živ. prostř.	7	1	3	21	Kontrola před montáží i při provozu
Elektrická zařízení s nebezpečným napětím	Chybné zapojení - konstrukce	Poranění až úraz obsluhy	Ošetření, léčení, prac. nesch. až invalidita, smrt	8	1	3	24	Proškolení zaměstnanců

Tab. 33 - CRMEA pro krit. příč. bezp. rizik/poruch v etapě LC: Výroba TS

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa-LC)	Způsob rizika/poruchy (←jev-LC→)	Důsledek rizika/poruchy (výsledek)	Závažnost důsledku O (min.1-max.10)	Pravděpod. výskytu O (min.1-max.10)	Pravděpod. odhalení D (max.1-min.10)	Riz. č. RN (StOxD)	Doporučená opatření $RN_{mezD} = , RN_{mezH} =$ (pro $RN < RN_D$ n. $RN > RN_H$)
Laserové výpalky z plechů	Nedodržení předepsaných rozměrů - výroba	Nepřesné řízení vzdálenosti k povrchu obrobku	Zmetkový díl	7	2	3	42	Servisní prohlídky stroje
Ohýbané plechové díly	Nedodržení předepsaných rozměrů - výroba	Nepřesné nastavení ohýbačky - provoz	Zmetkový díl	7	4	2	36	Kontrola ohýbadla před zahájením
Nezaoblené díly	Ostré hrany, špony - výroba	Poranění obsluhy - provoz	Ošetření, léčení, pracovní neschopnost	9	6	3	162	Visuální kontrola
Svařované díly	Nekvalitní svary - výroba	Neprovařené kořen - výroba	Zničení, znehodnocení svař. konstr.	7	4	6	168	Úprava normohodin, změna typu svařování, změna personálu
	Nekvalitní svářeč - výroba	Nekvalitní svary - výroba	Zničení, znehodnocení svař. konstr.	7	4	6	168	Kvalifikace personálu, pravidelná přeškolení
	↳	Poranění až úraz - výroba, provoz	Ošetření, pracovní neschopnost	10	2	6	120	Kvalifikace personálu, pravidelná přeškolení
Všechny díly	Nedotažené šrouby - montáž	Poranění obsluhy - výroba až likv.	Ošetření, léčení, prac. nesch. až invalidita	10	1	2	20	Kontrola před distribucí
	Neopatrné montování - montáž	Poškrábání, vrypky	Snižování kvality	8	5	2	80	Opatrnost při provádění montáže
	Ztráta komponent - výroba,	Chyba v logistice - výroba, provoz	Finanční dopad	7	7	3	147	Výběr vhodné logistické technologie,

Tab. 34 - CRMEA pro krit. přič. bezp. rizik/poruch v etapě LC: Distribuování TS

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa-LC)	Způsob rizika/poruchy (←jev-LC→)	Důsledek rizika/poruchy (výsledkek)	Závažnost důsledku O (min.1-max.10)	Pravděpod. výskytu O (min.1-max.10)	Pravděpod. odhalení D (max.1-min.10)	Riz. č. RN (5xOxD)	Doporučená opatření RN _{mezD} = , RN _{mezH} = (pro RN < RN _D n. RN > RN _H)
Spiralift	Malé předeptnutí - <i>instalace</i>	Nefunkčnost Spiraliftu - <i>provoz</i>	Nefunkčnost TS	6	5	1	30	Postup instalace Spiraliftu do plošiny dle montážního návodu
Lakované části	Neopatrné zacházení	Poškození komponent	Snižování kvality	7	5	2	70	Opatrné zacházení, bublinkové fólie, vhodný balicí materiál
Vůle ložiska	Nedodržení montážního postupu	Špatná montážní vůle	Opoždění ložiska	7	3	2	42	Kvalifikace personálu, výměna za nový kus
TS	Vyšší moc, katastrofa - <i>distribuce</i>	Dopravní nehoda	Závažné poškození, zničení TS	10	1	1	10	Pevná fixace TS v přepravním objektu

Tab. 35 - CRMEA pro krit. příč. bezp. rizik/poruch v etapě LC: Provozování a Likvidace TS

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa-LC)	Způsob rizika/poruchy (←jev-LC→)	Důsledek rizika/poruchy (výsledek)	Závažnost důsledku O (min.1-max.10)	Pravděpod. výskytu O (min.1-max.10)	Pravděpod. odhalení D (max.1-min.10)	Riz. č. RN (StOxD)	Doporučená opatření $RN_{mezD} = , RN_{mezH} =$ (pro $RN < RN_D$ n. $RN > RN_H$)
Spiralift	Nedostatečné mazání - provoz	Poškození Spiraliftu - provoz	Nefunkčnost TS	9	7	3	189	Pravidelný servis dle návodu výrobce
TS	Přetížení TS	Únava materiálu nosných komponent	Poškození nebo zničení komponent	10	1	4	40	Preventivní nebo predikovaná vizuální kontrola TS
Nekvalif. osoby	Spuštění TS při běhu vstříkolisu	Náraz do vstříkolisu	Poškození komponent, finanční ztráty	8	5	4	120	Pravidelné školení personálu
	Nebezpečné jednání	Rozptylování pracovníka - provoz	Poranění obsluhy	9	4	2	72	Pravidelné školení personálu
Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa-LC)	Způsob rizika/poruchy (←jev-LC→)	Důsledek rizika/poruchy (výsledek)	Závažnost důsledku O (min.1-max.10)	Pravděpod. výskytu O (min.1-max.10)	Pravděpod. odhalení D (max.1-min.10)	Riz. č. RN (StOxD)	Doporučená opatření $RN_{mezD} = , RN_{mezH} =$ (pro $RN < RN_D$ n. $RN > RN_H$)
Obtížná demonťáž	Příliš mnoho spoj. částí	Dlouhé časy demonťáže	Finanční náročnost	7	5	3	105	Zjednodušení konstrukce součástí
Spiralift	Repasování na jiný TS	Nespolehlivost	Nefunkčnost TS	8	4	2	64	Kontrola a servis před znovupoužitím
Ocelové díly	Nedokonalé odlakování, vměštky	Použití nevhodné technologie	Nemožnost recyklace	7	3	4	84	Opískování použitých dílů před recyklací

Shrnutí a závěr

Hlavním cílem předložené diplomové práce byla inovace zdvihacího mechanismu nůžkového stolu firmy ENGEL. Předmětem této inovace bylo i zaměření na svary a jejich optimalizace (zmenšení či zrušení) s využitím poznatků získaných studiem a znalostí prostředí firmy.

K řešení byla využita strategie znalostně integrovaného konstruování. V první části diplomové práce je provedena rešerše zdvihacích zařízení a komplexní analýza současného řešení. V další části byly navrženy čtyři varianty řešení, které byly následně zhodnoceny, a byla vybrána sub-optimální varianta. Pro tuto variantu byl zkonstruován 3D model pomocí CAD systému NX 11.

Celkový návrh je podložen výpočty únosnosti, bezpečnosti a tuhosti konstrukce. V závěrečné části je současné a navržené zařízení hodnoceno pomocí SWOT analýzy s výstupem na možná zlepšení. Práce obsahuje analýzu rizik s návrhy na jejich zmenšení. Výsledkem celé práce je navržení nové koncepce zdvihacího zařízení splňujícího stanovená kritéria zadání.

Bibliografické citace použitých publikací a informační zdroje

- [1] HOSNEDL, S. *Konstrukční návrh polohovadla pro svařování - case study*. Plzeň: ZČU, FST, KKS : (Elektronická verze), 2017.
- [2] [Online] 30. 5 2018. Dostupné z:
http://www.impulsprokarieru.cz/galerie//zamestnavatele/1333110755cs__1_1-kopirovat.jpg.
- [3] ČTK. Deník.cz. [Online] 5. 2 2017. [Citace: 30. 5 2018.] Dostupné z:
<https://www.denik.cz/ekonomika/firma-engel-strojirenska-z-kaplice-prijme-250-lidi-20170205.html>.
- [4] ENGEL. [Online] 2018. Dostupné z: <https://www.engelglobal.com/cs/cz>.
- [5] Krebs, Štefan. [Online] 12. 3 2016. Dostupné z:
<http://u12133.fs.cvut.cz/assets/subject/files/116/TZPK-Pr-4-ATT00154.pdf>.
- [6] PURCHANT, L. *Návrh a optimalizace elektrického pohonu zdvihacího mechanismu nůžkového stolu*. Praha : Diplomová práce, České vysoké učení technické, Fakulta strojní, Vedoucí práce: Tomáš Krannich, 2015.
- [7] KÁROLY, D. *Optimalizace zdvihací plošiny nůžkového mechanismu*. Plzeň : Diplomová práce, Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, Vedoucí práce: Václav Vaněk, 2017.
- [8] Engeneering360. *globalspec.com*. [Online] IEEE -GlobalSpec, 2017. [Citace: 8. 11 2017.] Dostupné z:
http://www.globalspec.com/learnmore/material_handling_packaging_equipment/material_handling_equipment/lift_tables.
- [9] ČEMAT. *cemat.cz*. [Online] ČEMAT trading, spol. s r. o, 2013. [Citace: 8. 11 2017.] Dostupné z: <http://www.cemat.cz/cz/produkty/zvedaci-plosiny.html>.
- [10] PRO-LIFT. *pro-lift.cz*. [Online] 2017. [Citace: 9. 11 2017.] Dostupné z: https://www.pro-lift.cz/89-jednonuzkove_elektro-hydraulicke_zvedaci_stoly.
- [11] Sax Lift A/S. *saxlift.cz*. [Online] 2016. [Citace: 11. 11 2017.] Dostupné z: <https://www.saxlift.com/cz/icb1000>.
- [12] HOSNEDL, S. *Systémové navrhování technických produktů. KKS/ZKM. Podklady k přednáškám*. Plzeň : ZČU, FST, KKS, 2016. (elektronická verze).
- [13] O nás: Spoje ocelových konstrukcí. *Spoje ocelových konstrukcí*. [Online] VUT Brno, FAST. Dostupné z: <http://ocel.wz.cz/svarove-spoje/koutovy-svar.php>.
- [14] HOSNEDL, S. *Obecné strojní části 1*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2012. ISBN 978-80-261-0125-3.
- [15] SKŘIVÁNEK, P. *Zdvihací zařízení*. Plzeň : Diplomová práce, Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, Vedoucí práce: Stanislav Hosnedl, 2017.
- [16] Pacospiralift. *pacospiralift.com*. [Online] Paco Spiralift Inc., 2017. [Citace: 10. 3 2018.] Dostupné z: <http://www.pacospiralift.com/solutions/spiralift-solutions/>.
- [17] MATOUŠEK, P. *Pneumaticky poháněný posuvný stůl*. Plzeň : Diplomová práce, Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, Vedoucí práce: Stanislav Hosnedl, 2017.

- [18] EDER, W. E. a HOSNEDL, S. *Design Engineering, A Manual for Enhanced Creativity*. Boca Raton, Florida, USA : CRC Press, Taylor & Francis Group, 2008. ISBN 978-1-4200-4765-3.
- [19] HUBKA, V. *Konstrukční nauka, z "Allgemeines Vorgehensmodell des Konstruierens" (Zürich: Heurista, 1972) a "Principles of Engineering Design" (Zürich: Heurista, 1987)*. [překl.] S. HOSNEDL. Praha : Konservis, 1991. ISBN: 80-90 1135-0-7.
- [20] HUBKA, V., ANDREASEN, M. M. a EDER, W. E. *Practical Studies in Systematic Design*. Londýn : Butterworths, 1988. ISBN 0-408-01420-2, p. 1-21.
- [21] EDER, W. E. a HOSNEDL, S. *Introduction to Design Engineering: Systematic Creativity and Management*. Boca Raton, Florida USA : CRC Press, Taylor & Francis Group, 2010. ISBN: 978-0-415-55557-9.
- [22] Austria, ENGEL. *Yumpu*. [Online] 7. 3 2011. Dostupné z: <https://www.yumpu.com/de/document/view/2709452/hubtisch-engel-austria>.

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet současného řešení v programu MATLAB

```
%*****
%1 - DEFINOVANI POTREBNYCH PARAMETRU
%*****
%Sily od vlastní hmotnosti jednotlivých částí mechanismu
F=[0 1000 1100 280 0 0 6000]; %sily vektorove
F2=1000; %hmotnost ramene 2 - 100 kg
F3=1100; %hmotnost ramene 3 - 110 kg
F4=280; %hmotnost hydromotoru
F7=6000; %hmotnost horního rámu + pochozí plošiny

%Délky jednotlivých částí mechanismu
l=[0 1500 1500 750 750 860 35.5 67.25 215]; %delky vektorove
l2=1500; %ramena
l3=1500;
l4=750; %těžiště ramen
l5=750;
l6=860 ; %vzdálenost bodu E
l7=35.5; %rozměry uchycení hydromotoru
l8=67.25;
l9=215;

%Teziste zatezujici sily F(7)
xq=780;

%Úhly uchycení hydromotoru (dle vykresove dokumentace)
xi=4.2;
fi=8.6;

for lz=1:1300 %lz je zdvih plosiny, realne od 110 do 1210 (zdvih 1100 mm)
%*****
%2 - VYPOCET UHLU NATOCENI ALFA
%*****
alfa=asind(lz/l2);
alfa2=(180-alfa);
alfa3=(90-alfa); %Pomocne uhly uchyceni hydromotoru
alfa5=alfa+90;
alfa6=180+alfa;

%*****
%3 - VEKTOROVA METODA
%*****
%VYPOCET DELKY RAMENE lp a UHLU NATORECNI HYDROMOTORU beta
%Delka základny
ld=l2*cosd(alfa);

%Velikost vektorů
v1=l5;
v2=110;
v3=l8;
v5=l7;
v6=l9;

%Vypocet velikosti delky ramene lp a uhlu natoceni beta
beta=acotd((v1*cosd(alfa)+v2*cosd(alfa2)+v3*cosd(alfa3)+v5*cosd(alfa5)+v6*cosd(alfa6))/(v1*sind(alfa)+v2*sind(alfa2)+v3*sind(alfa3)+v5*sind(alfa5)+v6*sind(alfa6)));
```

```

vektor=-
(v1*sind(alfa)+v2*sind(alfa2)+v3*sind(alfa3)+v5*sind(alfa5)+v6*sind(alfa6))
/sind(alfa4);
lp=abs(vektor);

%*****
%4 - VYPOCET REAKCI
%*****
%Promenné parametry
g=sind(alfa)*l(4);
h=cosd(alfa)*l(4);
i=sind(alfa+xi)/cosd(xi)*l(6);
j=cosd(alfa+xi)/cosd(xi)*l(6);
k=cosd(alfa)*l(2);
a=sind(alfa)*l(3);
b=cosd(alfa)*l(3);
c=sind(alfa)*l(5);
d=cosd(alfa)*l(5);
e=sind(alfa-fi)/cosd(fi)*l(9);
f=cosd(alfa-fi)/cosd(fi)*l(9);
m=sind(beta)*lp;
n=cosd(beta)*lp;

%Matice zbylých členů
A=[0 0 1 0 1 0 0 0 0 0 1 0;
  0 0 0 1 0 1 0 0 1 0 0 1;
  0 0 a -b c -d 0 0 0 0 e -f;
  1 0 0 0 -1 0 1 0 0 0 0 0;
  0 1 0 0 0 -1 0 1 0 1 0 0;
  0 0 0 0 -g -h i j 0 k 0 0
  0 0 -1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
  0 0 0 -1 0 0 0 0 0 -1 0 0;
  0 0 0 0 0 0 0 0 0 -ld 0 0
  0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 -1 0;
  0 0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 -1;
  0 0 0 0 0 0 -m n 0 0 0 0];

%Matice sil (pravá strana rovnice - vektor vnějších sil
b=[0;F3;-F3*730*cosd(alfa);0;F2;F2*580*cosd(alfa);0;F7;F7*xq; 0; F4 ;-
F4*lp*cosd(beta)];

%Hledání řešení ve tvaru x=A\b
R=A\b;

mat(lz,:) = R;
RA(lz)=sqrt(R(1)*R(1)+R(2)*R(2));
RB(lz)=R(3);
RC(lz)=sqrt(R(11)*R(11)+R(12)*R(12));
RD(lz)=sqrt(R(5)*R(5)+R(6)*R(6));
RE(lz)=sqrt(R(7)*R(7)+R(8)*R(8));
RG(lz)=sqrt(R(3)*R(3)+R(4)*R(4));
RH(lz)=R(10);
end

