

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojírenství
Studijní zaměření: Design průmyslové techniky

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Optimalizace pohonu zdvihacího mechanismu nůžkového stolu

Autor: **Zbyněk SEDLÁK**
Vedoucí práce: **Prof. Ing. Stanislav HOSNEDL, CSc.**

Akademický rok 2018/2019

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Zbyněk SEDLÁK**
Osobní číslo: **S17B0087K**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Optimalizace pohonu 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:

Hlavním úkolem je provést analýzu výrobních nákladů současného konstrukčního provedení nůžkového mechanismu a spodní stavby stolu, navrhnout jejich inovované konstrukční řešení a zhruba vyčíslit dosaženou úsporu. Druhým úkolem je provést analýzu výrobních nákladů současného konstrukčního provedení hydraulického zdvihacího mechanismu a navrhnout zdvihací mechanismus s nižšími výrobními náklady.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše, specifikace požadavků.
2. Návrh koncepčních alternativ řešení.
3. Hodnocení alternativ a výběr optimální alternativy.
4. Konstrukční návrh vybrané alternativy.
5. Hodnocení a závěr.

Konzultant: Bc. Martin Macháček Engel strojírenská spol. s. r. o.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S. *Systémové konstrukční navrhování technických produktů.* Plzeň: ZČU, FST, KKS, 2018

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

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

ČSN EN ISO 280+A1 *Pojízdné zdvihací pracovní plošiny Konstrukční výpočty Kritéria stability Konstrukce Bezpečnost Přezkoušení a zkoušky.* : Úřad pro technickou normalizaci, 2016

ČSN EN ISO 12100 *Bezpečnost strojních zařízení Všeobecné zásady pro konstrukci Posouzení rizika a snižování rizika.* : Úřad pro technickou normalizaci, 2011

Vedoucí bakalářské práce: **Prof. Ing. Stanislav Hosnedl, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Bc. Martin Macháček**
ENGEL stojírenská spol. s.r.o.

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2018**
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2019**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 16. října 2018

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne

.....

podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu prof. Ing. Stanislavu Hosnedlovi, CSc. za odborné vedení a cenné rady. Děkuji také paní doc. Ing. Janě Kleinové, CSc., panu doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. a panu prof. Ing. Jiřímu Křenovi, CSc. za možnost osobních konzultací, jejich odborné připomínky a doporučení. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi panu Bc. Martinu Macháčkovi za vstřícnost a pomoc při získání potřebných informací od firmy Engel Kaplice. V neposlední řadě děkuji své rodině za podporu a trpělivost v průběhu celého studia a při psaní této práce.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Sedlák	Jméno Zbyněk	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) prof. Ing. Hosnedl, CSc.	Jméno Stanislav	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Optimalizace pohonu zdvihacího mechanismu nůžkového stolu		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	109	TEXTOVÁ ČÁST	57	GRAFICKÁ ČÁST	4 x A3 5 x A4
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	------------------

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce je zaměřena na inovaci konstrukce a analýzu výrobních nákladů nůžkového mechanismu, zdvihacího mechanismu a spodního rámu zdvihací plošiny firmy ENGEL. Práce obsahuje rešerši, analýzu únosnosti nůžkového mechanismu, návrhy inovovaných konstrukčních řešení a jejich technicko - ekonomické zhodnocení na základě analýzy výrobních nákladů současného stavu.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Nůžkový mechanismus, pohon, zdvihací plošina, inovace, analýza MKP, optimalizace, kalkulace.</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Sedlák	Name Zbyněk	
FIELD OF STUDY	B2301 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) prof. Ing. Hosnedl, CSc.	Name Stanislav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLÓMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Optimization of the drive scissors table lifting mechanism		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	109	TEXT PART	57	GRAPHICAL PART	4 x A3 5 x A4
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	------------------

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor thesis is focused on innovation of construction structures and analysis of production costs of scissor mechanism, lifting mechanism and lower frame of ENGEL lifting platform. The thesis contains research, analysis of load capacity of scissor mechanism, proposals of innovative engineering design solutions and their technical and economic evaluation based on analysis of the current state production costs.
KEY WORDS	Scissor mechanism, drive, lifting platform, innovation, FEM analysis, optimization, calculation.

Obsah

Úvod.....	18
Společnost ENGEL	19
I ROZPRACOVÁNÍ ZADÁNÍ.....	20
1 Vyjasnění a upřesnění zadání.....	20
1.1 Výchozí situace.....	20
1.1.1 Popis použití.....	20
1.1.2 Popis konstrukce rámu a složení nůžkového mechanismu	20
1.1.3 Popis hydraulické soustavy	25
1.1.4 Analýza únosnosti nůžkového mechanismu současného řešení analyticky	26
1.1.4.1 Mechanismus	26
1.1.4.2 Uvolnění soustavy.....	27
1.1.4.3 Příprava pro dimenzování - vyšetření vnitřních sil.....	28
1.1.4.4 Dimenzování vnitřního a vnějšího ramene nůžkového mechanismu	28
1.1.5 Kalkulace výrobních nákladů - výchozí stav	29
1.1.6 Bezpečnost	35
1.2 Cíl řešení.....	35
2 Rešerše typu zdvihacích plošin a mechanismů zdvihu plošin	36
2.1 Průzkum stavu techniky.....	36
2.2 Konkurenční plošiny s hydraulickým zdvihem	37
2.3 Druhy dostupných zdvihacích mechanismů na trhu použité pro zdvihání plošin	37
2.4 Shrnutí	39
2.5 Silné a slabé stránky proti konkurenci (SWOT).....	39
2.6 Hodnocení.....	40
2.7 Vyjasnění zadaného problému.....	40
3 Vypracování plánu řešení projektu	40
3.1 Studie proveditelnosti	40
3.1.1 Možnosti náhrady hydraulického systému (přímočarého hydromotoru)	40
3.2 Strategie řešení	41
3.3 Časový plán řešení.....	43
II KONCEPČNÍ NÁVRH	44
4 Návrh funkční struktury TS	44
4.1 Provozní technický transformační proces TS.....	44
4.1.1 Černá skříňka provozního technického transformačního procesu TS.....	44

4.1.2	Technologický princip provozního technického transformačního procesu TS..	44
4.1.3	Provozní technický transformační proces TS.....	45
4.1.4	Funkční struktura TS	45
4.2	Návrh orgánové struktury TS	46
4.2.1	Orgány pro navrženou funkční strukturu TS.....	46
4.2.2	Alternativy orgánové struktury TS.....	50
4.2.3	Alternativy orgánové struktury pohonu pro navrhovaný TS	51
4.2.4	Hodnocení navržených alternativ orgánové struktury TS	53
4.2.5	Kalkulace nákladů navržených alternativ pohonu.....	54
4.2.6	Hodnocení koncepčních variant a výběr varianty	54
4.2.7	Technicko - ekonomické zhodnocení a závěr	55
5	Návrh inovovaného konstrukčního řešení nůžkového mechanismu.....	56
5.1	Návrh řešení.....	56
5.2	Výpočet řešení	56
5.3	Technicko - ekonomické hodnocení.....	57
5.4	Závěr.....	57
6	Návrh inovovaného konstrukčního řešení spodní stavby stolu.....	57
6.1	Struktura a kalkulace spodní stavby stolu – současný stav	57
6.2	Alternativy orgánové struktury spodní stavby stolu pro navrhovaný TS	59
6.3	Kalkulace navrhovaných alternativ spodní stavby stolu	60
6.3.1	Technicko - ekonomické zhodnocení navržených variant	64
6.3.2	Výběr suboptimální varianty	64
III	KONSTRUKČNÍ NÁVRH	65
7	Návrh hrubé stavební struktury TS	65
7.1	Navržení hrubé stavební struktury TS	65
7.2	Díly navržené hrubé stavební struktury	65
7.3	Predikce klíčových vlastností navržené úplné stavební struktury	67
7.4	Hodnocení navržené hrubé stavební struktury TS.....	72
8	Návrh úplné stavební struktury technického systému.....	73
IV	FINÁLNÍ ZPRACOVÁNÍ	74
9	Dopracování definitivní stavební struktury TS a dokumentace řešení	74
9.1	Výrobní dokumentace řešení	74
10	Shrnutí a závěr.....	75
11	Seznam bibliografických citací informačních zdrojů.....	76

Seznam obrázků

Obrázek 1. ENGEL duo - vstříkovací stroj pro velké díly - uzavírací síla do 55 000 kN [18]	19
Obrázek 2. Výrobní závod ENGEL v Kaplici [18]	19
Obrázek 3. Smontovaná plošina při zkoušce funkčnosti - bez podstavce.....	20
Obrázek 4. Plošina uvnitř vstříkolisu	20
Obrázek 5. Model celkové sestavy plošiny s podstavcem a popis částí.....	20
Obrázek 6. Horní rám plošiny – pohled zdola.....	21
Obrázek 7. Horní rám plošiny – pohled shora	21
Obrázek 8. Sestava - nůžkový mechanismus	21
Obrázek 9. Vnější rameno - pohled zdola	22
Obrázek 10. Vnější rameno - pohled shora	22
Obrázek 11. Vnitřní rameno - pohled zdola	22
Obrázek 12. Vnitřní rameno - pohled shora	22
Obrázek 13. Spojení vnějšího a vnitřního ramene - řez	23
Obrázek 14. Spodní rám plošiny - pohled zdola	23
Obrázek 15. Spodní rám plošiny - pohled shora	23
Obrázek 16. Domeček s ložiskem	23
Obrázek 17. Řez domečku s ložiskem	23
Obrázek 18. Ložisko s čepem	24
Obrázek 19. Řez ložiska s čepem.....	24
Obrázek 20. Podstavec plošiny - pohled zdola	24
Obrázek 21. Podstavec plošiny - pohled shora	24
Obrázek 22. Strojní noha.....	24
Obrázek 23. Přímočarý hydromotor	25
Obrázek 24. Řez přímočarým hydromotorem.....	25
Obrázek 25. Schéma hydraulické soustavy	26
Obrázek 26. Mechanismus - schéma.....	26
Obrázek 27. Plošina - dílčí sestavy kalkulace	30
Obrázek 28. Dosavadní řešení - zdvihací plošina ENGEL	36
Obrázek 29. Zdvihací plošina Hymo Maxima BX [13]	37
Obrázek 30. Zdvihací plošina LAWECO [17].....	37
Obrázek 31. Zdvihací plošina EdmoLift [25]	37
Obrázek 32. Zdvihací plošina HanseLifter [21].....	37

Obrázek 33. Zdvihač plošina PFAFF s trapézovým šroubem a převodovkou [23]	37
Obrázek 34. Zdvihač plošina SERAPID s tlačným řetězem [24]	38
Obrázek 35. Zdvihač plošina EnKon se vzduchovým měčem [26]	38
Obrázek 36. Zdvihač plošina LAWECO s řemenovým pohonem [17]	38
Obrázek 37. Zdvihač plošina EnKon s kuličkovým šroubem [26]	38
Obrázek 38. Zdvihač plošina LAWECO s kuličkovým šroubem [17]	38
Obrázek 39. Zdvihač plošina Spirallift – skládání dvou pružných plechů do šroubovice [15]	38
Obrázek 40. Zdvihač plošina HAMCO s aktuátorem [16].....	38
Obrázek 41. Strategické základní operace konstrukčního procesu [7]	42
Obrázek 42. Černá skříňka provozního technického transformačního procesu TS	44
Obrázek 43. Technologický princip provozního technického transformačního procesu TS ...	44
Obrázek 44. Provozní technický transformační proces TS	45
Obrázek 45. Zdvižná převodovka – sestava [27]	46
Obrázek 46. Zdvižné převodovky – variaty [14]	46
Obrázek 47. Kuličkový šroub SKF [28].....	46
Obrázek 48. Válečkový šroub SKF – složení [28].....	47
Obrázek 49. Zvedací řetěz - RigidChain Technology (RTC) od firmy Serapid [24].....	47
Obrázek 50. Technologie Spirallift od společnosti Gala Systems – princip [15]	48
Obrázek 51. Technologie Spirallift od společnosti Gala Systems - zdvihač jednotka [15]	48
Obrázek 52. Lineární pohon ELA (Aktuátor) [20].....	48
Obrázek 53. Řemen – EnKon - patentová technologie [26]	49
Obrázek 54. Pneumatická pružina [12]	49
Obrázek 55. Varianta A - Zvedací řetěz.....	51
Obrázek 56. Varianta B - Lineární pohon	51
Obrázek 57. Varianta C - Spirallift	52
Obrázek 58. Varianta D - Zdvižná převodovka	52
Obrázek 59. Spodní rám – současný stav - smontovaný ze dvou kusů.....	57
Obrázek 60. Spodní rám – současný stav - svařenec	59
Obrázek 61. Spodní rám - varianta B	59
Obrázek 62. Spodní rám – varianta C	60
Obrázek 63. Spodní rám – varianta D	60
Obrázek 64. Hrubá stavební struktura - kompletní sestava.....	65
Obrázek 65. Hrubá stavební struktura - svařenec.....	65
Obrázek 66. Bok.....	65

Obrázek 67. Příčnick.....	65
Obrázek 68. Platle pod domeček.....	65
Obrázek 69. Vedení pod ložiska	66
Obrázek 70. Vzpěra - kryt.....	66
Obrázek 71. Vzpěra.....	66
Obrázek 72. Kryt + Držák.....	66
Obrázek 73. Poloha působících sil na rám	67
Obrázek 74. Model - počátek zdvihu - konektory, okrajové podmínky, zatěžující síly	68
Obrázek 75. Výsledná analýza redukovaného napětí podle Von Mises - počátek zdvihu.....	68
Obrázek 76. Výsledná analýza celkových deformací - počátek zdvihu.....	69
Obrázek 77. Model - maximální zdvih - konektory, okrajové podmínky, zatěžující síly.....	69
Obrázek 78. Výsledná analýza redukovaného napětí podle Von Mises - maximální zdvih	70
Obrázek 79. Výsledná analýza celkových deformací - maximální zdvih	70
Obrázek 80. Analýza MKP - koncentrace napětí.....	71
Obrázek 81. Analýza MKP - maximální posunutí	71
Obrázek 82. Úplná stavební struktura spodní stavby stolu	73
Obrázek 83. Spojení nůžkového mechanismu a spodní stavby stolu.....	73
Obrázek 84. Úplná stavební struktura TS	73
Obrázek 85. Výkresová dokumentace - Sestava s kusovníkem - BPV3S_000.....	74

Seznam tabulek

Tabulka 1. Vyhodnocení sil ve zdvizích	27
Tabulka 2. Vyhodnocení redukovaného napětí a bezpečnosti	28
Tabulka 3. Kalkulace sestavy - Spodní rám	31
Tabulka 4. Kalkulace sestavy - Horní rám	31
Tabulka 5. Kalkulace sestavy - Vnitřní rameno	32
Tabulka 6. Kalkulace sestavy - Vnější rameno	32
Tabulka 7. Kalkulace sestavy - Snímač koncové polohy a doměřování polohy.....	33
Tabulka 8. Kalkulace sestavy - Podstavec	33
Tabulka 9. Kalkulace sestavy - Hydraulika.....	34
Tabulka 10. Celková kalkulace - Sestava plošiny.....	34
Tabulka 11. Technické požadavky.....	36
Tabulka 12. Časový plán pro vypracování bakalářské práce	43
Tabulka 13. Alternativy orgánové struktury TS.....	50

Tabulka 14. Hodnocení navržených alternativ orgánové struktury TS.....	53
Tabulka 15. Kalkulace navržených alternativ nákladů	54
Tabulka 16. Prediktivní SWOT&R hodnocení předpokládané stavební struktury TS	55
Tabulka 17. Hodnoty vnějšího a vnitřního ramene - současný stav.....	56
Tabulka 18. Hodnoty vnějšího a vnitřního ramene - inovovaného konstrukčního řešení.....	56
Tabulka 19. Technicko - ekonomické zhodnocení navržené varianty	57
Tabulka 20. Kalkulace - Varianta A - TS0 - sestava - spodní rám.....	58
Tabulka 21. Kalkulace - Varianta A - TS0 - sestava - podstavec	58
Tabulka 22. Kalkulace - Varianta A - TS0 - sestava - spodní rám + podstavec	59
Tabulka 23. Alternativy sestaveny dle návrhu alternativ orgánové struktury TS tab. 13	59
Tabulka 24. Kalkulace - Varianta B – Sestava – Podstavec - montovaný BPV1M_000.....	60
Tabulka 25. Kalkulace - Varianta C – Sestava – Podstavec - montovaný BPV2M_000.....	61
Tabulka 26. Kalkulace - Varianta D – Sestava – Podstavec - svařovaný BPV3S_000	61
Tabulka 27. Hodnocení alternativ orgánové struktury TS - spodní stavby stolu.....	62
Tabulka 28. Prediktivní SWOT&R – spodní stavba stolu	63
Tabulka 29. Technicko - ekonomické zhodnocení navržených variant	64
Tabulka 30. Velikost působících sil s jejich roztečí.....	67
Tabulka 31. Tabulka vyhodnocení analýz MKP spodního rámu hrubé stavební struktury	71
Tabulka 32. Prediktivní SWOT&R hrubé stavební struktury TS - spodní stavba stolu	72

Seznam grafů

Graf 1. Průběhy sil v jednotlivých bodech mechanismu v závislosti na úhlu β	27
Graf 2. Kalkulace navržených alternativ nákladů	54
Graf 3. Hodnocení koncepčních variant a výběr varianty.....	54
Graf 4. Zhodnocení výrobních nákladů navržených variant spodní stavby stolu	62
Graf 5. Hodnocení koncepčních variant – spodní stavby stolu.....	63

Seznam příloh vevázaných

Příloha č.1 - Analýza únosnosti nůžkového mechanismu

Seznam příloh volně vložených

Výkres sestavy Podstavec - Sestava	BPV3S_000
Výrobní výkres Podstavec - Svařenec	BPV3S_000_S
Výrobní výkres Bok	BPV3S_001
Výrobní výkres Příčník	BPV3S_002
Výrobní výkres Platle pod domeček	BPV3S_005
Výrobní výkres Vedení pod ložisko	BPV3S_006
Výrobní výkres Vzpěra – kryt	BPV3S_008
Výrobní výkres Kryt + Držák	BPV2M_009
Výrobní výkres Vzpěra	BPV3S_010

Seznam použitých symbolů

Značka	Jednotka	Popis
α	[°]	Úhel ramene nůž.mech. k rámu
α_{max}	[°]	Úhel ramene nůž.mech. k rámu - maximální
β	[°]	Úhel přímočarého hydromotoru k rámu
b	[m]	Šířka
c_j	[Kč/ks]	Cena za jednotku
D	[m]	Průměr
d	[-]	Počet kinematických dvojic
γ	[°]	Úhel těleso 2
e	[m]	Rameno valivého odporu
F	[N]	Síla
F_C	[N]	Síla celková pro uvedení mech. do rovnováhy
F_H	[N]	Síla vyvinutá přímočarými hydromotory
φ	[°]	Úhel těleso 3
G_{1-2}	[F]	Zatížení
$G_{0,5}$	[F]	Zatížení poloviční
h	[m]	Výška
J	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu
L_{1-18}	[m]	Délka
l	[-]	Počet vektorových mnohoúhelníků
M	[Nm]	Moment
M_O	[Nm]	Moment v ohybu
m	[-]	Počet těles včetně rámu
N	[N]	Normálová síla
N_ε	[ks/hod]	Norma času
N_S	[kg/ks]	Norma spotřeby materiálu
n	[ot/min]	Otáčky
n	[-]	Počet stupňů volnosti
o	[-]	Počet obecných kinematických dvojic
P	[kW]	Výkon
p	[-]	Počet posuvných kinematických dvojic
p	[MPa]	Tlak
p_D	[MPa]	Tlak dovolený
p_{max}	[bar]	Tlak maximální

Q_n	[l/min]	Průtokové množství
R_e	[MPa]	Mez kluzu
$R_{7.8}$	[m]	Poloměr
r	[-]	Počet rotačních kinematických dvojic
S	[mm ²]	Průřez
σ	[MPa]	Napětí
σ_D	[MPa]	Napětí dovolené
σ_O	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_{red}	[MPa]	Napětí redukované
T	[N]	Posouvající síla
T_{mz}	[Kč/hod]	Mzdový tarif
U	[V]	Napětí
τ	[MPa]	Smykové napětí
τ_D	[MPa]	Smykové napětí dovolené
ν	[-]	Počet valivých kinematických dvojic
W_O	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu

Seznam zkratk a akronymů

TS	technický systém
TS ₀	technický systém základní
HMH	hypotéza pevnosti podle maximálního smykového napětí
MKP	metoda konečných prvků

Seznam grafických symbolů

	<p>- Proces, transformační proces (TrřP) Soubor vzájemně souvisejících nebo vzájemně působících činností (přip. strukturovaných do pod-procesů, operací a kroků), které přeměňují dostupné vstupy procesu / TrřP na požadované výstupy (také pod-proces nebo operace procesu/TrřP).</p>		<p>- Operand (Od) transformačního procesu (TrřP) Přeměňovaný M, E, I, příp. L objekt („objektový systém“ 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) (také abstraktní orgán, abstraktní prvek stavební struktury příp. také abstraktní obecný hmotný nebo nehmotný objekt)</p>
	<p>- Rozhodovací proces (v procesu, vč. TrřP) Soubor vzájemně souvisejících nebo vzájemně působících činností (přip. strukturovaných do pod-procesů, operací a kroků), které na základě hodnocení vstupů vygenerují jednu z možných alternativ výstupu.</p>		<p>- Působení (Ac) (action) operátoru (Op) (symbol přiřazený k symbolu Op, tj. ke „zdrojovému objektu působení“, dotýkající se symbolu hranice „cílového objektu působení“) Působení (action) operátoru (činné nebo pasivní) (A.) na (kontaktní nebo i procesní) (Aa.) spojení s nosným („uzemněným“) objektovým systémem (objektem) (nebo se zprostředkujícím objektem s ním spojeným), nebo (Ab.) na spojení s neseným objektem, nebo (B.) procesní působení na konverzi asist. M, E, I objektů u asist. proc. TrřP. (také vzájemné působení operátorů mezi sebou, mezi jejich vlastními prvky, nebo i obecně M, E, I působení objektu na jiný objekt)</p>
	<p>- Operátor (Op) v transformačním systému (TrřS) Přeměňující M, E, I, příp. L objekt (hmotný i nehmotný objektový systém) / prostředek. (při nedostatku místa i jen jeho název u symbolu účinku)</p>		<p>- Hranice nosného/neseného systému operátoru/em (Op) Zóna spojení (s operátorem) (ad Aa.) na nosném („uzemněném“) hmotném objekt. systému (objektu) (nebo na hmotném objektu s ním spojeným) (vlevo), nebo (ad Ab.) na neseném hmot. objektu (vpravo). (zóna nemusí být umístěna na fyzických hranicích nosného, zprostředkujícího nebo neseného hmotného objektu !)</p>
	<p>- Účinek (Ef) (efekt) operátoru (Op) na operand (Od) (symbol přiřazený k symbolu Op, dotýkající se symbolu TrřP, protože transformovaný Od nelze ve všech jeho stavech zobrazovat) Výstup(y) operátoru M, E, I (aktivní nebo reaktivní) podílejší se (v celém průběhu příslušných procesů, vč. transportu, skladování, apoc., spolu s výstupy ostatních operátorů a prostřednictvím technologie) na transformaci operandu v hlavním transformačním procesu</p>		<p>- Vstup / výstup procesu, operátoru Místo (podle potřeby) a směr M, E, I, příp. L působení vstupu do / výstupu z procesu nebo operátoru (ve spojitosti s TrřP však není tento symbol obecně zároveň symbolem operandu ve vstupním / výstupním stavu !) (obecně vektor)</p>
	<p>- Funkce (Fu) technického systému (TS) Schopnost abstraktního orgánu nebo konkrétního stavebního orgánu technického systému (TS) pracovat (vyjádřená infinitivem), např.: = činná funkce: otáčet, chladit, držet, ... = pasivní funkce: otáčení -, chlazení -, držení -, ... umožnit Funkce na výstupu operátoru vyjadřuje jeho schopnost docílit požadovaný účinek, tj. funkci operátoru!</p>		<p>- Vlastnost (Pr) (vč. funkcí) technického systému (TS) Znak, charakteristika, atribut, apod., který TS z nějakého inherentního hlediska, vč. jeho chování, charakterizuje. (pojem vlastnost se vztahuje i na transformační proces (TrřP) a obecně objektové hmotné i nehmotné systémy (objekty), uvedený symbol se však u nich obecně nepoužívá)</p>

Úvod

Tématem bakalářské práce je optimalizace pohonu zdvihacího mechanismu nůžkového stolu. Zdvihacích plošin existuje na trhu velká škála, mají různé využití a možnosti provedení.

Předmětem této práce je zdvihací plošina firmy Engel. Stávající provedení je vyhovující a pro potřeby plně funkční, ale přesto by mohl existovat prostor pro vylepšení a hledání úspornějších řešení. Ne vždy jdou tato dvě hlediska ruku v ruce, velmi často se stává, že jsou tyto dva aspekty protichůdné. Inovace je pro dnešní dobu velmi důležitým jevem. Technika se neustále vyvíjí, zdokonaluje a pro výrobní závody je důležité i bezproblémová a na první pohled dokonalá zařízení neustále vylepšovat a tím reagovat na požadavky trhu v dané produktové oblasti.

Cílem této práce je navrhnout inovativní konstrukční řešení nůžkového mechanismu, spodní stavby stolu a hydraulického mechanismu, která by vedla ke snížení celkových nákladů na plošinu.

Nabízí se celá řada substitutů hydraulického mechanismu, který je možné naradit například kuličkovým šroubem, zdvižnou převodovkou nebo aktuátorem. V případě konstrukce rámu lze pracovat s množstvím profilovaného materiálu a jeho spojením. Důležité je zvážit všechna kritéria a na základě zadaných parametrů, odborných informací a výpočtů se pokusit najít vhodné inovativní řešení.

Práce je rozdělena do několika kapitol. První část je věnována analýze stávajícího provedení jak z hlediska konstrukčního tak ekonomického. Druhá část se zabývá koncepčními návrhy, ve třetí části je řešen konstrukční návrh a vyhodnocování navržených variant s výběrem suboptimální varianty. Čtvrtá část detailně rozpracovává vybranou suboptimální variantu do finální podoby včetně výrobní dokumentace. Při zpracování je využíváno obecných konstrukčních postupů a pro hodnocení vytvořeny SWOT analýzy, technicko-ekonomická zhodnocení a v závěru analýzy MKP. Celá práce je doplněna obrázky, výkresy a modely.

Společnost ENGEL



Obrázek 1. ENGEL duo - vstřikovací stroj pro velké díly - uzavírací síla do 55 000 kN [18]

Firma ENGEL byla založena v roce 1945 panem Ludwigem Engelem, který v roce 1948 patentoval první lis na plasty a v roce 1952 začal na trh dodávat první vstřikovací stroj značky ENGEL. Postupem času se do vstřikovacích strojů začalo zavádět elektronické řízení, které v roce 1968 již bylo standardem. Firma se zabývala zdokonalováním technologie lisů na vstřikování plastu až do současnosti a dosáhla v tomto směru velkých úspěchů. Dnes je tato firma významným celosvětovým dodavatelem vstřikolisů na trhu. Má pobočky a zastoupení ve více než 85 zemích, 9 výrobních závodů v Evropě, Severní Americe a Asii. Její centrála dnes sídlí v městě Schwertbergu v Rakousku.



Obrázek 2. Výrobní závod ENGEL v Kaplici [18]

V roce 2000 otevřela firma ENGEL pobočku také v České republice, která se nachází v Kaplici. V tomto výrobním závodě se vyrábějí komponenty pro vstřikolisys - rozvodné skříně, dopravníky, ochranné ohrazení pro lisy, roboty pro manipulaci s výliskama, olejové tanky pro hydraulické systémy lisů, svařence částí rámců vstřikolisů a také obslužné zdvihací plošiny pro vstřikolisys, kterými se podrobněji zabývá tato práce.

I ROZPRACOVÁNÍ ZADÁNÍ

1 Vyjasnění a upřesnění zadání

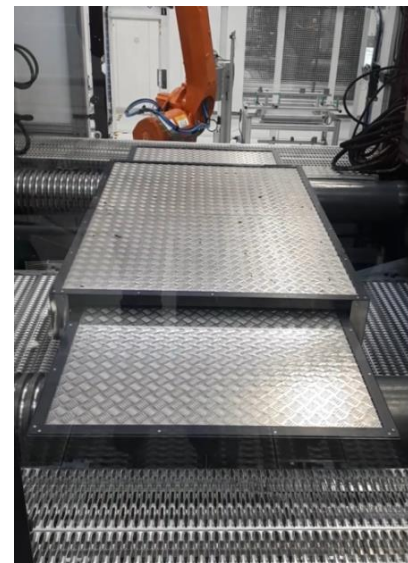
1.1 Výchozí situace

1.1.1 Popis použití

Nůžkový zdvihací stůl slouží k servisu formy stroje pro vstřikování plastu. Je nabízen jako zvláštní výbava stroje. Rozměry stolu jsou modifikovány dle konkrétní situace použití, to znamená, že se znovu nedimenzuje na výchozí zatížení, ale použije se převzatý základ.

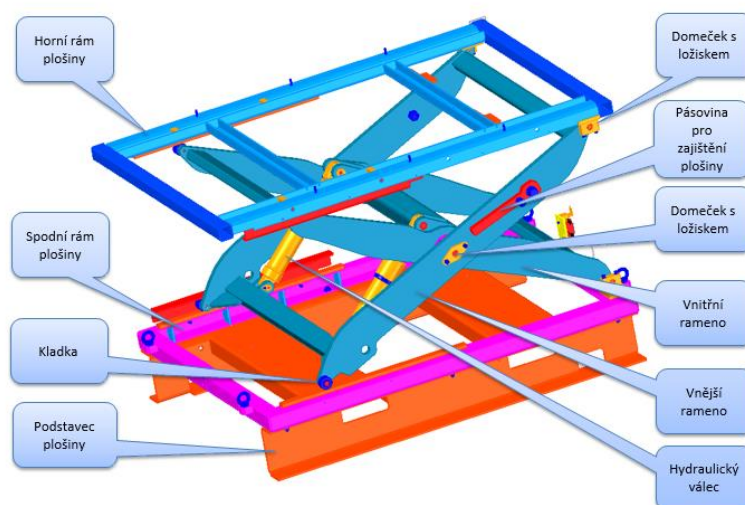


Obrázek 3. Smontovaná plošina při zkoušce funkčnosti - bez podstavce



Obrázek 4. Plošina uvnitř vstřikolisu

1.1.2 Popis konstrukce rámu a složení nůžkového mechanismu



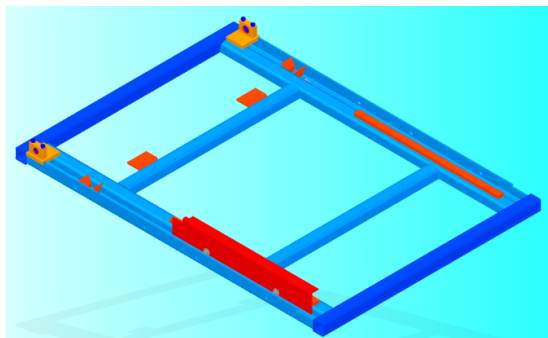
Obrázek 5. Model celkové sestavy plošiny s podstavcem a popis částí

Plošina se skládá z těchto hlavních částí:

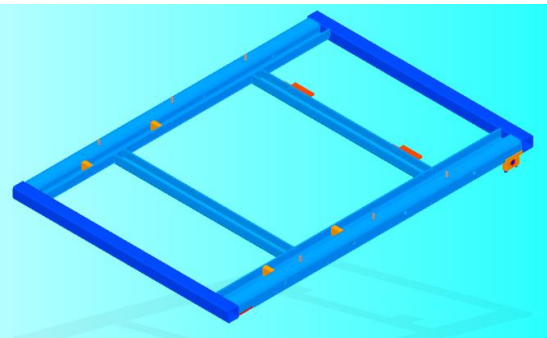
- Horní rám plošiny
- Spodní rám plošiny
- Vnitřní rameno
- Vnější rameno
- Domečky s kloubovým ložiskem
- Ložisko s čepem
- Přímočaré hydromotory
- Hydraulický agregát
- Pásoviny pro zajištění plošiny
- Podstavec plošiny
- Strojní nohy

Horní rám plošiny:

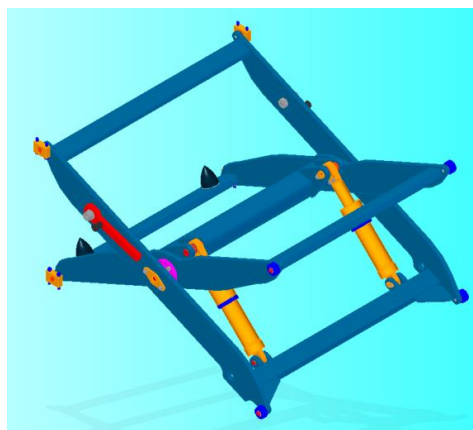
Horní rám plošiny je svařenec z ohraněných plechových výpalků tvaru S z plechu tloušťky 6 mm a profilu uzavřeného čtvercového průřezu 60 x 60 mm o tloušťce 4 mm. Dále jsou na rámu přivařeny dvě pásoviny o rozměru 15 x 100 x 94 mm se závitmi pro přišroubování domečků s ložiskem a dvě pásoviny, po kterých se odvalují ložiska. Uvnitř bočních profilů jsou přivařeny prohnuté pásoviny, které zajišťují pásovinu pro zajištění polohy při servisu plošiny. Posledním dílem je přišroubovaný plechový profil L, jehož funkcí je zabránění překlopení plošiny při jednostranném zatížení.



Obrázek 6. Horní rám plošiny – pohled zdola



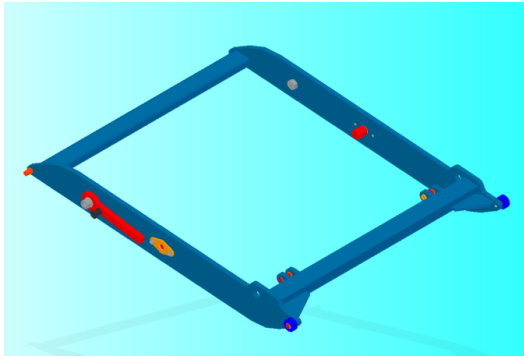
Obrázek 7. Horní rám plošiny – pohled shora

Sestava nůžkového mechanismu:

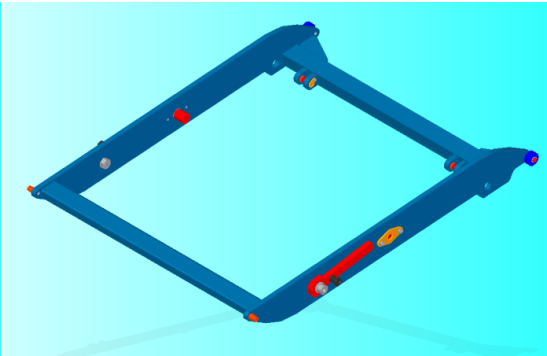
Obrázek 8. Sestava - nůžkový mechanismus

Vnější rameno:

Vnější rameno je svařenec ze dvou ramen plechových výpalků z plechu tloušťky 20 mm, profilu uzavřeného obdélníkového průřezu 80 x 40 mm o tloušťce 4 mm a ploché tyče o průřezu 50 x 80 mm. Na plochou tyč jsou přivařeny čtyři pásoviny s dírou pro připevnění spodní části hydromotorů.