```

PŘÍLOHA č. 2

Výpočet svarového spoje připojení pístnice a válce hydromotoru v programu MATLAB

Připojení pístnice

```

%*****
%1 - DEFINOVANI POTREBNYCH PARAMETRU
%*****
for i=1:13
%poloha 1 až 12 - od 110 do 1210 mm | POLOHA 13 = 1210 provozní

% 110 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200
RE=[52465 47522 43737 41143 38837 38269 37684 37596 38047 39188 41412 46456
69945];
alfa=[4.2 7.7 11.5 15.5 19.5 23.6 27.8 32.2 36.9 41.8 47.2 53.8 53.8];
beta=[18.5 23 27.8 32.3 36.6 40.7 44.7 48.5 52.3 56 59.9 64.4 64.4];

%kde: RE - síla od hydromotoru
% alfa - uhel stoupani
% beta - uhel natoceni hydromotoru

%Konstantní rozměry uchycení
gama=55; %odměřeno z modelu
e1=69;
e2=28;
lsv1=60;
lsv2=60;
calfa=0.6;
csv1=1.15;
csv2=1.15;
a=8; %výška svaru
Re=355; %mez kluzu

%*****
%2 - VYPOCET SILY OD HYDROMOTORU
%*****
delta=180-(alfa(i)+beta(i)+gama); %ve stupních
P=RE(i); %síla od hydromotoru
Px=P*sind(delta); %Px'
Py=P*cosd(delta); %Py'

%*****
%3 - VYPOCET SVAROVEHO SPOJE
%*****
Tau_k1=Px/(4*a*lsv2); %Normalova a smykova napeti
Tau_k2=Py/(4*a*lsv1); %kolma k rovine, resp. ose svaru
Tau_k3=(Px*e1)/(4*(1/6)*a*lsv1*lsv1);
Tau_k4=(Py*e2)/(4*(1/6)*a*lsv2*lsv2);

Tau_r1=Px/(4*a*lsv1); %Smykova napeti v ose svaru
Tau_r2=Py/(4*a*lsv2);

Tau_v=sqrt((Tau_k1+Tau_k4)^2+(Tau_k2+Tau_k3)^2);
Tau_r=sqrt((Tau_r1)^2+(Tau_r2)^2);

Tau_dov=Re*calfa;
Tau_svaru=sqrt((Tau_v/csv1)^2+(Tau_r/csv2)^2)
k=Re/Tau_svaru
end

```

Připojení válce

```

%*****
%1 - DEFINOVANI POTREBNYCH PARAMETRU
%*****
for i=1:13
%poloha 1 až 12 - od 110 do 1210 mm | POLOHA 13 = 1210 provozní

%   110   200   300   400   500   600   700   800   900   1000  1100  1200
RC=[52488 47522 43737 41143 38837 38269 37684 37596 38047 39188 41412 46456
69945];
alfa=[4.2 7.7 11.5 15.5 19.5 23.6 27.8 32.2 36.9 41.8 47.2 53.8 53.8];
beta=[18.5 23 27.8 32.3 36.6 40.7 44.7 48.5 52.3 56 59.9 64.4 64.4];

%kde:      RE - síla od hydromotoru
%          alfa - uhel stoupani
%          beta - uhel natoceni hydromotoru

%Konstantní rozměry uchycení
e3=35;
lsv3=40;
calfa=0.6;
csv1=1.15;
csv2=1.15;
a=6;          %výška svaru
Re=355;      %mez kluzu

%*****
%2 - VYPOCET SILY OD HYDROMOTORU
%*****
theta=beta(i)-alfa(i); %ve stupních
P=RC(i);              %síla od hydromotoru
Px=P*cosd(theta);    %Px'
Py=P*sind(theta);    %Py'

%*****
%3 - VYPOCET SVAROVEHO SPOJE
%*****
Tau_k1=Px/(4*a*lsv3) ;          %Normalova a smykova napeti
Tau_k2=(Py*e3)/(4*(1/6)*a*lsv3*lsv3); %kolma k rovine, resp. ose svaru

Tau_r=Py/(4*a*lsv3) ;          %Smykova napeti v ose svaru

Tau_v=Tau_k1+Tau_k2;

Tau_dov=Re*calfa;

Tau_svaru=sqrt((Tau_v/csv1)^2+(Tau_r/csv2)^2)

k=Re/Tau_svaru
end

```

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet varianty s pohybovým šroubem v programu MATLAB

```

%*****
%1 - DEFINOVANI POTREBNYCH PARAMETRU
%*****
%Sily odvlastni hmotnosti jednotlivych casti mechanismu
F=[0 1000 1100 0 0 0 6000]; %sily vektorove
F2=0; %hmotnost ramene 2 - 100 kg
F3=0; %hmotnost ramene 3 - 110 kg
F7=6000; %hmotnost horniho ramu + pochozi plošiny

%Délky jednotlivych casti mechanismu
l=[0 1500 1500 750 750 860 215]; %delky vektorove

%Teziste zatezujici sily F(7)
xq=780;

for lz=1:1300 %lz je zdvih plosiny, realne od 110 do 1210 (zdvih 1100 mm)
%*****
%2 - VYPOCET UHLU NATOCENI ALFA
%*****
alfa=asind(lz/l(2));

%Delka základny
ld=l(2)*cosd(alfa);

%*****
%3 - VYPOCET REAKCI
%*****
%Promenné parametry
a=sind(alfa)*l(3);
b=cosd(alfa)*l(3);
c=sind(alfa)*l(5);
d=cosd(alfa)*l(5);
e=sind(alfa)*l(4);
f=cosd(alfa)*l(4);
g=cosd(alfa)*l(2);

%Matice zbylých členů
A=[0 0 1 0 1 0 1 0 0;
0 0 0 1 0 1 0 1 0;
0 0 a -b c -d 0 0 0;
1 0 0 0 -1 0 0 0 0;
0 1 0 0 0 -1 0 0 1;
0 0 0 0 -e -f 0 0 g;
0 0 -1 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 -1 0 0 0 0 -1;
0 0 0 0 0 0 0 0 -ld];

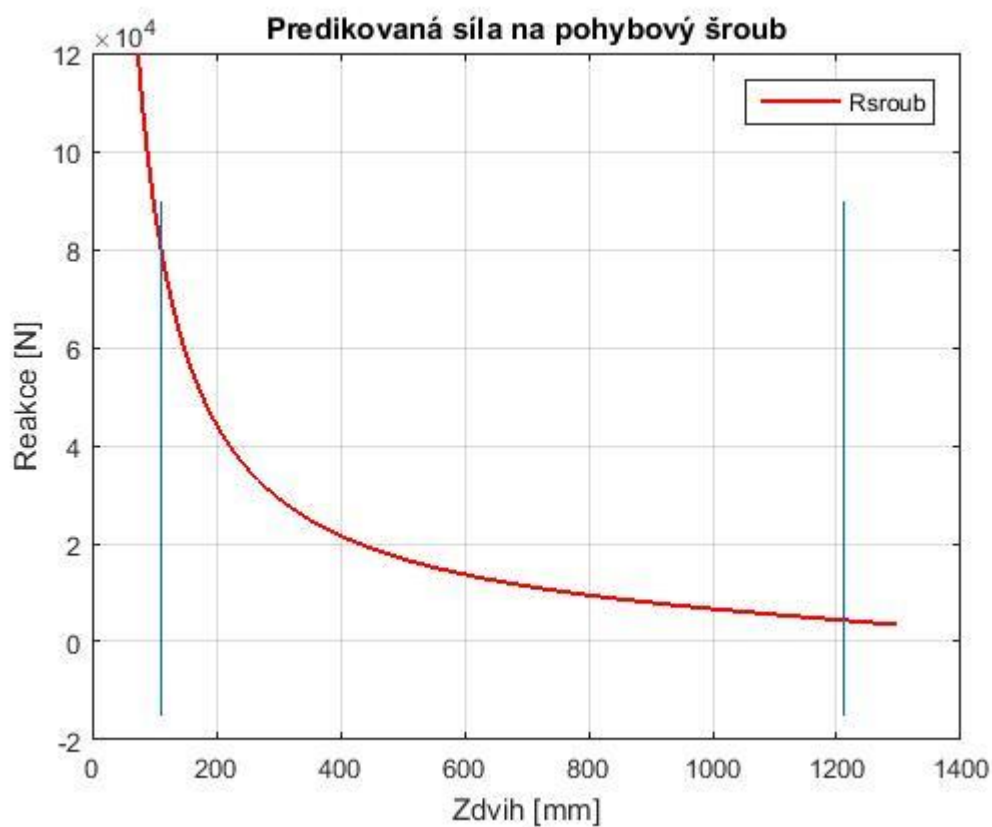
%Matice sil (pravá strana rovnice - vektor vnějších sil)
b=[0;F3;-F3*730*cosd(alfa);0;F2;F2*580*cosd(alfa);0;F7;F7*xq];

%Hledání řešení ve tvaru x=A\b
R=A\b;

mat(lz,:) = R;
Rsroub(lz)=R(7);
end

```

```
%*****  
%4 - VYKRESLENÍ GRAFU  
%*****  
for i=0:1299  
    x(i+1)=i;  
end  
  
plot(x,Rsroub,'r')  
title('Predikovaná síla na pohybový šroub')  
legend('Rsroub')  
grid on  
p=findobj(gcf,'Type','line');  
set(p,'LineWidth',1.5);  
xlabel('Zdvih [mm]')  
ylabel('Reakce [N]')  
axis([0 1400 -20000 120000])  
line([1210 1210], [-15000 90000])  
line([110 110], [-15000 90000])  
saveas(gcf,'Pohybovy sroub.png')
```



PŘÍLOHA č. 4

Výpočet varianty se Spiraliftem v programu MATLAB

```

%*****
%1 - DEFINOVANI POTREBNYCH PARAMETRU
%*****
%Sily odvlastni hmotnosti jednotlivych casti mechanismu
F=[0 1000 1100 0 0 0 9500]; %sily vektorove
F2=1000; %hmotnost ramene 2 - 100 kg
F3=1100; %hmotnost ramene 3 - 110 kg
F7=9500; %hmotnost horniho ramu + pochozi plošiny

%Délky jednotlivych casti mechanismu
l=[0 1500 1500 750 750 860 215]; %delky vektorove

%Umístění Spiralliftu
ls=1300;

%Teziste zatezujici sily F(7)
xq=780;

for lz=1:1300 %lz je zdvih plosiny, realne od 110 do 1210 (zdvih 1100 mm)
%*****
%2 - VYPOCET UHLU NATOCENI ALFA
%*****
alfa=asind(lz/l(2));

%Delka základny
ld=l(2)*cosd(alfa);

%*****
%3 - VYPOCET REAKCI
%*****
%Promenné parametry
a=sind(alfa)*l(3);
b=cosd(alfa)*l(3);
c=sind(alfa)*l(5);
d=cosd(alfa)*l(5);
e=sind(alfa)*l(4);
f=cosd(alfa)*l(4);
g=cosd(alfa)*l(2);

%Matice zbylych členů
A=[0 0 1 0 1 0 0 0 0;
0 0 0 1 0 1 0 1 0;
0 0 a -b c -d 0 0 0;
1 0 0 0 -1 0 0 0 0;
0 1 0 0 0 -1 0 0 1;
0 0 0 0 -e -f 0 0 g;
0 0 -1 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 -1 0 0 1 0 -1;
0 0 0 0 0 0 ls 0 -ld];

%Matice sil (pravá strana rovnice - vektor vnějších sil)
b=[0;F(3);-F(3)*730*cosd(alfa);0;F(2);F(2)*580*cosd(alfa);0;F(7);F(7)*xq];

%Hledání řešení ve tvaru x=A\b
R=A\b;

mat(lz,:) = R;