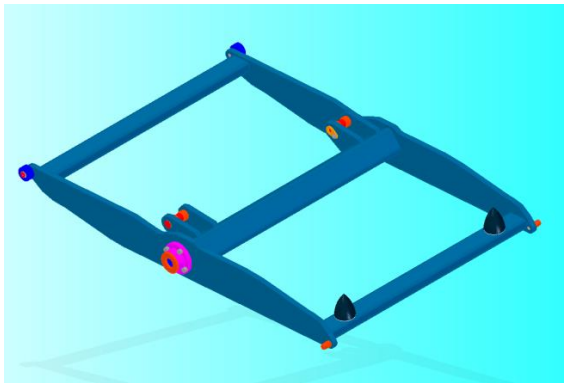
Obrázek 9. Vnější rameno - pohled zdola



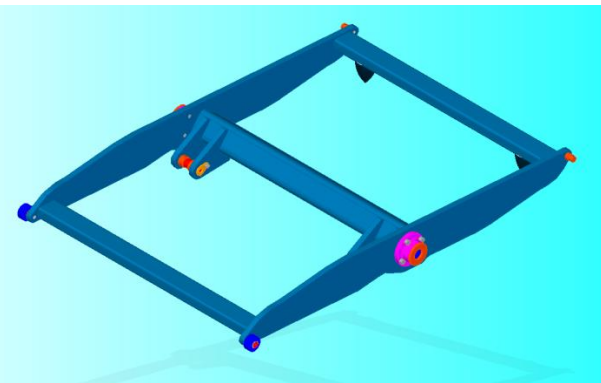
Obrázek 10. Vnější rameno - pohled shora

Vnitřní rameno:

Vnitřní rameno je svařenec ze dvou ramen plechových výpalků z plechu tloušťky 20 mm, dvou profilů uzavřeného obdélníkového průřezu 80 x 40 mm o tloušťce 4 mm a profilu uzavřeného obdélníkového průřezu 100 x 100 mm umístěného uprostřed ramen. Na tento profil jsou přivařeny čtyři pásoviny s dírou pro připevnění pístnic hydromotorů.



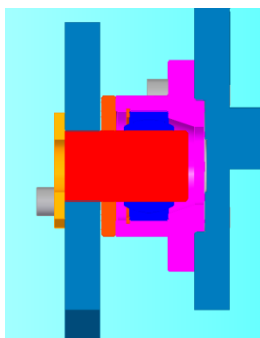
Obrázek 11. Vnitřní rameno - pohled zdola



Obrázek 12. Vnitřní rameno - pohled shora

Spojení vnějšího a vnitřního ramene:

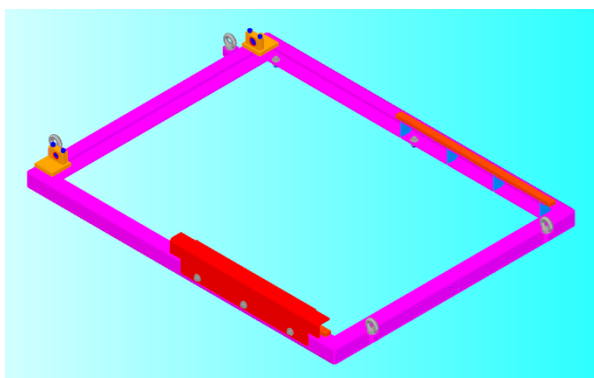
Vnější a vnitřní ramena jsou spojena pomocí čepu namontovaného ve středu obou stran vnějšího ramene. Tyto čepy jsou nasunuty do vnitřního kroužku kloubových ložisek, která jsou nalisována do domečků. Domečky jsou přišroubovány do osazení z obou stran uprostřed vnitřního ramene. Kloubová ložiska jsou zde použita z důvodu vyrovnání nesouososti svařované konstrukce způsobenou jak nepřesností montáže a pnutí po svaření tak i deformací po zatížení plošiny. Používají se pro malé rychlosti.



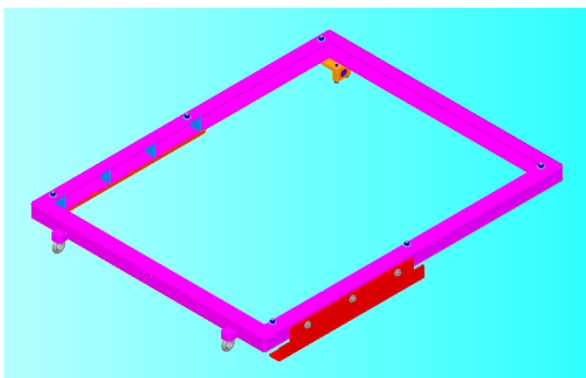
Obrázek 13. Spojení vnějšího a vnitřního ramene - řez

Dolní rám plošiny:

Dolní rám plošiny je svařenec z ohraněných plechových výpalků tvaru U z plechu tloušťky 6 mm. Dále jsou na rámu přivařeny dvě pásoviny o rozměru 15 x 100 x 94 mm se závity pro přišroubování domečků s ložiskem a dvě pásoviny, po kterých se odvalují kladky s ložiskem. Dalším dílem je přišroubovaný plechový profilu L, jehož funkcí je zabránění překlopení plošiny při jednostranném zatížení. Dále jsou na rámu blízko rohů přivařeny kostičky se závitem. Do těchto závitů jsou našroubována závěsná oka pro přemísťování plošiny pomocí jeřábu.



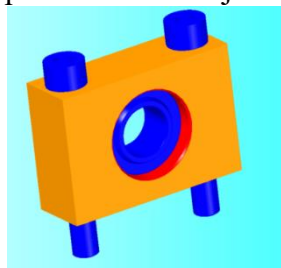
Obrázek 14. Spodní rám plošiny - pohled zdola



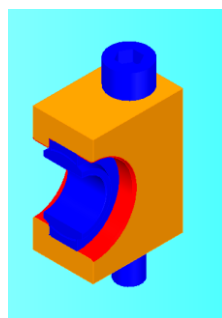
Obrázek 15. Spodní rám plošiny - pohled shora

Domeček s ložiskem:

Domeček je vyroben z ocelové pásoviny o průřezu 70 x 25 mm a délky 52 mm. Kloubové ložisko s vnitřním průměrem 20 mm je zasunuto do osazené díry v domečku o průměru 35 mm. Dvě díry o průměru 12 mm jsou pro šrouby, kterými je domeček připevněný k rámu.



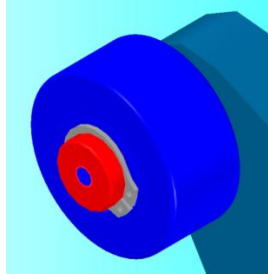
Obrázek 16. Domeček s ložiskem



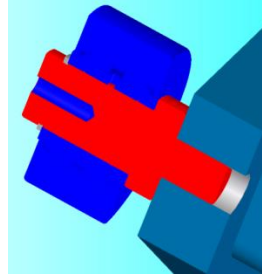
Obrázek 17. Řez domečku s ložiskem

Ložisko s čepem:

Dvouřadé válečkové ložisko o vnějším průměru 52 mm a šíři 24 mm je nalisováno na čep o průměru 20 mm a zajištěno proti posunu pojistným kroužkem. Čep je z druhé strany osazen na průměr 12 mm, nasunutý do díry v ramenu a zjištěn z druhé strany svarem.



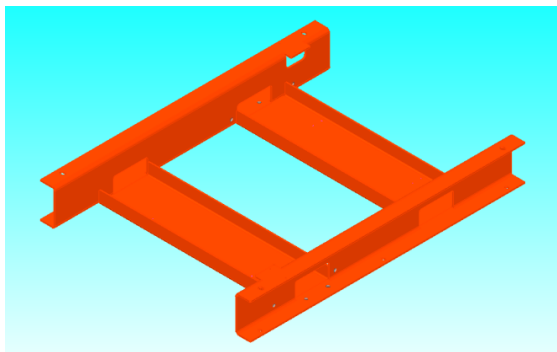
Obrázek 18. Ložisko s čepem



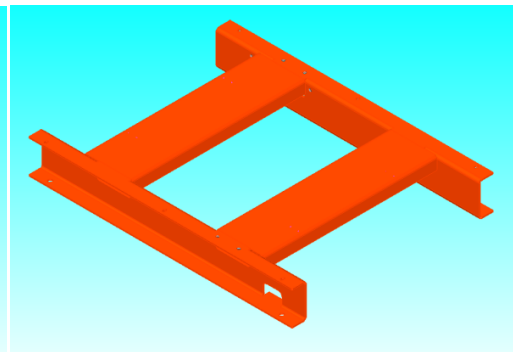
Obrázek 19. Řez ložiska s čepem

Podstavec plošiny:

Podstavec plošiny je svařenec z ohraněných plechových výpalků ve tvaru U z plechu tloušťky 8 mm.



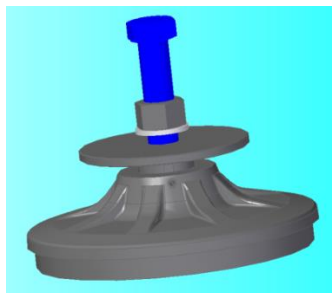
Obrázek 20. Podstavec plošiny - pohled zdola



Obrázek 21. Podstavec plošiny - pohled shora

Strojní nohy:

Strojní nohy jsou přišroubovány k podstavci plošiny a zajišťují spojení s rámem plošiny a podlahou. Dále se jimi seřizuje ustavení plošiny do roviny v prostorách stroje.

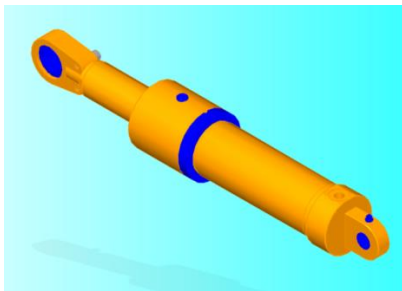


Obrázek 22. Strojní noha

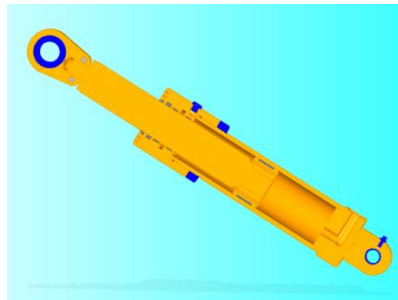
1.1.3 Popis hydraulické soustavy

Parametry soustavy:

- Čerpadlo Q_n = 12,3 l/min
p_{max} = 170 bar
- Motor P = 3 kW
n = 2800 ot/min
U = 400 V/50 Hz
- Přímočarý hydromotor průměr pístu = 63 mm
průměr pístnice = 50 mm
zdvih = 200 mm
- Náplň hydraulický olej = Paramo HM 46
Objem = 8,6 l



Obrázek 23. Přímočarý hydromotor



Obrázek 24. Řez přímočarým hydromotorem

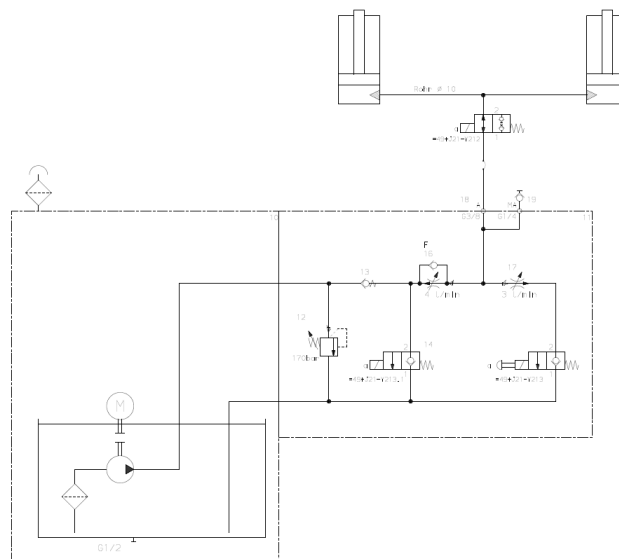
Zubové čerpadlo o výkonu 12,3 l/min je poháněno motorem o výkonu 3 kW s 2800 otáčkami za minutu. Motor je napájen třífázovým napětím. Tlak v hydraulické soustavě je nastaven pojistným ventilem maximálně na 170 barů. Pomocí hydraulických hadic jsou do hydraulického obvodu zapojeny dva přímočaré hydromotory o průměru válců 63 mm a zdvihu 200 mm, kterými se plošina zvedá a spouští. Souběžnost pístů je zaručena stejnou délkou přívodního potrubí. Hydraulická soustava se ovládá přes ovládací rozhraní stroje, tzn. je integrována do řídicího systému stroje a na přání zákazníka jako zálohu firma dodává ruční řízení. Při maximálním tlaku je v soustavě dle výpočtu:

$$p = \frac{F}{S} \quad (1.1.3-1)$$

$$S = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 63^2}{4} = 3\,117 \text{ mm}^2 \quad (1.1.3-2)$$

$$F_H = p * 2S = 17 * 2 * 3117 = 105\,978 \text{ N} \quad (1.1.3-3)$$

maximální síla vyvinutá přímočarými hydromotory okolo 106 000 N. Zapojení celé soustavy je vyobrazeno na schématu níže.



Obrázek 25. Schéma hydraulické soustavy

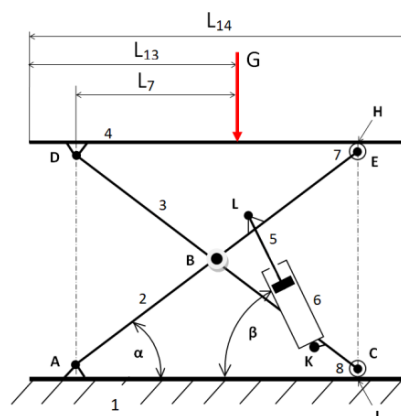
1.1.4 Analýza únosnosti nůžkového mechanismu současného řešení analyticky

Důvodem analýzy únosnosti nůžkového mechanismu současného řešení je zjištění využití použitých profilů nůžkového mechanismu z hlediska jejich namáhání. Rozhodnout na základě výpočtů, zda by bylo možné zredukovat profily nůžkového mechanismu a docílit tak zlevnění výroby hydraulické plošiny. Dalším důvodem je zjištění síly, kterou musí vyvinout přímočaré hydromotory, aby uvedly plošinu do pohybu. Tyto výpočty porovnáme s maximální silou, kterou vyvinou přímočaré hydromotory při nastaveném tlaku hydraulické soustavy 170 bar. Dále bude zjištěná síla použita při výběru možných náhrad hydraulického systému.

Kompletní analýza nůžkového mechanismu je popsána v příloze č. 1. V hlavní práci je uveden stručný popis postupu výpočtu a jsou uvedeny jen nejdůležitější hodnoty a závěry potřebné pro hodnocení navržených řešení v další práci.

1.1.4.1 Mechanismus

Při výpočtech byl řešen mechanismus s kinematickými dvojicemi pouze ve valivých vazbách (rovinné kinematické dvojice v rotačních a posuvných vazbách bez pasivních účinků). Důvodem je zjednodušení výpočtu, jelikož by jejich hodnoty nijak zásadně neovlivnily hodnoty celkového výpočtu.



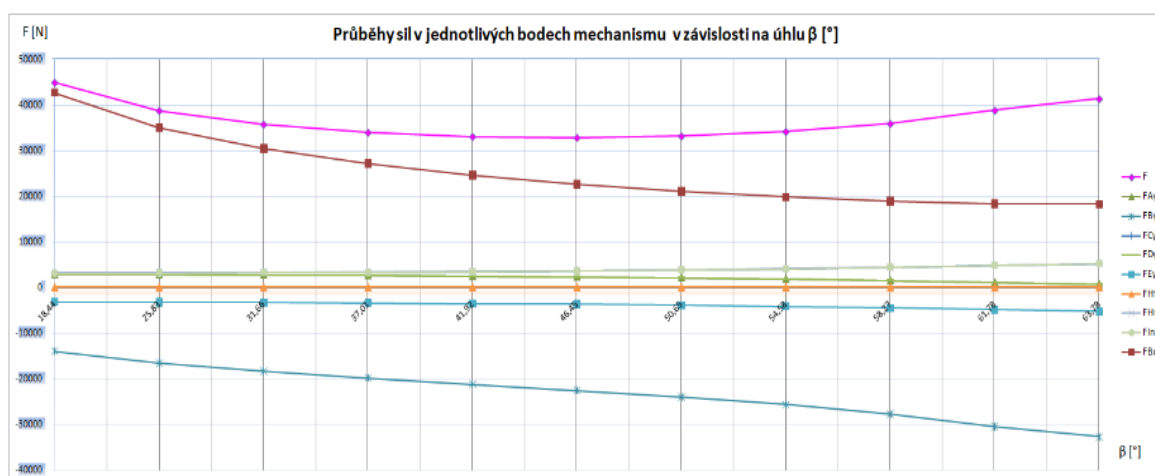
Obrázek 26. Mechanismus - schéma

1.1.4.2 Uvolnění soustav

Uvolněním soustavy jsou vypočteny hodnoty v jednotlivých bodech mechanismu ve směrech os x a y a výsledná síla F pístu, která je potřebná pro uvedení soustavy do rovnováhy. Zatížení je poloviční $G_C/2$, uvažujeme výpočet pro jeden pár nůžkového mechanismu, proto síla pro uvedení plošiny do rovnováhy bude dvojnásobná. Hodnoty jsou pro počátek zdvihu, střed zdvihu a maximální zdvih.

	Vyhodnocení sil ve zdvích		
	Počátek zdvihu [N]	Střed zdvihu [N]	max. zdvih [N]
Úhel β [°]	18,44	46,45	63,78
Úhel α [°]	4,21	30	52,96
FAx	-61	-70	-101
FAy	2 847	2 365	771
FBx	42 641	22 638	18 277
FBy	-13 909	-22 540	-32 658
FCx	61	70	101
FCy	3 153	3 635	5 229
FDx	-61	-70	-101
FDy	2 841	2 362	770
FEx	61	70	101
FEy	-3 159	-3 638	-5 230
FHt	61	70	101
FHn	3 159	3 638	5 230
Flt	61	70	101
Fln	3 153	3 635	5 229
F	44 950	32 857	41 373

Tabulka 1. Vyhodnocení sil ve zdvích



Graf 1. Průběhy sil v jednotlivých bodech mechanismu v závislosti na úhlu β

1.1.4.3 Příprava pro dimenzování - vyšetření vnitřních sil

Orientace sil dle maticového výpočtu a jejich rozklad do souřadného systému x, y tak, že osa x je rovnoběžná s osou ramene a osa y je na rameno kolmá. Potom je možno vypočítat, jak velké síly působí v jednotlivých částech ramene a jak velké napětí od těchto sil vzniká.

1.1.4.4 Dimenzování vnitřního a vnějšího ramene nůžkového mechanismu

Dimenzování bude počítáno na počátku zdvihu plošiny z důvodu největších sil působících na ramena od přímočarého hydromotoru viz *graf 1*. Počáteční poloha ramene je úhel 4,21°.

Materiál: S355J2 – ČSN 11 503

$$R_e = 345 \text{ MPa} \quad (1.1.4.4-1)$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{1,5} \geq \sigma_{red} \quad (1.1.4.4-2)$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{1,5} = 230 \text{ MPa} \quad (1.1.4.4-3)$$

$$\tau_D = 0,8 \cdot \sigma_D = 184 \text{ MPa} \quad (1.1.4.4-4)$$

$$p_D = 0,66 \cdot R_e = 228 \text{ MPa} \quad (1.1.4.4-5)$$

	σ_D [MPa]	σ_{red} [MPa]	Bezpečnost [-]	Vyhovuje $\sigma_{red} < \sigma_D$
Vnitřní rameno (Člen 2)	230	51	4,5	Ano
Vnější rameno (Člen 3)	230	50	4,6	Ano

Tabulka 2. Vyhodnocení redukovaného napětí a bezpečnosti

Výpočty redukovaných napětí a bezpečnosti vnitřního a vnějšího ramene nůžkového mechanismu dále použijeme pro vyhodnocení alternativy navrhovaného inovativního konstrukčního řešení.

1.1.5 Kalkulace výrobních nákladů - výchozí stav

Kalkulace nákladů je přehled jednotlivých složek nákladů a jejich úhrn na kalkulační jednici, což je určitý výkon vymezený měřicí jednotkou ks, kg, hod atd. Dle učebnicového kalkulačního schématu, uvedeného níže, se vypočítají obecně úplné vlastní náklady výkonu:

Typový kalkulační vzorec

Přímý materiál - materiál bezprostředně nutný k výrobě - nakupovaný, vlastní polotovary

$$\sum_{i=1}^n (N_s * c_j)_i$$

n = počet druhů materiálů

i = materiál

N_s = norma spotřeby materiálu

c_j = cena za jednotku

+ **přímé mzdy** – výrobní mzdy

$$\sum_{i=1}^n (N_{\check{c}} * T_{mz})_i$$

n = počet výrobních operací

i = operace

$N_{\check{c}}$ = norma času

T_{mz} = mzdový tarif

+ **ostatní přímé náklady** - náklady spojené s výrobou, které lze přepočítat na jednici

= **přímé náklady**

+ **výrobní režie** – souvisí s výrobním procesem – např. náklady na nástroje, odpisy strojů

= **vlastní náklady výroby**

+ **správní režie** – platy technicko-hospodářských pracovníků, souvisí s řízením a správou firmy

= **vlastní náklady výkonu**

+ **odbytová režie** – náklady spojené se skladováním, dopravou, expedicí...

= **úplné vlastní náklady výkonu**

Pro kalkulaci výrobních nákladů zdvihací plošiny bude použito postupné kalkulace. Postup této kalkulace je podle montážní technologie a počítána bude dle níže uvedeného kalkulačního vzorce:

Přímý materiál – nakupovaný

- normalizované díly (ložiska, stabilizační podložky, hydraulické hadice)
- normalizovaný materiál (ocelové plechy, profily)

+ Režijní materiál

= ***Materiál celkem***

+Přímé mzdy – mzdy - obráběčů, svářečů, lakýrníků, montážníků

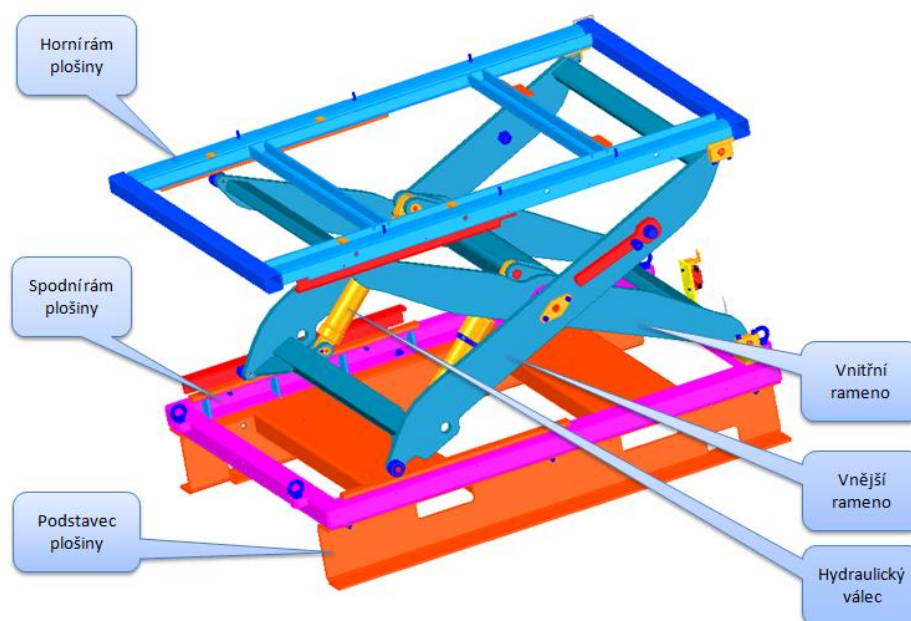
+ Výrobní režie – 400 % přímých mezd

= ***Vlastní náklady výroby***

Pro zhodnocení navrhovaných variant bude použita položka vlastní náklady výroby, jelikož inovativní řešení nijak neovlivní další navazující položky v kalkulačním řetězci tj. správní a odbytovou režii.

Zařazení položek:

- Nakupované díly - přímý materiál
- Vyráběné díly - částečně materiál x částečně mzdy
- Montáž podskupiny - mzdy
- Celková montáž - mzdy



Obrázek 27. Plošina - dílčí sestavy kalkulace

Kalkulace sestav

SPODNÍ RÁM		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	435
	Normalizované profily	1 737
	Barva	300
Přímé mzdy	Laser a ohranění	90
	Svařování s přípravou	413
	Obrábění_vrtání, soustružení, frézování	200
	Lakování	60
	Montáž	100
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	4 214
Vlastní náklady výroby		7 549

Tabulka 3. Kalkulace sestavy - Spodní rám

HORNÍ RÁM		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	215
	Normalizované profily	1 687
	Barva	300
Přímé mzdy	Laser a ohranění	300
	Svařování s přípravou	675
	Obrábění_vrtání, soustružení, frézování	400
	Lakování	60
	Montáž	100
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	7 247
Vlastní náklady výroby		10 984

Tabulka 4. Kalkulace sestavy - Horní rám

VNITŘNÍ RAMENO		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	7 425
	Normalizované profily	2 997
	Barva	400
Přímé mzdy	Laser a ohranění	240
	Svařování s přípravou	600
	Obrábění_vrtání, soustružení, frézování	1 280
	Lakování	90
	Montáž	350
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	13 310
Vlastní náklady výroby		26 692

Tabulka 5. Kalkulace sestavy - Vnitřní rameno

VNĚJŠÍ RAMENO		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	16 148
	Normalizované profily	2 810
	Barva	400
Přímé mzdy	Laser a ohranění	240
	Svařování s přípravou	450
	Obrábění_vrtání, soustružení, frézování	1 600
	Lakování	90
	Montáž	350
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	13 990
Vlastní náklady výroby		36 078

Tabulka 6. Kalkulace sestavy - Vnější rameno

SNÍMAČ KONCOVÉ POLOHY A DOMĚŘOVÁNÍ POLOHY		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	819
	Normalizované profily	125
	Barva	0
Přímé mzdy	Laser a ohranění	0
	Svařování s přípravou	0
	Obrábění vrtání, soustružení, frézování	0
	Lakování	0
	Montáž	0
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	0
Vlastní náklady výroby		944

Tabulka 7. Kalkulace sestavy - Snímač koncové polohy a doměřování polohy

PODSTAVEC		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	3 998
	Normalizované profily	3 270
	Barva	350
Přímé mzdy	Laser a ohranění	120
	Svařování s přípravou	413
	Obrábění vrtání, soustružení, frézování	0
	Lakování	60
	Montáž	100
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	3 270
Vlastní náklady výroby		11 580

Tabulka 8. Kalkulace sestavy - Podstavec

HYDRAULIKA		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	30 282
	Normalizované profily	308
	Barva	0
Přímé mzdy	Laser a ohranění	0
	Svařování s přípravou	0
	Obrábění_vrtání, soustružení, frézování	0
	Lakování	0
	Montáž	350
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	7 315
Vlastní náklady výroby		38 255

Tabulka 9. Kalkulace sestavy - Hydraulika

CELKOVÁ KALKULACE - SESTAVA PLOŠINY		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	59 321
	Normalizované profily	12 935
	Barva	1 750
Přímé mzdy	Laser a ohranění	990
	Svařování s přípravou	2 550
	Obrábění_vrtání, soustružení, frézování	3 480
	Lakování	360
	Montáž	1 350
	Celková montáž (sestavy dohromady)	1 500
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	55 346
Vlastní náklady výroby	(Výsledná částka zaokroulena na tis.)	140 000

Tabulka 10. Celková kalkulace - Sestava plošiny

1.1.6 Bezpečnost

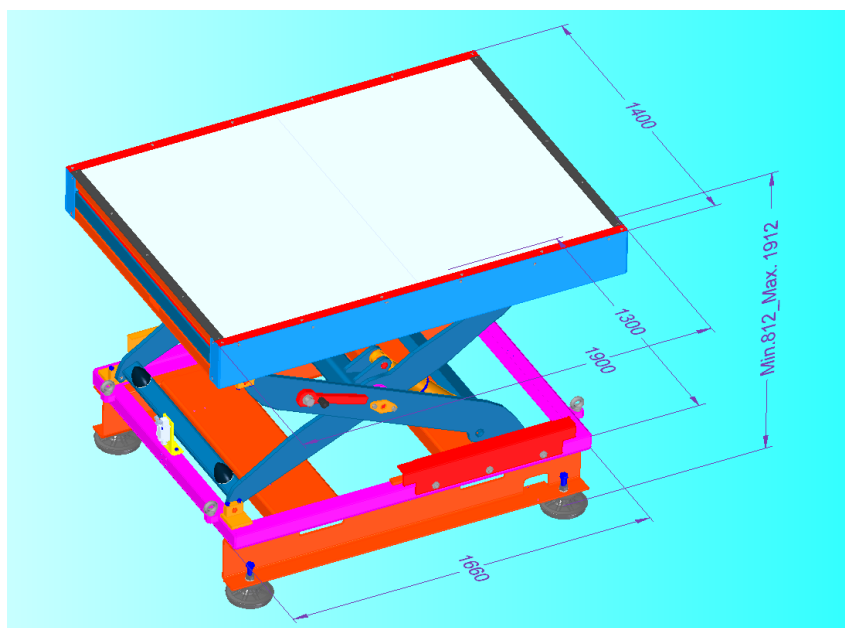
Jelikož se plošina používá jen v prostorách stroje, uvnitř vstřikolisu, slouží jeho desky na připevňování forem a dveře krytu stroje jako zábrana proti pádu z plošiny a zároveň i zabraňují přístupu ke spodní části mechanismu plošiny. Plošinu z hlediska bezpečnosti je potřeba řešit až namontovanou a usazenou ve stroji.

1.2 Cíl řešení

Hlavním úkolem je provést analýzu výrobních nákladů současného konstrukčního provedení nůžkového mechanismu a spodní stavby stolu, navrhnout jejich inovované konstrukční řešení a zhruba vyčíslit dosaženou úsporu. Druhým úkolem je provést analýzu výrobních nákladů současného konstrukčního provedení hydraulického zdvihacího mechanismu a navrhnout zdvihací mechanismus s nižšími výrobními náklady.

2 Rešerše typu zdvihacích plošin a mechanismů zdvihu plošin

2.1 Průzkum stavu techniky



Obrázek 28. Dosavadní řešení - zdvihací plošina ENGEL

Pro optimalizaci zadala firma ENGEL zdvihací plošinu s těmito parametry:

Označení: LIFT-TABLE ASSY L1900 W1400 DU001.3_3200

Dokumentace: DRAWING NO. 0578-953-30-00

Technické požadavky	Požadované hodnoty
Rozměry pochozí plošiny	1900 x 1400 mm
Rozměry spodního rámu	1660 x 1270 mm
Výška složené plošiny	812 mm
Výška plošiny v max. poloze	1912 mm
Hmotnost plošiny + horní rám	500+100 = 600 kg
Užitečné zatížení	300kg
Zdvih	1100 mm
Přesnost polohování	+/- 1 mm
Rychlost zdvihání a poklesu	≈246 mm/s => 0,246 m/s
Regulace zdvihání	Ovládání řízené strojem / dálkové ovládání
Elektrický zdroj	380-420V/50Hz
Minimální životnost	100 000 cyklů
Snímání polohy	Tahový snímač

Tabulka 11. Technické požadavky

2.2 Konkurenční plošiny s hydraulickým zdvihem



Obrázek 29. Zdvihač Hymo Maxima BX [13]



Obrázek 30. Zdvihač LAWECO [17]

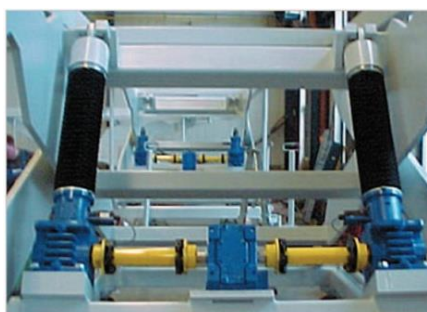


Obrázek 31. Zdvihač EdmoLift [25]



Obrázek 32. Zdvihač HanseLifter [21]

2.3 Druhy dostupných zdvihacích mechanismů na trhu použité pro zdvihání plošin



Obrázek 33. Zdvihač PFAFF s trapézovým šroubem a převodovkou [23]



Obrázek 34. Zdvihací plošina SERAPID s tlačným řetězem [24]



Model LSA06

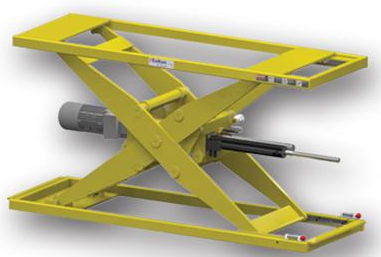
Section 6
Travel 15"



Obrázek 35. Zdvihací plošina EnKon se vzduchovým měčem [26]



Obrázek 36. Zdvihací plošina LAWECO s řemenovým pohonem [17]



Obrázek 37. Zdvihací plošina EnKon s kuličkovým šroubem [26]



Obrázek 38. Zdvihací plošina LAWECO s kuličkovým šroubem [17]



Obrázek 39. Zdvihací plošina Spirallift – skládání dvou pružných plechů do šroubovice [15]



Obrázek 40. Zdvihací plošina HAMCO s aktuátorem [16]

2.4 Shrnutí

Po zjištění stavu techniky v dané produktové oblasti jsme zjistili, že výrobci použili:

Ke konstrukci spodní a horní stavby stolu:

- **Materiál** - profily ocelové uzavřené, tyče průřezu L, U, ohraněných plechových výpalků do profilu L nebo U, ploché tyče, nebo jenom plech
- **Typ spojení** - svary, šroubové spoje, nýtované spoje

Ke konstrukci nůžkového zdvihacího mechanismu:

- **Materiál** - profily ocelové uzavřené, plechové výpalky, ploché tyče
- **Typ spojení** - svary, šroubové spoje

Ke zdvihání plošin tyto zdvihací systémy:

- **Hydraulický systém**
 - zdvihacím prvkem je přímočarý hydromotor
- **Mechanický zdvihací systém**
 - zdvihacím prvkem je trapézový šroub
 - zdvihacím prvkem je kuličkový šroub
 - zdvihacím prvkem je válečkový šroub
 - zdvihacím prvkem je tlačný řetěz (SERAPID)
 - zdvihacím prvkem je skládání dvou pružných plechů do šroubovice (SPIRALIFT)
 - zdvihacím prvkem je řemen
- **Pneumatický zdvihací systém**
 - zdvihacím prvkem je měch - pneumatická pružina

Ke spojení nůžkového mechanismu se spodním rámem:

- Domečky pro čepy přišroubované ke spodnímu rámu
- Vnější kroužek ložiska (rolny) odvalující se po spodním rámu

Ke spojení nůžkového mechanismu s horním rámem:

- Domečky pro čepy přišroubované k hornímu rámu
- Vnější kroužek ložiska odvalující se po dráze horního rámu

2.5 Silné a slabé stránky proti konkurenci (SWOT)

Zdvihací plošina od firmy ENGEL je konstrukčně propracovaná, jednoduše řešená, bez zbytečných přidaných prvků, ale zároveň tuhá oproti některým konkurenčním plošinám. V kombinaci s hydraulickým systémem je tak dosaženo nejnižších nákladů na pořízení plošiny a minimalizace prostoru pro zdvihací zařízení při jejím složení. Proto bude těžké navrhnout nějaká konstrukční zlepšení stávající konstrukce a zdvihacího mechanismu.

Konstrukce nůžkového mechanismu je jedinečná svým dokonalým složením a tuhostí mechanismu jak v počáteční tak koncové poloze. Díky tomu dostává plošina minimální zástavbové rozměry na výšku po složení plošiny a nepotřebuje žádné vedení, které by zabraňovalo natáčení plošiny nebo její zřícení při zdvihání. Jinak bychom museli použít zdvihací mechanismus s vedením v každém rohu plošiny nebo připevněním vedení ke stěně, což by bylo nepraktické a znamenalo by to zvýšení zástavbových rozměrů při složení plošiny a navýšení nákladů.

2.6 Hodnocení

Nejvíce variant zdvihacích plošin je nabízeno s hydraulickým systémem. Z toho lze usoudit, že bude těžké najít mechanismus, který by hydraulický systém nahradil v kombinaci s těmito vlastnostmi:

- velké zdvihací síly
- velké rychlosti
- malá hmotnost systému
- nízká cena systému
- přesná polohovatelnost
- spolehlivost
- dlouhá životnost

I když jsou na trhu další dostupné zdvihací systémy, jsou vzhledem k hydraulickému několika násobně dražší a náročnější na údržbu. Jsou ale ekologičtější, některé se přesněji polohují, dlouhodobě drží pozici a v případě poruchy drží stálou polohu. Některé tyto principy jsou speciálně vyvinuty pro určitý druh průmyslu např. zdvihání pódíí, hledišť, plošinových výtahů pro lodě atd.

K řešení tohoto úkolu nebude třeba zadat výzkumné úkoly.

2.7 Vyjasnění zadaného problému

Dílejší informace jsem načerpal během konzultací ve firmě ENGEL. Následně mi na požádání firma ENGEL dodala dodatečné podklady k vypracování detailního zadání, materiály potřebné k vypracování kalkulace, model plošiny a není zapotřebí dalších informací od firmy Engel. Dalším zdrojem informací byl internet.

3 Vypracování plánu řešení projektu

3.1 Studie proveditelnosti

3.1.1 Možnosti náhrady hydraulického systému (přímočarého hydromotoru)

- Trapézový šroub – matice - šnekový převod - převodovka => zdvižné převodovky

Výhody: nízká cena, bezpečnost mechanismu - samosvornost

Nevýhody: malé rychlosti při zdvihu a spouštění, nutnost zakrytí šroubu, častá údržba, čištění, mazání

- Kuličkový šroub

Výhody: přesné polohování

Nevýhody: bezpečnost – není samosvorný - nutnost přidat mechanismus k jistění plošiny - brzda na motoru, nutnost zakrytí šroubu, náročnost na přesnost dílů a složení mechanismu, časté mazání a údržba

- Válečkový šroub

Výhody: velmi přesné polohování, samosvorný

Nevýhody: vysoká cena, nutnost zakrytí šroubu a celého mechanismu

➤ Zvedací řetěz

Výhody: bezpečnost - není potřeba přidávat další mechanismy k zajištění plošiny proti selhání, nenavysahuje výšku plošiny v dolní poloze, neomezený rozsah minimálního a maximálního zdvihu (až do výše 4 m), vysoká zatížení, stálá poloha po dlouhou dobu

Nevýhody: náročný na prostor pro uložení řetězu, nepřesné polohování +/- 50 mm, vysoká cena

➤ Řemen

Výhody: nízká cena, jednoduchá konstrukce, malá hmotnost plošiny, ekologický systém

Nevýhody: bezpečnost - nutnost přidat mechanismus k jistění plošiny při přetržení řemenu, pro malá zatížení

➤ Měch - Pneumatická pružina

Výhody: nízká cena, jednoduchá konstrukce, malá hmotnost plošiny, ekologický systém, navrženo pro zvedání výrobků do ergonomické pracovní výšky

Nevýhody: bezpečnost - nutnost přidat mechanismus k jistění plošiny při protržení měchu, malá rychlost zdvihání max. 100 mm/s, zajištění dostatečného objemu média, hlučnost, nestabilní poloha při změně zatížení plošiny

➤ Lineární pohon-Aktuátor

Výhody: bez dalších úprav v konstrukci plošiny nahradit přímočaré hydromotory aktuátory, tichý chod, dosažení požadované rychlosti plošiny, velmi přesné polohování, ekologický systém

Nevýhody: vysoká cena

➤ Spiralift

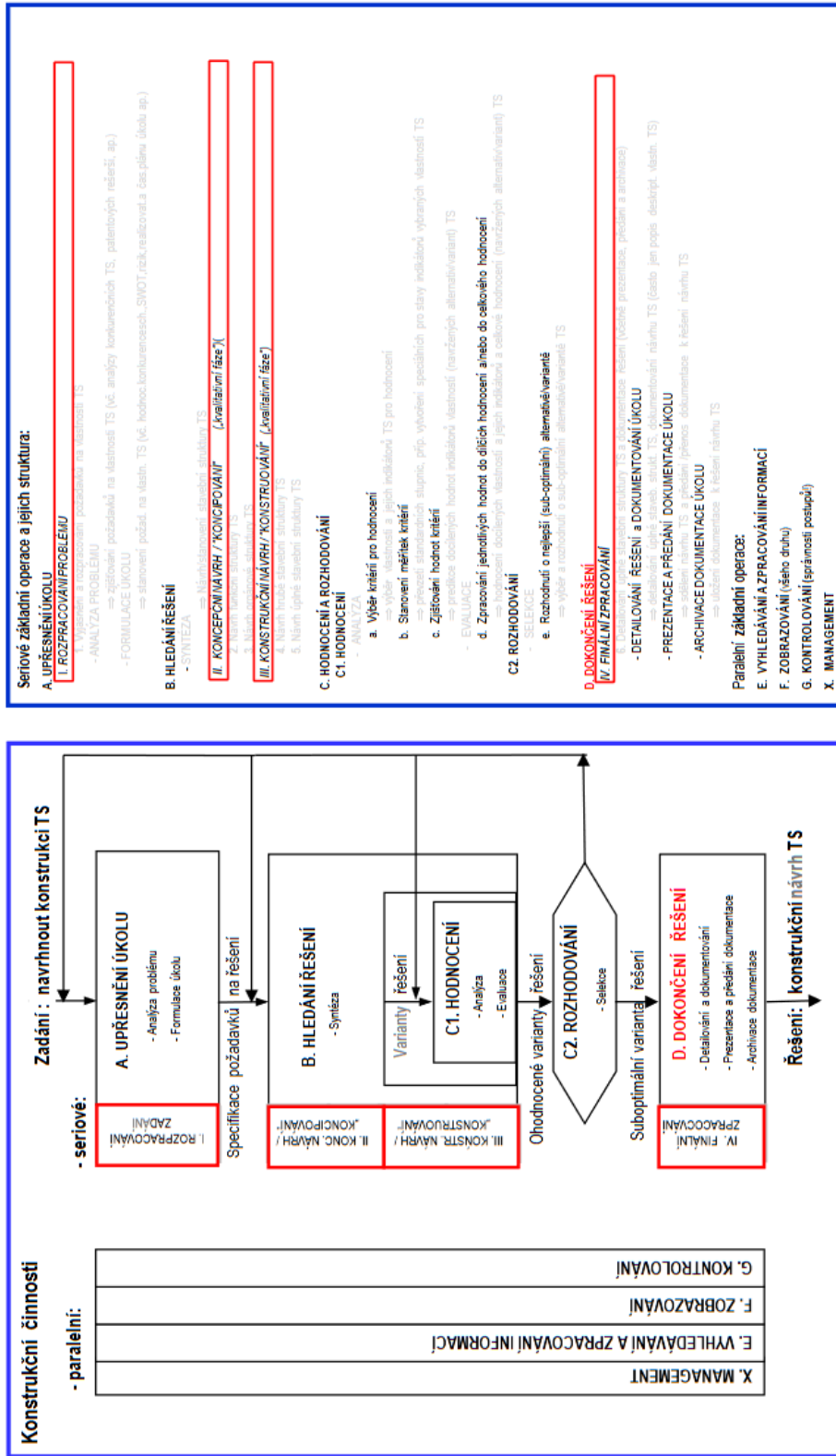
Výhody: nenavysahuje výšku plošiny v dolní poloze, nenáročný na prostor, tichý chod, dosažení požadované rychlosti plošiny, velmi přesné polohování, ekologický systém

Nevýhody: vysoká cena, zařízení nemůže pracovat kontinuálně, musí mít přestávky

3.2 Strategie řešení

Pro řešení projektu bude použita strategie vycházející z teorie „Obecného modelu postupu konstruování EDSM“ (Engineering Design Science and Methodology)

INTEGRACE S TRADIČNÍMI INSTRUKTIVNÍMI METODICKÝMI FÁZEMI KONSTRUOVÁNÍ



Obrázek 41. Strategické základní operace konstrukčního procesu [7]

3.3 Časový plán řešení

Časový harmonogram vypracování bakalářské práce											
Konstrukční proces			Čas hod.	Rok 2018			Rok 2019				
Operace	Fáze	Fáze KP s využitím teorie TS		říjen	listopad	prosinec	leden	únor	březen	duben	květen
		Zadání, organizační záležitosti									
A. Uprášení úkolu	I. Rozpracování zadání	1. Vyjasnění a rozpracování požadavků	20	■							
		Specif. Požadavků a čas. Plán řešení	30		■						
B. Hledání řešení C1. Hodnocení C2. Rozhodování	II. Konceptní návrh	2. Navržení funkční struktury TS	30		■						
		3. Navržení organové struktury TS	50			■	■				
		4. Navržení hrubé stav. Struktury TS	30					■	■		
	III. Konstrukční návrh	5. Navržení definitivní stav. Struktury TS	30						■	■	
		Hodnocení definit. Stav. Struktury TS	30						■	■	
										■	
D. Finalizace řešení	IV. Finální zpracování	6. Detailování a dokumentování řešení	30							■	
		Odevzdání	10								■
Celkem plán			260	35 týdnů							

Tabulka 12. Časový plán pro vypracování bakalářské práce

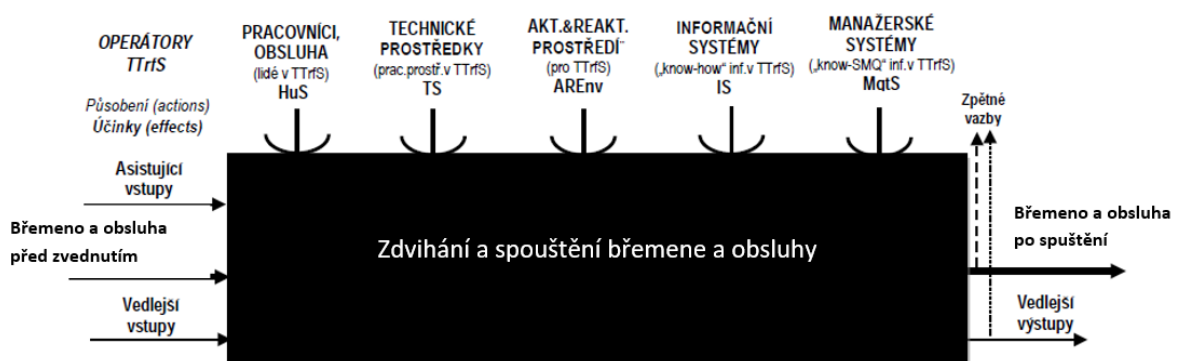
II KONCEPČNÍ NÁVRH

4 Návrh funkční struktury TS

4.1 Provozní technický transformační proces TS

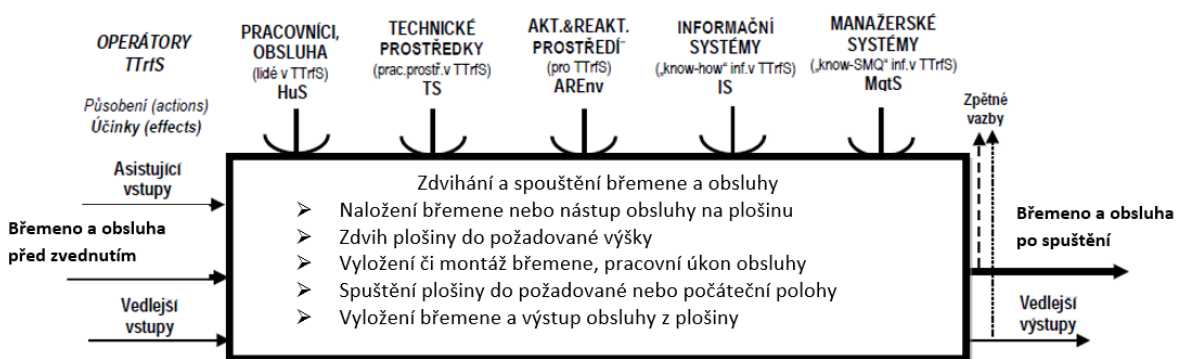
4.1.1 Černá skříňka provozního technického transformačního procesu TS

Uvnitř černé skříňky je zdvihací plošina, která zajišťuje zdvihání a s pouštění břemen, případně obsluhy vstříkolisu. Jako operand jsou zde břemena a obsluha, které jsou pomocí plošiny dopravovány do pracovní pozice.



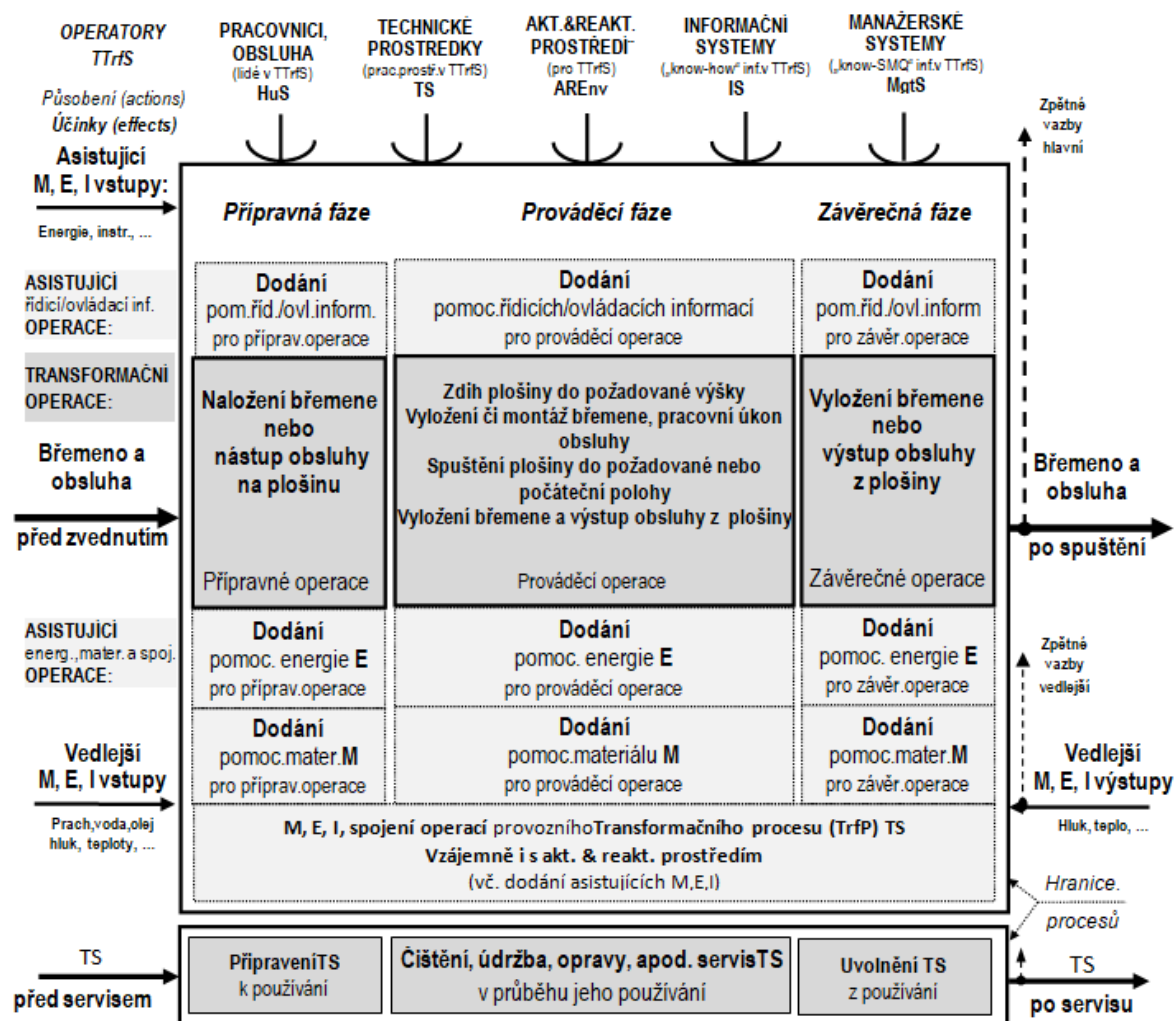
Obrázek 42. Černá skříňka provozního technického transformačního procesu TS

4.1.2 Technologický princip provozního technického transformačního procesu TS



Obrázek 43. Technologický princip provozního technického transformačního procesu TS

4.1.3 Provozní technický transformační proces TS



Obrázek 44. Provozní technický transformační proces TS

4.1.4 Funkční struktura TS

Plošina má s ohledem na dotýčný provozní transformační proces splňovat tyto funkce:

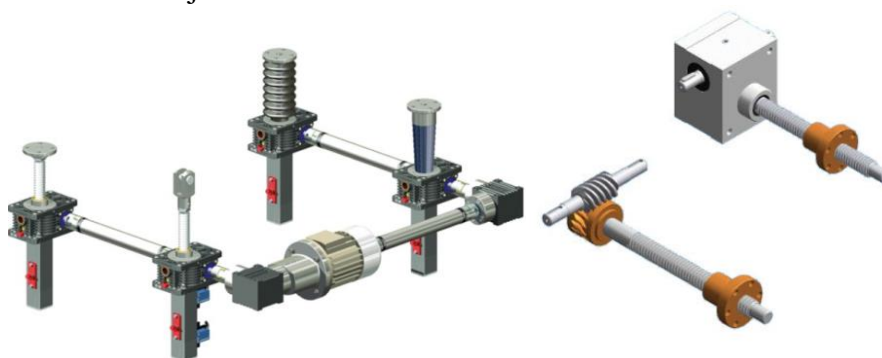
- (1) Rám pro připojení horní plošiny vytvořit
- (2) Tuhý nůžkový mechanismus vytvořit
- (3) Zdvih nůžkového mechanismu umožnit
- (4) Spuštění nůžkového mechanismu umožnit
- (5) Stabilní a tuhý rám spodní vytvořit
- (6) Zamezit pohybu rámu na podlaze umožnit

4.2 Návrh orgánové struktury TS

4.2.1 Orgány pro navrženou funkční strukturu TS

Pracovní poznámky: Nositelem funkcí jsou orgány. Možná řešení jednotlivých funkcí:

- funkce (1) splněna - rámem, sestaveného z ocelových profilů různých tvarů, které jsou spojeny svary, šroubovými spoji, nýtováním nebo kombinací těchto spojů.
 - funkce (2) splněna - ramena nůžkového mechanismu jsou vyrobena z ocelových profilů uzavřených, plochých tyčí a plechových výpalků (možno dosáhnout požadovaných tvarů). Díly jsou spojeny svary, šroubovými spoji, nýtováním, nebo kombinací těchto spojů.
 - funkce (3) splněna orgánem na principu
- a) Trapézový šroub - matice - šnekový převod - převodovka => zdvižná převodovka. Jako ukázka byla vybrána sestava zdvižných převodovek od firmy ZIMM. Výhodou tohoto mechanismu je samosvornost.



Obrázek 45. Zdvižná převodovka – sestava [27]

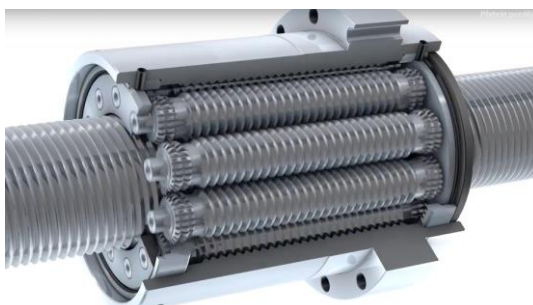
Obrázek 46. Zdvižné převodovky – variaty [14]

- b) Kuličkový šroub - je prvek, který převádí rotační pohyb na přímočarý. Rozdíl mezi trapézovým a kuličkovým šroubem je takový, že styčná plocha mezi šroubem a maticí je přes ložiskové kuličky, které se pohybují v drážkách šroubu a matice. Díky tomu mají výrazně vyšší účinnost a nižší potřebný točivý moment. Povrchy šroubu a matice jsou kaleny. Vyžadují přesné a tuhé uložení, což zvyšuje nároky na výrobu dílů a nároky na tuhost mechanismu, ve kterém budou pracovat. Mohou být zatíženy pouze v axiálním směru. Jsou nesamosvorné, to znamená, že pokud se k pohonu šroubu použije místo servomotoru nebo krokového motoru běžný motor, musí být vybaven brzdou, aby tak šroubu zajistil požadovanou polohu.



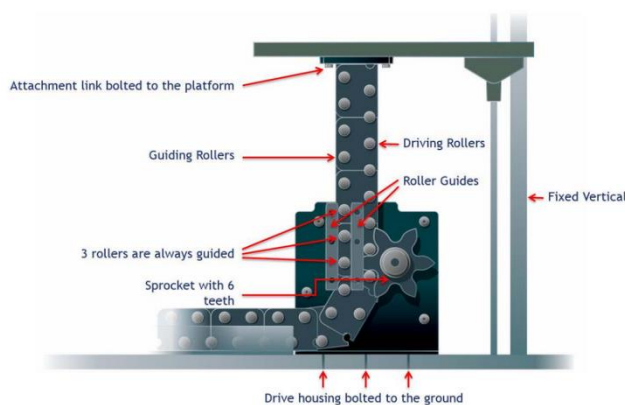
Obrázek 47. Kuličkový šroub SKF [28]

- c) Válečkový šroub - Válečkový šroub je typ šroubového pohonu, který nahrazuje oběžné kuličky závitovými válečky. Konce válečků jsou ozubené tak, aby se na obou koncích matice spojily s ozubenými kroužky. Válcové se otáčejí na svých osách a obíhají kolem matice v planetární konfiguraci. Z tohoto důvodu jsou válečkové šrouby někdy označovány také jako planetové šrouby. Matice má vnitřní závit, který odpovídá šroubovému závit. Válcové jsou uspořádány v planetárním uspořádání, otáčejí se okolo svých os a obíhají kolem matice. Konce válečků jsou ozubené tak, aby zapadaly s ozubenými kroužky na každém konci matice, čímž se zajistí, že válečky zůstanou v dokonalém vyrovnání, rovnoběžně s osou šroubu a matice. Geometrie válečkového šroubu poskytuje podstatně více kontaktních bodů, než kolik je možné s kuličkovým šroubem. To znamená, že válečkové šrouby mají obvykle vyšší dynamické zatížení a tuhost než kuličky s podobným rozměrem. Výhodou válečkových šroubů je vysoká přesnost polohování s vysokou opakovatelností, spolehlivost, únosnost a účinnost.



Obrázek 48. Válečkový šroub SKF – složení [28]

- d) Zvedací řetěz - RigidChain Technology (RTC) od firmy Serapid - je mechanismus, který pracuje na principu skládání článků řetězu do sebe, které se potom chovají jako pravá tuhá tlačná tyč. Používá se pro velká zatížení a je nenáročný na provoz a údržbu.



Obrázek 49. Zvedací řetěz - RigidChain Technology (RTC) od firmy Serapid [24]

- e) Technologie Spirallift od společnosti Gala Systems - vlastnosti systému: spolehlivý, nenáročný na prostor, snadná instalace, přizpůsobivý, minimální údržba, tuhý. Tato technologie využívá dva pásy nerezové oceli stočené do spirály, které se při otáčení mechanismu skládají do sebe a vytváří silný stabilní sloupec. Existují ve dvou variantách. Buď se spirály skládají tak, že se prostřední vsune mezi odvíjející pás a zamezí tak jejímu posunu (složení), nebo se vnější spirála natlačí jejími obdélníkovými otvory na trny, které jsou na odvíjející se vnitřní spirále. To vše se děje

při otáčení vnitřní spirály po nakloněné rovině, která též nese celou váhu zdvihaného břemene.



Obrázek 50. Technologie Spirallift od společnosti Gala Systems – princip [15]



Obrázek 51. Technologie Spirallift od společnosti Gala Systems - zdvihací jednotka [15]

- f) Lineární pohon (Aktuátor) - Elektromechanické pohony jsou dodávány v mnoha variantách, přičemž společné pohonné mechanismy jsou trapézové šrouby, kuličkové šrouby a válečkové šrouby. Když projektant nebo uživatel chce přejít z hydrauliky nebo pneumatiky na elektromechanický pohyb, obvykle jsou tou nejlepší volbou servopohony s válcovým šroubem. Poskytují srovnatelné výkonnostní charakteristiky jako hydraulika (vysoká síla) a pneumatika (vysoká rychlost) v méně složitém systému. Převádí rotační pohyb z elektromotoru na přímočarý pohyb. Je to již sestavený mechanismus připravený k namontování, který je složen z různých strojních částí tak, aby bylo dosaženo převodu rotačního pohybu na přímočarý pohyb. Jsou velmi tiché, přesně polohovatelné a málo náročné na údržbu. Vyrábí se ve dvou provedeních. První osa motoru je rovnoběžná se šroubem, druhá osa rotoru motoru je kolmá na zdvihací šroub. Používají se jako náhrada přímočarých hydromotorů a pneumatických válců. Jako ukázka byl vybrán pohon, který pracuje na principu šnekového převodu a trapézového šroubu s maticí, který má již na obou koncích připraveny prvky pro uchycení pomocí čepu. Jeho maximální vyvinutá síla je 13 kN, max. zdvihem 800 mm a max. rychlostí 84 mm/s.



Obrázek 52. Lineární pohon ELA (Aktuátor) [20]

- g) Řemen - Pro zdvižné plošiny se používají ploché řemeny vyztužené ocelovým kordem. Jako bezpečnostní prvky jsou zabudovány snímače na každém pásu, které včas signalizují nepřijatelné prodloužení a plošinu vyřadí z provozu. Plošiny Enkon mohou využívat více plochých pásů. Zařízení proti pádu - systém dvojitého pásu s koncovým spínačem pro větší bezpečnost. Velmi nízké požadavky na údržbu, patentovaná technologie.



Obrázek 53. Řemen – EnKon - patentová technologie [26]

- h) Měch - Pneumatická pružina - Pohony Firestone Airstroke® jsou na průmyslovém trhu již dlouho používány jako pneumatické pohony zabudované do nových a inovativních konstrukcí strojů, stejně jako náhradní pohony pro stávající aplikace, které dříve používaly tradiční pneumatické nebo hydraulické válce. Funkční vzduchové pružiny však provádějí stejný typ akčních úkonů. Primárně jsou používány pro krátký zdvih, vysoký tlak, jednočinný pneumatický pohon. Díky svým jedinečným vlastnostem je ideální pro aplikace bez tření, bezúdržbové. Asi 80% vzduchových pružin Firestone používaných v průmyslových aplikacích se používají jako pohony nebo válce. Výhodami pneumatického pohonu je, že pracuje dobře v korozivním a abrazivním průmyslovém prostředí. Každá z těchto vlastností poskytuje pohonům Firestone Airstroke® výhodu oproti tradičním hydraulickým a pneumatickým válcům.



Obrázek 54. Pneumatická pružina [12]

- funkce (4) splněna orgánem na principu jako funkce 3
- funkce (5) splněna - rámem, sestaveného z ocelových profilů různých tvarů, které jsou spojeny svař, šroubovými spoji, snýtovány nebo kombinací těchto spojů
- funkce (6) splněna - čtyři nohy s třecím kontaktem, připevnění k podlaze šrouby

Z nadefinovaných funkcí (1) až (6) je dále sestavena **orgánová struktura (4 koncepční varianty)**.

4.2.2 Alternativy organové struktury TS

Hlavní funkce TS		Orgány TS (nositele funkcí) a jejich navržené kombinace							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Fce 1	Fce 1.1 STABILNÍ A TUHÝ RÁM HORNÍ VYTVOŘIT (Materiál, tvar)	Odlitek	Uzavřené profily	Ohybané výpalky	Otevřené profily	Kombinace výpalků a profilů			
	Fce 1.2 SPOJENÍ HORNÍHO RÁMU (Dílů rámu dohromady) UMOŽNIT	spojení svarem	spojení šroubové	spojení nýtované					
	Fce 2.1 SPOJENÍ HORNÍHO RÁMU A NŮŽKOVÉHO MECH. UMOŽNIT	spojení	čep / kluzné						
Fce 2	Fce 2.2 TUHÝ NŮŽKOVÝ MECH. (Materiál, tvar) VYTVOŘIT	Uzavřené profily	Nachybané výpalky	Otevřené profily	Kombinace výpalků a profilů				
	Fce 2.3 SPOJENÍ SPODNÍHO RÁMU A NŮŽKOVÉHO MECH. UMOŽNIT	spojení	čep / kluzné						
	Fce 3+4	Fce 3 ZDVIH A SPOUŠTĚNÍ NŮŽKOVÉHO MECH. UMOŽNIT	čep / valivé ložisko	šnekový převod /	Trapézový šroub / matice,	Válečkový šroub	Měch	Řemen	Spřáhlit
Fce 5	Fce 5.1 STABILNÍ A TUHÝ RÁM SPODNÍ VYTVOŘIT (Materiál, tvar)	Odlitek	Uzavřené profily	Nachybané výpalky	Otevřené profily	Kombinace výpalků a profilů			
	Fce 5.2 SPOJENÍ SPODNÍHO RÁMU (Dílů rámu dohromady) UMOŽNIT	spojení svarem	spojení šroubové	spojení nýtované					
	Fce 5.3 SPOJENÍ SPODNÍHO RÁMU A PODSTAVCE (Dílů rámu dohromady) UMOŽNIT	spojení svarem	spojení šroubové	spojení nýtované					
Fce 6	Fce 5.4 STABILNÍ A TUHÝ PODSTAVEC VYTVOŘIT (Materiál, tvar)	Odlitek	Uzavřené profily	Nachybané výpalky	Otevřené profily	Kombinace výpalků a profilů			
	Fce 5.5 SPOJENÍ RÁMU PODSTAVCE (Dílů rámu dohromady) UMOŽNIT	spojení svarem	spojení šroubové	spojení nýtované					
	Fce 6 POHYB/ZNEHYBNIT/ Plošinu na podlaze TS s podlahou SPOJIT (M.E.I.)	4 nohy s třecím kontaktem,	Připevnění k podlaze šrouby						

Legenda:
 Alternativní A: ; Alternativní B: ; Alternativní C: ; Alternativní D: ;

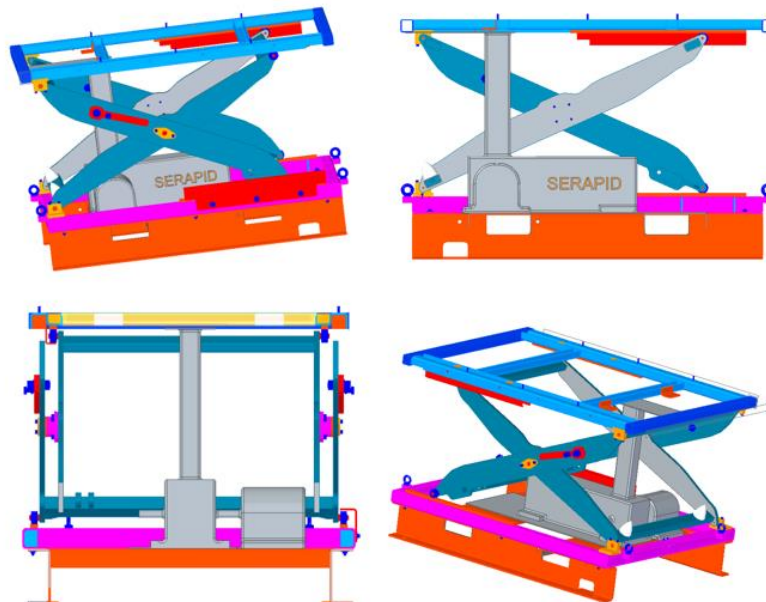
Tabulka 13. Alternativy organové struktury TS

4.2.3 Alternativy orgánové struktury pohonu pro navrhovaný TS

K tvorbě modelů byl použit stávající rám, jelikož se nemění a do něho byly vloženy schématické modely zdvihacích mechanismů.