```



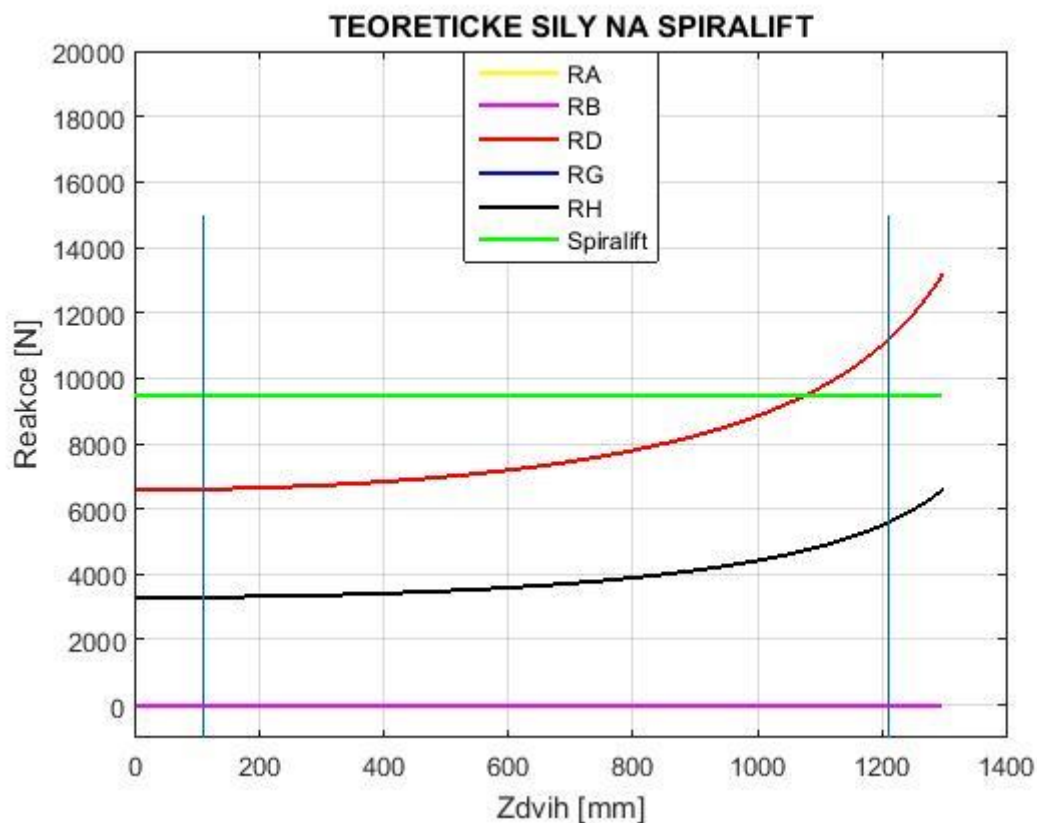
```

RA(lz)=sqrt(R(1)*R(1)+R(2)*R(2));
RB(lz)=R(3);
RD(lz)=sqrt(R(5)*R(5)+R(6)*R(6));
RG(lz)=sqrt(R(3)*R(3)+R(4)*R(4));
RH(lz)=R(9);
Spiral(lz)=R(7);
end

%*****
%4 - VYKRESLENI GRAFU
%*****
for i=0:1299
    x(i+1)=i;
end

plot(x,RA,'y',x,RB,'m',x,RD,'r',x,RG,'b',x,RH,'k',x,Spiral,'g')
title('TEORETICKE SILY NA SPIRALIFT')
legend('RA','RB','RD','RG','RH','Spiralift')
grid on
p=findobj(gcf,'Type','line');
set(p,'LineWidth',1.5);
xlabel('Zdvih [mm]')
ylabel('Reakce [N]')
axis([0 1400 -1000 20000])
line([1210 1210], [-15000 15000])
line([110 110], [-15000 15000])
saveas(gcf,'Spiralift.png')

```



PŘÍLOHA č. 5

Výpočet varianty s Harmonickou převodovkou v programu MATLAB

```

%*****
%1 - DEFINOVANI POTREBNYCH PARAMETRU
%*****
%Sily od vlastní hmotnosti jednotlivých částí mechanismu
F=[0 0 0 0 0 0 9500]; %sily vektorove
F2=0; %hmotnost ramene 2 - 100 kg
F3=0; %hmotnost ramene 3 - 110 kg
F7=9500; %hmotnost horního rámu + pochozí plošiny

%Délky jednotlivých částí mechanismu
l=[0 1500 1500 750 750 860 215]; %delky vektorove

%Teziste zatezujici sily F(7)
xq=780;

for lz=1:1300 %lz je zdvih plosiny, realne od 110 do 1210 (zdvih 1100 mm)
%*****
%2 - VYPOCET UHLU NATOCENI ALFA
%*****
alfa=asind(lz/l(2));

%Delka základny
ld=l(2)*cosd(alfa);

%*****
%3 - VYPOCET REAKCI
%*****
%Promenné parametry
a=sind(alfa)*l(3);
b=cosd(alfa)*l(3);
c=sind(alfa)*l(5);
d=cosd(alfa)*l(5);
e=sind(alfa)*l(4);
f=cosd(alfa)*l(4);
g=cosd(alfa)*l(2);

%Matice zbylých členů
A=[0 0 1 0 1 0 0 0 0;
0 0 0 1 0 1 0 1 0;
0 0 a -b c -d 0 0 0;
1 0 0 0 -1 0 0 0 0;
0 1 0 0 0 -1 0 0 1;
0 0 0 0 -e -f 0 0 g;
0 0 -1 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 -1 0 0 1 0 -1;
0 0 0 0 0 0 0 0 -ld];

%Matice sil (pravá strana rovnice - vektor vnějších sil)
b=[0;F(3);-F(3)*730*cosd(alfa);0;F(2);F(2)*580*cosd(alfa);0;F(7);F(7)*xq];

%Hledání řešení ve tvaru x=A\b
R=A\b;

mat(lz,:) = R;
RA(lz)=sqrt(R(1)*R(1)+R(2)*R(2));
RB(lz)=R(3);
RD(lz)=sqrt(R(5)*R(5)+R(6)*R(6));

```

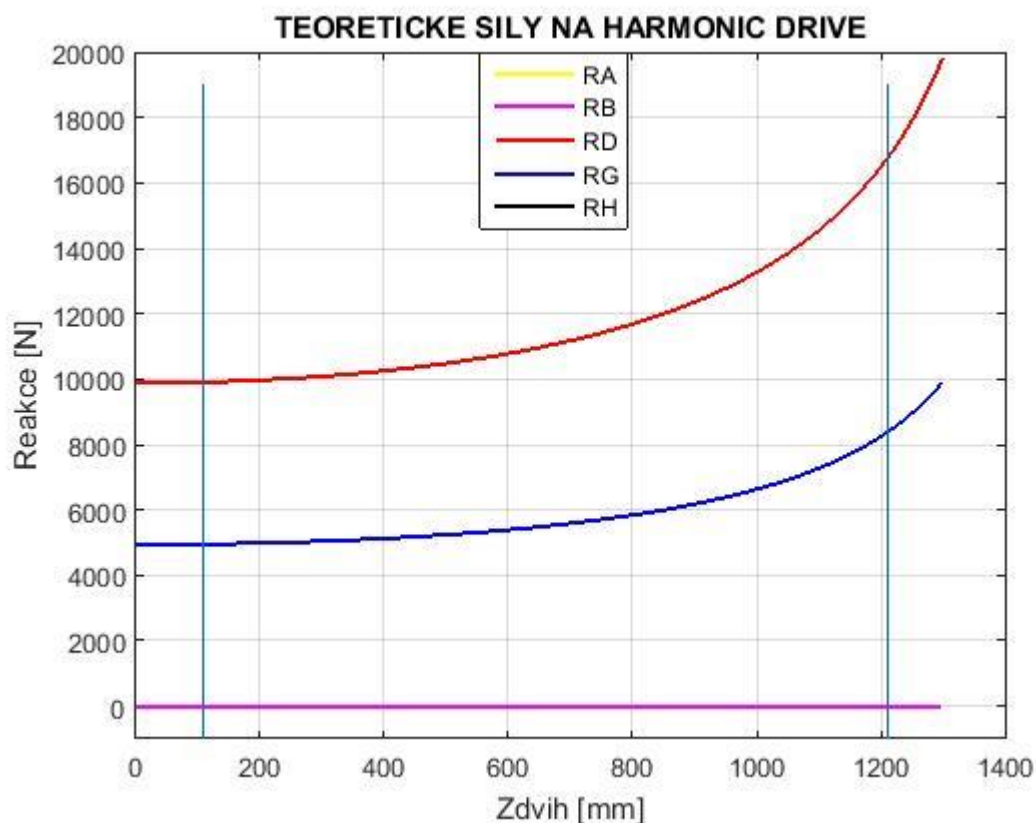
```

RG(lz)=sqrt(R(3)*R(3)+R(4)*R(4));
RH(lz)=R(9);
end

%*****
%4 - VYKRESLENI GRAFU
%*****
for i=0:1299
    x(i+1)=i;
end

plot(x,RA,'y',x,RB,'m',x,RD,'r',x,RG,'b',x,RH,'k')
title('TEORETICKE SILY NA HARMONIC DRIVE')
legend('RA','RB','RD','RG','RH')
grid on
p=findobj(gcf,'Type','line');
set(p,'LineWidth',1.5);
xlabel('Zdvih [mm]')
ylabel('Reakce [N]')
axis([0 1400 -1000 20000])
line([1210 1210], [-15000 19000])
line([110 110], [-15000 19000])
saveas(gcf,'Harmonic.png')

```



PŘÍLOHA č. 6

Katalogový list Spiralift ND6 od firmy Paco Spiralift

TECHNICAL PARAMETERS – ND6

Column diameter	6 in				152 mm			
Maximum lifting capacity	5,500 lb				2450 daN			
Max static capacity	8,000 lb				3550 daN			
Maximum lifting speed **	23 ft/min				7 m/min			
Maximum continuous torque	272 lb.in				30.7 Nm			
Maximum peak torque	544 lb.in				61.5 Nm			
Maximum overhung on input	55 lb				25 daN			
Maximum misalignment	1.5°				1.5°			
Lift travel per revolution (pitch)	1.293 in				32.8 mm			
Available worm ratios, R	32.50	16.25	10.83	8.17	32.50	16.25	10.83	8.17
Input torque to lift Max Load, T _m	64.4 lb.in	107 lb.in	155 lb.in	201 lb.in	7.27 Nm	12.1 Nm	17.6 Nm	22.7 Nm
Total system efficiency, E	52.3%	63%	65%	66.8%	52.3%	63%	65%	66.8%
Base and housing material	Aluminum				Aluminum			
Column material (bands)	Stainless steel 301				Stainless steel 301			

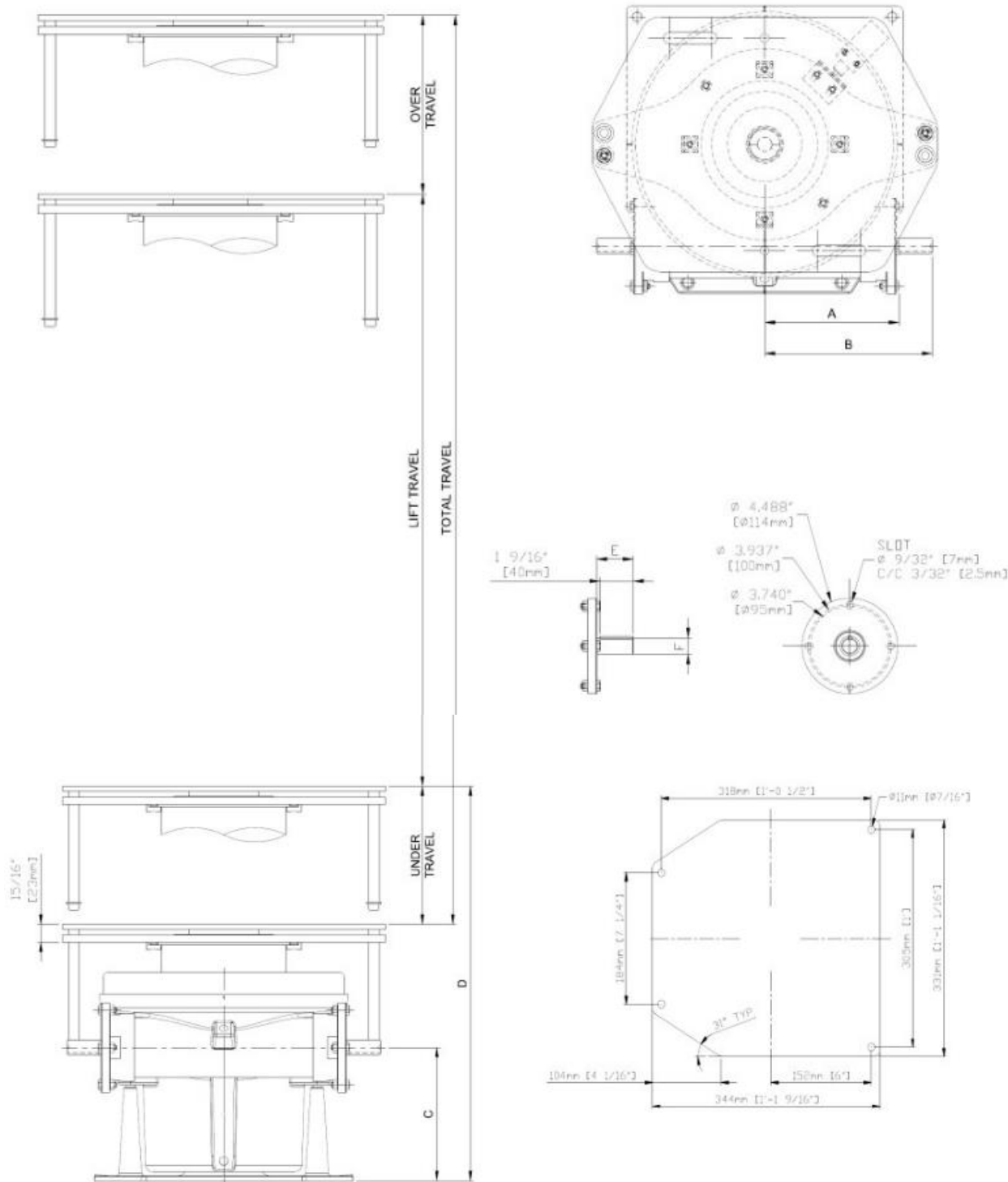
Lifting speed	Motor RPM x 1/R x 0.1078 (ft/min)	Motor RPM x 1/R x 0.0328 (m/min)
Power required to lift load	$\frac{\text{Load (lb)} \times \text{speed (ft/min)}}{33,000 \times E}$ (hp)	$\frac{\text{Load (kg)} \times \text{Speed (m/min)}}{6133 \times E}$ (kW)
Lifting input torque	Lifting load (lbs) x T _m / 5500	Lifting load (daN) x T _m / 2450

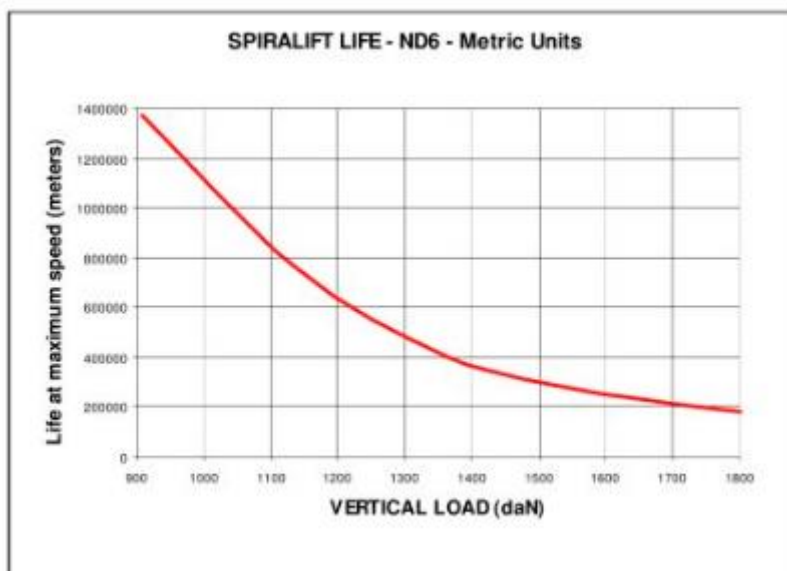
DIMENSIONS – ND6

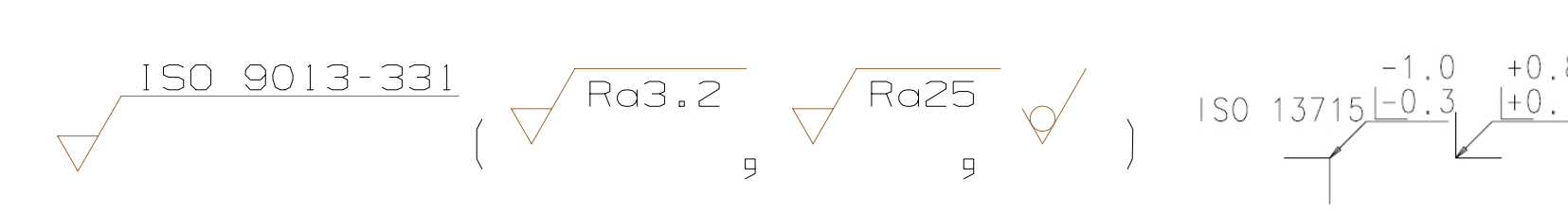
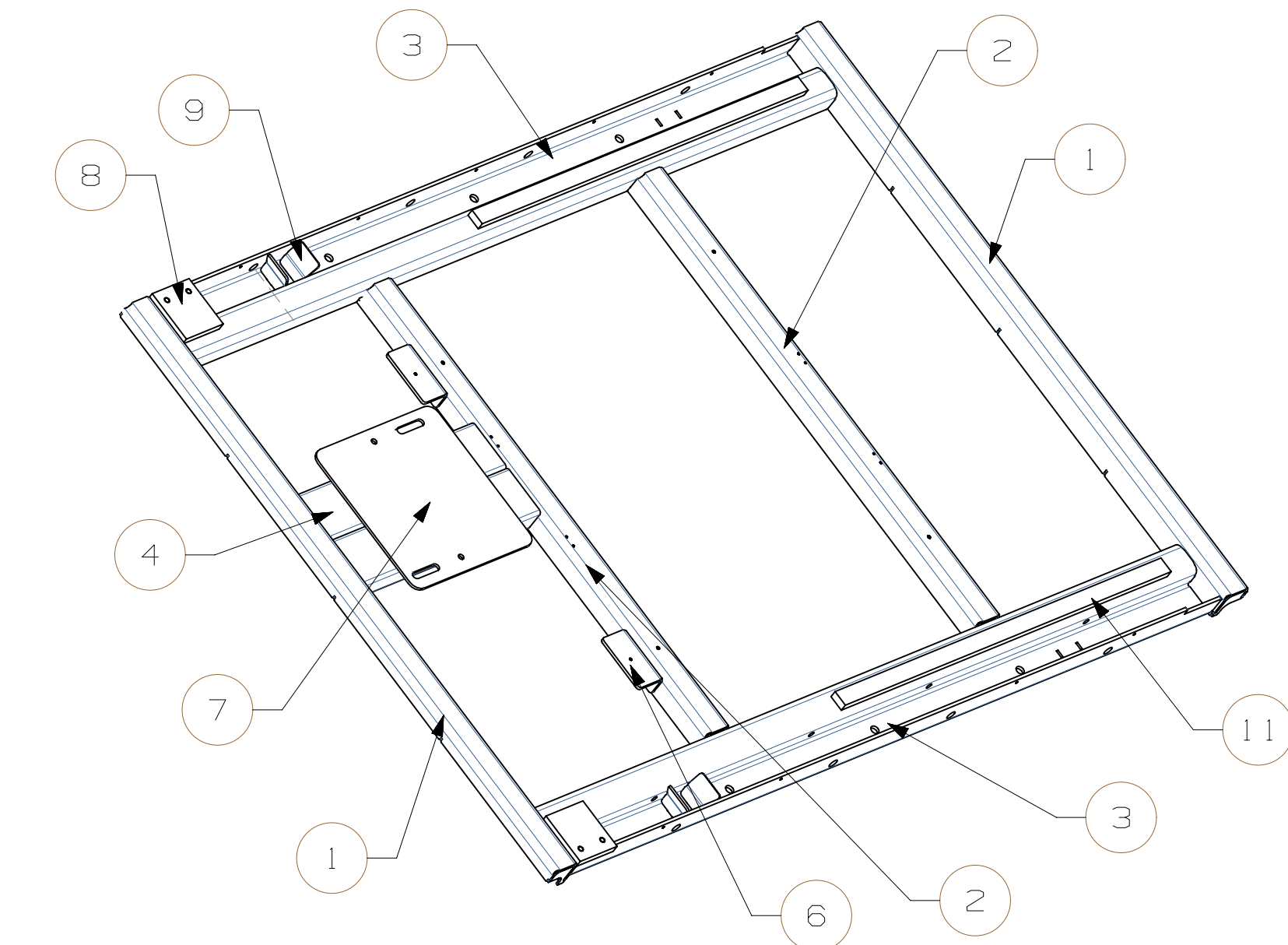
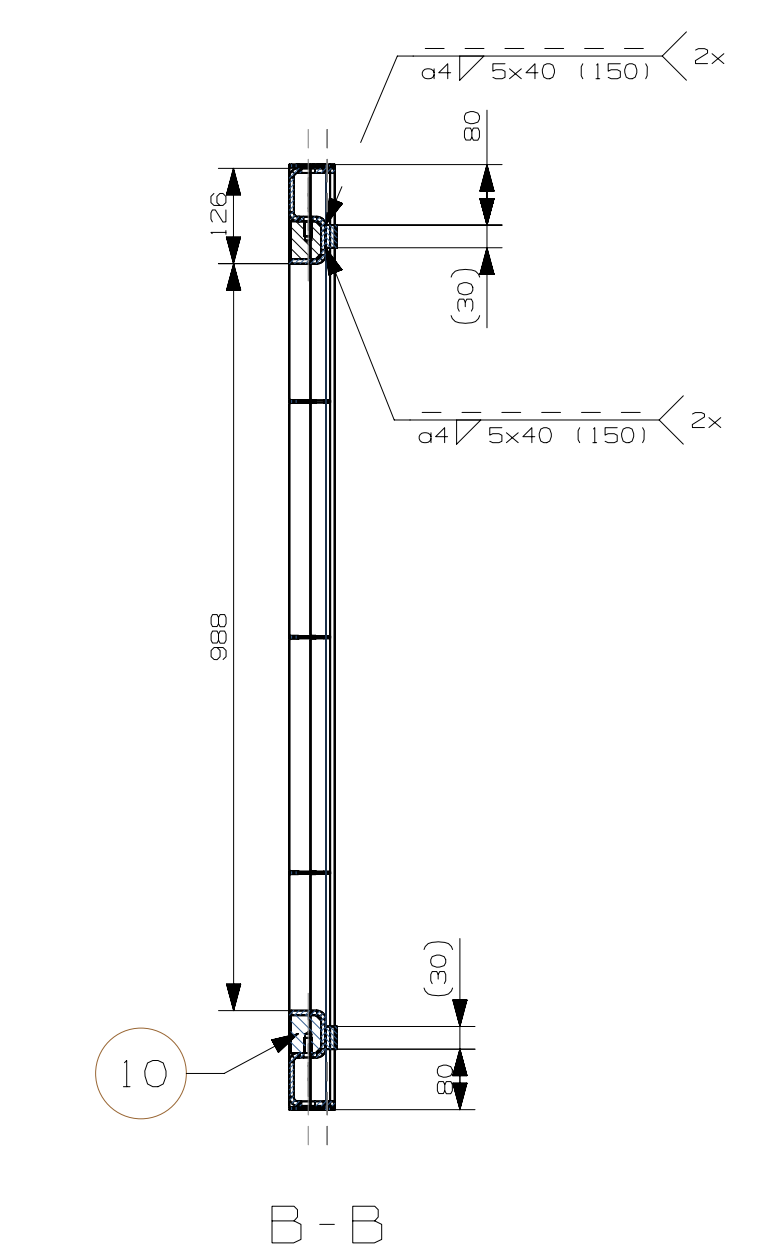
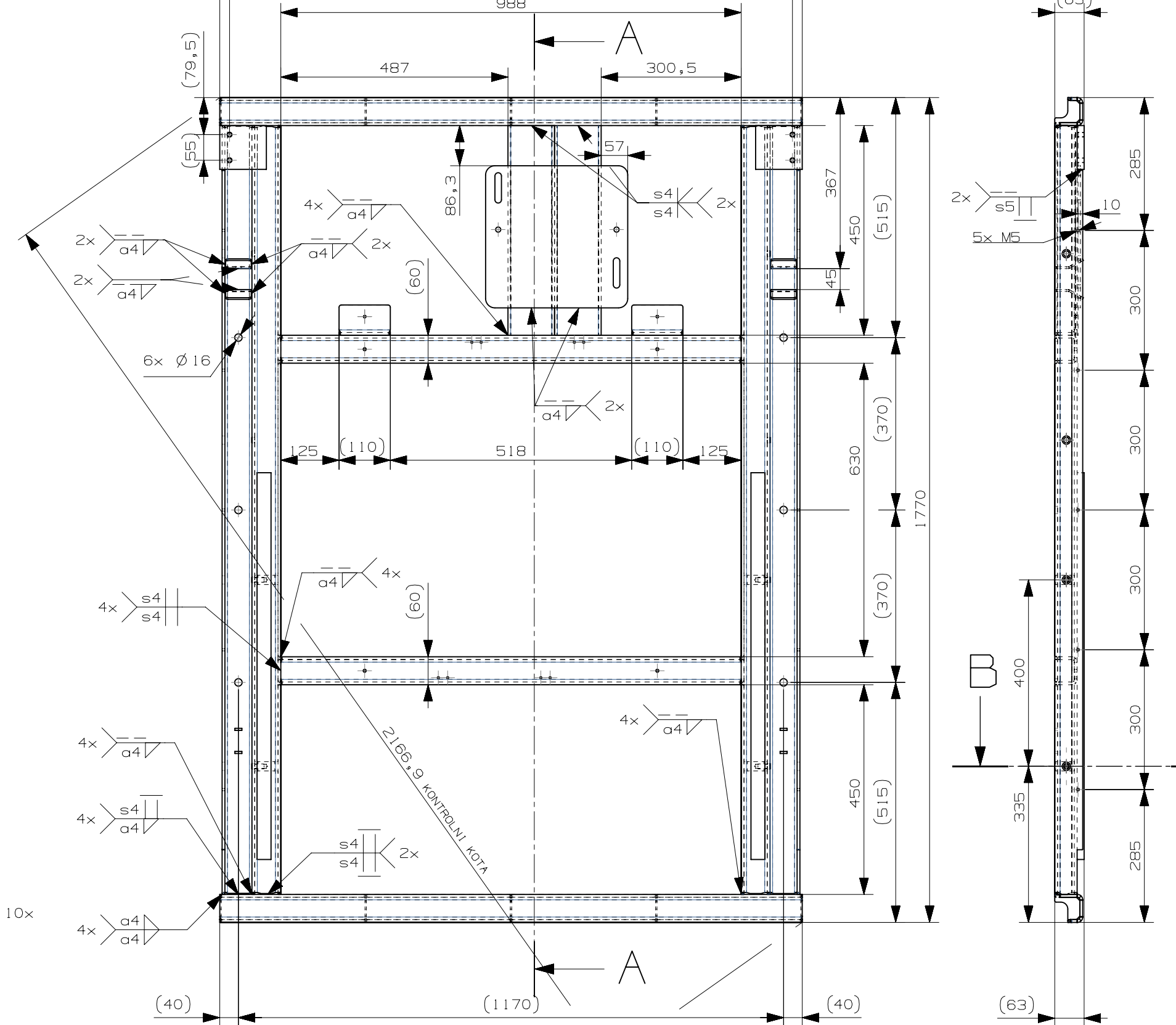
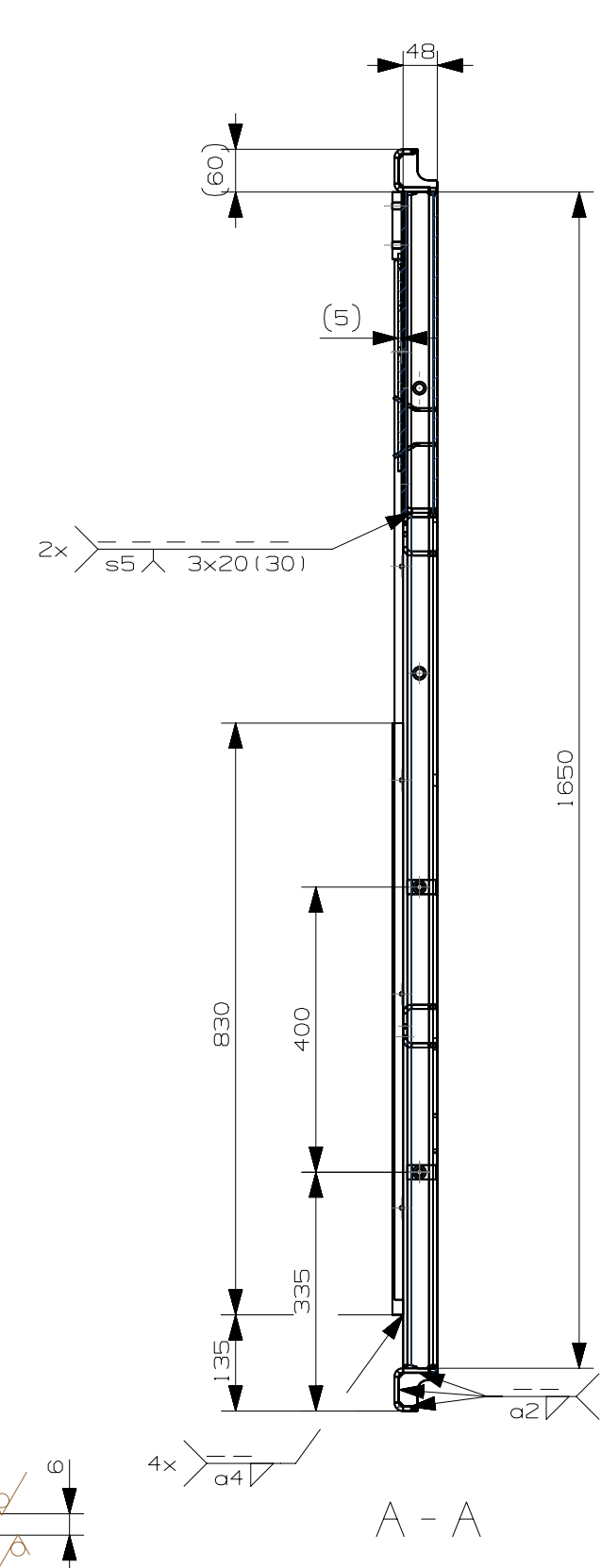
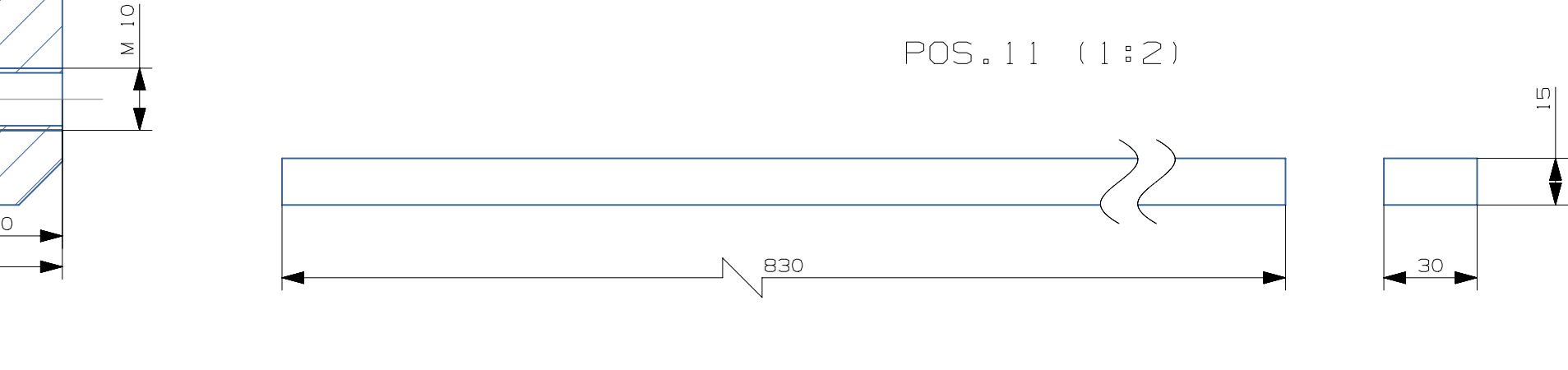
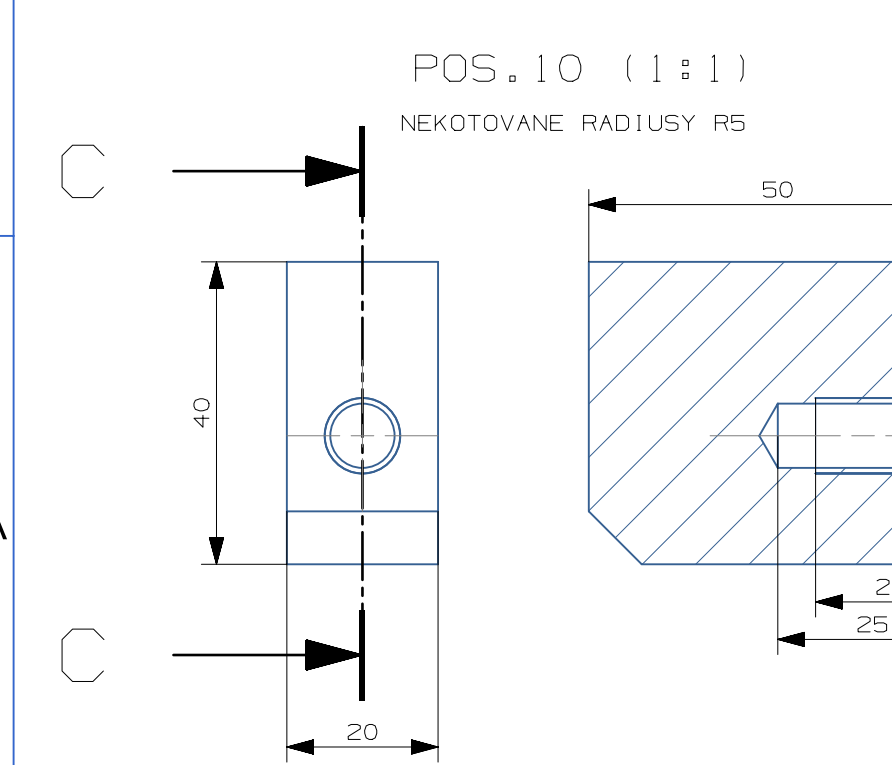
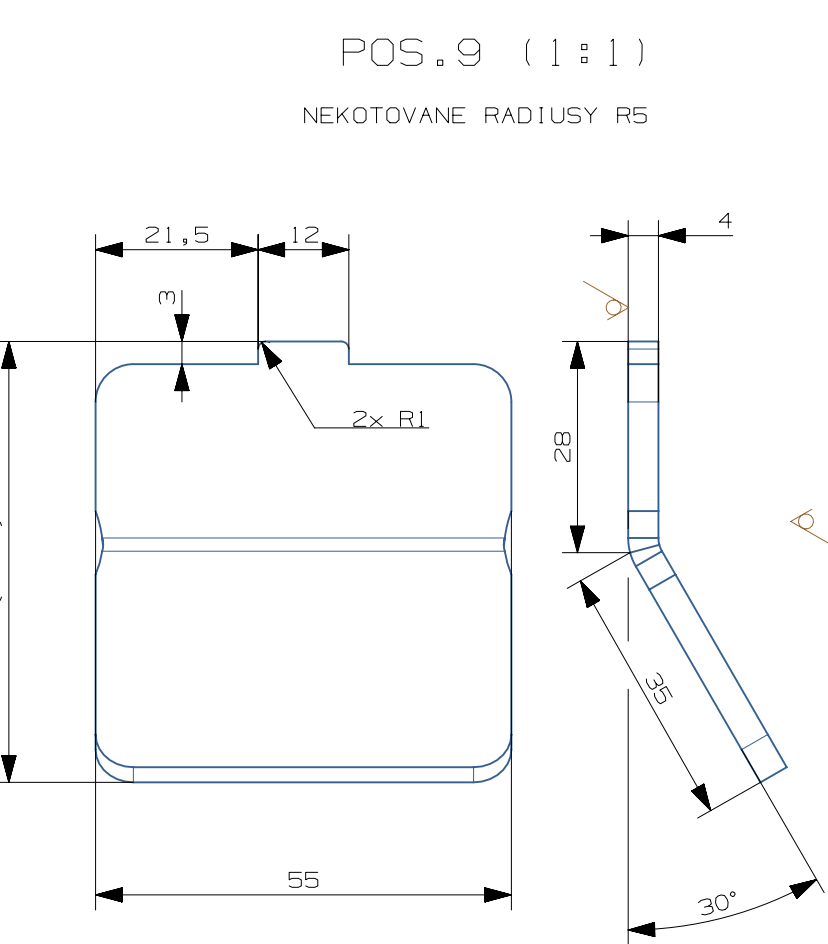
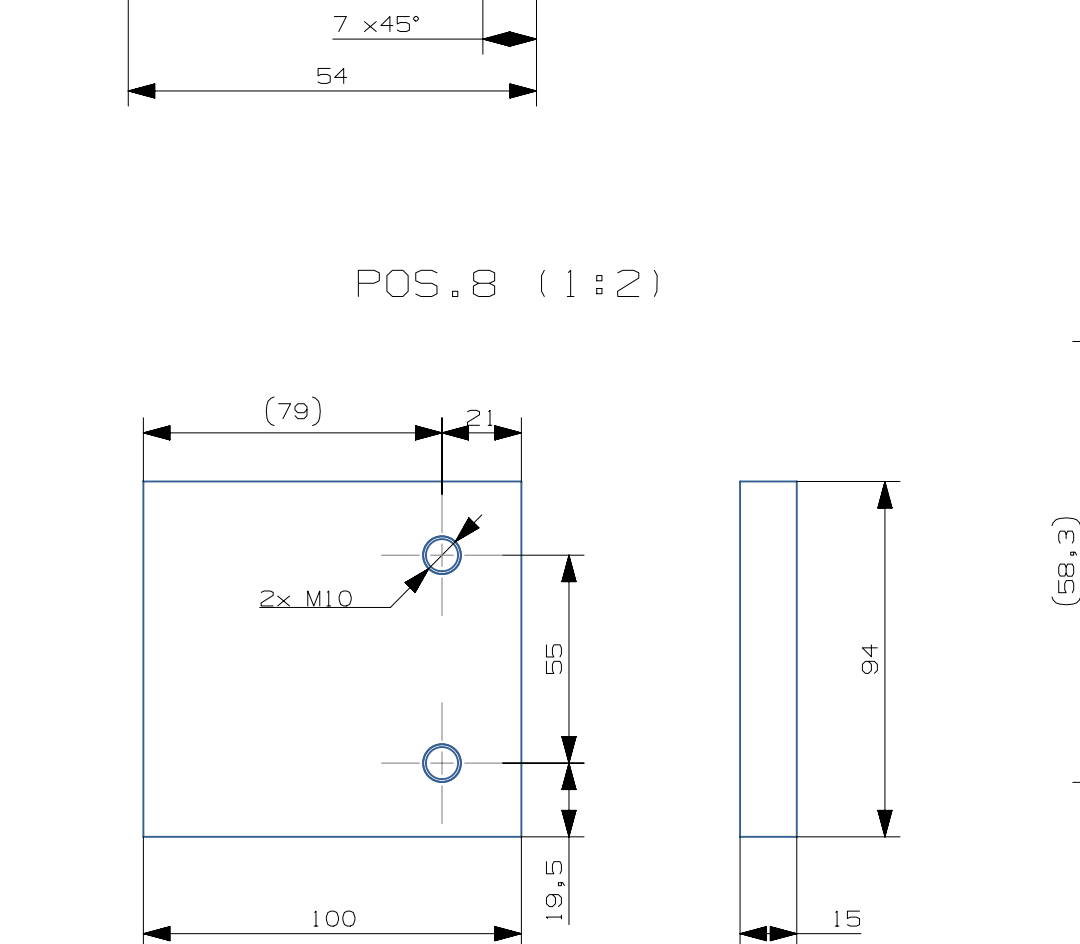
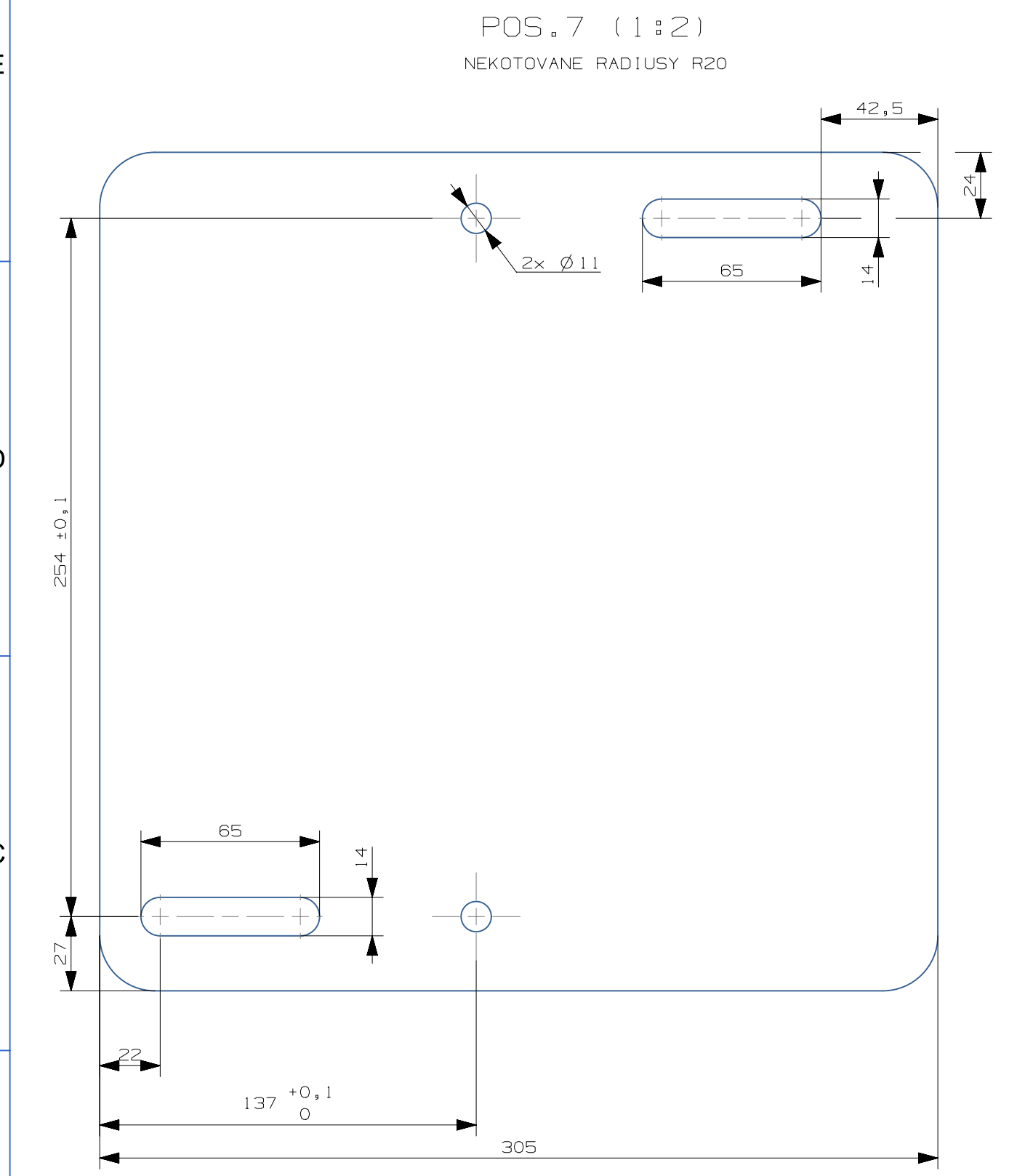
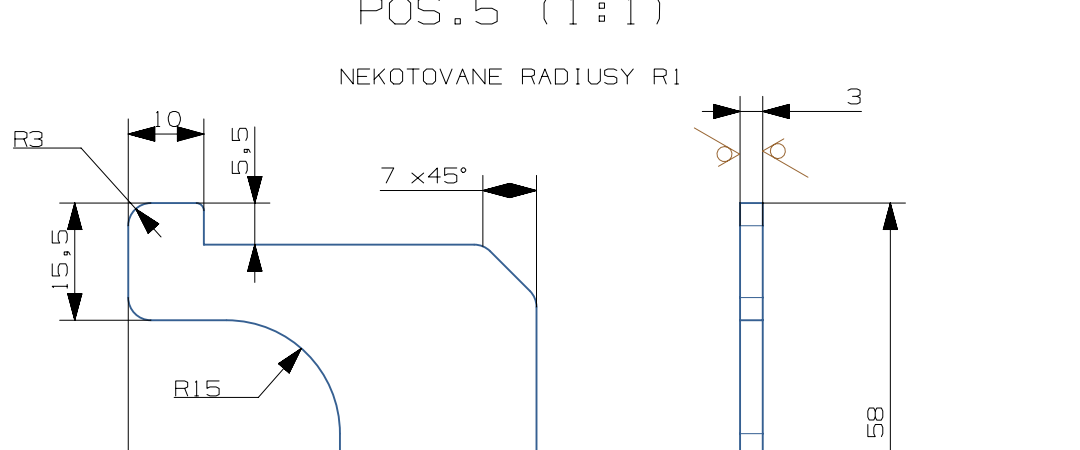