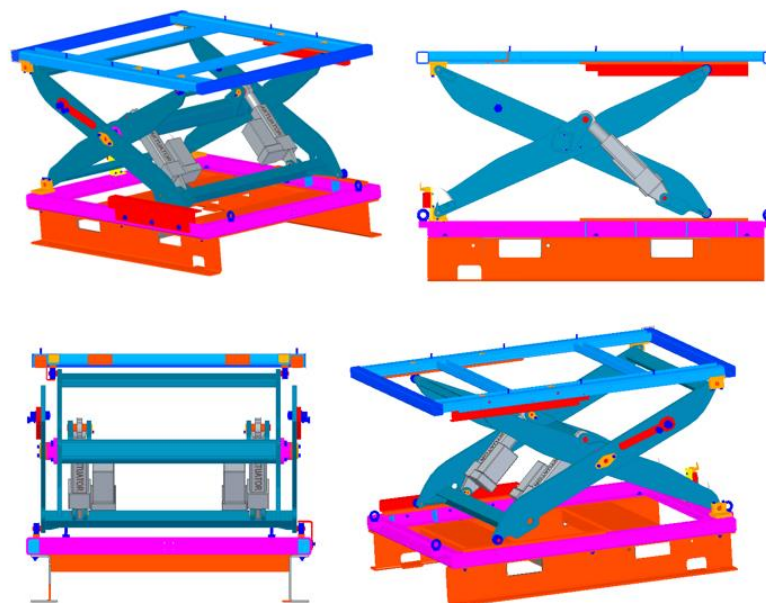
TS₀ **Klasická hydraulická soustava**

Varianta A Zvedací řetěz



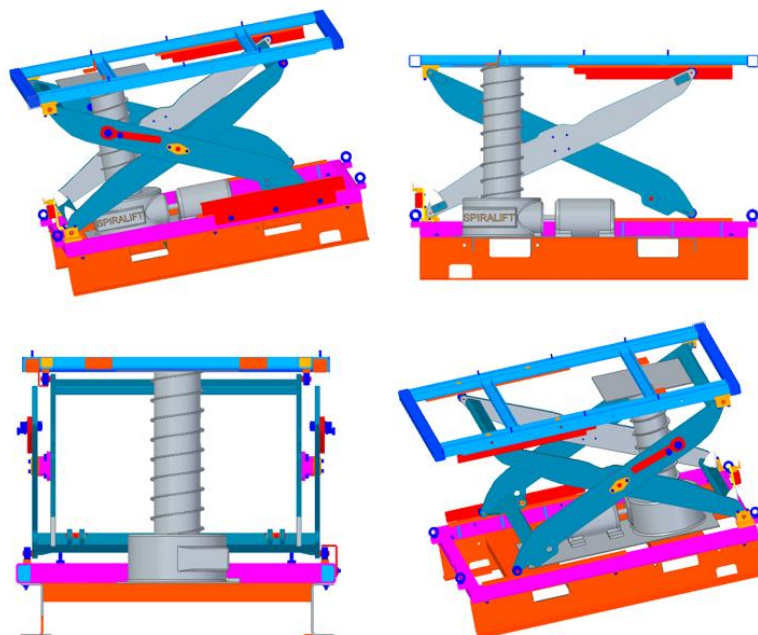
Obrázek 55. Varianta A - Zvedací řetěz

Varianta B Lineární pohon



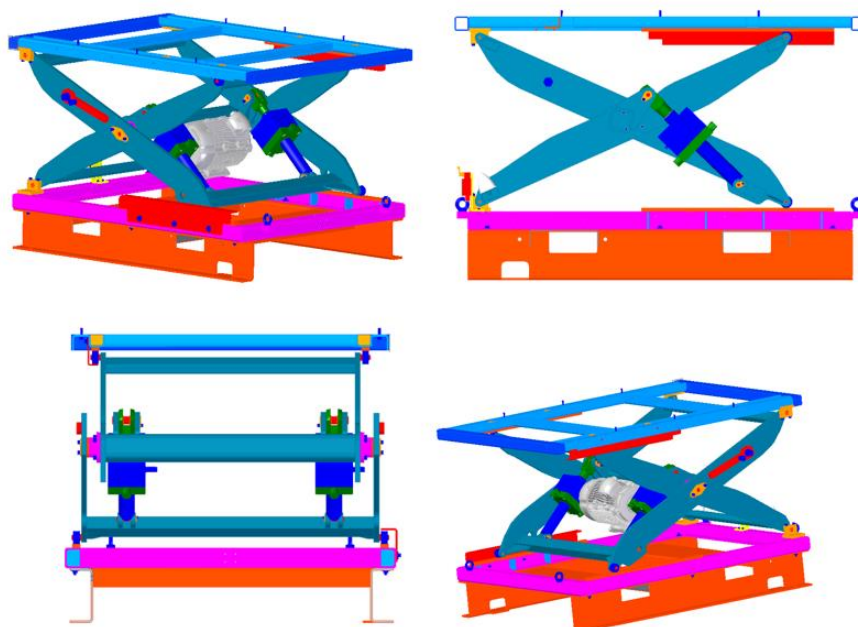
Obrázek 56. Varianta B - Lineární pohon

Varianta C Spiralift



Obrázek 57. Varianta C - Spiralift

Varianta D Zdvížná převodovka



Obrázek 58. Varianta D - Zdvížná převodovka

4.2.4 Hodnocení navržených alternativ orgánové struktury TS

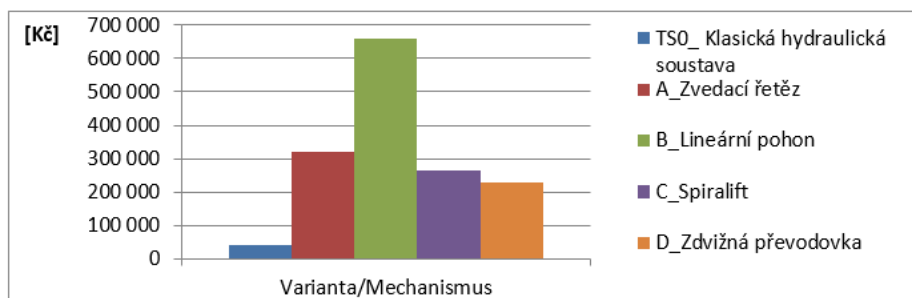
HODNOCENÍ ALTERNATIV ORGÁNOVÉ STRUKTURY TS			Alternativa					
Stupnice	Q-T-C	Kritérium - vlastnost TS	TS ₀	A	B	C	D	ideál
Hodnocení	Posuzovaná kvalita	Rychlost zdvihu max.	4	4	4	2	4	4
		Přesnost polohování	4	1	4	4	4	4
		Pokles plošiny při delší prodlevě	1	4	4	4	4	4
		Pracovní četnost za den-omezení	4	1	4	1	4	4
		Bezpečnost při selhání mech.	1	4	3	4	4	4
		Náročnost na údržbu	3	3	4	3	3	4
		Ekologičnost	1	3	4	3	3	4
		Min. Životnost	3	4	4	4	4	4
		Σhodnocení Q	21	24	31	25	30	32
		Σ normované hodnocení Q (0 – 1)	0,66	0,75	0,97	0,78	0,94	1
	Dodací náklady	Náklady na pořízení mechanismu(hotový-sestavený)	4	2	1	2	3	4
		Náklady na změnu v konstrukci rámu pro upevnění mech.	4	3	3	3	2	4
		Σ hodnocení C	8	5	4	5	5	8
		Σ normované hodnocení C (0 – 1)	1	0,625	0,5	0,625	0,625	1

Tabulka 14. Hodnocení navržených alternativ orgánové struktury TS

4.2.5 Kalkulace nákladů navržených alternativ pohonu

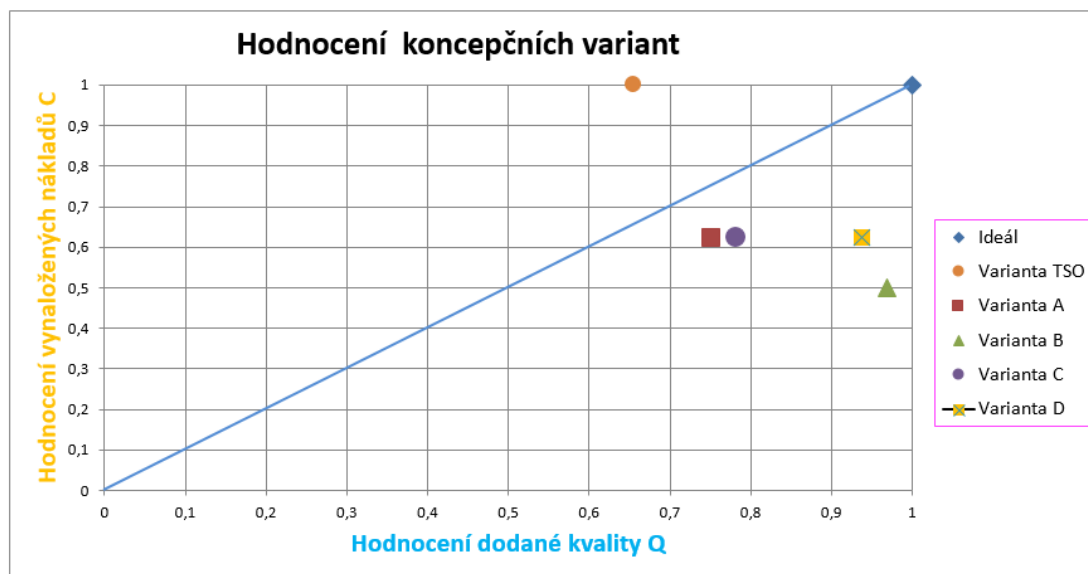
Kalkulace navržených alternativ nákladů [Kč]							
Varianta / Mechanismus	Náklady na pořízení mech. I s pohonem a řízením	Úpravy pro montáž_Model	Výrobní dokumentace	Náklady na změny_realizace	Náklady na změny_realizace celkem	Celkem	Násobně dražší než TS ₀
TS ₀ _Klasická hydraulická soustava	40 000	0	0	0	0	40 000	0
A_Zvedací řetěz	199 550	40 000	40 000	40 000	120 000	319 550	7,0
B_Lineární pohon	540 000	40 000	40 000	40 000	120 000	660 000	15,5
C_Spiralift	185 500	40 000	40 000	40 000	120 000	265 500	5,6
D_Zdvízná převodovka	100 000	40 000	40 000	50 000	130 000	230 000	4,8

Tabulka 15. Kalkulace navržených alternativ nákladů



Graf 2. Kalkulace navržených alternativ nákladů

4.2.6 Hodnocení koncepčních variant a výběr varianty



Graf 3. Hodnocení koncepčních variant a výběr varianty

Prediktivní SWOT&R hodnocení předpokládané stavební struktury TS

Alternativa orgánové struktury TS:	A	B	C	D
Pořadí podle systematického hodnocení (Tabulka 17):	3	1	2	4
S VÝHODY - silné stránky/vlastnosti:	Snadná aplikace systému	Přesné polohování	Snadná aplikace systému	Nízké náklady
	Bez poklesu	Spolehlivost	Bez poklesu	Vysoká životnost
		Bezúdržbové		
		Bezpečné při selhání mech.		
	Bez poklesu			
W NEVÝHODY - slabé stránky/vlastnosti:	Nepřesné polohování	Vysoké náklady	Po 5 min. chodu, 5 min. přestávka	Velká hmotnost motoru
R RIZIKA - rizikové stránky/vlastnosti:	Nezastaví v požadované poloze-bourá		Čekání na uplynutí přestávky	

Tabulka 16. Prediktivní SWOT&R hodnocení předpokládané stavební struktury TS

4.2.7 Technicko - ekonomické zhodnocení a závěr

Porovnání jednotlivých navržených variant k nahrazení hydraulického zdvihacího mechanismu vidíme v *tabulce č. 15 Kalkulace navržených alternativ nákladů*. Zde můžeme vidět porovnání celkových hrubých výrobních nákladů navržených mechanismů s výrobními náklady hydraulického zdvihacího mechanismu. Varianta D je z nově navržených variant nejlevnější, avšak oproti původnímu hydraulickému zdvihacímu mechanismu je zhruba 5x dražší. Vzhledem k tomu, že úkolem bylo najít mechanismus s nižšími výrobními náklady není důvod dalšího rozpracování konstrukčního návrhu této varianty.

5 Návrh inovovaného konstrukčního řešení nůžkového mechanismu

5.1 Návrh řešení

Jednou z možností jak dosáhnout snížení nákladů nůžkového mechanismu je snížení tloušťky ramen mechanismu. V úvodu práce je zmíněno, že se plošina dle potřeby modifikuje, ale již se nepře počítává (nedimenzuje) na aktuální potřebnou nosnost. Jsou to úpravy plošin o vyšší nosnosti na nosnost nižší. U vnitřního a vnějšího ramene je bezpečnost normálových a posouvajících sil několikanásobně vyšší. Pokud bychom chtěli dosáhnout materiálové úspory, je omezující maximální redukované napětí vypočítané z ohybového momentu, normálové a posouvající síly. U vnitřního ramene je bezpečnost redukované napětí při tloušťce ramene 20 mm přibližně 4,5 dle výpočtu 1.4-28 a u vnějšího ramene přibližně 4,6 dle výpočtu 1.4-44. Kompletní řešení je uvedeno v příloze dimenzování 1.4. Cena jednoho páru vnitřního ramene je okolo 2 300 Kč a u jednoho páru vnějšího ramene se jedná o 2 500 Kč.

Vlastnost / Rameno	Vnitřní	Vnější
Hmotnost jednoho páru [kg]	100	110
Cena materiálu [Kč/kg]	23	23
Tl materiálu [mm]	20	20
Bezpečnost vypočtená [-]	4,6	4,5
Cena jednoho páru [Kč]	2300	2530

Tabulka 17. Hodnoty vnějšího a vnitřního ramene - současný stav

5.2 Výpočet řešení

Při analytických výpočtech dimenzování pro zdvihací zařízení se doporučuje držet bezpečnost okolo 3. Pokud bychom snížili tloušťku obou ramen na 15 mm, což je standardní tloušťka plechů, byla by bezpečnost redukované napětí vnitřního ramene 3,3 a vnějšího ramene 3,5, což by bylo z hlediska bezpečnosti vyhovující. Cena inovovaného jednoho páru vnitřního ramene je okolo 1 700 Kč a jednoho páru vnějšího ramene okolo 1 900 Kč.

Vlastnost / Rameno	Vnitřní	Vnější
Bezpečnost navrhovaná [-]	3,3	3,5
Tl materiálu dle navr. Bezpečnosti [mm]	15	15
Hmotnost jednoho páru [kg]	75	82
Cena jednoho páru [Kč]	1725	1897
Úspora návrhu	575	632
Úspora návrhu celkem (zaokrouhleno) [Kč]	1200	

Tabulka 18. Hodnoty vnějšího a vnitřního ramene - inovovaného konstrukčního řešení

5.3 Technicko - ekonomické hodnocení

Úspora materiálu	Snížení hmotnosti	Snažší svařitelnost	Lepší manipulace	Tuhost	Snížení ceny
Ano	Ano	Ano	Ano	snížení	Ano

Tabulka 19. Technicko - ekonomické zhodnocení navržené varianty

Dle výpočtů bychom mohli při snížení tloušťky ramene z 20 mm na 15 mm dosáhnout úspory okolo 1 200 Kč na jeden nůžkový mechanismus. Snížením hmotnosti by se usnadnila manipulace při svařování a zlepšila svařitelnost, jelikož by se materiál snadněji prohříval. Zhoršila by se ale tuhost plošiny. To znamená, že by nebyla tak odolná vůči bočnímu zatížení a mohla by se po tomto zatížení rozkmitat. Vzhledem k tomu, že se po plošině bude pohybovat obsluha stroje, je toto kmitání plošiny nepřijatelné. Mohlo by též dojít k poškození dílů stroje při narážení boků plošiny do nich.

5.4 Závěr

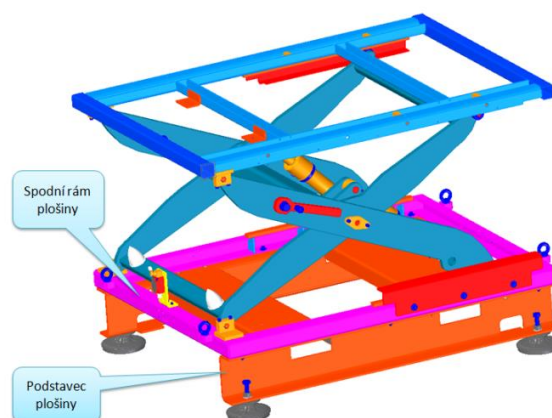
Jelikož se modifikovaných plošin vyrábí cca 15 kusů za rok, činila by roční úspora okolo 18 000 Kč. Přínosné by proto bylo mít v nějakém programu přednastavený výpočet, do kterého by se vložily hodnoty zatížení a zároveň odečetly hodnoty minimální tloušťky ramen pro dané zatížení. Dále by se musela provést ještě analýza bočního zatížení s testy na prototypu plošiny. Na firmě Engel je, aby zvážila, jestli by náklady na výše uvedená doporučení nebyly větší, než dosažená úspora.

6 Návrh inovovaného konstrukčního řešení spodní stavby stolu

6.1 Struktura a kalkulace spodní stavby stolu – současný stav

Hlavním úkolem je provést analýzu výrobních nákladů současného konstrukčního provedení spodní stavby stolu, navrhnout jejich inovované konstrukční řešení a zhruba vyčíslit dosaženou úsporu.

Varianta A - současný stav



Obrázek 59. Spodní rám – současný stav - smontovaný ze dvou kusů

KALKULACE – VARIANTA - A TS₀

SESTAVA - SPODNÍ RÁM		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	435
	Normalizovaný materiál	1 737
	Barva	300
Přímé mzdy	Laser a ohranění	90
	Svařování s přípravou	413
	Obrábění_vrtání, soustružení, frézování	200
	Lakování	60
	Montáž	100
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	4 214
Vlastní náklady výroby		7 549

Tabulka 20. Kalkulace - Varianta A - TS₀ - sestava - spodní rám

SESTAVA_PODSTAVEC		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	3 998
	Normalizovaný materiál	3 270
	Barva	350
Přímé mzdy	Laser a ohranění	120
	Svařování s přípravou	413
	Obrábění_vrtání, soustružení, frézování	0
	Lakování	60
	Montáž	100
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	3 270
Vlastní náklady výroby		11 580

Tabulka 21. Kalkulace - Varianta A - TS₀ - sestava - podstavec

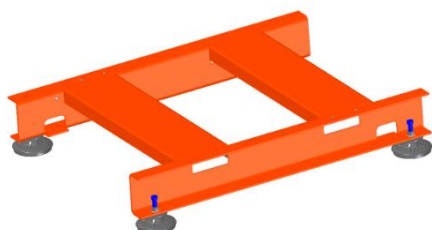
SESTAVA - SPODNÍ RÁM + PODSTAVEC		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	4 433
	Normalizovaný materiál	5 007
	Barva	650
Přímé mzdy	Laser a ohranění	210
	Svařování s přípravou	825
	Obrábění_vrtání, soustružení, frézování	200
	Lakování	120
	Montáž	200
	Celková montáž (sestavy dohromady)	25
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	7 484
Vlastní náklady výroby		19 154

Tabulka 22. Kalkulace - Varianta A - TS0 - sestava - spodní rám + podstavec

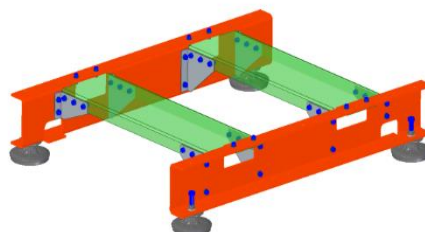
6.2 Alternativy orgánové struktury spodní stavby stolu pro navrhovaný TS

Varianta	Orgánová struktura
B	spodní rám - svařený + podstavec - sešroubovaný
C	spodní rám + podstavec dohromady - sešroubovaný
D	spodní rám + podstavec dohromady - svařený

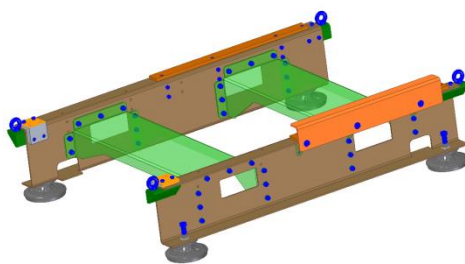
Tabulka 23. Alternativy sestaveny dle návrhu alternativ orgánové struktury TS tab. 13



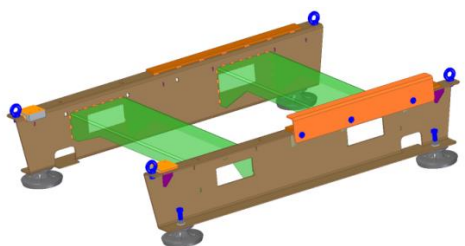
Obrázek 60. Spodní rám – současný stav - svařenec



Obrázek 61. Spodní rám - varianta B



Obrázek 62. Spodní rám – varianta C



Obrázek 63. Spodní rám – varianta D

6.3 Kalkulace navrhovaných alternativ spodní stavby stolu

VARIANTA B – SESTAVA – PODSTAVEC - MONTOVANÝ BPV1M_000		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	4 378
	Normalizovaný materiál	3 350
	Barva	350
Přímé mzdy	Laser a ohranění	120
	Svařování s přípravou	0
	Obrábění_vrtání, soustružení, frézování	0
	Lakování	60
	Montáž	200
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	1 620
Vlastní náklady výroby		10 078
Cena_současný stav		11 580
Ušetřeno		1 502

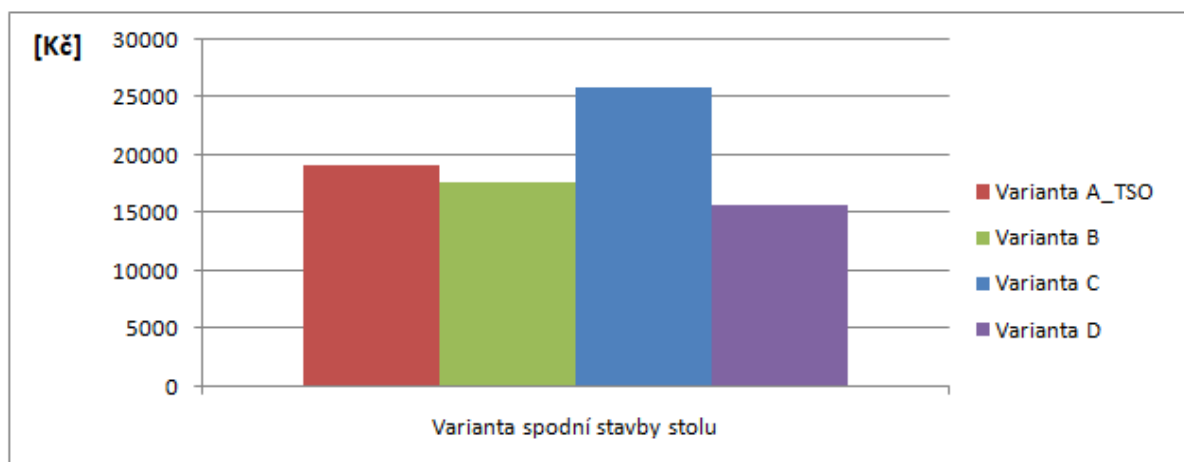
Tabulka 24. Kalkulace - Varianta B – Sestava – Podstavec - montovaný BPV1M_000

VARIANTA C – SESTAVA – PODSTAVEC - MONTOVANÝ BPV2M_000		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	4270
	Normalizovaný materiál	7 828
	Barva	500
Přímé mzdy	Laser a ohranění	96
	Svařování s přípravou	0
	Obrábění_vrtání, soustružení, frézování	2 160
	Lakování	72
	Montáž	300
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	10 612
Vlastní náklady výroby		25837
Cena_současný stav		19 154
Ušetřeno		-6 683

Tabulka 25. Kalkulace - Varianta C – Sestava – Podstavec - montovaný BPV2M_000

VARIANTA D – SESTAVA – PODSTAVEC - SVAŘOVANÝ BPV3S_000		
Položka typu kalkulačního vzorce	Popis položky	Celkové náklady [Kč]
Přímý materiál	Normalizované díly	4 270
	Normalizovaný materiál	4 560
	Barva	500
Přímé mzdy	Laser a ohranění	186
	Svařování s přípravou	600
	Obrábění_vrtání, soustružení, frézování	320
	Lakování	72
	Montáž	75
Výrobní režie	Režijní materiál + režijní náklady (400 % mezd)	5 112
Vlastní náklady výroby		15 695
Cena_současný stav		19 154
Ušetřeno		3460

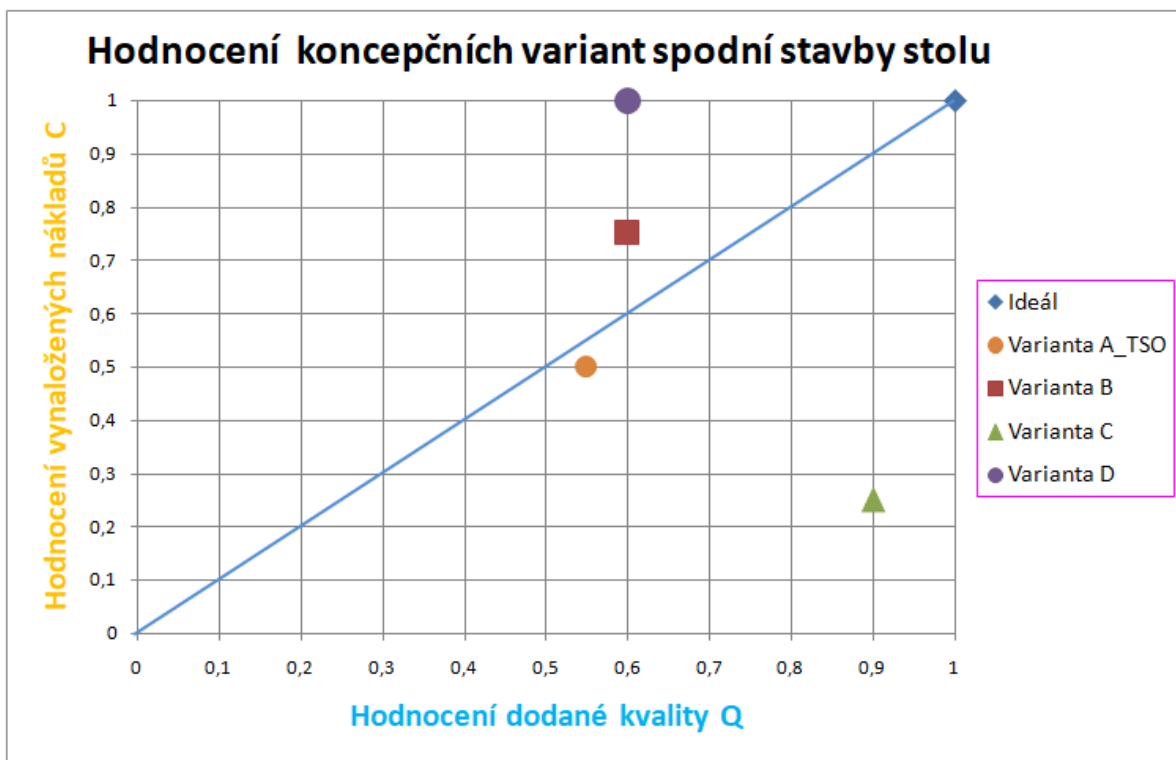
Tabulka 26. Kalkulace - Varianta D – Sestava – Podstavec - svařovaný BPV3S_000



Graf 4. Zhodnocení výrobních nákladů navržených variant spodní stavby stolu

HODNOCENÍ ALTERNATIV			Alternativa				
ORGÁNOVÉ STRUKTURY TS			A_TS ₀	B	C	D	ideál
Stupnice	Q-T-C	Kritérium - vlastnost TS					
Hodnocení	Posuzovaná kvalita	Rozebiratelnost	2	3	4	2	4
		Tuhost (povolení spojovacích prvků)	4	2	2	4	4
		Možnost vyměnit poškozený díl	1	2	4	1	4
		Pnutí po svařování_rám nutno rovnat	1	2	4	2	4
		Broušení po svařování	3	3	4	3	4
		Σ hodnocení Q	11	12	18	12	20
	Σ normované hodnocení Q (0 – 1)	0,55	0,60	0,90	0,60	1	
	Dodací náklady	Pořizovací náklady	2	3	1	4	4
		Σ hodnocení C	2	3	1	4	4
		Σ normované hodnocení C (0 – 1)	0,5	0,75	0,25	1	1

Tabulka 27. Hodnocení alternativ orgánové struktury TS - spodní stavby stolu



Graf 5. Hodnocení koncepčních variant – spodní stavby stolu

Prediktivní SWOT&R hodnocení předpokládané stavební struktury TS – spodní stavby stolu

Alternativa orgánové struktury TS:	B	C	D
Pořadí podle systematického hodnocení (Tabulka 24):	2	3	1
S VÝHODY - silné stránky/vlastnosti:	Rozebíratelnost	Rozebíratelnost	Bezúdržbové
	Opravitelnost	Opravitelnost	Vysoká životnost
	Levnější		Tuhost
			Levnější
W NEVÝHODY - slabé stránky/vlastnosti:	Menší tuhost	Menší tuhost	Opravitelnost
		Drahý	
R RIZIKA - rizikové stránky/vlastnosti:	Zranění obsluhy	Zranění obsluhy	
	Poškození dílů stroje	Poškození dílů stroje	

Tabulka 28. Prediktivní SWOT&R – spodní stavba stolu

6.3.1 Technicko - ekonomické zhodnocení navržených variant

Varianta	Vlastnosti	Spojení rámu		možnost výměny poškozených dílů	Hodnocení tuhosti	Úspora
		Svary	Šroubované			
B			ANO	ANO	menší oproti svaru	ANO
C			ANO	ANO	menší oproti svaru	NE
D		ANO		NE	vyhovující	ANO

Tabulka 29. Technicko - ekonomické zhodnocení navržených variant

- **Varianta B je nahrazení svarů u podstavce šroubovým spojením.** Z hlediska ekonomického tato varianta přináší úsporu 1 500 Kč, ale z hlediska tuhosti by tato alternativa nebyla vhodným řešením. Spoje by se musely během používání plošiny kontrolovat a dotahovat, ale v případě znehodnocení některého z dílů plošiny by se mohl díl nahradit jiným nebo snadněji opravit, než opravovat celý svařenec, což by bylo i nákladnější. Montáž po zaškolení může provádět nekvalifikovaná osoba, nenáročnost na vybavení pracoviště, při použití pneumatických nebo elektrických utahováků snížení doby montáže.
- **Varianta C je sloučení spodního rámu a podstavce v jednu sestavu.** Tato sestava je bez svarů a celá je sešroubovaná. Varianta je z ekonomického hlediska nevýhodná, protože je zhruba o 6 500 Kč dražší než výroba stávajícího spodního rámu a podstavce. Důvodem navýšení ceny je obrábění dílů, které trvá delší dobu než pálení na laseru a případné ohraňování a tím narůstají náklady na výrobní režii. Z hlediska technického je dosaženo menší tuhosti než v případě svařence a nutnost kontrolovat a dotahovat spoje. Z hlediska poškození některého z dílů, je jeho výměna či oprava jednodušší a zároveň i levnější.
- **Varianta D je sloučení spodního rámu a podstavce v jednu sestavu.** Tato sestava je svařenec. Z ekonomického hlediska je dosaženo úspory zhruba 3 500 Kč. Hodnocení této varianty z hlediska tuhosti je vyhovující a oproti šroubovanému spoji bezúdržbové. V případě poškození rámu by jeho rovnání či výměna některého dílu byla nákladná. Pro snadnější sestavení dílů před svařením a z důvodu přesného polohování součástí vůči sobě jsou v některých dílech výstupky a v některých otvory. Svařování musí provádět kvalifikovaná osoba na speciálním pracovišti se zástěnami a odsáváním za použití svařovacího přípravku. Tato varianta je z navrhovaných řešení nejekonomičtější, úspora je však v řádech několika tisíc korun a vzhledem k celkové ceně sestavy není výrazná. Jedná se ale o řešení s menším počtem dílů, z hlediska montáže jednodušší a ucelenější než sestava dvou rámu.

6.3.2 Výběr suboptimální varianty

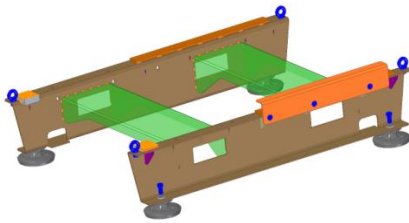
Dle výše uvedeného zhodnocení je neoptimálnější varianta D a tato varianta bude dále rozpracována do úplné stavební struktury TS a dokumentace řešení.

III KONSTRUKČNÍ NÁVRH

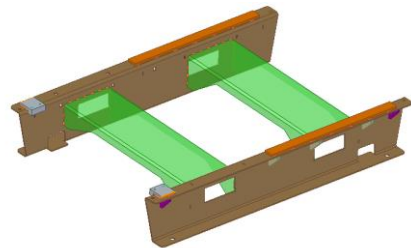
7 Návrh hrubé stavební struktury TS

7.1 Navržení hrubé stavební struktury TS

Návrh konstrukce neoptimálnější varianty byl zpracován ve školní verzi programu Solid Edge ST10.



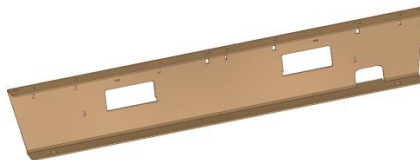
Obrázek 64. Hrubá stavební struktura - kompletní sestava



Obrázek 65. Hrubá stavební struktura - svařenec

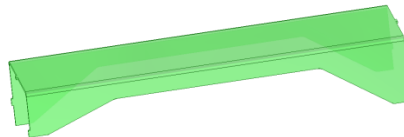
7.2 Díly navržené hrubé stavební struktury

- Bok - ohraněný plechový výpalek z materiálu tloušťky 6 mm o jakosti dle EN10051 1.0038+AR



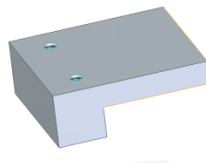
Obrázek 66. Bok

- Příčník - ohraněný plechový výpalek z materiálu tloušťky 6 mm o jakosti dle EN10051 1.0038+AR



Obrázek 67. Příčník

- Platle pod domeček - obráběný díl z materiálu o jakosti dle EN10029 1.0976+M



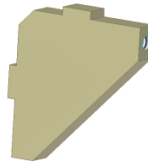
Obrázek 68. Platle pod domeček

- Vedení pod ložiska – výpalek z materiálu o jakosti dle EN10029 1.0976+M



Obrázek 69. Vedení pod ložiska

- Vzpěra - kryt - plechový výpalek následně obráběný z materiálu o jakosti dle EN10051 1.0038+AR



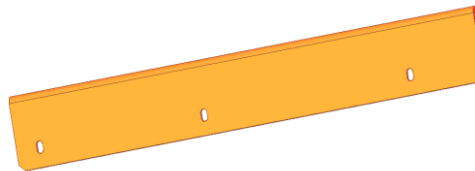
Obrázek 70. Vzpěra - kryt

- Vzpěra - plechový výpalek z materiálu o jakosti dle EN10051 1.0038+AR



Obrázek 71. Vzpěra

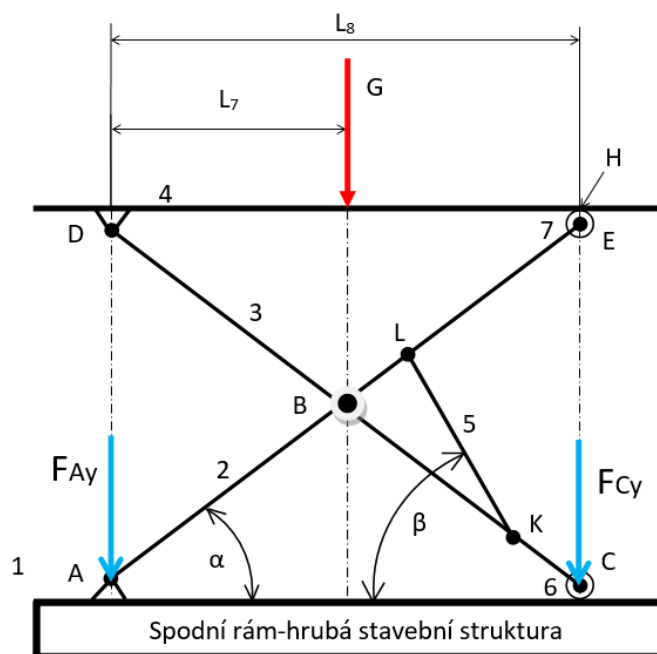
- Kryt + Držák - je ohraněný plechový výpalek z materiálu tloušťky 6 mm o jakosti dle EN10051 1.0038+AR



Obrázek 72. Kryt + Držák

7.3 Predikce klíčových vlastností navržené úplné stavební struktury

Cílem predikce je pevnostní kontrola navržené varianty spodní stavby stolu. Zatížení rámu bude kontrolováno ve dvou polohách, kdy je nůžkový mechanismus v počáteční a koncové poloze. Důvodem jsou maximální síly, které v těchto polohách působí na rám.