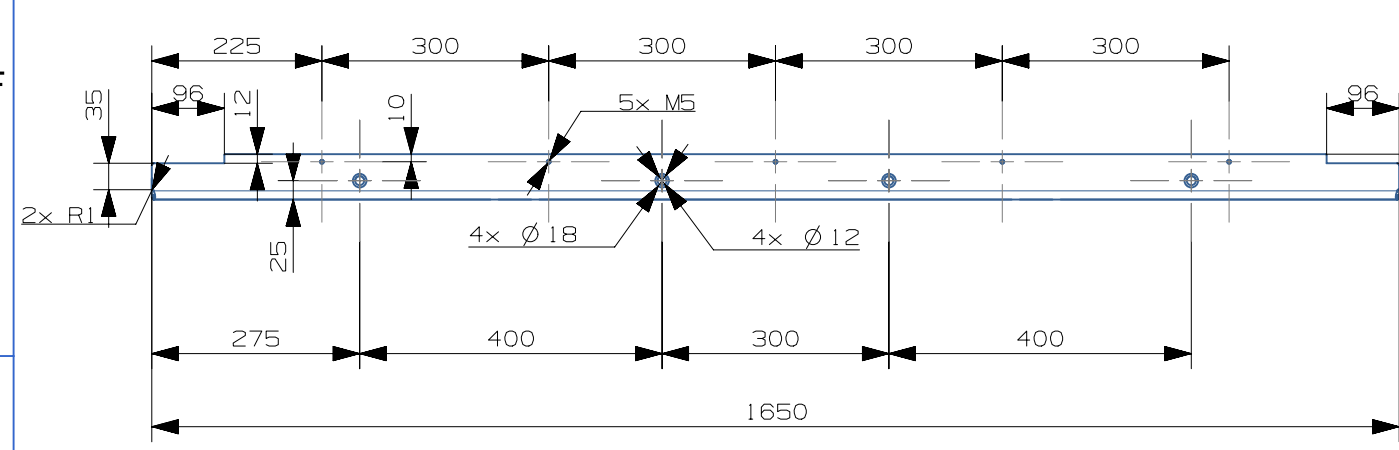
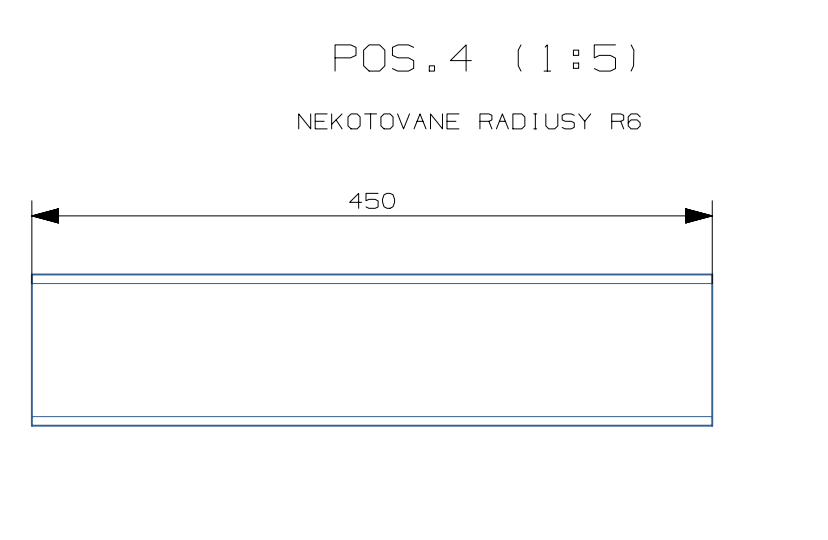
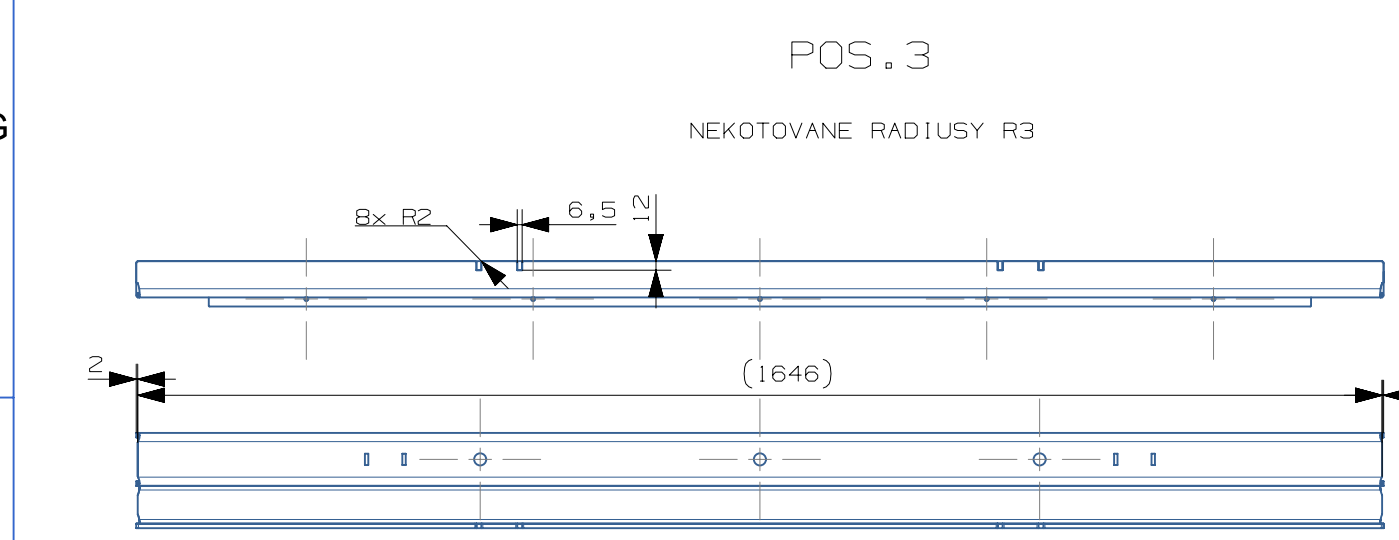
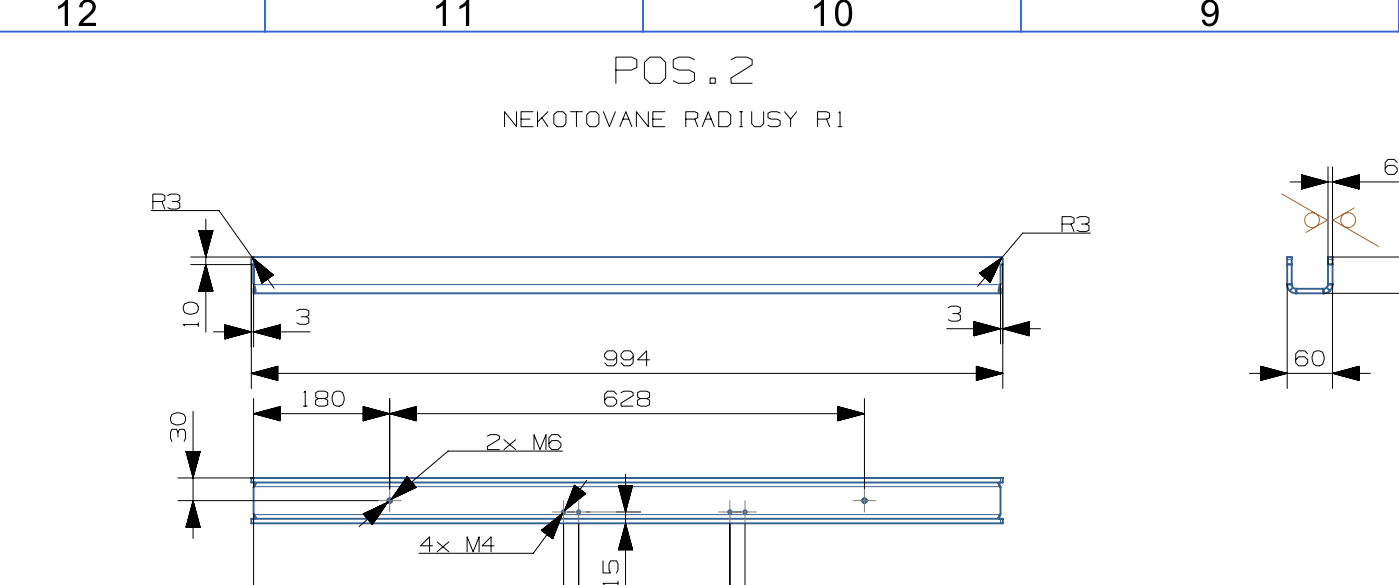
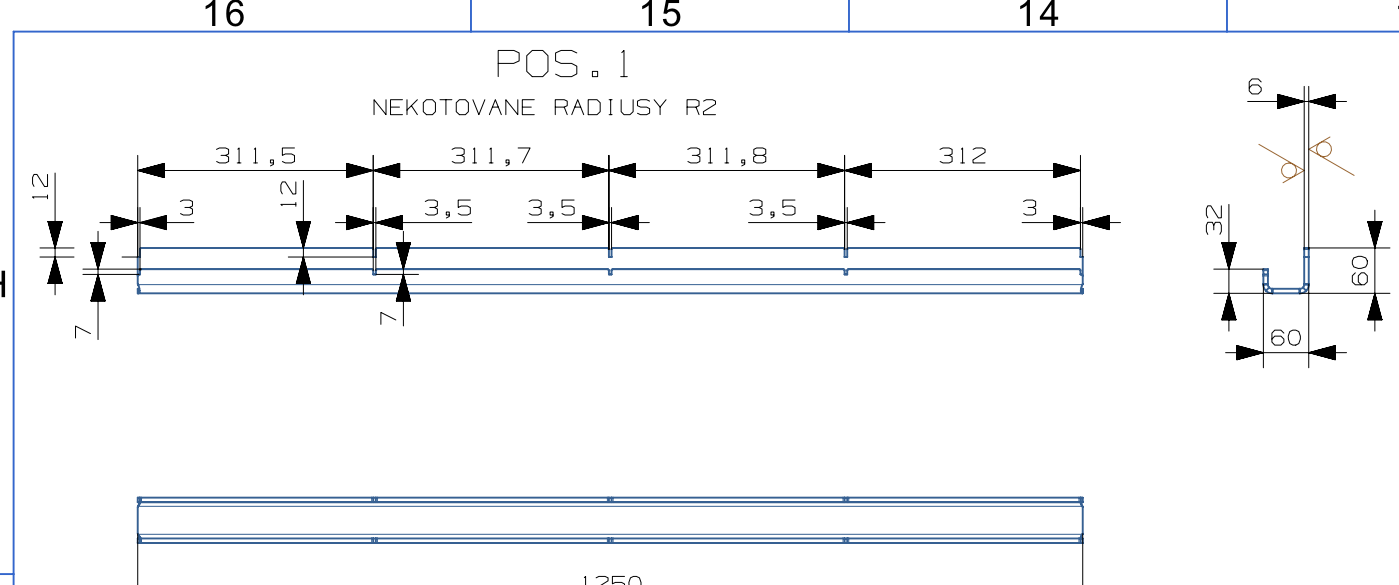
DIMENSIONS	IMPERIAL UNITS				METRIC UNITS			
	ND6-2.5	ND6-4	ND6-7	ND6-11.5	ND6-2.5	ND6-4	ND6-7	ND6-11.5
See drawing next page								
Total travel	2.5 ft	4 ft	7 ft	11.5 ft	0,76 m	1,22 m	2,13 m	3,50 m
Oil (0w30 synth.)	1.25 L	1,75 L	2,75L	4.75 L	1,25 L	1,75 L	2,75 L	4,75 L
Mass (empty)	70 lbs	77 lbs	91 lbs	155 lbs	32 kg	35 kg	42 kg	71 kg
A	6 3/8 in	6 3/8 in	6 3/8 in	7 1/4 in	161 mm	161 mm	161 mm	218 mm
B *	7 13/16in	7 13/16in	7 13/16in	8 1/2 in	200 mm	200 mm	200 mm	8 3/8
C *	2 11/16in	3 13/16in	6 11/16in	11 5/8in	69 mm	97 mm	170 mm	296 mm
D (closed height)	8 7/8 in	10 1/4 in	13 5/32in	18 in	226 mm	260 mm	334 mm	457 mm
E (shaft length)	1 5/8 in				42 mm			
F (shaft diameter)	3/4 in (standard)				3/4 in (standard), 19 mm (available)			
Key	3/16 x 3/16 x 1 1/2 in (standard)				6 x 6 x 40 mm (available)			