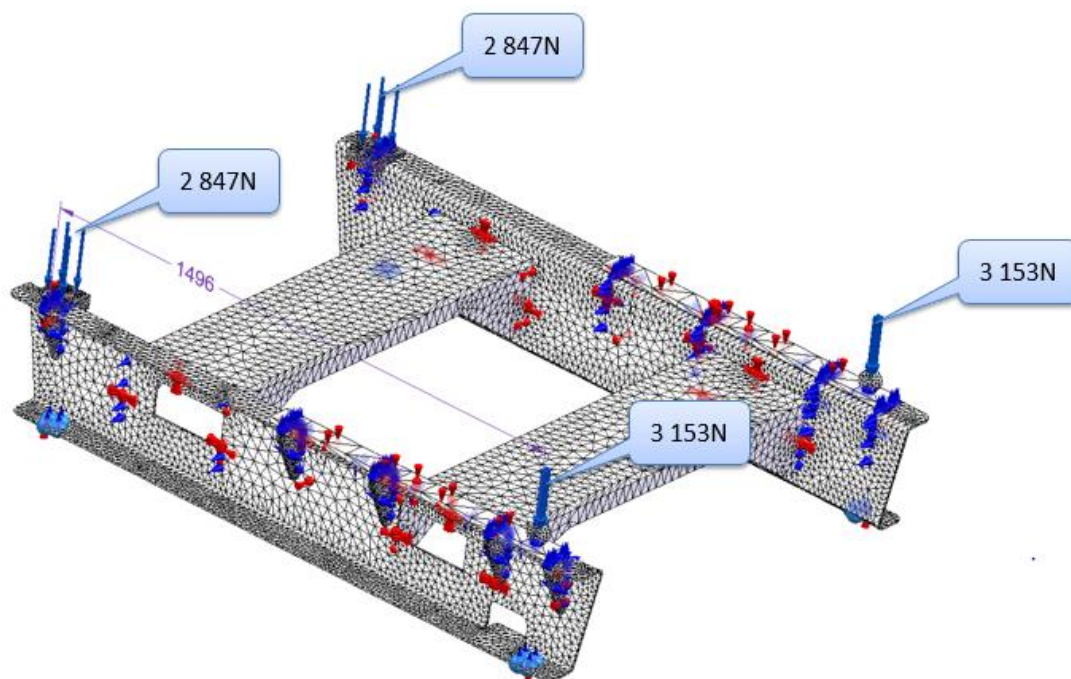
Obrázek 73. Poloha působících sil na rám

Síla	Počátek zdvihu [N]	Střed zdvihu [N]	Maximální zdvih [N]
F_{Ay}	2 847	2 365	771
F_{Cy}	3 153	3 635	5 229
Rozteč	Počátek zdvihu [mm]	Střed zdvihu [mm]	Maximální zdvih [mm]
L_8	1 496	1 299	904

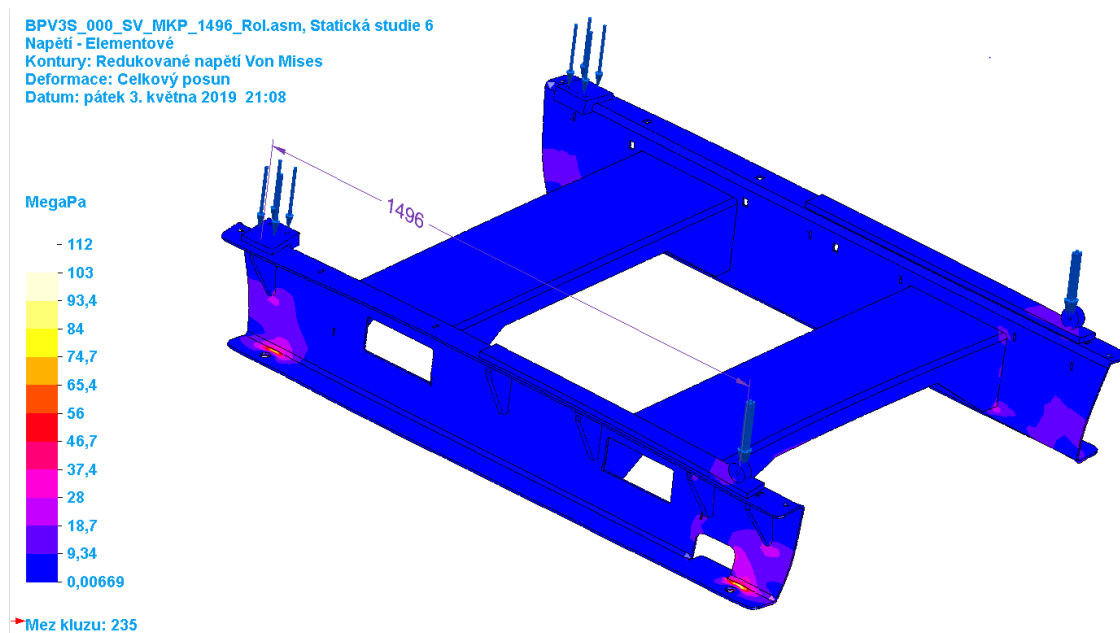
Tabulka 30. Velikost působících sil s jejich roztečí

Pro pevnostní kontrolu byla použita analýza MKP v programu Solid Edge ST10. Při přípravě modelu k analýze bylo postupováno takto:

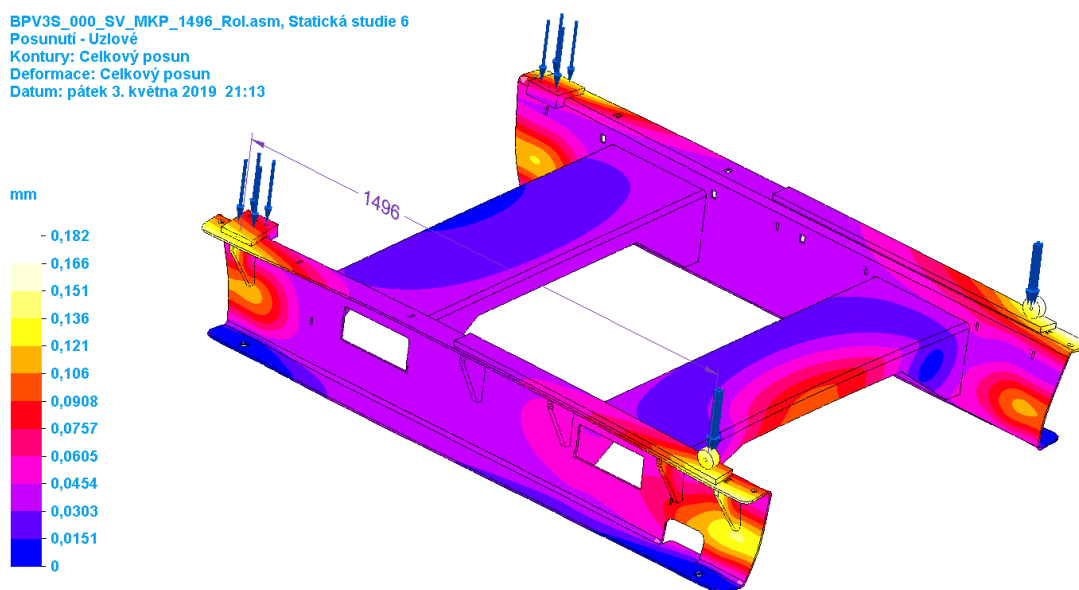
- Typ studie - Lineární statika
- Propojení ploch dílů sestavy konektory bylo provedeno funkcí „Automaticky“
- Defínování okrajových podmínek funkcí „Posuvné“, která upevní tři posuvné stupně volnosti, rotační stupně volnosti ponechá volné
- Rozmístění a hodnota zatěžujících sil dle obrázku 73 a tabulky 30, funkcí „Síla“
- Zasítování čtyřstěnnou sítí o velikosti 20 mm funkcí „Sít“



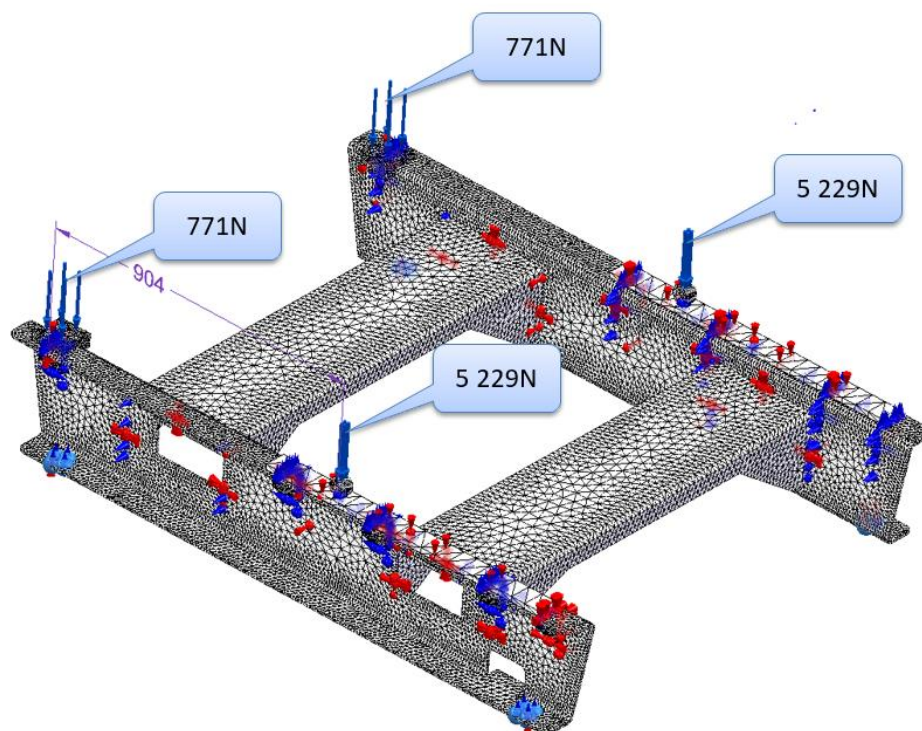
Obrázek 74. Model - počátek zdvihu - konektory, okrajové podmínky, zatěžující síly



Obrázek 75. Výsledná analýza redukovaného napětí podle Von Mises - počátek zdvihu

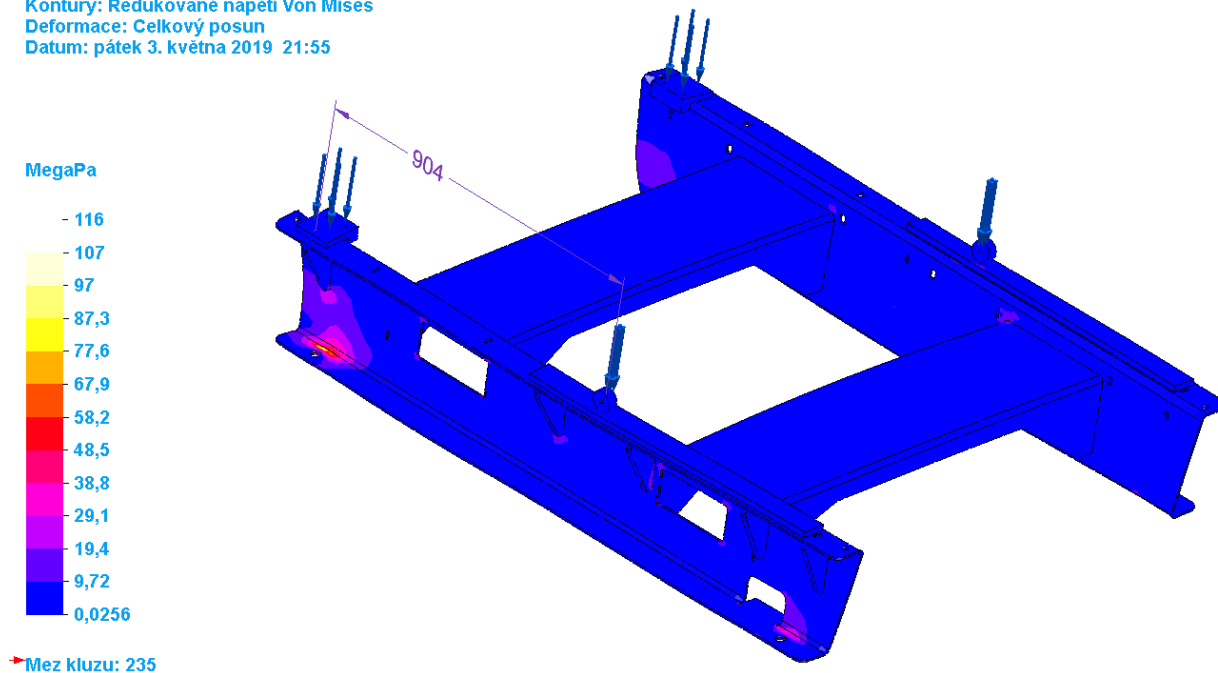


Obrázek 76. Výsledná analýza celkových deformací - počátek zdvihu



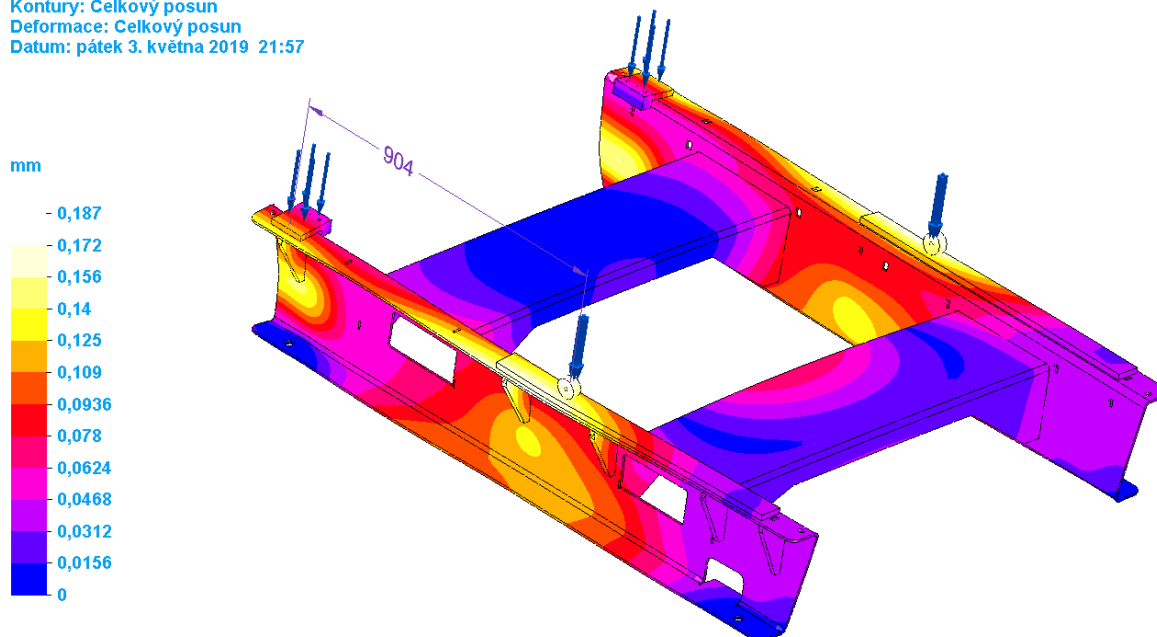
Obrázek 77. Model - maximální zdvih - konektory, okrajové podmínky, zatěžující síly

BPV3S_000_SV_MKP_904_Rol.asm, Statická studie 6
 Napětí - Elementové
 Kontury: Redukované napětí Von Mises
 Deformace: Celkový posun
 Datum: pátek 3. května 2019 21:55



Obrázek 78. Výsledná analýza redukovaného napětí podle Von Mises - maximální zdvih

BPV3S_000_SV_MKP_904_Rol.asm, Statická studie 6
 Posunutí - Úzlové
 Kontury: Celkový posun
 Deformace: Celkový posun
 Datum: pátek 3. května 2019 21:57



Obrázek 79. Výsledná analýza celkových deformací - maximální zdvih

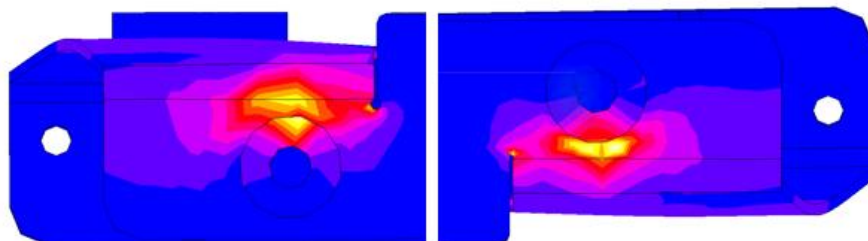
Vyhodnocení provedených analýz MKP:

- Materiál boků spodního rámu - EN10051 1.0038+AR
- Mez kluzu - 235 MPa
- Bezpečnost - 2
- Dovolené napětí - 117,5 MPa

Poloha zdvihu	Výsledné hodnoty MKP			Vyhodnocení
	Posunutí max. [mm]	Redukované napětí HMM max. [MPa]	σ_D [MPa]	
Počátek zdvihu	0,182	112	117,5	Vyhovuje
Maximální zdvih	0,187	116	117,5	Vyhovuje

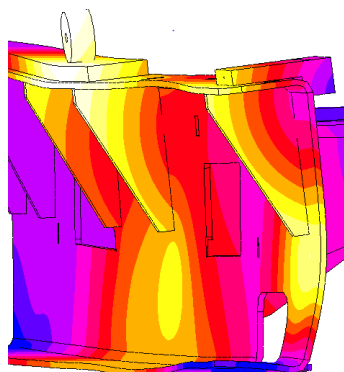
Tabulka 31. Tabulka vyhodnocení analýz MKP spodního rámu hrubé stavební struktury

Špičky napětí u obou dvou variant jsou ve spodním ohybu profilu naproti otvorům pro připevnění strojní nohy. Tudy se přenáší zatížení přes strojní nohy do podlahy pracoviště.



Obrázek 80. Analýza MKP - koncentrace napětí

Maximální posunutí je též u obou variant stejné a to na krajích boku profilu U.



Obrázek 81. Analýza MKP - maximální posunutí

Z vyhodnocovací tabulky je vidět, že dovolené napětí při bezpečnosti 2 je vyšší, než hodnoty redukovaného napětí odečtené z analýzy MKP. Proto můžeme dál pokračovat v návrhu úplné stavební struktury. Pokud bychom chtěli maximální napětí snížit, jednou z možností je přidání výztuhy do rohu profilu, co nejbližší k otvoru pro připevnění strojní nohy.

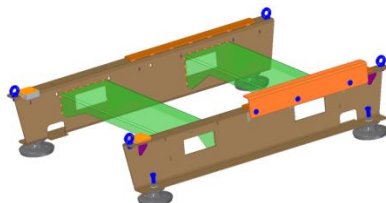
7.4 Hodnocení navržené hrubé stavební struktury TS

Alternativa orgánové struktury TS:	D
Pořadí podle systematického hodnocení (Tabulka 24):	1
S VÝHODY - silné stránky/vlastnosti:	Bezúdržbové
	Vysoká životnost
	Tuhost
	Cenově výhodný
	Složen z malého počtu dílů
W NEVÝHODY - slabé stránky/vlastnosti:	Opravitelnost
R RIZIKA - rizikové stránky/vlastnosti:	

Tabulka 32. Prediktivní SWOT&R hrubé stavební struktury TS - spodní stavba stolu

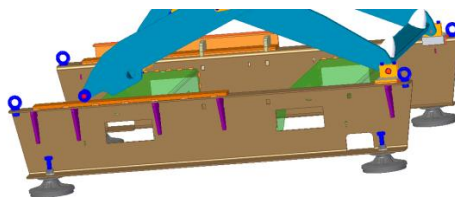
8 Návrh úplné stavební struktury technického systému

Po konečné úpravě rámu lakováním se provede osazení doplňujícími prvky. Do čtyř otvorů o průměru 16,5 mm v horní části rámu se namontují závěsná oka pro možnost přemístování plošiny pomocí jeřábu a do otvorů o průměru 23 mm ve spodní části rámu stabilizační podložky MHD190 E18S.



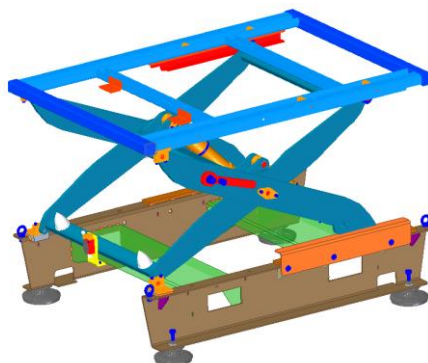
Obrázek 82. Úplná stavební struktura spodní stavby stolu

Po dokončení osazení rámu doplňujícími prvky se na rám namontuje nůžkový mechanismus s horním rámem plošiny. Připojení je pomocí čtyř šroubů DIN 912 M10x70, kterými se připevní domeček s ložiskem nůžkového mechanismu k spodní stavbě stolu. Dále se připevní pomocí třech šroubů DIN 912 M10x30 s podložkou plechový díl, který zabraňuje překlolení plošiny při jejím jednostranném zatížení.



Obrázek 83. Spojení nůžkového mechanismu a spodní stavby stolu

Po konečné montáži úplné stavební struktury následuje montáž elektroinstalace (snímač polohy, koncový spínač) a hydraulické soustavy s následným testováním funkčnosti plošiny.

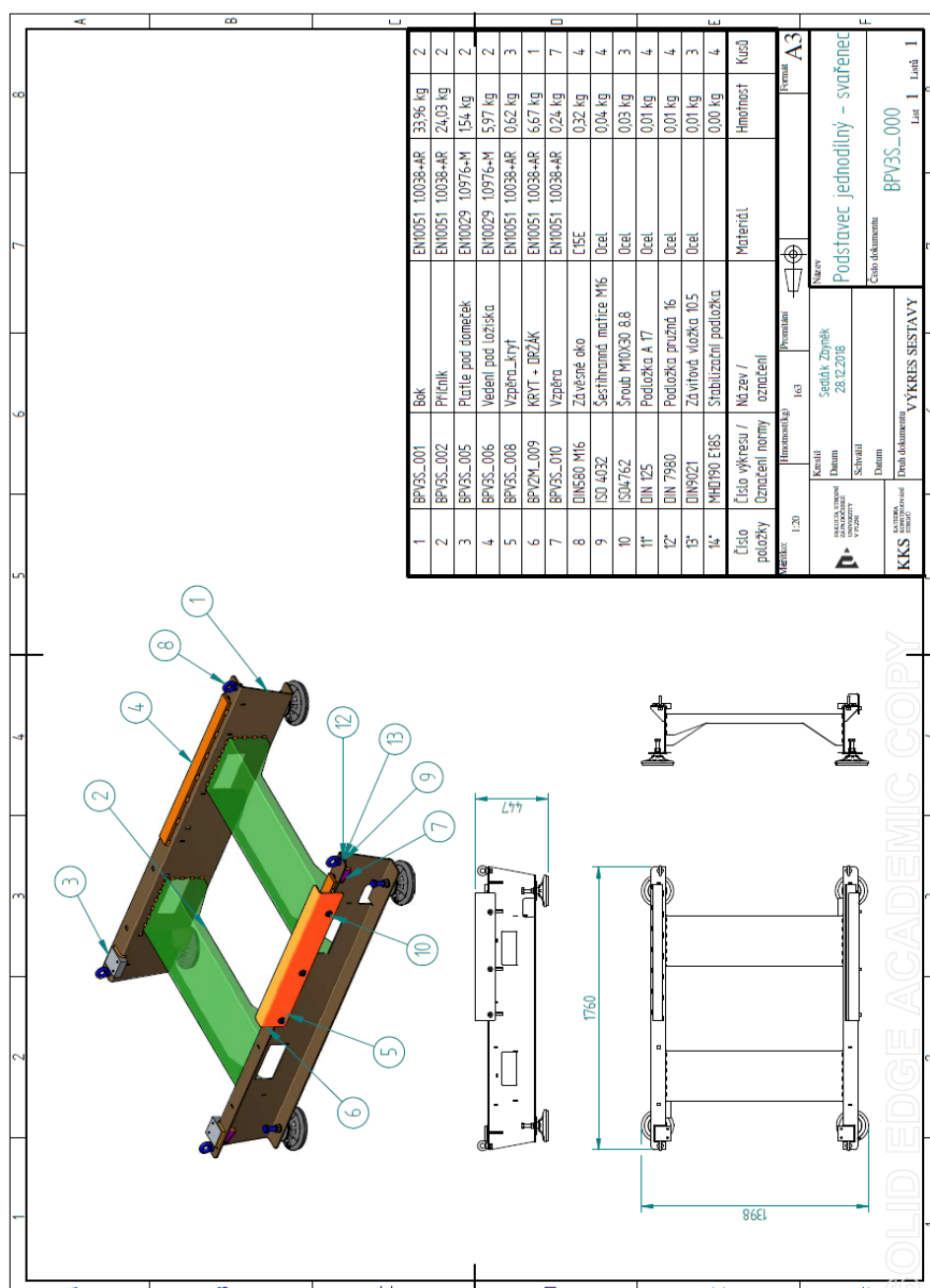


Obrázek 84. Úplná stavební struktura TS

IV FINÁLNÍ ZPRACOVÁNÍ

9 Dopracování definitivní stavební struktury TS a dokumentace řešení

9.1 Výrobní dokumentace řešení



Obrázek 85. Výkresová dokumentace - Sestava s kusovníkem - BPV3S_000

Vypracování kompletní výrobní dokumentace ve školní verzi programu Solid Edge ST10, která je součástí přílohy.

10 Shrnutí a závěr

Cílem bakalářské práce bylo provést analýzu výrobních nákladů zdvihací plošiny od firmy ENGEL a navrhnout inovativní řešení pro dosažení finančních úspor.

Na základě vypracované rešerše, analýzy výrobních nákladů zdvihací plošiny a analýzy únosnosti nůžkového mechanismu bylo potvrzeno, že současné řešení je nejefektivnější z ekonomického i mechanického hlediska. Správnou volbou je jak použití principu nůžkového zdvihacího mechanismu, hydraulického mechanismu tak i konstrukce spodního a horního rámu stávající plošiny firmy ENGEL.

Po podrobném rozboru dostupných a nabízených možností, které by splňovaly zadané parametry, bylo zjištěno, že sestavení nové stavební struktury pro dosažení výrazných finančních úspor je takřka nemožné. Snížení nákladů lze dosáhnout pouze prostřednictvím drobných vylepšení, jako je například návrh inovativního řešení redukce tloušťky ramen nůžkového mechanismu, nebo inovativní řešení spojení spodního rámu a podstavce plošiny. Další postup je již na firmě Engel, aby zvážila, zda by byly tyto návrhy pro ní přínosné.

Tím se dostáváme k dalšímu bodu hodnocení této práce a to důležitosti technicko-ekonomického zhodnocení. V každém projektu je důležité analyzovat jak stávající řešení, tak řešení navrhované a obě tyto varianty hodnotit z obou hledisek zároveň. Konstrukční návrh, který splňuje zadání po technické stránce by se měl dále hodnotit také s ohledem na výrobní náklady. Ne vždy platí, že to, co se zdá být technicky vyhovujícím řešením musí být také ekonomicky výhodnější a naopak.

Konstruktor by měl při zpracování podkladů každého projektu postupovat tak, aby bylo pro budoucí uživatele nebo management během celého konstrukčního procesu možné je zhodnotit a na základě těchto podkladů rozhodnout v jednotlivých fázích procesu, kterou variantou se ubírat dále. I to je demonstrováno v této práci.

Při vypracovávání bakalářské práce bylo pro mě velkým přínosem postupovat dle pokynů Obecného modelu postupu konstruování. Využití těchto pravidel mi poskytlo jasný směr, usnadnilo tvorbu koncepce a tím přineslo spoustu časových úspor.

11 Seznam bibliografických citací informačních zdrojů

Knížní zdroje

- [1] ČSN EN ISO 280+A1: *Pojízdné zdvihací pracovní plošiny - Konstrukční výpočty - Kritéria stability - Konstrukce - Bezpečnost - Přezkoušení a zkoušky*. Úřad pro technickou normalizaci, 2016.
- [2] ČSN EN ISO 12100: *Bezpečnost strojních zařízení - Všeobecné zásady pro konstrukci - Posouzení rizika a snižování rizika*. Úřad pro technickou normalizaci, 2011.
- [3] HOSNEDL, S. *Konstrukční návrh polohovadla pro svařování*. Podklady k přednáškám KKS/ZKM (v. 2018). Plzeň: ZČU, FST, KKS. 2018. http://home.zcu.cz/~hosnedl/b_ZKM/
- [4] HOSNEDL, S.: *Navrhování a hodnocení technického produktu z hlediska vlastností KKS/DFX*. <https://portal.zcu.cz/portal/studium/courseware/kks/dfx>
- [5] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Praha: ComputerPress, 1999. Edice strojaře. ISBN 80-722-6055-3.
- [6] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: Obecné strojní části II*. Praha: ComputerPress, 2000. ISBN 80-7226-202-5.
- [7] HOSNEDL, S. *Systémové konstrukční navrhování technických produktů*. Podklady k přednáškám KKS/ZKM (v. 2018). Plzeň: ZČU, FST, KKS. 2018. http://home.zcu.cz/~hosnedl/b_ZKM/
- [8] HOSNEDL, S.: *Systémové navrhování technických produktů*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, FST, KKS. 2012 208 s. ISBN 978-80-261-0125-3. <https://portal.zcu.cz/portal/studium/courseware/kks/zkm>
- [9] KŘEN, Jiří. *Řešené příklady ze statiky*. Plzeň: Vysoká škola strojní a elektrotechnická, 1985.
- [10] KŘEN, Jiří. *Řešené příklady z kinematiky*. Plzeň: Vysoká škola strojní a elektrotechnická, 1986.
- [11] SYNEK, Miloslav. *Manažerská ekonomika*. 5., aktualiz. a dopl. vyd. Praha: Grada, 2011. Expert (Grada). ISBN 978-80-247-3494-1.

Internetové zdroje

- [12] *Air Springs Supply Australia's leadingsupplierof air springs*. [online]. ©2019 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://airsprings.com.au/>
- [13] *ALTO SYSTEMS s.r.o. | dodavatel manipulační a zdvihací techniky* [online]. [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.altosystems.cz/>
- [14] *BETZ s.r.o. - Komponenty pro automatizaci a plastové díly* [online]. ©1995-2019 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://www.betz.cz/>
- [15] *Gala systems* [online]. 2019 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.galasytems.com>

- [16] *HAMACO Industries Corporation* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <http://www.hamaco-ind.com/>
- [17] *Hebesysteme LAWECO* [online]. 2019 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.laweco.de>
- [18] Historie společnosti ENGEL a příběh o úspěchu. *Stroje na vstřikování plastů ENGEL* [online]. [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.engelglobal.com/cs/cz/spolecnost/historie-spolecnosti.html>
- [19] *LinearMotionTips* [online]. ©2019 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com>
- [20] *Manipulační prostředky a zvedací zařízení - Procházka MP* [online]. ©2018 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.prochazka-mp.cz>
- [21] *Manipulační technika HanseLifter* [online]. ©2019 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://hanselifter.cz/>
- [22] *MaterialsHandlingEquipment, ManualSolutions, PalletInverter* [online]. ©2017 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <http://www.optimumgroup.com.au/>
- [23] *Pfaff-silberblau* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://www.pfaff-silberblau.com/start/>
- [24] *RigidChain Technology by Serapid*[online]. 2019 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.serapid.com>
- [25] *Scissor Lift Tables From EdmoLift | Smart Lifting Solutions* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://www.edmolift.com/en/home>
- [26] *Scissor Lift Tables and MaterialHandling Systems* [online]. ©2009-2018 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.enkon.pro>
- [27] *ServoDrive* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <http://www.servo-drive.cz/>
- [28] *SKF Motion Technologies* [online]. 2019 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.skfmotiontechnologies.com/en/global/>

PŘÍLOHA č. 1

Analýza únosnosti nůžkového mechanismu

Seznam obrázků - příloha 1

Obr.p. 1. Mechanismus - schéma	4
Obr.p. 2. Vektorový mnohoúhelník	5
Obr.p. 3. Vzdálenost mezi body - LK - závislá na úhlu β , který je funkcí úhlu α	6
Obr.p. 4. Nůžkový mechanismus v min. poloze	7
Obr.p. 5. Nůžkový mechanismus v max. poloze.....	7
Obr.p. 6. Statická rovnováha tělesa 2	8
Obr.p. 7. Rozměry tělesa 2	8
Obr.p. 8. Statická rovnováha tělesa 3	9
Obr.p. 9. Rozměry tělesa 3	9
Obr.p. 10. Statická rovnováha tělesa 4	10
Obr.p. 11. Statická rovnováha tělesa 7	11
Obr.p. 12. Statická rovnováha tělesa 8	12
Obr.p. 13. Uvolnění tělesa 2	17
Obr.p. 14. Rozložení sil do směru os x a y - těleso 2	17
Obr.p. 15. Rozložení sil do směru os x a y natočeného souřadného systému o úhel α - těleso 2	17
Obr.p. 16. Rozložení sil a jejich směr dle maticového výpočtu na tělese 2	19
Obr.p. 17. Připojení pístnice k tělesu 2	19
Obr.p. 18. Uvolnění tělesa 3	21
Obr.p. 19. Rozložení sil do směru os x a y - těleso	21
Obr.p. 20. Rozložení sil do směru os x a y natočeného souřadného systému o úhel α - těleso 3	21
Obr.p. 21. Rozložení sil a jejich směr dle maticového výpočtu na tělese 3	23
Obr.p. 22. Připojení pístnice k tělesu 3	23
Obr.p. 23. Řezy členu 2 pro dimenzování	27
Obr.p. 24. Řezy členu 3 pro dimenzování	30

Seznam tabulek - příloha 1

Tab.p. 1. Hodnoty pro výpočet stupňů volnosti	4
Tab.p. 2. Hodnoty pro výpočet vektorových mnohoúhelníků.....	5
Tab.p. 3. Potřebné hodnoty pro analytické kinematické řešení mechanismu	5
Tab.p. 4. Neznámé.....	12
Tab.p. 5. Tabulka hodnot konstant	13

Tab.p. 6. Tabulka hodnot proměnných	13
Tab.p. 7. Matice soustavy lineárních rovnic A	14
Tab.p. 8. Inverzní matice A^{-1}	14
Tab.p. 9. Vektor neznámých	14
Tab.p. 10. Vektor pravé strany matice B	14
Tab.p. 11. Vyhodnocení sil ve zdvících	15
Tab.p. 12. Hodnoty působících sil na těleso 2	17
Tab.p. 13. Hodnoty působících sil na těleso 2	21
Tab.p. 14. Rozměry členu 2 pro dimenzování	27
Tab.p. 15. Rozměry členu 3 pro dimenzování	30

Seznam grafů - příloha 1

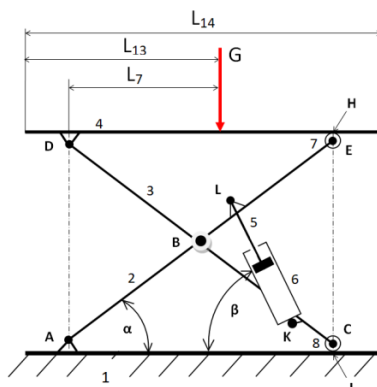
Graf.p. 1. Graf závislosti délky mezi boby LK (délka hydraulického pístu) na úhlu α (proměnná z)	7
Graf.p. 2. Průběh síly F v závislosti na úhlu α	16
Graf.p. 3. Průběh síly F v závislosti na úhlu β	16
Graf.p. 4. Průběhy sil v jednotlivých bodech mechanismu v závislosti na úhlu β	16
Graf.p. 5. Rozložení normálových sil - těleso 2	20
Graf.p. 6. Rozložení posouvajících sil - těleso 2	20
Graf.p. 7. Rozložení momentu - těleso 2	21
Graf.p. 8. Rozložení normálových sil - těleso 3	24
Graf.p. 9. Rozložení posouvajících sil - těleso 3	24
Graf.p. 10. Rozložení momentu - těleso 3	25
Graf.p. 11. Rozložení normálových sil - těleso 2	27
Graf.p. 12. Rozložení posouvajících sil - těleso 2	28
Graf.p. 13. Rozložení momentu - těleso 2	29
Graf.p. 14. Rozložení normálových sil - těleso 3	30
Graf.p. 15. Rozložení posouvajících sil - těleso 3	31
Graf.p. 16. Rozložení momentu - těleso 3	32

1 Analýza únosnosti nůžkového mechanismu současného řešení analyticky

Důvodem analýzy únosnosti nůžkového mechanismu současného řešení je zjištění využití použitých profilů nůžkového mechanismu z hlediska jejich namáhání. Rozhodnout na základě výpočtů, zda by bylo možné zredukovat profily nůžkového mechanismu a docílit tak zlevnění výroby hydraulické plošiny. Dalším důvodem je zjištění síly, kterou musí vyvinout přímočaré hydromotory, aby uvedly plošinu do pohybu. Tyto výpočty porovnáme s maximální silou, kterou vyvinou přímočaré hydromotory při nastaveném tlaku hydraulické soustavy 170 bar. Dále bude zjištěná síla použita při výběru možných náhrad hydraulického systému.

1.1 Mechanismus

Budeme řešit mechanismus s kinematickými dvojicemi pouze ve valivých vazbách (rovinné kinematické dvojice v rotačních a posuvných vazbách bez pasivních účinků). Důvodem je zjednodušení výpočtu, jelikož by jejich hodnoty nijak zásadně neovlivnily hodnoty celkového výpočtu.



Obr.p. 1. Mechanismus - schéma

Obecný vztah pro výpočet stupňů volnosti rovinné soustavy vázaných těles:

$$n = 3 \cdot (m - 1) - 2 \cdot (r + p + v) - 1 \cdot o \quad (1.1-1)$$

Hodnoty pro výpočet stupňů volnosti		
m	Počet těles včetně rámu	8
r	Počet rotačních kinematických dvojic	7
p	Počet posuvných kinematických dvojic	1
v	Počet valivých kinematických dvojic	2
o	Počet obecných kinematických dvojic	0

Tab.p. 1. Hodnoty pro výpočet stupňů volnosti

Po dosazení do vztahu:

$$n = 3 \cdot (8 - 1) - 2 \cdot (7 + 1 + 2) - 1 \cdot 0$$

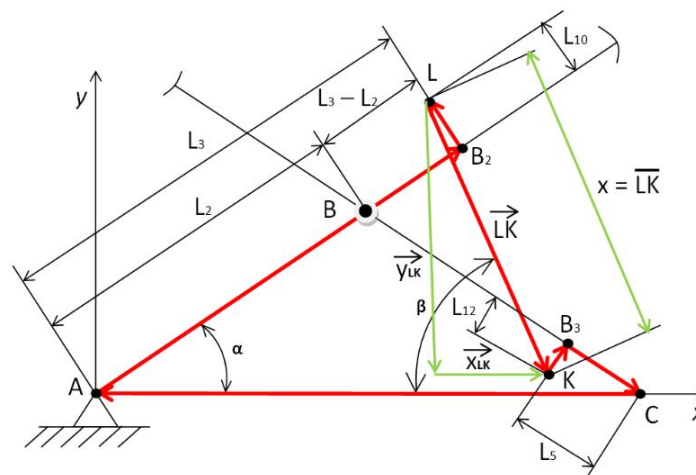
$$n = 1$$

Soustava má jeden stupeň volnosti, to znamená, že je to mechanismus a soustavu uvedeme do rovnováhy jednou silou (síla na píst v hydraulickém válci).

Pro analytické kinematické řešení mechanismu použijeme vektorovou metodu. Dle této metody přiřadíme mechanismu jeden nebo více (u složených mechanismů) uzavřených vektorových mnohoúhelníků, vyjádříme jejich vektorovou rovnici a tuto rozepíšeme do dvou skalárních rovnic ve směru os x a y .

Počet vektorových mnohoúhelníků (smyček) je dán vztahem:

$$l = d - m + 1 \quad (1.1-2)$$



Obr.p. 2. Vektorový mnohoúhelník

Hodnoty pro výpočet vektorových mnohoúhelníků		
d	Počet kinematických dvojic	10
m	Počet těles včetně rámu	8

Tab.p. 2. Hodnoty pro výpočet vektorových mnohoúhelníků

$$l = d - (m + 1) = 10 - (8 + 1) = 1$$

Dle výpočtu nám pro řešení stačí jeden vektorový mnohoúhelník.

Potřebné hodnoty pro analytické kinematické řešení mechanismu			
Délka	[m]	Úhel	[°]
L_2	0,75	α	4,21
L_3	0,8584	α_{\max}	52,96
L_5	0,216		
L_{10}	0,063		
L_{12}	0,0324		

Tab.p. 3. Potřebné hodnoty pro analytické kinematické řešení mechanismu

Uzavřený vektorový mnohoúhelník se skládá z těchto vektorů:

$$\overrightarrow{AB_2} + \overrightarrow{B_2L} + \overrightarrow{LK} + \overrightarrow{KB_3} + \overrightarrow{B_3C} + \overrightarrow{CA} = \vec{0} \quad (1.1-3)$$

Rozpis uzavřeného vektorového obrazce do směru x:

$$L_3 \cdot \cos(\alpha) - L_{10} \cdot \sin(\alpha) + x_{LK} + L_{12} \cdot \sin(\alpha) + L_5 \cdot \cos(\alpha) - 2 \cdot L_2 \cdot \cos(\alpha) = 0 \quad (1.1-4)$$

Po úpravě rovnice a dosazení:

$$x_{LK} = -L_3 \cdot \cos(\alpha) + L_{10} \cdot \sin(\alpha) - L_{12} \cdot \sin(\alpha) - L_5 \cdot \cos(\alpha) + 2 \cdot L_2 \cdot \cos(\alpha) = 0,427 \text{ m}$$

Rozpis uzavřeného vektorového obrazce do směru y:

$$L_3 \cdot \sin(\alpha) + L_{10} \cdot \cos(\alpha) - y_{LK} + L_{12} \cdot \cos(\alpha) - L_5 \cdot \sin(\alpha) = 0 \quad (1.1-5)$$

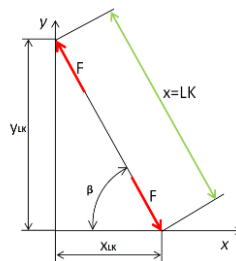
Po úpravě rovnice a dosazení:

$$y_{LK} = L_3 \cdot \sin(\alpha) + L_{10} \cdot \cos(\alpha) + L_{12} \cdot \cos(\alpha) - L_5 \cdot \sin(\alpha) = 0,142 \text{ m}$$

Výpočet vzdálenosti mezi body L a K pro úhel $\alpha = 4,21^\circ$, kdy je plošina v počáteční (základní) pozici při zdvihání.

$$LK = \sqrt{x_{LK}^2 + y_{LK}^2} = 0,45 \text{ m} \quad (1.1-6)$$

$$\text{tg}(\beta) = \frac{y_{LK}}{x_{LK}} = 0,333 \quad (1.1-7)$$



Obr.p. 3. Vzdálenost mezi body - LK - závislá na úhlu β , který je funkcí úhlu α

Vektorovou metodu jsme použili pro výpočet vektoru \overrightarrow{LK} . Mezi body L, K je v mechanismu vložen přímočarý hydromotor, který při zdvihání a spouštění plošiny mění svoji délku a úhel natočení vůči rámu mechanismu. Tento úhel natočení označený jako úhel β potřebujeme znát při sestavování podmínek rovnováhy pro uvolnění členů 2 a 3. Úhel β je funkcí úhlu α , který udává polohu natočení členů 2 a 3 (ramen plošiny) vůči rámu. Pro úhel $\alpha = 4,21^\circ$ byl vypočten úhel β :

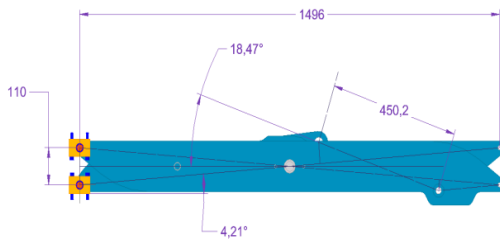
$$\beta = 18,44^\circ$$

Ověření analytického výpočtu a hodnot naměřených v modelu. Písmeno (z) je proměnná úhlu α v počáteční pozici plošiny $\alpha = 4,21^\circ$ do $\alpha_{\max} = 52,96^\circ$, kdy je plošina v požadované maximální pozici, výšce 1,2 m.

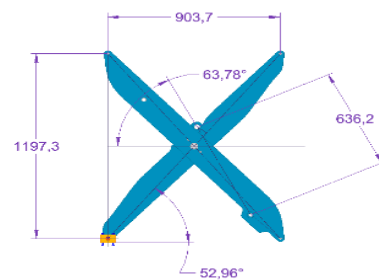
$$x_{LK}(z) = -L_3 \cdot \cos(z) + L_{10} \cdot \sin(z) - L_{12} \cdot \sin(z) - L_5 \cdot \cos(z) + 2 \cdot L_2 \cdot \cos(z) \quad (1.1-8)$$

$$y_{LK}(z) = L_3 \cdot \sin(z) + L_{10} \cdot \cos(z) + L_{12} \cdot \cos(z) - L_5 \cdot \sin(z) \quad (1.1-9)$$

$$LK(z) = \sqrt{(x_{LK}(z))^2 + (y_{LK}(z))^2} \quad (1.1-10)$$

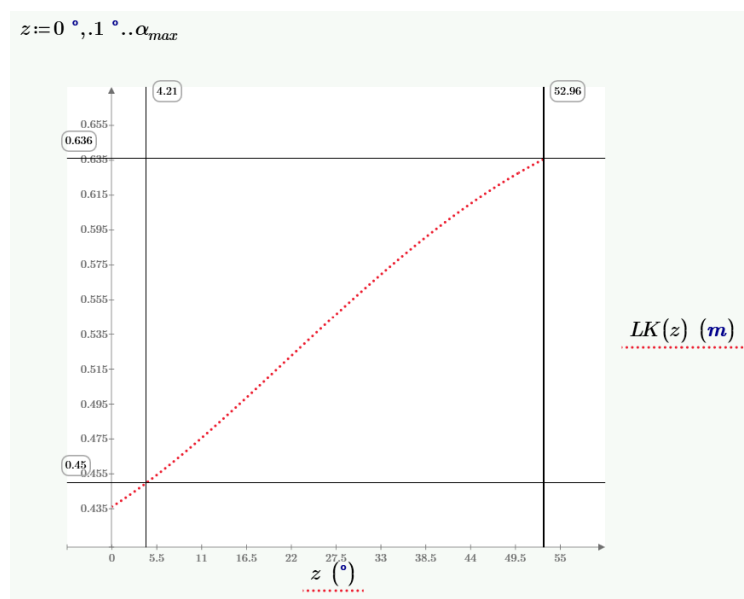


Obr.p. 4. Nůžkový mechanismus v min. poloze



Obr.p. 5. Nůžkový mechanismus v max. poloze

Definování intervalu proměnné $z <0; \alpha_{max}>$

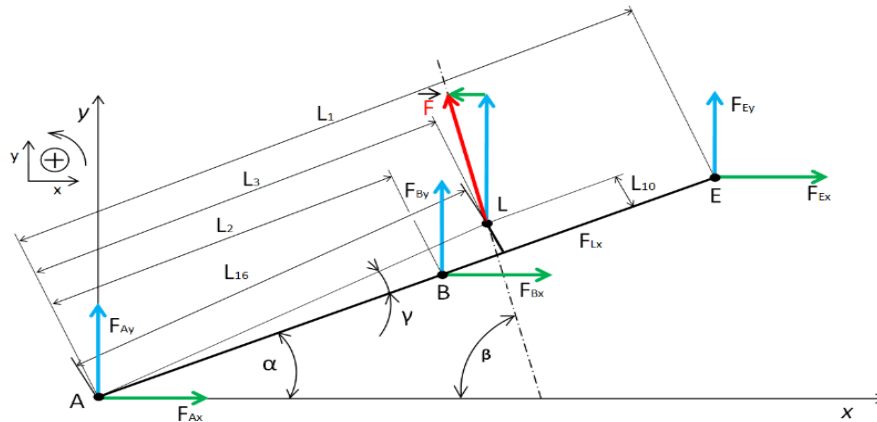


Graf.p. 1. Graf závislosti délky mezi body LK (délka hydraulického pístu) na úhlu α (proměnná z)

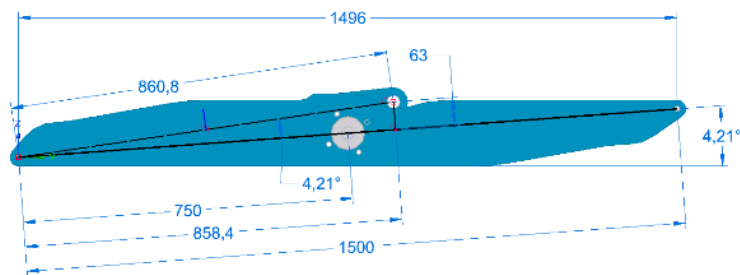
Dle počáteční polohy modelu viz obr.p. 4 je úhel $\alpha = 4,21^\circ$ a délka mezi body L a K (pístu) $LK = 0,450$ m. V grafu viz graf.p. 1 přímky hodnot protínají křivku průběhu funkce, to znamená, že naměřené hodnoty se shodují s výpočty. Dle konečné polohy modelu viz obr.p. 5 je úhel $\alpha_{max} = 52,96^\circ$ a délka mezi body L a K (pístu) $LK = 0,636$ m. Tyto přímky protínají křivku průběhu funkce, to znamená, že naměřené hodnoty se shodují s výpočty.

1.2 Uvolnění soustavy

Statická rovnováha tělesa 2



Obr.p. 6. Statická rovnováha tělesa 2



Obr.p. 7. Rozměry tělesa 2

Typ silové soustavy - Obecná rovinná soustava sil

Celkový počet podmínek k řešení 3, z toho nutně jedna momentová (k bodu)

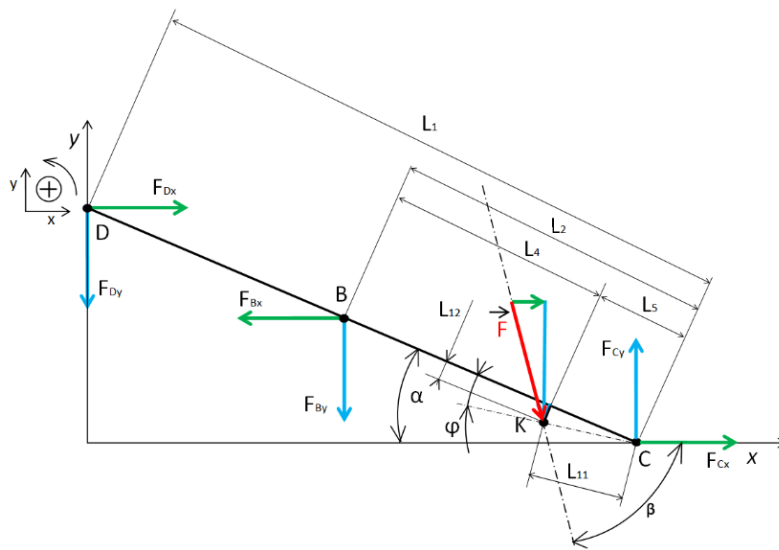
$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ax} + F_{Bx} - F \cdot \cos(\beta) + F_{Ex} = 0 \quad (1.2-1)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ay} + F_{By} - F \cdot \sin(\beta) + F_{Ey} = 0 \quad (1.2-2)$$

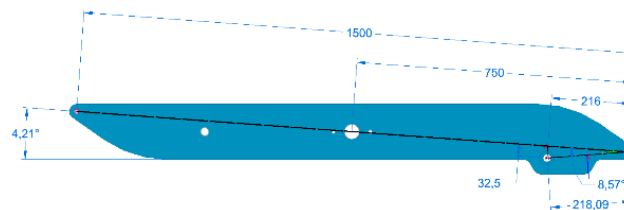
$$\sum M_A = 0 \quad (1.2-3)$$

$$L_2 \cos(\alpha) F_{By} - L_2 \sin(\alpha) F_{Bx} + F \cos(\beta) \sin(\alpha + \gamma) L_{16} - F \sin(\beta) \cos(\alpha + \gamma) L_{16} + L_1 \cos(\alpha) F_{Ey} - L_1 \sin(\alpha) F_{Ex} = 0$$

Statická rovnováha tělesa 3



Obr.p. 8. Statická rovnováha tělesa 3



Obr.p. 9. Rozměry tělesa 3

Typ silové soustavy - Obecná rovinná soustava sil

Celkový počet podmínek k řešení 3, z toho nutně jedna momentová (k bodu)

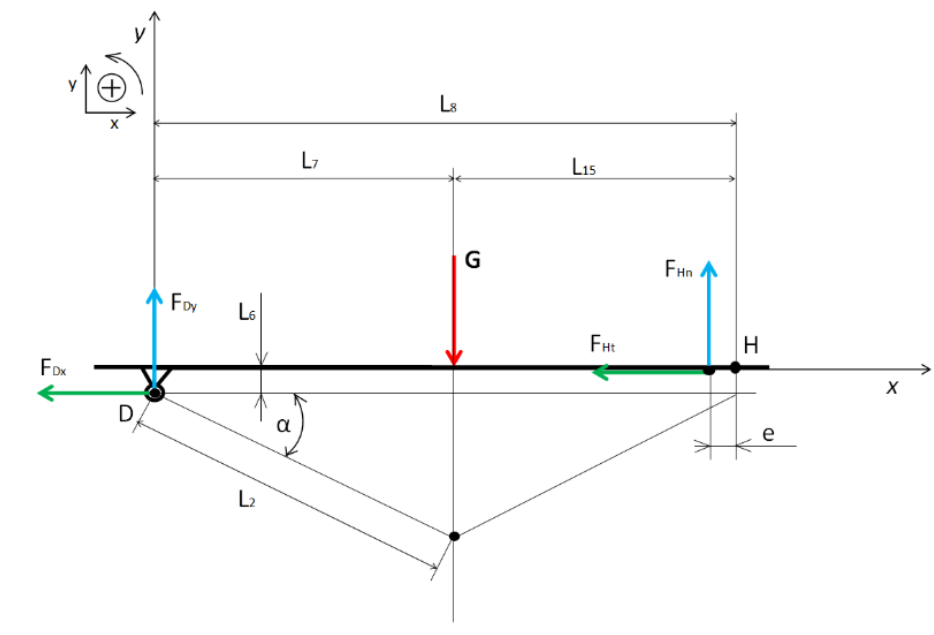
$$\sum F_x = 0 \qquad F_{Dx} - F_{Bx} + F \cdot \cos(\beta) + F_{Cx} = 0 \qquad (1.2-4)$$

$$\sum F_y = 0 \qquad -F_{Dy} - F_{By} - F \cdot \sin(\beta) + F_{Cy} = 0 \qquad (1.2-5)$$

$$\sum M_C = 0 \qquad (1.2-6)$$

$$L_1 \cos(\alpha) F_{Dy} - L_1 \sin(\alpha) F_{Dx} + L_2 \cos(\alpha) F_{By} + L_2 \sin(\alpha) F_{Bx} - F \cos(\beta) \sin(\alpha - \varphi) L_{11} + F \sin(\beta) \cos(\alpha - \varphi) L_{11} = 0$$

Statická rovnováha tělesa 4



Obr.p. 10. Statická rovnováha tělesa 4

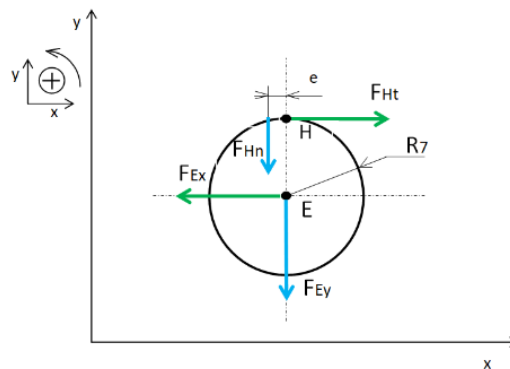
Typ silové soustavy - Obecná rovinná soustava sil

Celkový počet podmínek k řešení 3 z toho nutně jedna momentová (k bodu)

$$\sum F_x = 0 \qquad -F_{Dx} - F_{Ht} = 0 \qquad (1.2-7)$$

$$\sum F_y = 0 \qquad F_{Dy} - G + F_{Hn} = 0 \Rightarrow F_{Dy} + F_{Hn} = G \qquad (1.2-8)$$

$$\sum M_D = 0 \qquad -G \cdot L_7 + F_{Ht} \cdot L_6 + F_{Hn} \cdot L_8 = 0 \Rightarrow F_{Ht} \cdot L_6 + F_{Hn} \cdot L_8 = G \cdot L_7 \qquad (1.2-9)$$

Statická rovnováha tělesa 7**Obr.p. 11. Statická rovnováha tělesa 7**

Typ silové soustavy - Obecná rovinná soustava sil

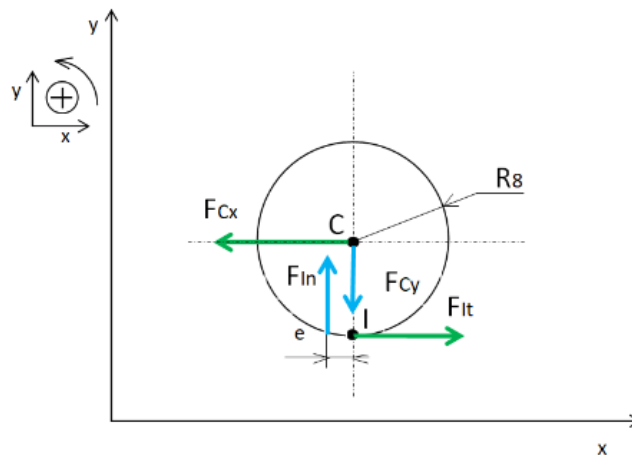
Celkový počet podmínek k řešení 3, z toho nutně jedna momentová (k bodu)

$$\sum F_x = 0 \qquad -F_{Ex} + F_{Ht} = 0 \qquad (1.2-10)$$

$$\sum F_y = 0 \qquad -F_{Hn} - F_{Ey} = 0 \qquad (1.2-11)$$

$$\sum M_D = 0 \qquad -F_{Ht} \cdot R_7 + F_{Hn} \cdot e = 0 \qquad (1.2-12)$$

Statická rovnováha tělesa 8



Obr.p. 12. Statická rovnováha tělesa 8

Typ silové soustavy - Obecná rovinná soustava sil

Celkový počet podmínek k řešení 3, z toho nutně jedna momentová (k bodu)

$$\sum R_x = 0 \qquad -F_{Cx} + F_{It} = 0 \qquad (1.2-13)$$

$$\sum R_y = 0 \qquad -F_{Cy} + F_{In} = 0 \qquad (1.2-14)$$

$$\sum M_C = 0 \qquad F_{It} \cdot R_8 - F_{In} \cdot e = 0 \qquad (1.2-15)$$

Z uvolněné soustavy dostáváme 15 rovnic s 15 neznámými

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
F _{Ax}	F _{Ay}	F _{Bx}	F _{By}	F _{Cx}	F _{Cy}	F _{Dx}	F _{Dy}	F _{Ex}	F _{Ey}	F _{Ht}	F _{Hn}	F _{It}	F _{In}	F

Tab.p. 4. Neznámé

Tabulkahodnotkonstant	
Délka	[m]
L ₁	1,5
L ₂	0,75
L ₃	0,858
L ₄	0,534

L ₅	0,216
L ₆	0,026
L ₇	0,788
L ₁₀	0,063
L ₁₁	0,218
L ₁₂	0,032
L ₁₃	0,885
L ₁₄	2xL ₁₃ =1,77
L ₁₅	L ₈ -L ₇ =0,708
L ₁₆	0,8608
L ₁₇	0,06321
L ₁₈	0,1084
R ₇	0,026
R ₈	0,026
e	0,0005
Úhel	[°]
φ	8,57
γ	4,21
Zatížení	[N]
G ₁ Hmotnost pochozí plošiny a rámu	9 000
G ₂ Vlastní hmotnost mech.	3 000
G _C celkem	12 000
G _C /2 pro polovičku nůž. mech.	6 000

Tab.p. 5. Tabulka hodnot konstant

Tabulka hodnot proměnných	
Délka	[m]
L ₈	2 x (cos(α) x L ₂)
L ₉	$\sqrt{x_{LK}^2 + y_{LK}^2}$
Úhel	Interval [°]
α	4,21 – 52,96
β	18,47 – 63,78

Tab.p. 6. Tabulka hodnot proměnných

Maticové řešení soustavy rovnic:

$$x = A^{-1} * B$$

A – matice soustavy lineárních rovnic

B – vektor pravých stran

x – vektor neznámých

A Matice soustavy lineárních rovnic																	
Těleso		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
		F _{Ax}	F _{Ay}	F _{Bx}	F _{By}	F _{Cx}	F _{Cy}	F _{Dx}	F _{Dy}	F _{Ex}	F _{Ey}	F _{Ht}	F _{Hn}	F _{It}	F _{In}	F	
2	1	F _A	1,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-0,442
	2	F _y	0,000	1,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,897
	3	M _A	0,000	0,000	-0,599	0,452	0,000	0,000	0,000	0,000	-1,197	0,904	0,000	0,000	0,000	0,000	0,738
3	4	F _A	0,000	0,000	-1,000	0,000	1,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,442
	5	F _y	0,000	0,000	0,000	-1,000	0,000	1,000	0,000	-1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-0,897
	6	M _C	0,000	0,000	0,599	0,452	0,000	0,000	-1,197	0,904	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,056
4	7	F _x	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-1,000	0,000	0,000	-1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
	8	F _y	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
	9	M _B	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,026	0,904	0,000	0,000	0,000	0,000
7	10	F _x	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-1,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
	11	F _y	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-1,000	0,000	-1,000	0,000	0,000	0,000	0,000
	12	M _E	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-0,026	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000
8	13	F _x	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000
	14	F _y	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,000
	15	M _C	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,026	-0,001	0,000

Tab.p. 7. Matice soustavy lineárních rovnic_A

Inverzní matice A ⁻¹															
1	0	-0,02365142	1,002764866	-0,01928394	-0,01903	1,02555	-0,00209	-0,02139	1,02832	-0,02137	0,08495178	1,00276	-0,01928	-38,56788	
0	1	-1,22987376	0,14377303	-0,002764866	-0,98972	1,32878	0,8915	-1,11224	1,47256	-0,11126	4,41749242	0,14377	-0,00276	-5,529732	
0	0	2,983480651	-4,458571239	0,085741755	-2,79369	-1,11362	2,61001	0,14714	-3,57219	2,69575	-94,413294	-4,45857	0,08574	171,48351	
0	0	-4,78095889	6,874291913	-0,132197921	6,70181	-1,14994	-6,18768	1,91979	5,72435	-4,31988	266,315634	6,87429	-0,1322	-264,3958	
0	0	0,023651418	-0,002764866	0,01928394	0,01903	-0,02555	0,00209	0,02139	-0,02832	0,02137	-0,0849518	-1,00276	0,01928	38,567879	
0	0	1,229873759	-0,14377303	1,002764866	0,98972	-1,32878	0,1085	1,11224	-1,47256	1,11126	-4,4174924	-0,14377	0,00276	5,5297319	
0	0	0	-1,85451E-16	2,31814E-17	0	-1	0	-0,02127	-1,9E-16	-1,9E-16	38,4402669	-1,9E-16	2,3E-17	5,934E-15	
0	0	-3,7581E-18	0	5,87211E-19	-3,8E-18	-2,1E-18	1	-1,10612	0	3,8E-18	-1,1061229	0	5,9E-19	0	
0	0	1,85451E-16	1,85451E-16	1,01418E-17	-9,3E-17	-8,8E-17	0	0,02127	-1	2,3E-16	-38,440267	1,9E-16	1E-17	-5,93E-15	
0	0	-3,7581E-18	0	5,87211E-19	-3,8E-18	-2,1E-18	0	-1,10612	0	-1	-1,1061229	0	5,9E-19	0	
0	0	0	1,85451E-16	-2,31814E-17	0	-7E-17	0	0,02127	1,9E-16	1,9E-16	-38,440267	1,9E-16	-2,3E-17	-5,93E-15	
0	0	3,75815E-18	0	-5,87211E-19	3,8E-18	2,1E-18	0	1,10612	0	-3,8E-18	1,10612293	0	-5,9E-19	0	
0	0	0,023651418	-0,002764866	0,01928394	0,01903	-0,02555	0,00209	0,02139	-0,02832	0,02137	-0,0849518	-0,00276	0,01928	38,567879	
0	0	1,229873759	-0,14377303	1,002764866	0,98972	-1,32878	0,1085	1,11224	-1,47256	1,11126	-4,4174924	-0,14377	1,00276	5,5297319	
0	0	6,700052106	-7,822776568	0,150438011	-6,36706	-0,19935	5,90345	0,33281	-8,02212	6,05389	-300,54322	-7,82278	0,15044	300,87602	

Tab.p. 8. Inverzní matice A⁻¹

Rozšířená matice/hodnoty pravých stran			
2	1		0
	2		0
	3		0
3	4		0
	5		0
	6		0
4	7		0
	8		6000
	9		4728
7	10		0
	11		0
	12		0
8	13		0
	14		0
	15		0

Tab.p. 10. Vektor pravé strany matice_B

x - vektor neznámých [N]	
F _{Ax}	-61
F _{Ay}	2847
F _{Bx}	42641
F _{By}	-13909
F _{Cx}	61
F _{Cy}	3153
F _{Dx}	-61
F _{Dy}	2841
F _{Ex}	61
F _{Ey}	-3159
F _{Ht}	61
F _{Hn}	3159
F _{It}	61
F _{In}	3153
F	44950

Tab.p. 9. Vektor neznámých

Níže v tabulce jsou uvedeny hodnoty v jednotlivých bodech mechanismu ve směrech os x a y a výsledná síla F pístu, která je potřebná pro uvedení soustavy do rovnováhy. Zatížení je poloviční $G_C/2$, uvažujeme výpočet pro jeden pár nůžkového mechanismu, proto síla pro uvedení plošiny do rovnováhy bude dvojnásobná. Hodnoty jsou pro počátek zdvihu, střed zdvihu a maximální zdvih.

	Vyhodnocení sil ve zdvizích		
	Počátek zdvihu [N]	Střed zdvihu [N]	max. zdvih [N]
Úhel β [°]	18,44	46,45	63,78
Úhel α [°]	4,21	30	52,96
FAx	-61	-70	-101
FAy	2 847	2 365	771
FBx	42 641	22 638	18 277
FBy	-13 909	-22 540	-32 658
FCx	61	70	101
FCy	3 153	3 635	5 229
FDx	-61	-70	-101
FDy	2 841	2 362	770
FEx	61	70	101
FEy	-3 159	-3 638	-5 230
FHt	61	70	101
FHn	3 159	3 638	5 230
FI _t	61	70	101
FI _n	3 153	3 635	5 229
F	44 950	32 857	41 373

Tab.p. 11. Vyhodnocení sil ve zdvizích

Pro kontrolu vypočtených hodnot bylo použito tvrzení, že vnější síly (zatížení G) jsou v rovnováze s vnějšími reakcemi F_{Ay} a F_{In} .

Kontrola pro úhel $\alpha=4,21^\circ$ dle vztahu:

$$G_{0,5} - F_{Ay_počátek} - F_{In_počátek} = 0 \quad (1.2-16)$$

$G_{0,5} = 6\,000\text{ N}$	$F_{Ay_počátek} = 2\,847\text{ N}$	$F_{In_počátek} = 3\,153\text{ N}$
-----------------------------	-------------------------------------	-------------------------------------

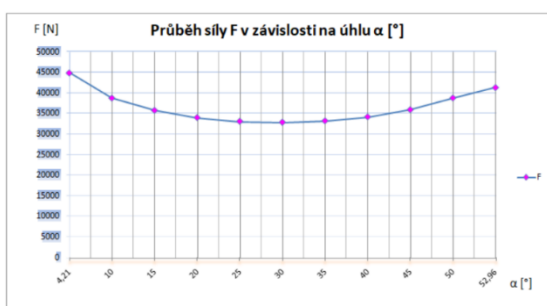
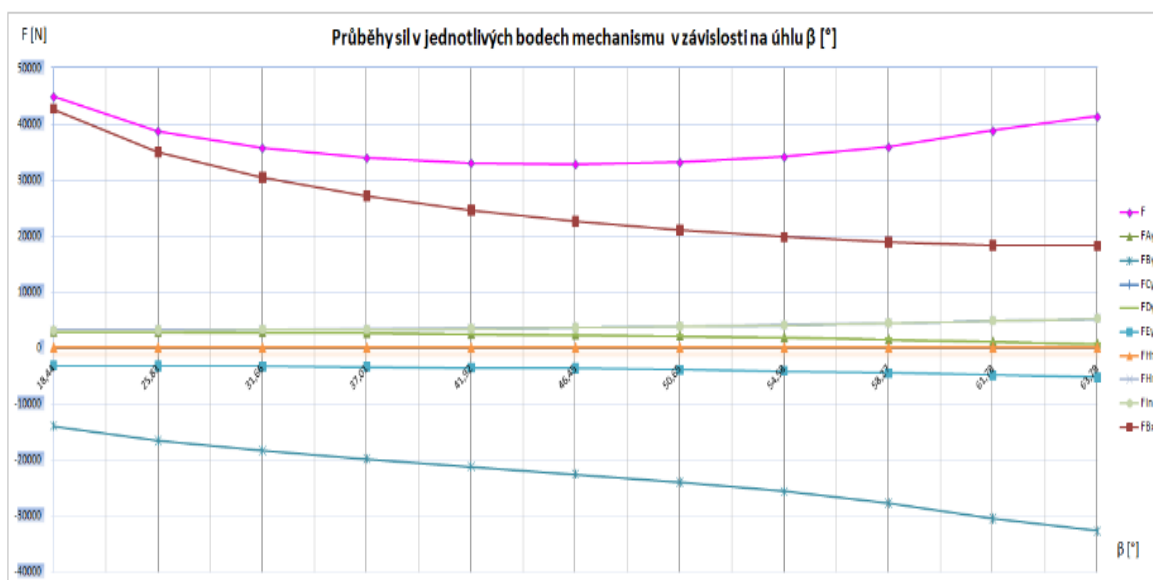
Výpočet: $6000 - 2847 - 3153 = 0$

Další kontrola je porovnání maximální síly, kterou vyvinou přímočaré hydromotory s vypočtenou maximální silou F , která se musí vyvinout, aby byl zatížený mechanismus v rovnováze. To znamená, že přímočaré hydromotory musí vyvinout větší sílu, aby se plošina dala do pohybu. Dle vztahu 1.1.3-3 byla vypočtena max. síla vyvinutá přímočarými hydromotory $F_H = 106\,000\text{ N}$. Maximální síla je potřebná na začátku zdvihu viz *tabulka p. 11*. Vypočtená síla je pro poloviční zatížení, proto síla potřebná pro celkové zatížení je:

$$F_C = 2 * F = 2 * 44\,950 = 89\,900\text{ N} \quad (1.2-17)$$

$$F_H > F_C$$

Přímocaré hydromotory vyvinou sílu o 16 100 N větší, než je síla potřebná pro uvedení soustavy do rovnováhy a postačující na to, aby zvedala požadované zatížení.

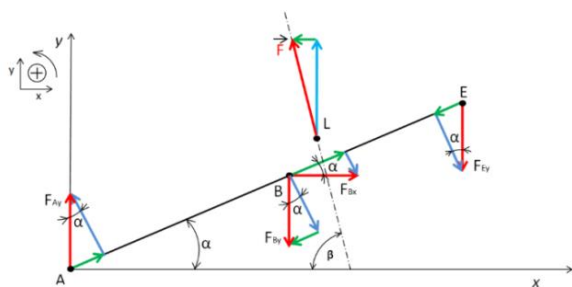
Graf.p. 2. Průběh síly F v závislosti na úhlu α Graf.p. 3. Průběh síly F v závislosti na úhlu β Graf.p. 4. Průběhy sil v jednotlivých bodech mechanismu v závislosti na úhlu β

Na základě rozboru uvolnění soustavy je vyšetřeno, jaké síly a v jaké části mechanismu se musí vynaložit, aby byl mechanismus funkční. Z toho také vyplývá, proč se v různých částech mechanismu musí použít jednotka s příslušnou silou.