* Dimensions B and C will vary with the load. Drive using universal joints if possible.

ND6 REPRESENTATION







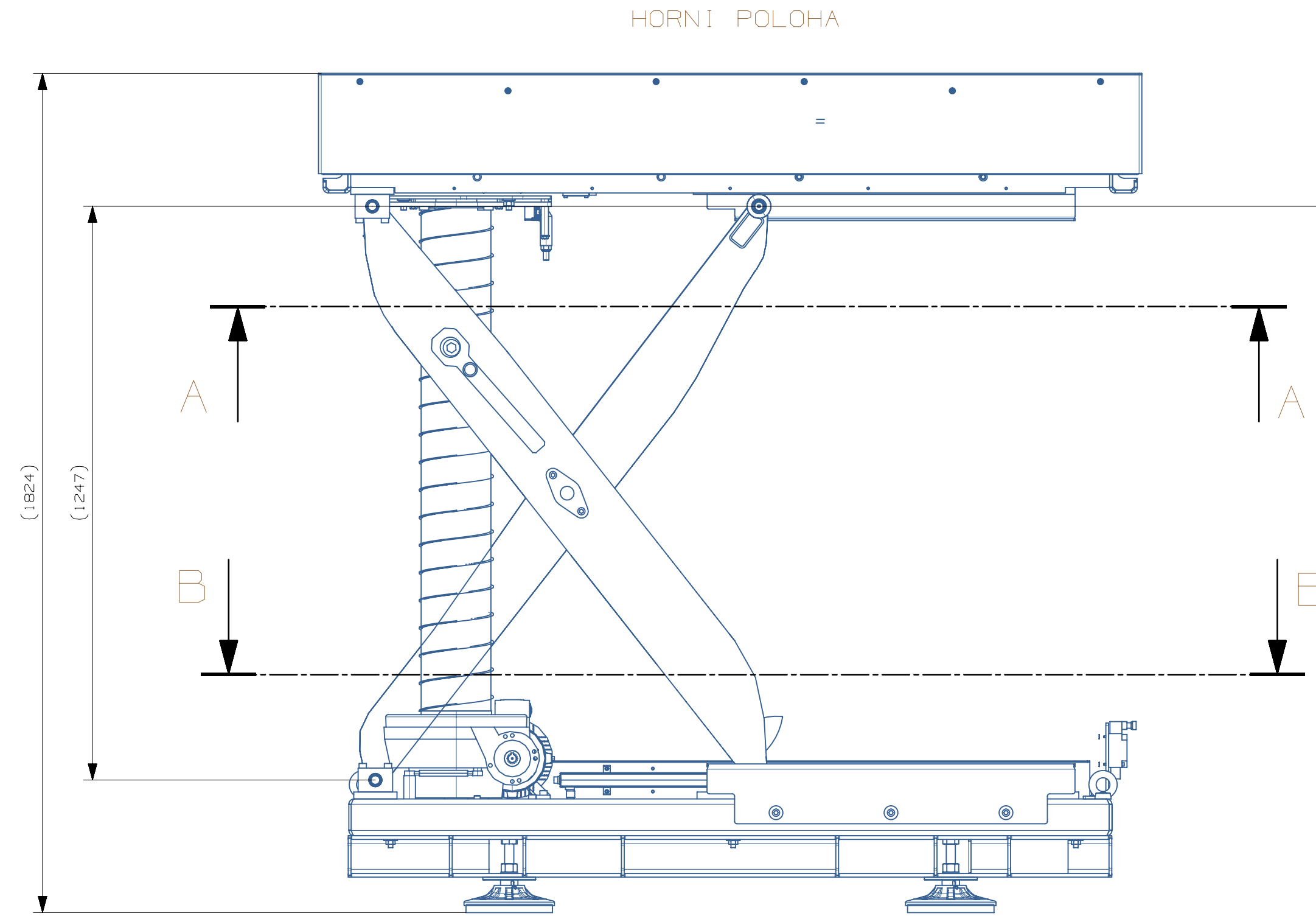
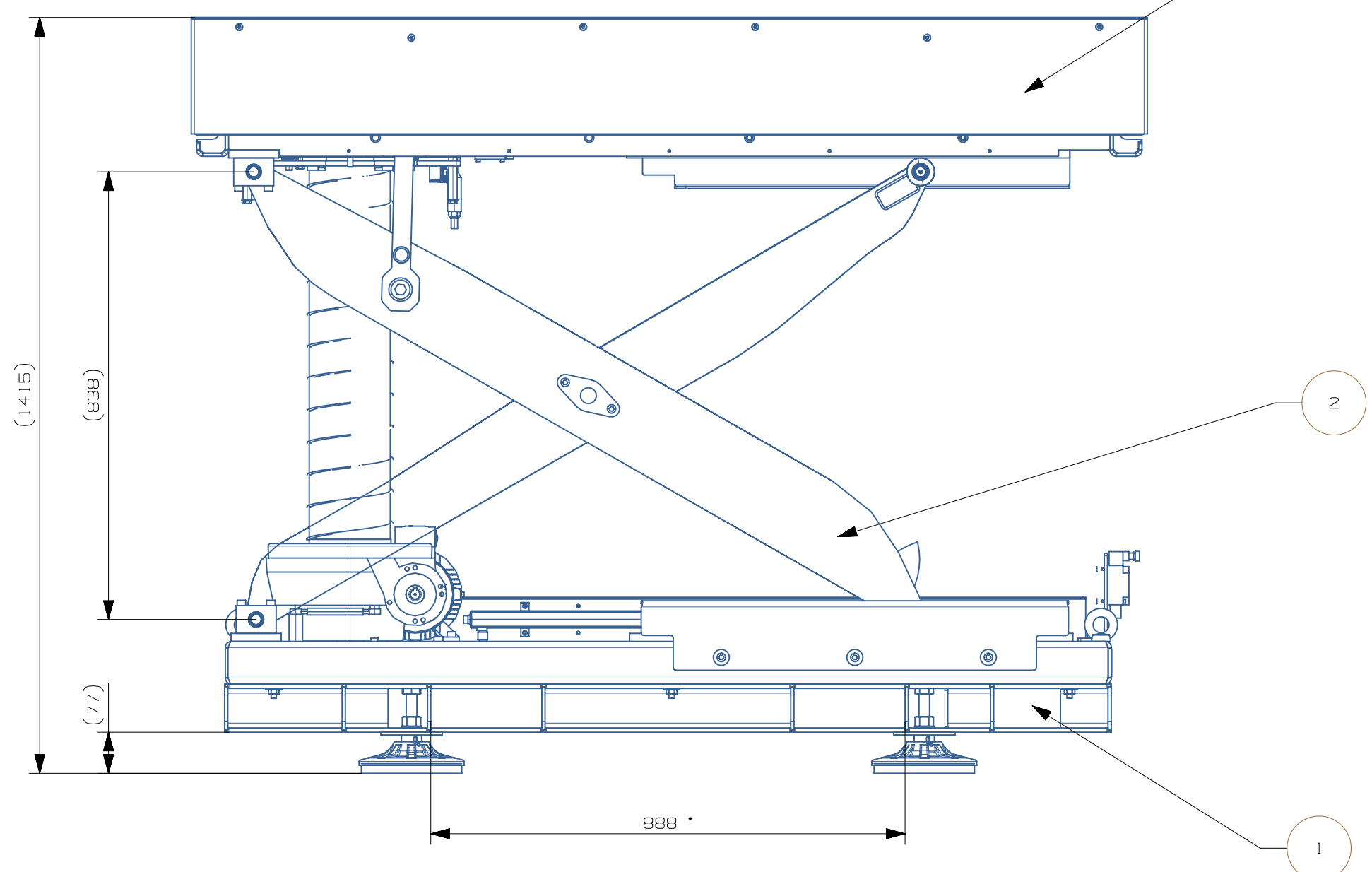
Pos.	Nazev - rozmer	Pokryvok	Material konecných vyhov.	T.O.	C.hmot.	H.znos.	Číslo vykresu sestavy	Počet ks.
Pos.	Titel - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.west	Assembly drawing no.	Quant.
Kreslí / Drawn by 16.5.2018			Jméno / Name Jakub ŘÍHOUP			Fakulta strojní Západočeské univerzity v Plzni		
Schválí / Approved by			Datum / Date			Podpis / Signature		
Index změny			Popis změny / change description			Schvál. / APP		
Tolerance / Toleranci			Soubor-model / ASM-file			Projekt / Project		
ISO 1302 (1995) ISO 1302-AE			ISO 9015 ISO 2768-MS			1392-953-31-32-013_001		
ISO 13923-AE			ETD 10014			C.stavy / Assembly No.		
1392-953-31-32-013_001						20		
Nazev / Title			Rev.			Číslo vykresu / Drawing No.		
Svařovaný horní rám			0			DP-02-01-01		
			1			1		
			1			1		
			1			1		