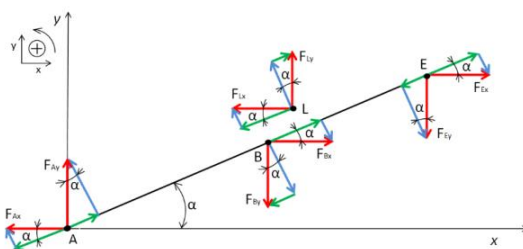
1.3 Příprava pro dimenzování - vyšetření vnitřních sil

Člen 2

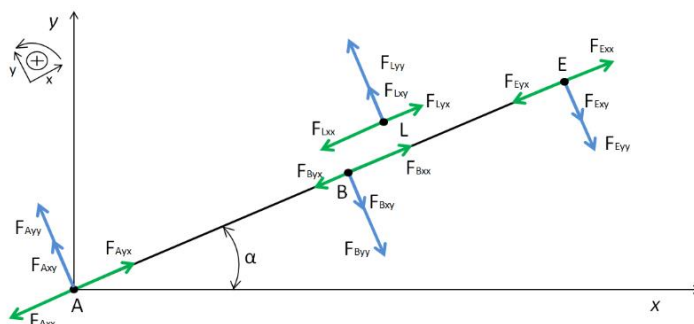
Orientace sil dle maticového výpočtu a jejich rozklad do souřadného systému, kde osa x je rovnoběžná s přímkou AE a osa y je na ní kolmá. Dále uvažujeme, že bod L leží v rovině ramene plošiny znázorněného přímkou AE.



Obr.p. 13. Uvolnění tělesa 2



Obr.p. 14. Rozložení sil do směru os x a y - těleso 2



Obr.p. 15. Rozložení sil do směru os x a y natočeného souřadného systému o úhel α - těleso 2

$F_{Ax} = -61 \text{ N}$	$F_{Bx} = 42\,641 \text{ N}$	$F_{Ex} = 61 \text{ N}$	$\alpha = 4,21^\circ$
$F_{Ay} = 2\,847 \text{ N}$	$F_{By} = -13\,909 \text{ N}$	$F_{Ey} = -3\,159 \text{ N}$	$\beta = 18,44^\circ$
$F = 44\,950 \text{ N}$			

Tab.p. 12. Hodnoty působících sil na těleso 2

$$F_{Lx} = (-1) \cdot \cos\beta \cdot F = -42\,641 \text{ N} \quad (1.3-1)$$

$$F_{Ly} = \sin\beta \cdot F = 14\,221 \text{ N} \quad (1.3-2)$$

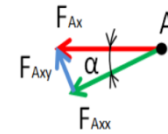
Součet sil v x $F_{Ax} + F_{Bx} + F_{Lx} + F_{Ex} = 0 \quad (1.3-3)$

Součet sil v y $F_{Ay} + F_{By} + F_{Ly} + F_{Ey} = 0 \quad (1.3-4)$

$$F_{Ax} = -61 \text{ N}$$

$$F_{Axx} = \cos \alpha \cdot F_{Ax} \cdot (-1) = 60,8 \text{ N}$$

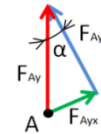
$$F_{Axy} = \sin \alpha \cdot F_{Ax} = -4 \text{ N}$$



$$F_{Ay} = 2\,847 \text{ N}$$

$$F_{Ayx} = \sin \alpha \cdot F_{Ay} = 209 \text{ N}$$

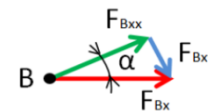
$$F_{Ayy} = \cos \alpha \cdot F_{Ay} = 2\,839,3 \text{ N}$$



$$F_{Bx} = 42\,641 \text{ N}$$

$$F_{Bxx} = \cos \alpha \cdot F_{Bx} = 42\,525,9 \text{ N}$$

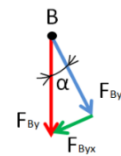
$$F_{Bxy} = \sin \alpha \cdot F_{Bx} = 3\,130,3 \text{ N}$$



$$F_{By} = -13\,909 \text{ N}$$

$$F_{Byx} = \sin \alpha \cdot F_{By} \cdot (-1) = 1\,021 \text{ N}$$

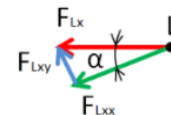
$$F_{Byy} = \cos \alpha \cdot F_{By} \cdot (-1) = 13\,871 \text{ N}$$



$$F_{Lx} = -42\,641 \text{ N}$$

$$F_{Lxx} = \cos \alpha \cdot F_{Lx} \cdot (-1) = 42\,526,1 \text{ N}$$

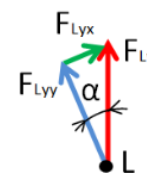
$$F_{Lxy} = \sin \alpha \cdot F_{Lx} \cdot (-1) = 3\,130,3 \text{ N}$$



$$F_{Ly} = 114\,220 \text{ N}$$

$$F_{Lyx} = \sin \alpha \cdot F_{Ly} = 1\,043,9 \text{ N}$$

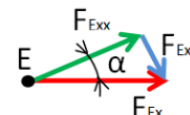
$$F_{Lyy} = \cos \alpha \cdot F_{Ly} = 14\,182,3 \text{ N}$$



$$F_{Ex} = 61 \text{ N}$$

$$F_{Exx} = \cos \alpha \cdot F_{Ex} = 60,8 \text{ N}$$

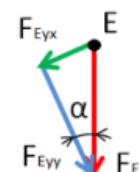
$$F_{Exy} = \sin \alpha \cdot F_{Ex} \cdot (-1) = -4,5 \text{ N}$$



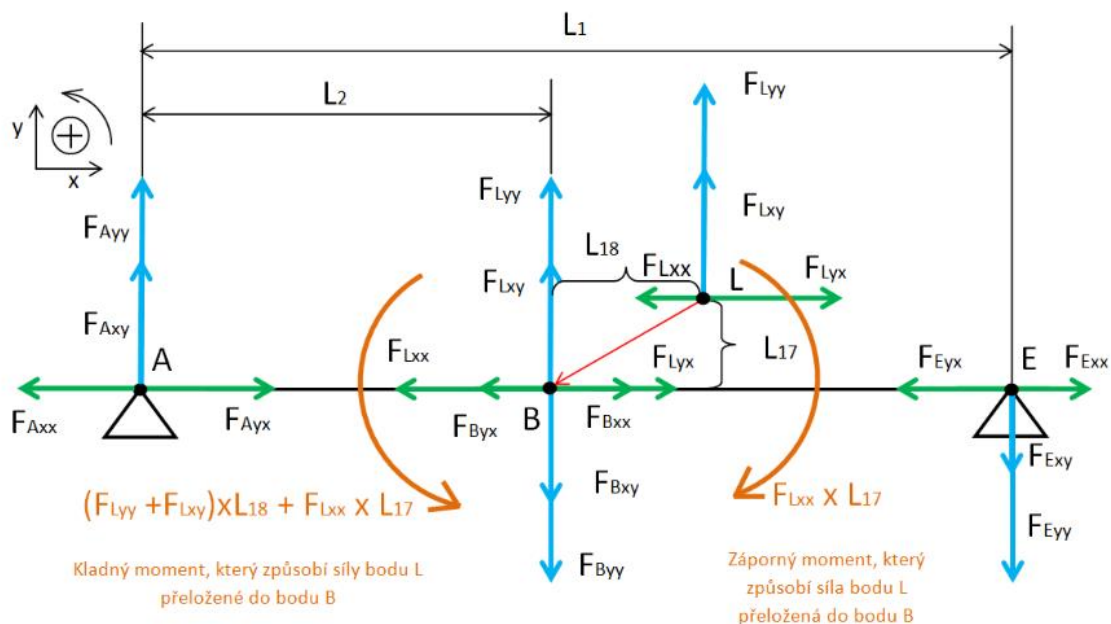
$$F_{Ey} = -3\,159 \text{ N}$$

$$F_{Eyx} = \sin \alpha \cdot F_{Ey} \cdot (-1) = 231,9 \text{ N}$$

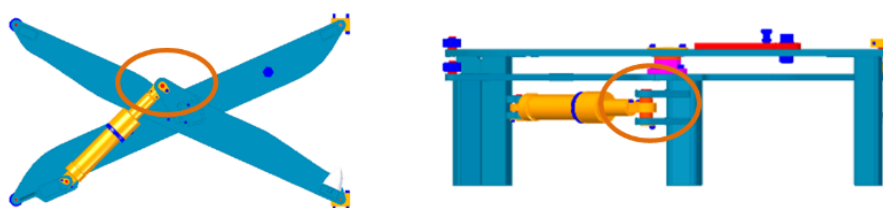
$$F_{Eyy} = \cos \alpha \cdot F_{Ey} \cdot (-1) = 3\,150,5 \text{ N}$$



Po přečítání působících sil na rameno tak, že síly působí v jeho ose a kolmo na tuto osu, vypočítáme normálové síly, posouvající síly a moment v jednotlivých částech ramene, abychom následně mohli provést výpočty napětí od jednotlivých druhů namáhání v jednotlivých částech ramene. Dále rameno počítáme jako nosník na dvou podporách. Při řešení přesuneme síly z bodu L do bodu B. Důvodem přesunutí síly je, že síla v tomto bodu neleží na spojnici ramene bodů A, B, E, ale je přenášena přes střed ramene v bodě B. Proto je tento bod přesunut do středu bodu B a tím vypočítáme moment, který vyvodí síla hydromotoru přes rameno, které je přivařeno ke středovému jeklu ramene viz *obr.p. 16*.



Obr.p. 16. Rozložení sil a jejich směr dle maticového výpočtu na tělese 2



Obr.p. 17. Připojení pístnice k tělesu 2

Součet sil v ose x

$$-F_{Axx} + F_{Ayx} - F_{Byx} + F_{Bxx} - F_{Lxx} + F_{Lxy} - F_{Eyx} + F_{Exx} = 0 \text{ N} \quad (1.3-5)$$

Součet sil v ose y

$$F_{Axy} + F_{Ayy} - F_{Bxy} - F_{Byy} + F_{Lxy} + F_{Lyy} - F_{Exy} - F_{Eyy} = 0 \text{ N} \quad (1.3-6)$$

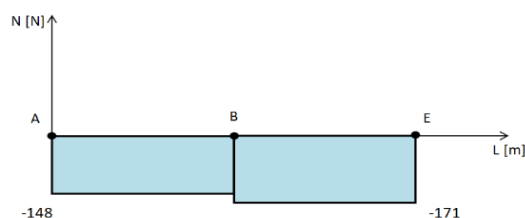
Normálové síly [N]

$$-F_{Axx} + F_{Ayx} - F_{Byx} + F_{Bxx} - F_{Lxx} + F_{Lyx} - F_{Eyx} + F_{Exx} = 0 \text{ N} \quad (1.3-7)$$

$$N_{2A} = -F_{Ayx} + F_{Axx} = -148 \text{ N} \quad (1.3-8)$$

$$N_{2B} = N_{2A} + F_{Byx} + F_{Lxx} - F_{Bxx} - F_{Lyx} = -171 \text{ N} \quad (1.3-9)$$

$$N_{2E} = -F_{Eyx} + F_{Exx} = -171 \text{ N} \quad (1.3-10)$$

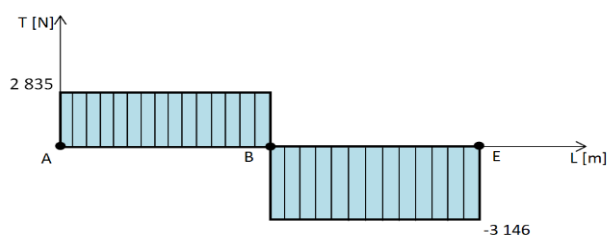
**Graf.p. 5. Rozložení normálových sil - těleso 2**Posouvající síly [N]

$$F_{Axy} + F_{Ayy} - F_{Byy} - F_{Bxy} + F_{Lxy} + F_{Lyy} - F_{Eyx} - F_{Eyy} = 0 \text{ N} \quad (1.3-11)$$

$$T_{2A} = F_{Axy} + F_{Ayy} = 2\,835 \text{ N} \quad (1.3-12)$$

$$T_{2B} = -T_{2A} + F_{Bxy} + F_{Byy} - F_{Lxy} - F_{Lyy} = -3\,146 \text{ N} \quad (1.3-13)$$

$$T_{2E} = -F_{Eyx} - F_{Eyy} = -3\,146 \text{ N} \quad (1.3-14)$$

**Graf.p. 6. Rozložení posouvajících sil - těleso 2**

Součet momentů k bodu A

$$M_A = -F_{Bxy}L_2 - F_{Byy}L_2 + F_{Lxy}L_2 + F_{Lyy}L_2 + F_{Lxx}L_{17} - F_{Lyx}L_{17} + F_{Lxy}L_{18} + F_{Lyy}L_{18} - F_{Eyx}L_1 + F_{Exy}L_1 = 0 \text{ Nm} \quad (1.3-15)$$

Součet momentů k bodu E

$$M_E = -F_{Lyy}L_2 - F_{Lxy}L_2 + F_{Bxy}L_2 + F_{Byy}L_2 + F_{Lxx}L_{17} - F_{Lyx}L_{17} + F_{Lyy}L_{18} + F_{Lxy}L_{18} - F_{Ayy}L_1 + F_{Axy}L_1 = 0 \text{ Nm} \quad (1.3-16)$$

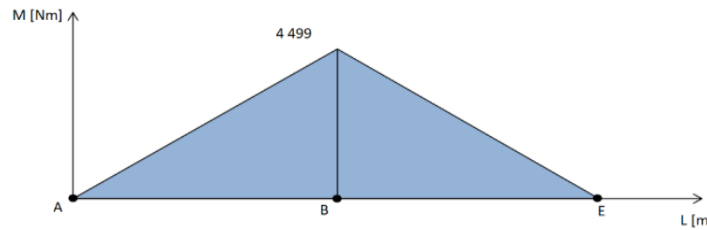
Moment k bodu B_vypočtený z momentů přeloženého bodu L do bodu B

$$M_B = F_{Lxx}L_{17} - F_{Lyx}L_{17} + F_{Lxy}L_{18} + F_{Lyy}L_{18} = 4\,499 \text{ Nm} \quad (1.3-17)$$

Moment k bodu B_vypočtený z momentů vyvozených v bodech A a E

$$M_{B_{AE}} = -F_{Ayy}L_2 - F_{Eyy}L_2 + F_{Axy}L_2 + F_{Eyx}L_2 = -4\,499 \text{ Nm} \quad (1.3-18)$$

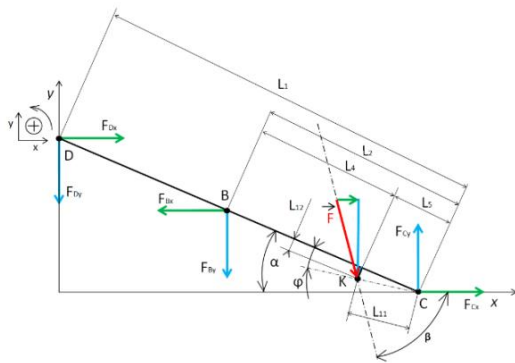
Tyto momenty jsou stejně velké, ale opačně orientované z důvodu zachování rovnováhy
Průběh momentu graficky:



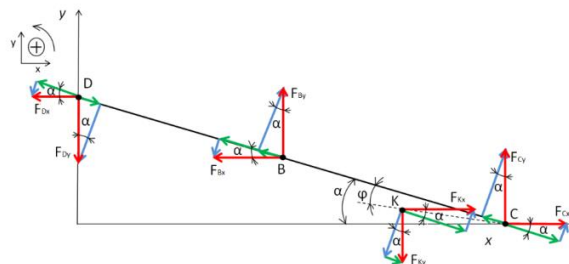
Graf.p. 7. Rozložení momentu - těleso 2

Člen 3

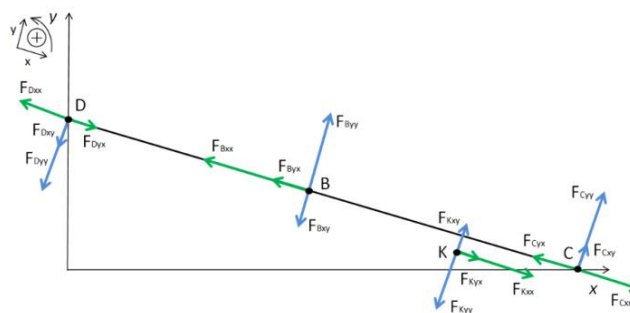
Orientace sil dle maticového výpočtu a jejich rozklad do souřadného systému, kde osa x je rovnoběžná s přímkou CD a osa y je na ní kolmá. Dále uvažujeme, že bod K leží v rovině ramene plošiny znázorněného přímkou CD.



Obr.p. 18. Uvolnění tělesa 3



Obr.p. 19. Rozložení sil do směru os x a y - těleso



Obr.p. 20. Rozložení sil do směru os x a y natočeného souřadného systému o úhel α - těleso 3

$F_{Dx} = -61 \text{ N}$	$F_{Bx} = 42\,641 \text{ N}$	$F_{Cx} = 61 \text{ N}$	$\alpha = 4,21^\circ$
$F_{Dy} = 2\,841 \text{ N}$	$F_{By} = -13\,909 \text{ N}$	$F_{Cy} = 3\,153 \text{ N}$	$\beta = 18,44^\circ$
$F = 44\,950 \text{ N}$			$\varphi = 8,57^\circ$

Tab.p. 13. Hodnoty působících sil na těleso 2

$$F_{Kx} = \cos\beta \cdot F = 42\,641 \text{ N} \quad (1.3-19)$$

$$F_{Ky} = (-1)\sin\beta \cdot F = -14\,221 \text{ N} \quad (1.3-20)$$

Součet sil v ose x

$$F_{Dx} - F_{Bx} - F_{Kx} + F_{Cx} = 0 \text{ N} \quad (1.3-21)$$

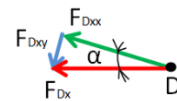
Součet sil v ose y

$$-F_{Dy} - F_{By} + F_{Ky} + F_{Cy} = 0 \text{ N} \quad (1.3-22)$$

$$F_{Dx} = -61 \text{ N}$$

$$F_{Dxx} = \cos\alpha \cdot F_{Dx} \cdot (-1) = 60,8 \text{ N}$$

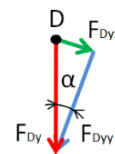
$$F_{Dxy} = \sin\alpha \cdot F_{Dx} \cdot (-1) = 4 \text{ N}$$



$$F_{Dy} = 2\,841 \text{ N}$$

$$F_{Dyx} = \sin\alpha \cdot F_{Dy} = 209 \text{ N}$$

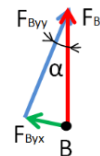
$$F_{Dyy} = \cos\alpha \cdot F_{Dy} = 2\,833,3 \text{ N}$$



$$F_{By} = -13\,909 \text{ N}$$

$$F_{Byx} = \sin\alpha \cdot F_{By} \cdot (-1) = 1\,021 \text{ N}$$

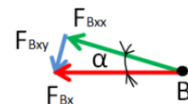
$$F_{Byy} = \cos\alpha \cdot F_{By} \cdot (-1) = 13\,871,4 \text{ N}$$



$$F_{Bx} = 42\,641 \text{ N}$$

$$F_{Bxx} = \cos\alpha \cdot F_{Bx} = 42\,526 \text{ N}$$

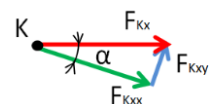
$$F_{Bxy} = \sin\alpha \cdot F_{Bx} = 3\,130,3 \text{ N}$$



$$F_{Kx} = 42\,641 \text{ N}$$

$$F_{Kxx} = \cos\alpha \cdot F_{Kx} = 42\,526 \text{ N}$$

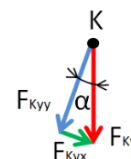
$$F_{Kxy} = \sin\alpha \cdot F_{Kx} = 3\,130,3 \text{ N}$$



$$F_{Ky} = -14\,221 \text{ N}$$

$$F_{Kyx} = \sin\alpha \cdot F_{Ky} \cdot (-1) = 1\,044 \text{ N}$$

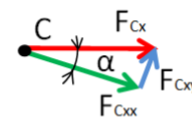
$$F_{Kyy} = \cos\alpha \cdot F_{Ky} \cdot (-1) = 14\,182,3 \text{ N}$$



$$F_{Cx} = 61 \text{ N}$$

$$F_{Cxy} = \sin \alpha \cdot F_{Cx} = 4 \text{ N}$$

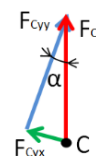
$$F_{Cxx} = \cos \alpha \cdot F_{Cx} = 60,8 \text{ N}$$



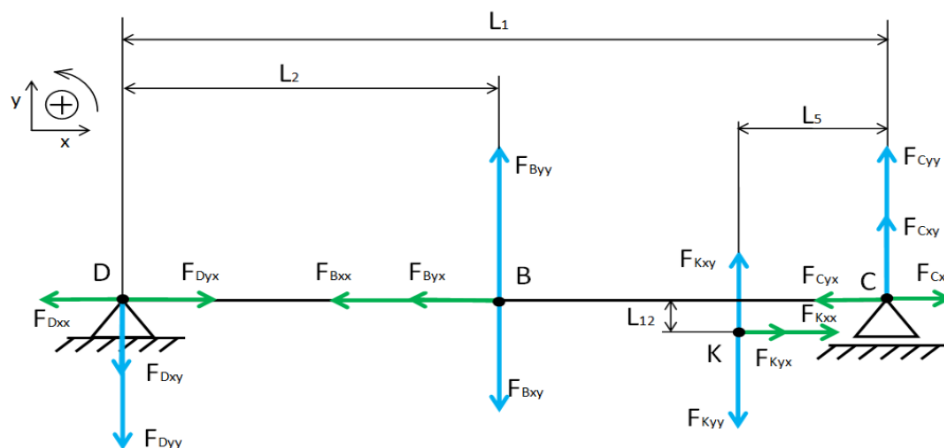
$$F_{Cy} = 3\,153 \text{ N}$$

$$F_{Cyx} = \sin \alpha \cdot F_{Cy} = 231 \text{ N}$$

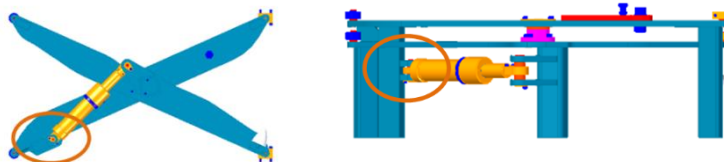
$$F_{Cyy} = \cos \alpha \cdot F_{Cy} = 3\,111,4 \text{ N}$$



Po přepočítání působících sil na rameno tak, že síly působí v jeho ose a kolmo na tuto osu, vypočítáme normálové síly, posouvající síly a moment v jednotlivých částech ramene, abychom následně mohli provést výpočty napětí od jednotlivých druhů namáhání v jednotlivých částech ramene. Dále rameno počítáme jako nosník na dvou podporách.



Obr.p. 21. Rozložení sil a jejich směr dle maticového výpočtu na tělese 3



Obr.p. 22. Připojení pístnice k tělesu 3

Součet sil v ose x

$$-F_{Dxx} + F_{Dyx} - F_{Bxx} - F_{Byx} + F_{Cxx} - F_{Cyx} + F_{Kyx} + F_{Kxx} = 0 \text{ N} \quad (1.3-23)$$

Součet sil v ose y

$$-F_{Dxy} - F_{Dyy} + F_{Byy} - F_{Bxy} + F_{Kxy} - F_{Kyy} + F_{Cxy} + F_{Cyy} = 0 \text{ N} \quad (1.3-24)$$

Normálové síly [N]

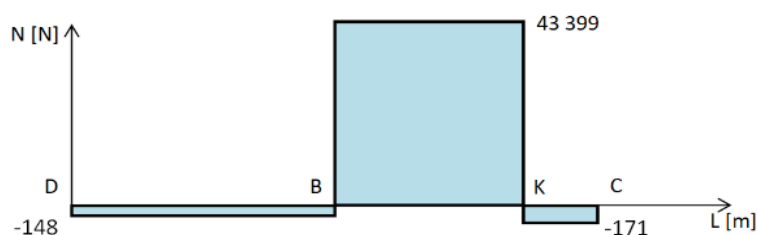
$$-F_{Dxx} + F_{Dyx} - F_{Bxx} - F_{Byx} - F_{Cyx} + F_{Kyx} + F_{Kxx} + F_{Cxx} = 0 \text{ N} \quad (1.3-25)$$

$$N_{3D} = F_{Dxx} - F_{Dyx} = -148 \text{ N} \quad (1.3-26)$$

$$N_{3B} = N_{3D} + F_{Bxx} + F_{Byx} = 43\,399 \text{ N} \quad (1.3-27)$$

$$N_{3K} = N_{3B} - F_{Kyx} - F_{Kxx} = -171 \text{ N} \quad (1.3-28)$$

$$N_{3C} = -F_{Cyx} + F_{Cxx} = -171 \text{ N} \quad (1.3-29)$$



Graf.p. 8. Rozložení normálových sil - těleso 3

Posouvající síly [N]

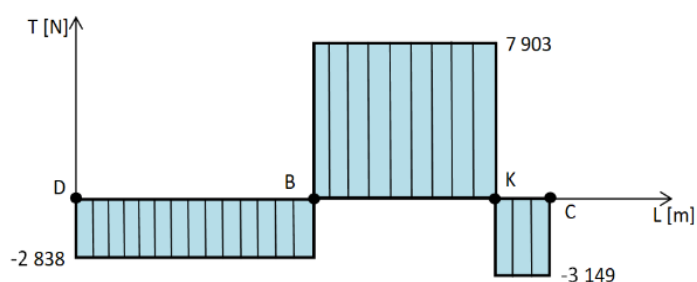
$$-F_{Dxy} - F_{Dyy} + F_{Byy} - F_{Bxy} + F_{Kxy} - F_{Kyy} + F_{Cyy} + F_{Cxy} = 0 \text{ N} \quad (1.3-30)$$

$$T_{3D} = -F_{Dxy} - F_{Dyy} = -2\,838 \text{ N} \quad (1.3-31)$$

$$T_{3B} = T_{3D} - F_{Bxy} + F_{Byy} = 7\,903 \text{ N} \quad (1.3-32)$$

$$T_{3K} = T_{3B} - F_{Kyy} + F_{Kxy} = -3\,149 \text{ N} \quad (1.3-33)$$

$$T_{3C} = -(F_{Cyy} + F_{Cxy}) = -3\,149 \text{ N} \quad (1.3-34)$$



Graf.p. 9. Rozložení posouvajících sil - těleso 3

Součet momentů k bodu D

$$M_D = -F_{Bxy}L_2 + F_{Byy}L_2 - F_{Kyy}(L_1 - L_5) + F_{Kxy}(L_1 - L_5) + F_{Cyy}L_1 + F_{Cxy}L_1 + F_{Kyx}L_{12} + F_{Kxx}L_{12} = 0 \text{ Nm} \quad (1.3-35)$$

Součet momentů k bodu C

$$M_C = F_{Dyy}L_1 + F_{Dxy}L_1 + F_{Bxy}L_2 - F_{Byy}L_2 - F_{Kxy}L_5 + F_{Kyy}L_5 + F_{Kyx}L_{12} + F_{Kxx}L_{12} = 0 \text{ Nm} \quad (1.3-36)$$

Moment k bodu B od bodu D

$$M_{B,D} = F_{Dyy}L_2 + F_{Dxy}L_2 = 2\,128 \text{ Nm} \quad (1.3-37)$$

Moment k bodu B od bodu C

$$M_{B,C} = -F_{Ky}L_2 + F_{Kxy}L_2 + F_{Cy}L_2 + F_{Cxy}L_2 + F_{Kyx}L_{12} + F_{Kxx}L_{12} + F_{Kyy}L_5 - F_{Kxy}L_5 = -2\,128 \text{ Nm} \quad (1.3-38)$$

Tyto momenty jsou stejně velké, ale opačně orientované z důvodu zachování rovnováhy.

Moment k bodu K od bodu C

$$M_{K,C} = F_{Cy}L_5 + F_{Cxy}L_5 + F_{Cyx}L_{12} - F_{Cxx}L_{12} = 686 \text{ Nm} \quad (1.3-39)$$

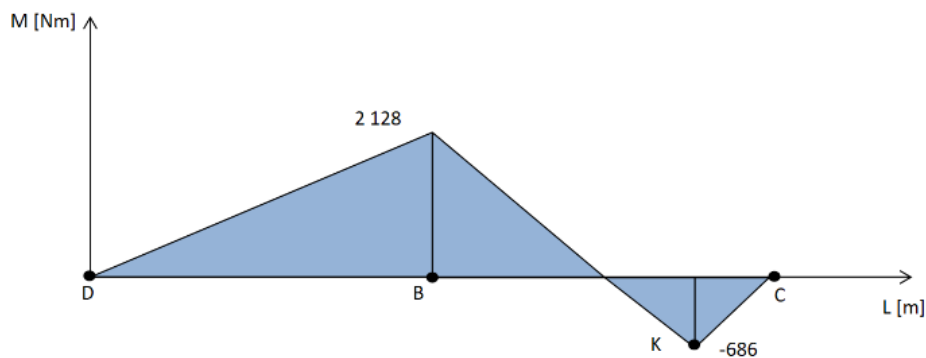
Moment k bodu K od bodu B a D

$$(1.3-40)$$

$$M_{K,B,D} = F_{Dyy}(L_1 - L_5) + F_{Dxy}(L_1 - L_5) + F_{Dxx}L_{12} - F_{Dxy}L_{12} - F_{Byy}(L_2 - L_5) + F_{Bxy}(L_2 - L_5) + F_{Bxx}L_{12} - F_{Byx}L_{12} = -686 \text{ Nm}$$

Tyto momenty jsou stejně velké, ale opačně orientované z důvodu zachování rovnováhy.

Průběh momentu graficky:



Graf.p. 10. Rozložení momentu – těleso 3

1.4 Dimenzování vnitřního a vnějšího ramene nůžkového mechanismu

Dimenzování bude počítáno na počátku zdvihu plošiny z důvodu největších sil působících na ramena od přímočarého hydromotoru. Počáteční poloha ramene je úhel $4,21^\circ$.

Materiál: S355J2 – ČSN 11 503

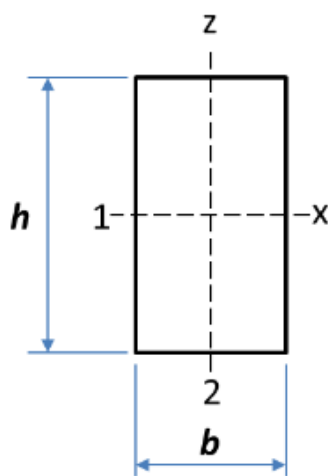
$$R_e = 345 \text{ MPa} \quad (1.4-1)$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{1,5} \geq \sigma_{red} \quad (1.4-2)$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{1,5} = 230 \text{ MPa} \quad (1.4-3)$$

$$\tau_D = 0,8 \cdot \sigma_D = 184 \text{ MPa} \quad (1.4-5)$$

$$p_D = 0,66 \cdot R_e = 228 \text{ MPa} \quad (1.4-6)$$



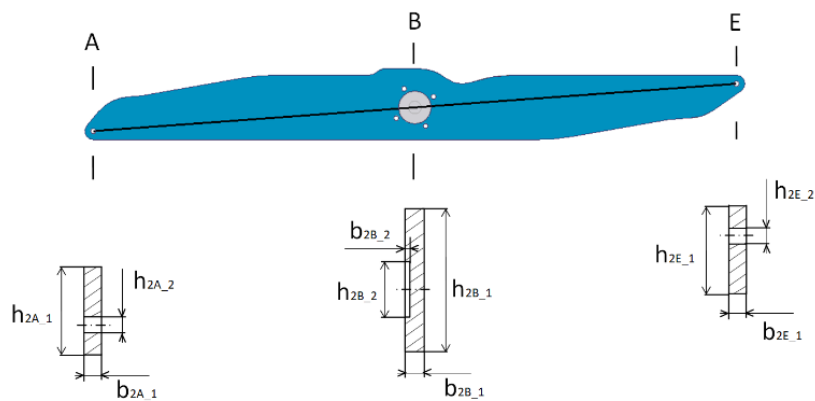
$$\sigma_{Do} = \frac{M_{o,max}}{W_o} \quad (1.4-7)$$

$$W_o = \frac{J_x}{\frac{h}{2}} \quad (1.4-8)$$

$$J_x = \frac{(b_1 \cdot h_1^3)}{12} \quad (1.4-9)$$

$$J_y = \frac{(h_1 \cdot b_1^3)}{12} \quad (1.4-10)$$

Člen 2

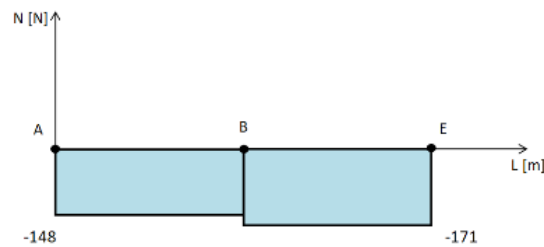


Obr.p. 23. Řezy členu 2 pro dimenzování

$h_{2A_1} = 50 \text{ mm}$	$h_{2B_1} = 165 \text{ mm}$	$h_{2E_1} = 44 \text{ mm}$
$h_{2A_2} = 12 \text{ mm}$	$h_{2B_2} = 75 \text{ mm}$	$h_{2E_2} = 12 \text{ mm}$
$b_{2A_1} = 20 \text{ mm}$	$b_{2B_1} = 20 \text{ mm}$	$b_{2E_1} = 20 \text{ mm}$
	$b_{2B_2} = 6 \text{ mm}$	

Tab.p. 14. Rozměry členu 2 pro dimenzování

➤ Tah / Tlak:



Graf.p. 11. Rozložení normálových sil - těleso 2

$$N_{2A_max} = 148 \text{ N}$$

$$N_{2B_max} = 171 \text{ N}$$

$$N_{2E_max} = 171 \text{ N}$$

Na otláčení od čepu

$$S_{2E1_min} = h_{2E_2} \cdot b_{2E_1} = 240 \text{ mm}^2 \quad (1.4-11)$$

$$p_{2E_max} = \frac{N_{2E_max}}{S_{2E1_min}} = 0,7 \text{ MPa} \quad (1.4-12)$$

$$0,7 \text{ MPa} < 230 \text{ MPa}$$

$$p_{2E_max} < p_D$$

VYHOVUJE

Napětí od tlaku

$$S_{2E2_min} = (h_{2E_1} - h_{2E_2}) \cdot b_{2E_1} = 640 \text{ mm}^2 \quad (1.4-13)$$

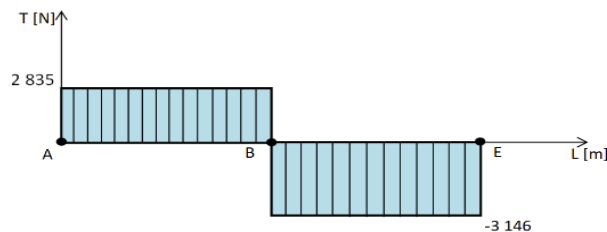
$$\sigma_{2Et_max} = \frac{N_{2E_max}}{S_{2E2_min}} = 0,27 \text{ MPa} \quad (1.4-14)$$

0,27 MPa < 230 MPa	$\sigma_{2Et_max} < \sigma_D$	VYHOVUJE
--------------------	--------------------------------	----------

$$S_{2B_min} = (h_{2B_1} \cdot b_{2B_1}) - (h_{2B_2} \cdot b_{2B_2}) = 2 \text{ 850 mm}^2 \quad (1.4-15)$$

$$\sigma_{2Bt_max} = \frac{N_{2B_max}}{S_{2B_min}} = 0,06 \text{ MPa} \quad (1.4-16)$$