HMOTNOST: 90.1 KG

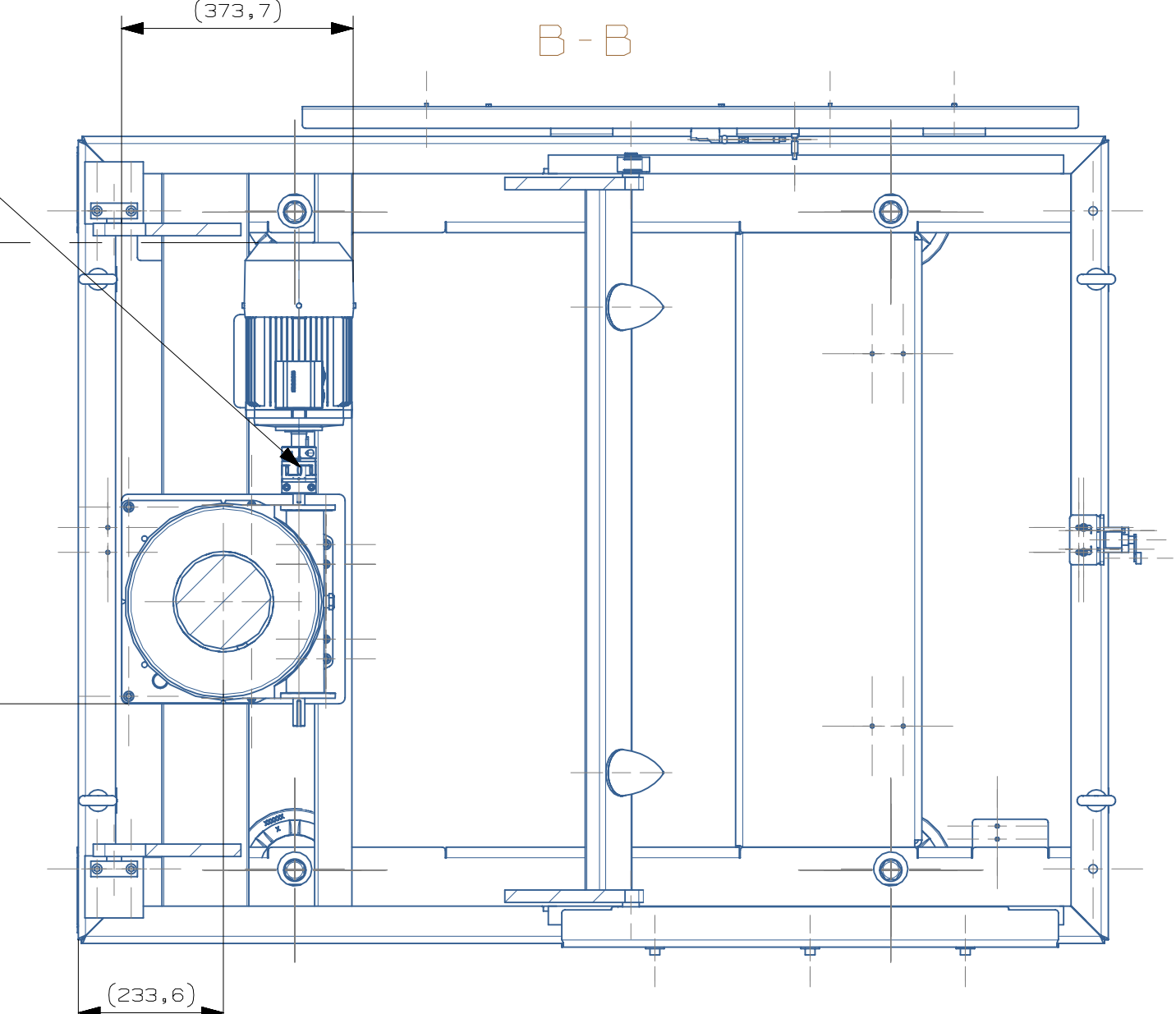
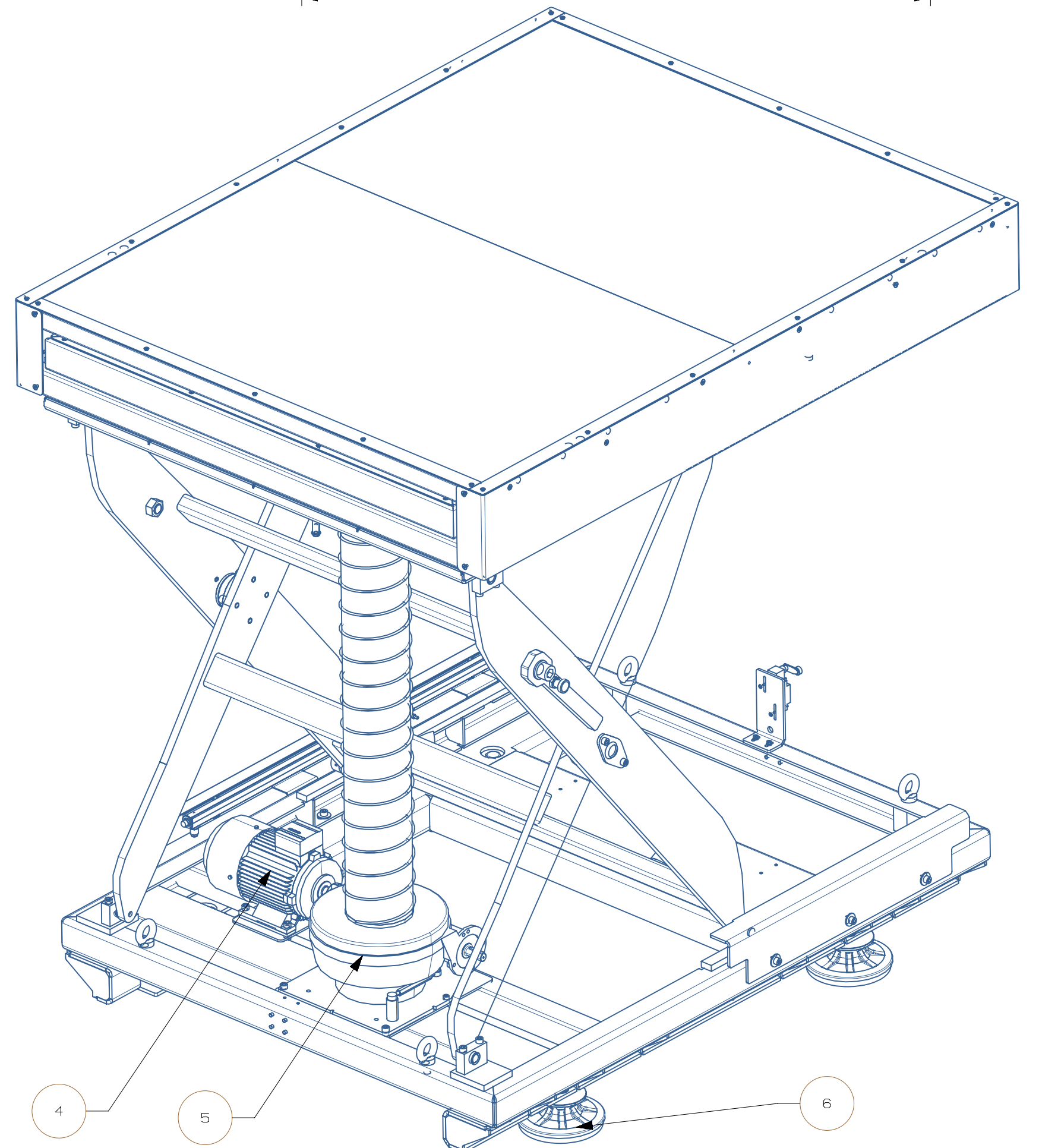
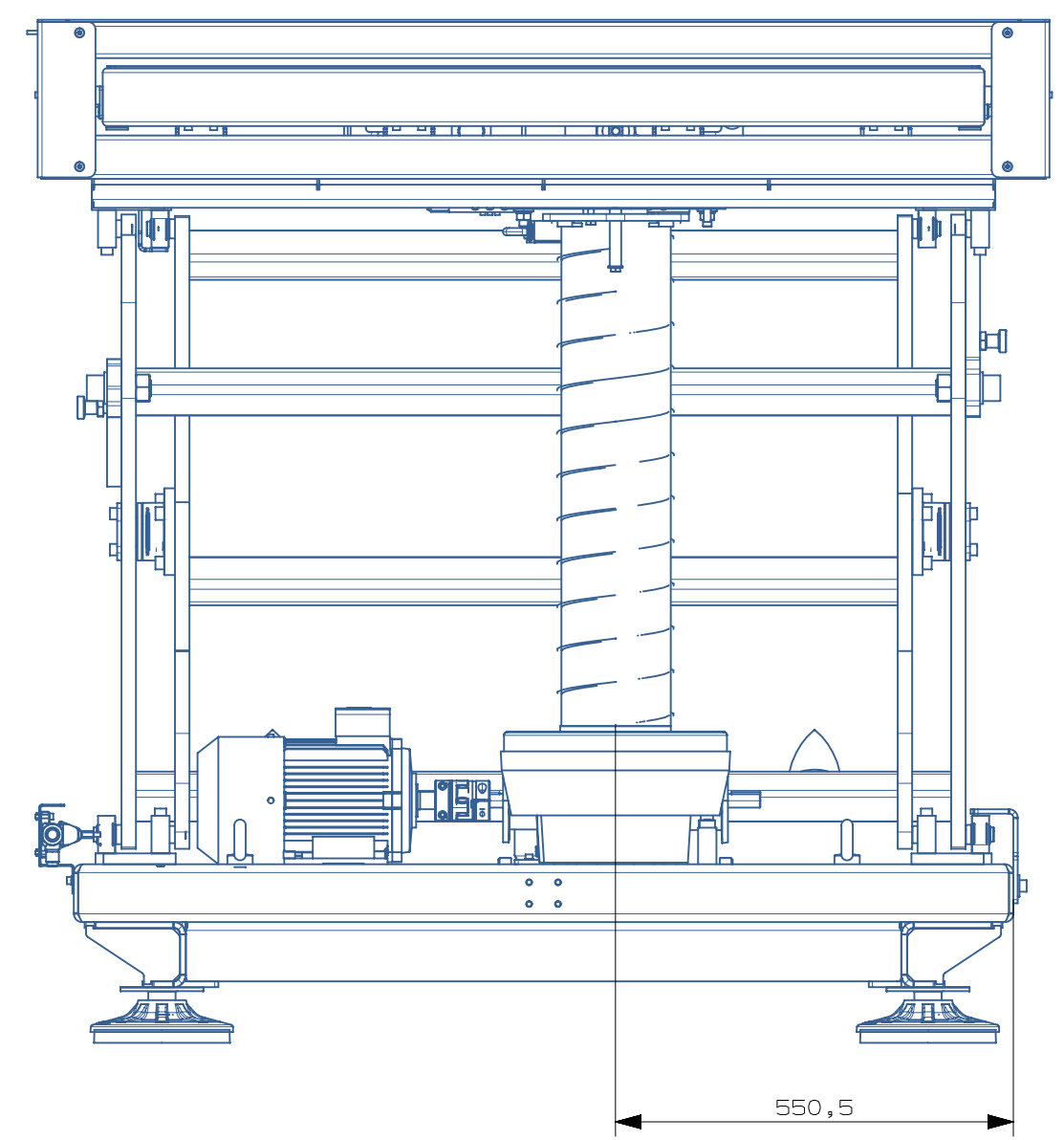
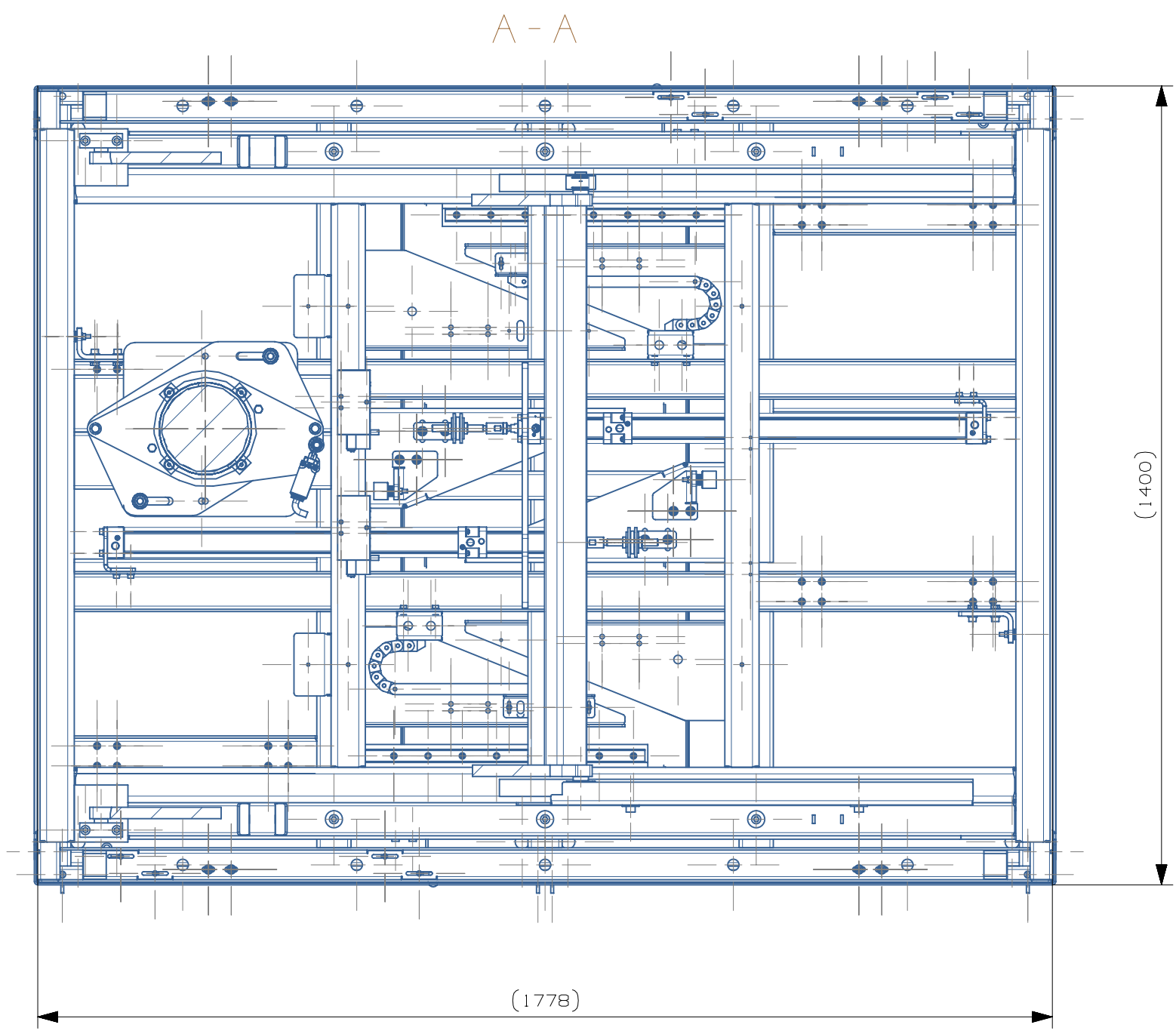
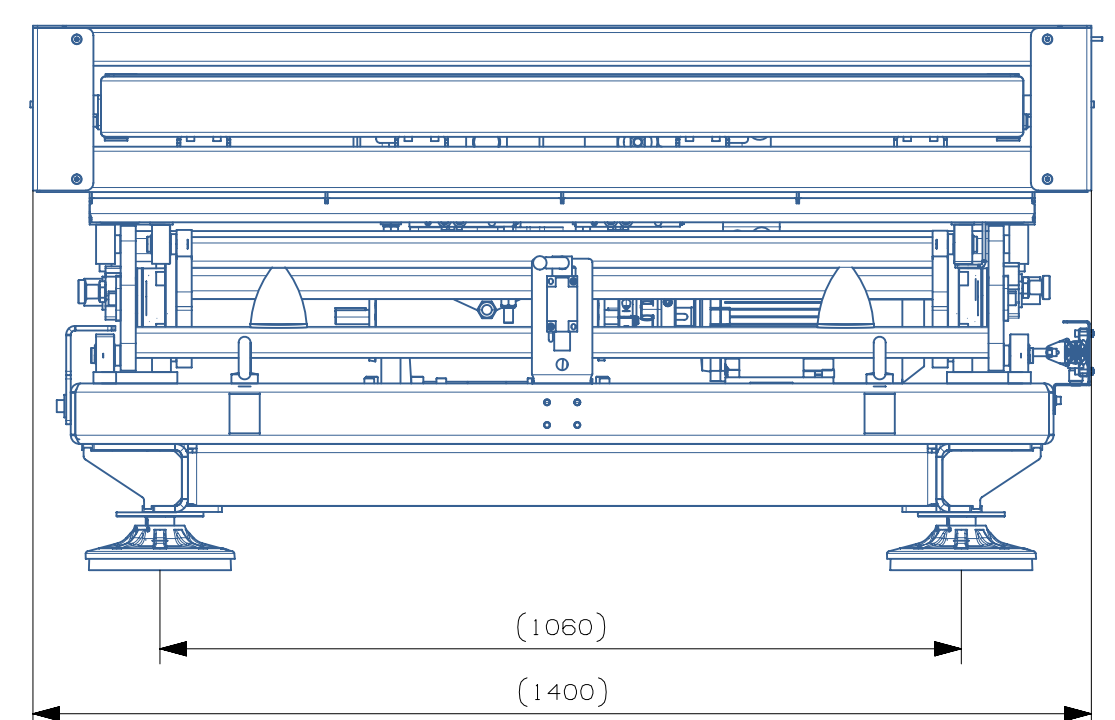
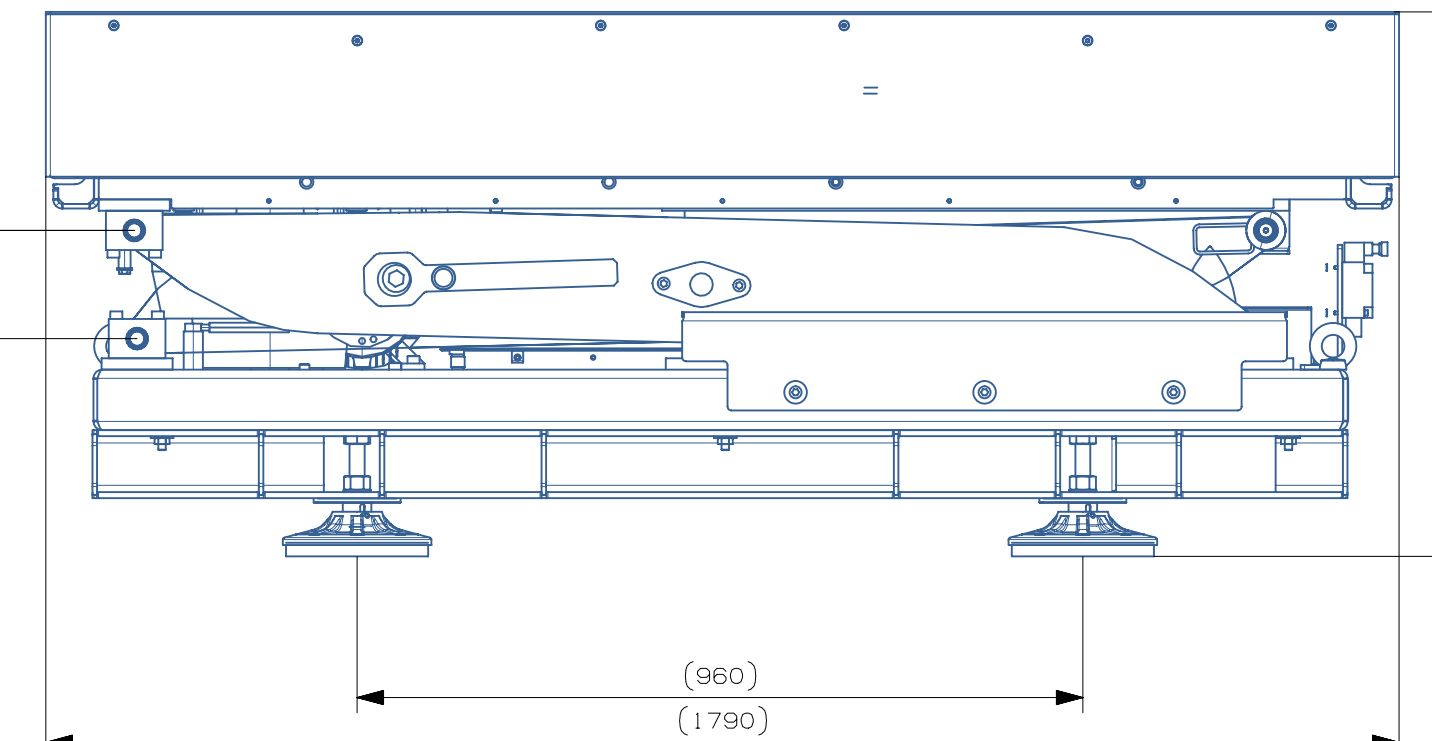
Meritko / Scale: 1:10
 Formát: A1
 List / sheet no.: 0

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

SERVISNI POLOHA



DOLNI POLOHA



7	Spojka R0TEX 24/5x/92sh-A	-	-	-	1 kg	-	-	-	1
6	Vyrovnovací nohy	-	-	-	2,1 kg	-	-	-	4
5	Spiralit NDB-4	-	-	-	35 kg	-	-	-	1
4	Motor ILA9090-4LA10	-	-	-	15 kg	-	-	-	1
3	Sestava plošina	-	-	-	400 kg	-	-	DP-03-00-00	1
2	Nuzkový mechanismus	-	-	-	347 kg	-	-	DP-02-00-00	1
1	Sestava podstavec	-	-	-	75 kg	-	-	DP-01-00-00	1
Pos.	Název - rozmer	Polotovary	Material konečný/výchozí	T.O.	C.hmot	Hr.hmot	Cílo výkresu	Pocet ks.	Quant.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weight	Drawing No.		

Datum / Date 19.5.2018		Jmeno / Name Jakub ŘHOUT			Fakulta Strojní Západočeské Univerzity v Plzni
Kreslí / Drawn by ---		---			
Proj. / Project Diplomová práce		Měřítko / Scale 1:10		Bez spojovacích prvků	
Cestavy / Assembly No. 884 kg		C.hmot. / Drawing No. 0,00		Rev. / List / sheet no. / 2 / 2	
Soubor-model / ASM-file SERVIS_mechanismus		Soubor-vykres / DRW-file SERVIS_mechanismus		Cílo výkresu / Drawing No. DP-00-00-00	
Tolerance / Toleranci ISO 128 ISO 1302 (1993)		Soubor-vykres / DRW-file SERVIS_mechanismus		Rev. / List / sheet no. / 2 / 2	
Nazev / Title ZDVIHACÍ PLOŠINA		Rev. / List / sheet no. / 2 / 2		Cílo výkresu / Drawing No. DP-00-00-00	
Nazev / Title ZDVIHACÍ PLOŠINA		Rev. / List / sheet no. / 2 / 2		Cílo výkresu / Drawing No. DP-00-00-00	

16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1