0,06 MPa < 230 MPa	$\sigma_{2Bt_max} < \sigma_D$	VYHOVUJE
--------------------	--------------------------------	----------

➤ **Smyk:****Graf.p. 12. Rozložení posouvajících sil - těleso 2**

$$T_{2A} = 2 \text{ 835 N} \quad T_{2B} = -3 \text{ 146 N} \quad T_{2E} = -3 \text{ 146 N}$$

$$T_{2B_max} = T_{2A} + (-T_{2B}) = 5 \text{ 981 N} \quad (1.4-17)$$

$$S_{2B\tau_min} = (h_{2B_1} \cdot b_{2B_1}) - (h_{2B_2} \cdot b_{2B_2}) = 2 \text{ 850 mm}^2 \quad (1.4-18)$$

$$\tau_{2B_max} = \frac{T_{2B_max}}{S_{2B\tau_min}} = 2 \text{ MPa} \quad (1.4-19)$$

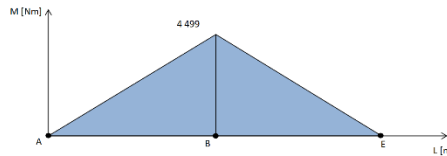
2 MPa < 184 MPa	$\tau_{2B_max} < \tau_D$	VYHOVUJE
-----------------	---------------------------	----------

$$S_{2E\tau_{min}} = (h_{2E_1} \cdot b_{2E_1}) - (h_{2E_2} \cdot b_{2E_1}) = 640 \text{ mm}^2 \quad (1.4-20)$$

$$\tau_{2E_{max}} = \frac{-T_{2E}}{S_{2E\tau_{min}}} = 5 \text{ MPa} \quad (1.4-21)$$

5 MPa < 184 MPa	$\tau_{2E_{max}} < \tau_D$	VYHOVUJE
-----------------	----------------------------	----------

➤ **Ohyb:**



Graf.p. 13. Rozložení momentu - těleso 2

$$M_{O2B_{max}} = 4\,499 \text{ Nm} \quad (1.4-22)$$

$$J_{x2B_1} = \frac{(b_{2B_1} \cdot h_{2B_1}^3)}{12} = 7\,486\,875 \text{ mm}^4 \quad (1.4-23)$$

$$J_{x2B_2} = \frac{(b_{2B_2} \cdot h_{2B_2}^3)}{12} = 210\,938 \text{ mm}^4 \quad (1.4-24)$$

$$J_{x2B} = J_{x2B_1} - J_{x2B_2} = 7\,275\,938 \text{ mm}^4 \quad (1.4-25)$$

$$W_{O2B} = \frac{J_{x2B}}{\frac{h_{2B_1}}{2}} = 88\,193 \text{ mm}^3 \quad (1.4-26)$$

$$\sigma_{O2B_{max}} = \frac{M_{O2B_{max}}}{W_{O2B}} = 51,01 \text{ MPa} \quad (1.4-27)$$

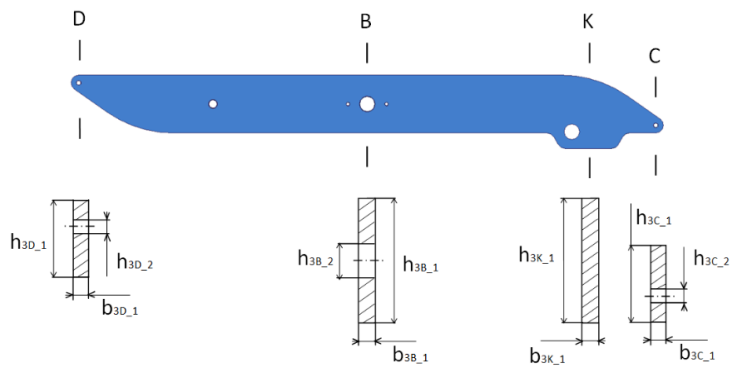
51 MPa < 230 MPa	$\sigma_{O2B_{max}} < \sigma_D$	VYHOVUJE
------------------	---------------------------------	----------

$$\sigma_{2B_{red}} = \sqrt{(\sigma_{2Bt_{max}} + \sigma_{O2B_{max}})^2 + 4 \cdot \tau_{2B_{max}}^2} = 51,25 \text{ MPa} \quad (1.4-28)$$

51,25 MPa < 230 MPa	$\sigma_{2B_{red}} < \sigma_D$	VYHOVUJE
---------------------	--------------------------------	----------

$$\text{Bezpečnost} = \frac{\sigma_D}{\sigma_{2B_{red}}} = 4,49 \quad (1.4-29)$$

Člen 3

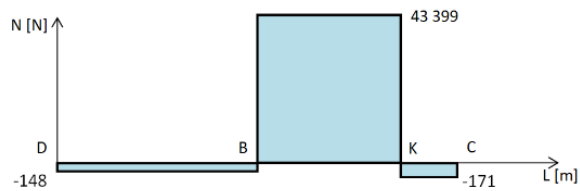


Obr.p. 24. Řezy členu 3 pro dimenzování

$h_{3D_1} = 44 \text{ mm}$	$h_{3B_1} = 150 \text{ mm}$	$h_{3K_1} = 183 \text{ mm}$	$h_{3C_1} = 44 \text{ mm}$
$h_{3D_2} = 12 \text{ mm}$	$h_{3B_2} = 40 \text{ mm}$	$b_{3K_1} = 20 \text{ mm}$	$h_{3C_2} = 12 \text{ mm}$
$b_{3D_1} = 20 \text{ mm}$	$b_{3B_1} = 20 \text{ mm}$		$b_{3C_1} = 20 \text{ mm}$

Tab.p. 15. Rozměry členu 3 pro dimenzování

➤ **Tah / Tlak:**



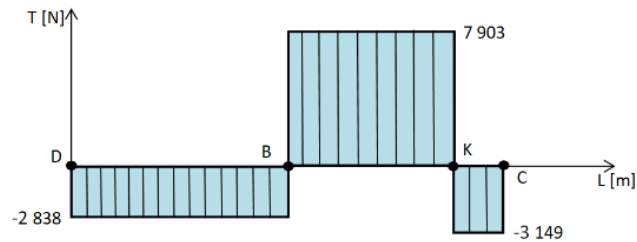
Graf.p. 14. Rozložení normálových sil - těleso 3

$$N_{3D_max} = -148 \text{ N} \quad N_{3B_max} = 43\,399 \text{ N} \quad N_{3K_max} = 43\,399 \text{ N} \quad N_{3C_max} = -171 \text{ N}$$

$$S_{3B_min} = (h_{3B_1} \cdot b_{3B_1}) - (h_{3B_2} \cdot b_{3B_1}) = 2\,200 \text{ mm}^2 \tag{1.4-30}$$

$$\sigma_{3Bt_max} = \frac{N_{3B_max}}{S_{3B_min}} = 19,73 \text{ MPa} \tag{1.4-31}$$

$19,73 \text{ MPa} < 230 \text{ MPa}$	$\sigma_{3Bt_max} < \sigma_D$	VYHOVUJE
---------------------------------------	--------------------------------	-----------------

➤ **Smyk:****Graf.p. 15. Rozložení posouvajících sil - těleso 3**

$$T_{3D} = -2\,838\text{ N} \quad T_{3B} = 7\,903\text{ N} \quad T_{3K} = -3\,149\text{ N} \quad T_{3C} = -3\,149\text{ N}$$

$$T_{3B_max} = -T_{3D} + T_{3B} = 10\,741\text{ N} \quad (1.4-32)$$

$$S_{3B\tau_min} = (h_{3B_1} \cdot b_{3B_1}) - (h_{3B_2} \cdot b_{3B_1}) = 2\,200\text{ mm}^2 \quad (1.4-33)$$

$$\tau_{3B_max} = \frac{T_{3B_max}}{S_{3B\tau_min}} = 5\text{ MPa} \quad (1.4-34)$$

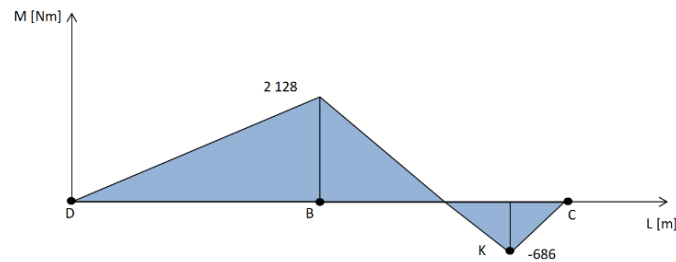
5 MPa < 184 MPa	$\tau_{3B_max} < \tau_D$	VYHOVUJE
-----------------	---------------------------	-----------------

$$T_{3K_max} = T_{3B} + (-T_{3K}) = 11\,052\text{ N} \quad (1.4-35)$$

$$S_{3K\tau_min} = (h_{3K_1} \cdot b_{3K_1}) = 3\,660\text{ mm}^2 \quad (1.4-36)$$

$$\tau_{3K_max} = \frac{T_{3K_max}}{S_{3K\tau_min}} = 3\text{ MPa} \quad (1.4-37)$$

3 MPa < 184 MPa	$\tau_{3K_max} < \tau_D$	VYHOVUJE
-----------------	---------------------------	-----------------

➤ **Ohyb:****Graf.p. 16. Rozložení momentu - těleso 3**

$$M_{O3B_max} = 2\,128 \text{ Nm} \quad (1.4-38)$$

$$J_{x3B_1} = \frac{(b_{3B_1} \cdot h_{3B_1}^3)}{12} = 5\,625\,000 \text{ mm}^4 \quad (1.4-39)$$

$$J_{x3B_2} = \frac{(b_{3B_1} \cdot h_{3B_2}^3)}{12} = 106\,667 \text{ mm}^4 \quad (1.4-40)$$

$$J_{x3B} = J_{x3B_1} - J_{x3B_2} = 5\,518\,333 \text{ mm}^4 \quad (1.4-41)$$

$$W_{O3B} = \frac{J_{x3B}}{\frac{h_{3B_1}}{2}} = 73\,578 \text{ mm}^3 \quad (1.4-42)$$

$$\sigma_{O3B_max} = \frac{M_{O3B_max}}{W_{O3B}} = 29 \text{ MPa} \quad (1.4-43)$$

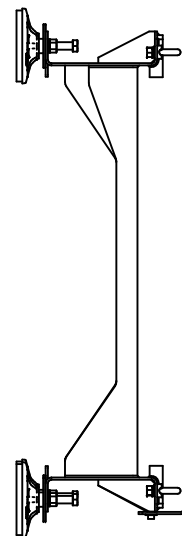
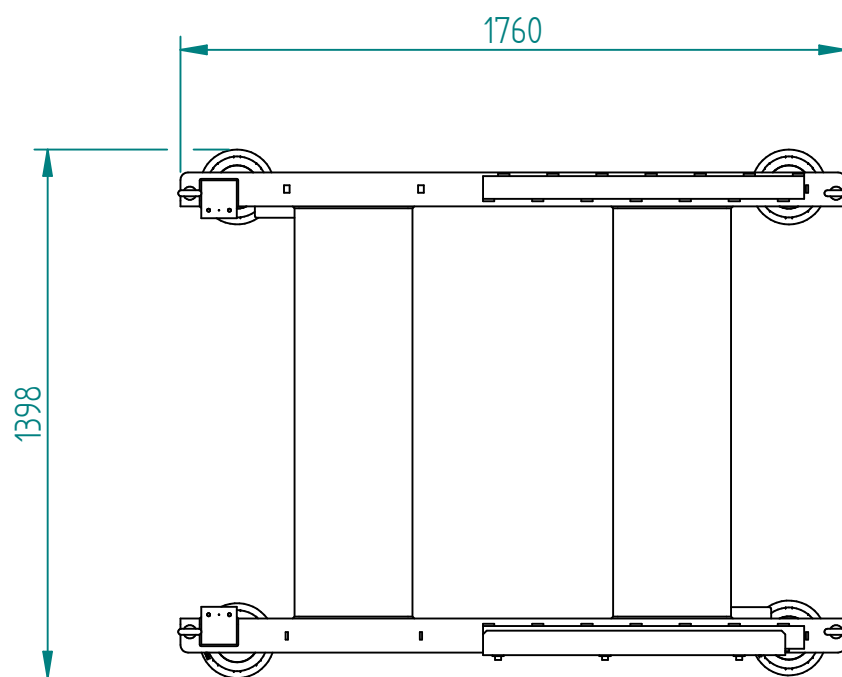
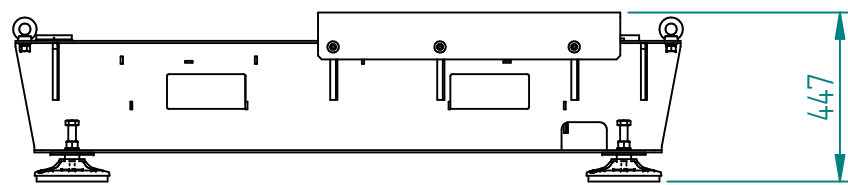
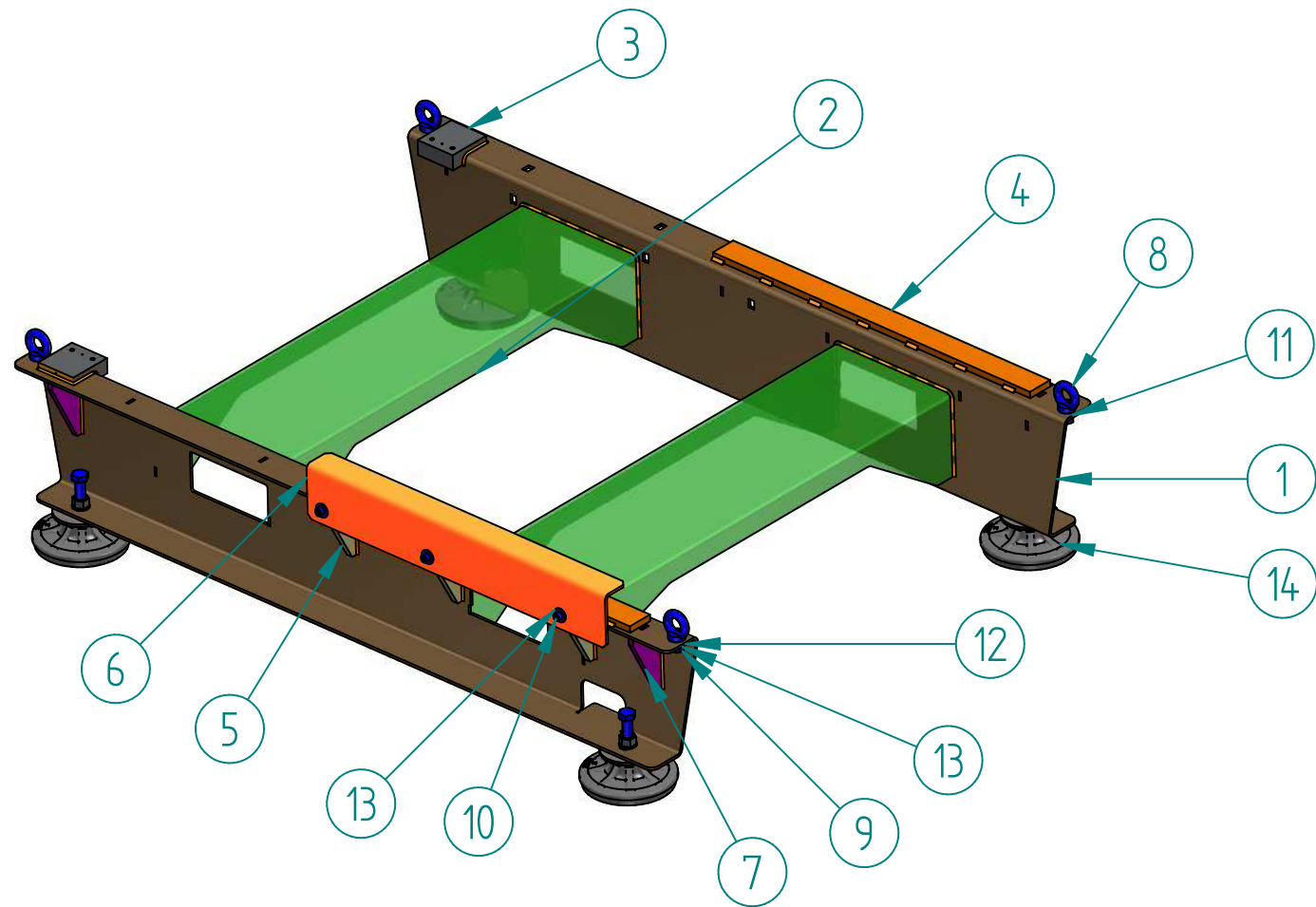
29 MPa < 230 MPa	$\sigma_{O3B_max} < \sigma_D$	VYHOVUJE
------------------	--------------------------------	-----------------

$$\sigma_{3B_red} = \sqrt{(\sigma_{3Bt_max} + \sigma_{O3B_max})^2 + 4 \cdot \tau_{3B_max}^2} = 50 \text{ MPa} \quad (1.4-44)$$

50 MPa < 230 MPa	$\sigma_{3B_red} < \sigma_D$	VYHOVUJE
------------------	-------------------------------	-----------------

$$\text{Bezpečnost} = \frac{\sigma_D}{\sigma_{3B_red}} = 4,64 \quad (1.4-45)$$

Výpočty redukovaných napětí a bezpečnosti vnitřního a vnějšího ramene nůžkového mechanismu dále použijeme pro vyhodnocení alternativy navrhovaného inovativního konstrukčního řešení.

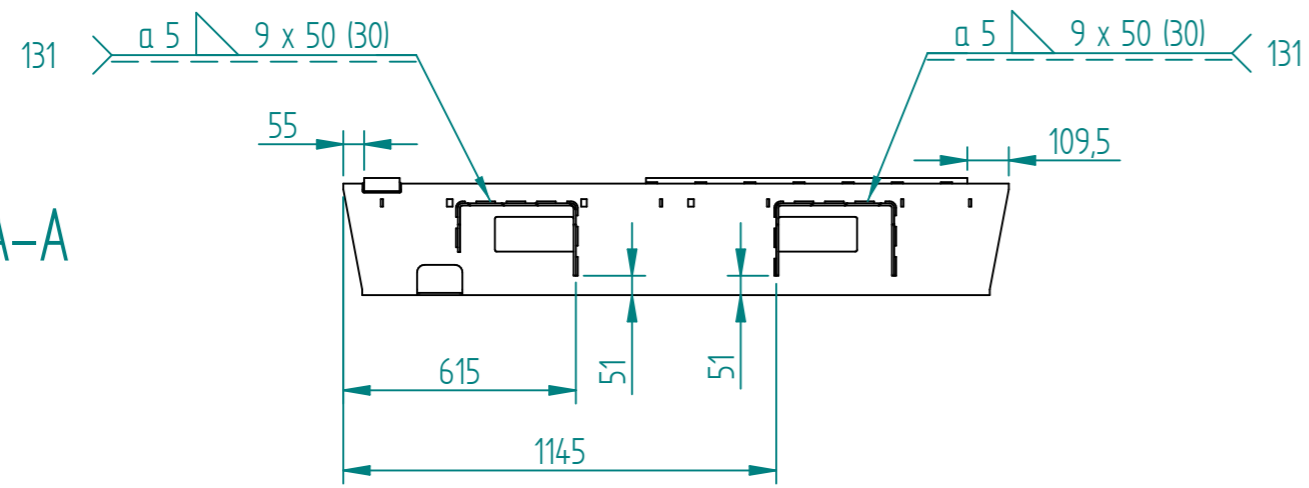


1	BPV3S_001	Bok	EN10051 1.0038+AR	33,96 kg	2
2	BPV3S_002	Příčník	EN10051 1.0038+AR	24,01 kg	2
3	BPV3S_005	Plátě pod domeček	EN10029 1.0976+M	1,55 kg	2
4	BPV3S_006	Vedení pod ložisko	EN10029 1.0976+M	5,97 kg	2
5	BPV3S_008	Vzpěra_kryt	EN10051 1.0038+AR	0,97 kg	3
6	BPV2M_009	Kryt + Držák	EN10051 1.0038+AR	6,67 kg	1
7	BPV3S_010	Vzpěra	EN10051 1.0038+AR	0,76 kg	7
8	DIN580 M16	Závěsné oko	C15E	0,32 kg	4
9	ISO 4032	Šestihhranná matice M16	Ocel	0,04 kg	4
10	ISO4762	Šroub M10X30 8.8	Ocel	0,03 kg	3
11*	DIN 125	Podložka A17	Ocel	0,01 kg	4
12*	DIN 7980	Podložka pružná 16	Ocel	0,01 kg	4
13	DIN 125	Podložka A10.5	Ocel	0,01 kg	3
14	MHD190 E18S	Stabilizační podložka		0,00 kg	4
Číslo položky	Číslo výkresu / Označení normy	Název / označení	Materiál	Hmotnost	Kusů

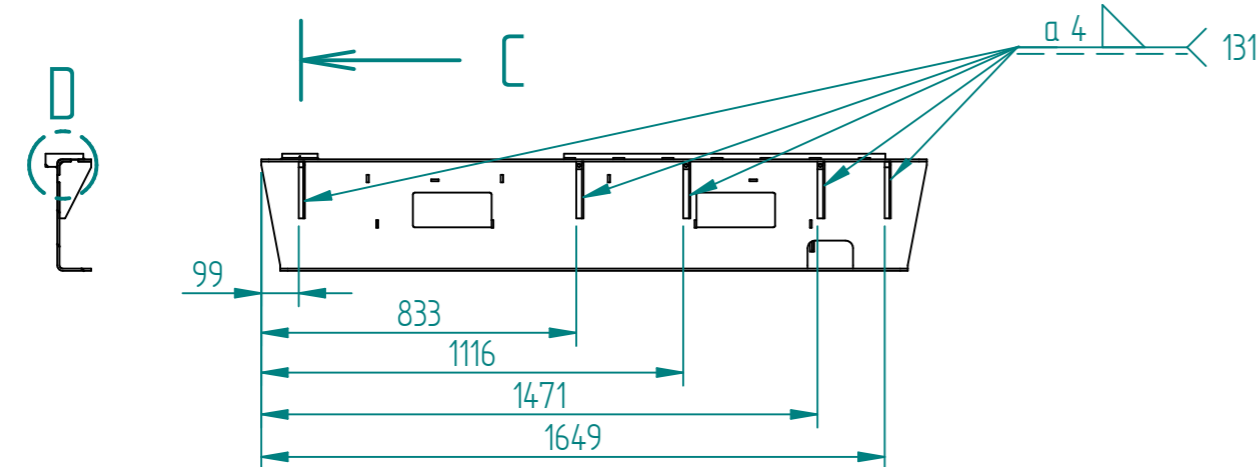
Měřítko: 1:20	Hmotnost(kg) 163	Promítání 	Formát A3
------------------	---------------------	---------------	--------------

	Kreslil Sedlák Zbyněk 28.12.2018	Název Podstavec-Sestava
	Schválil	Číslo dokumentu BPV3S_000
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Druh dokumentu VÝKRES SESTAVY	List 1 Listů 1

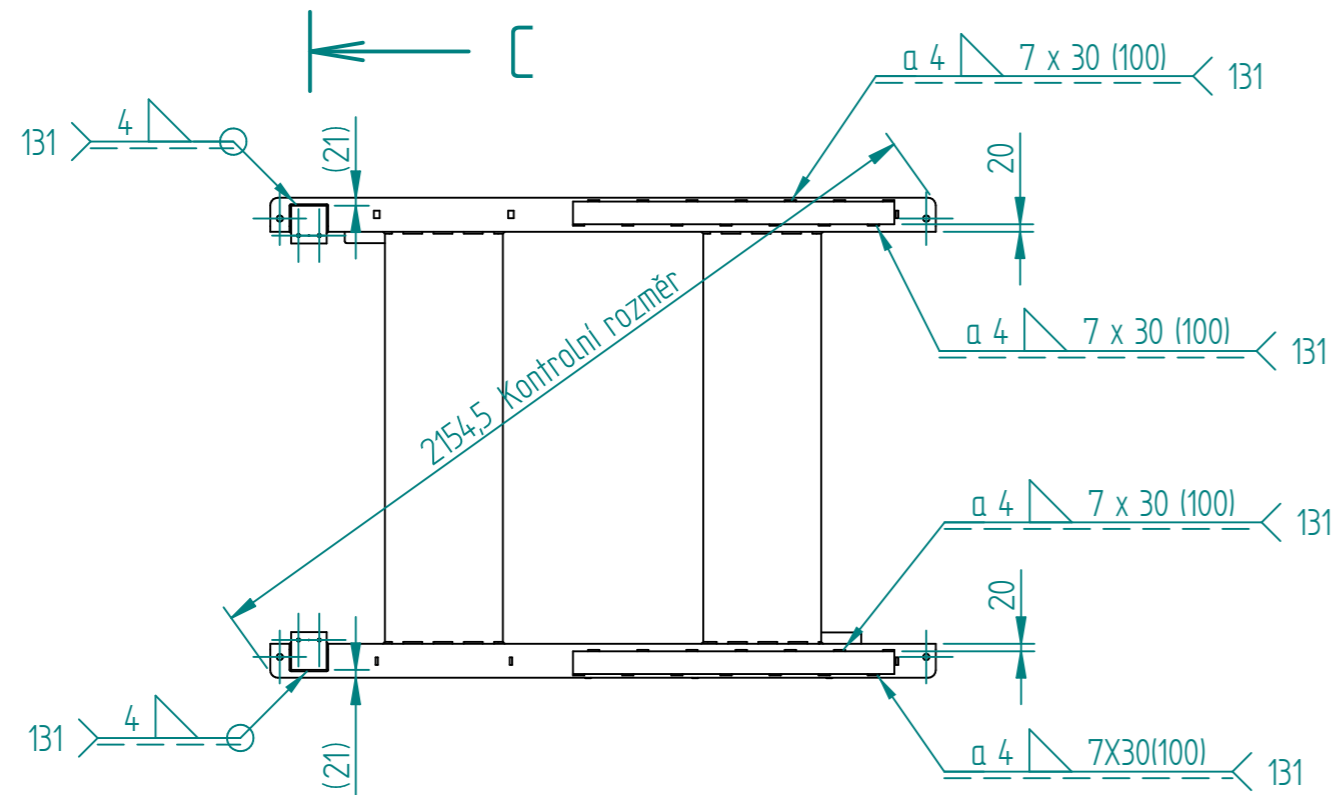
ŘEZ A-A



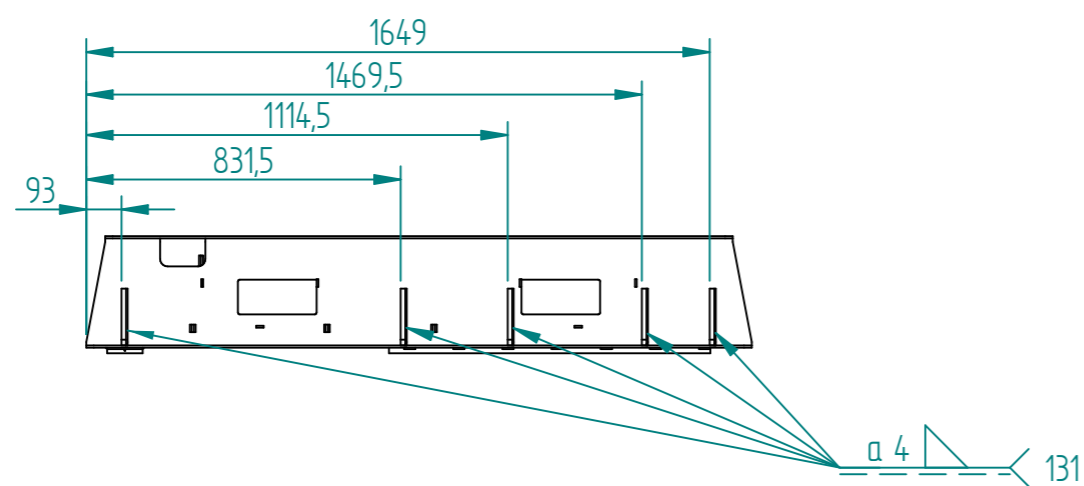
ŘEZ C-C



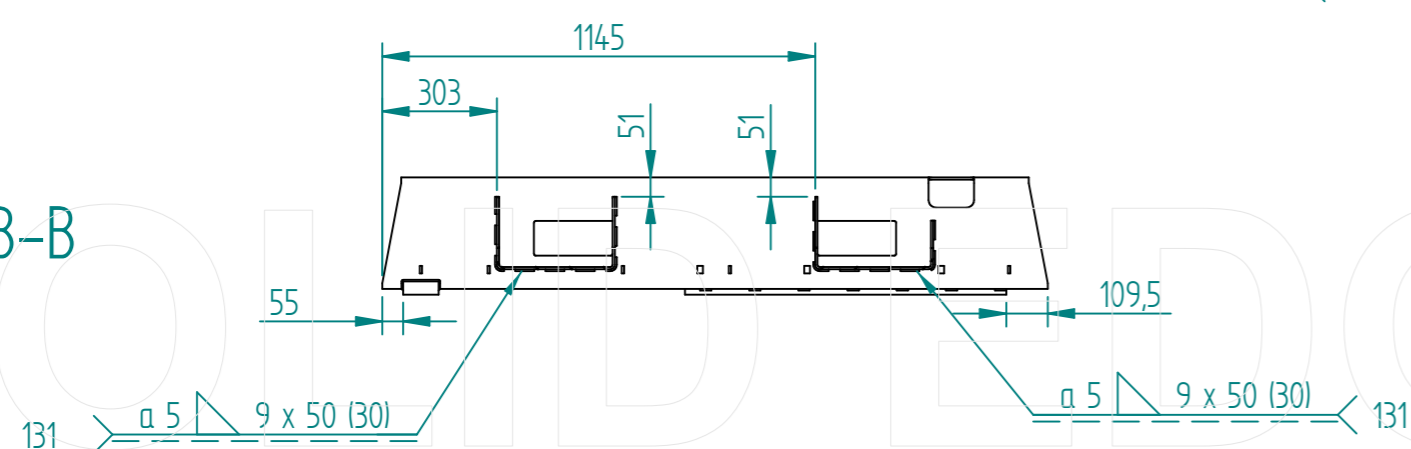
B
A



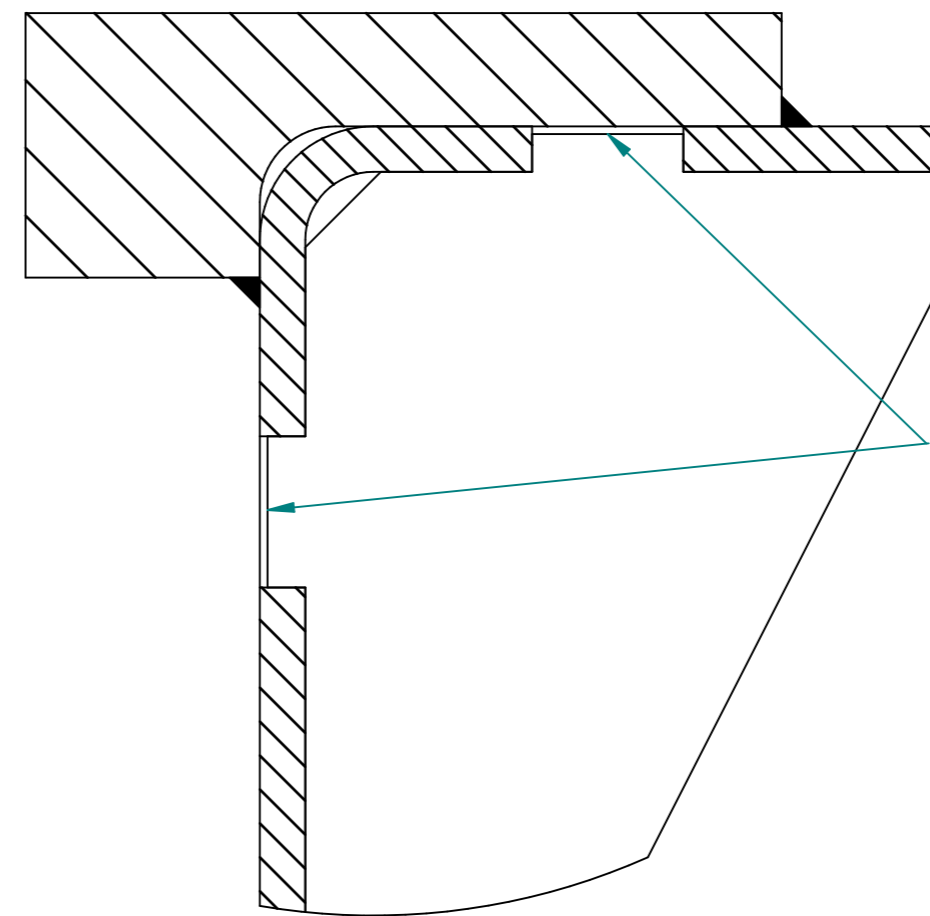
B
A



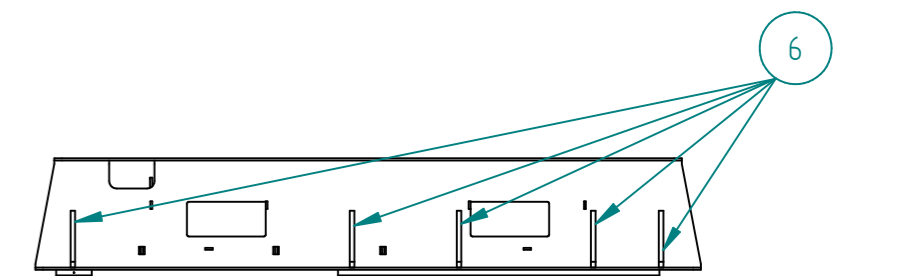
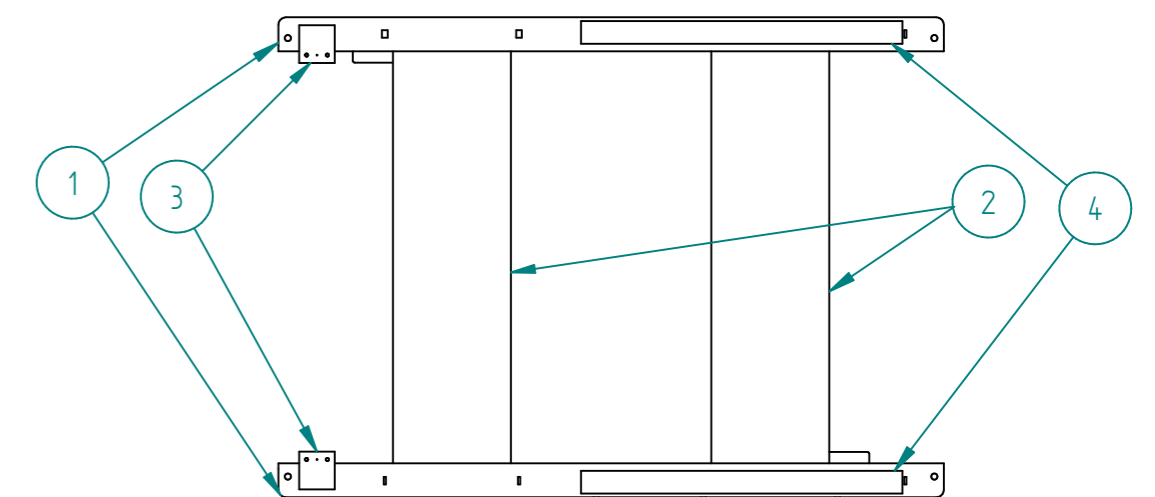
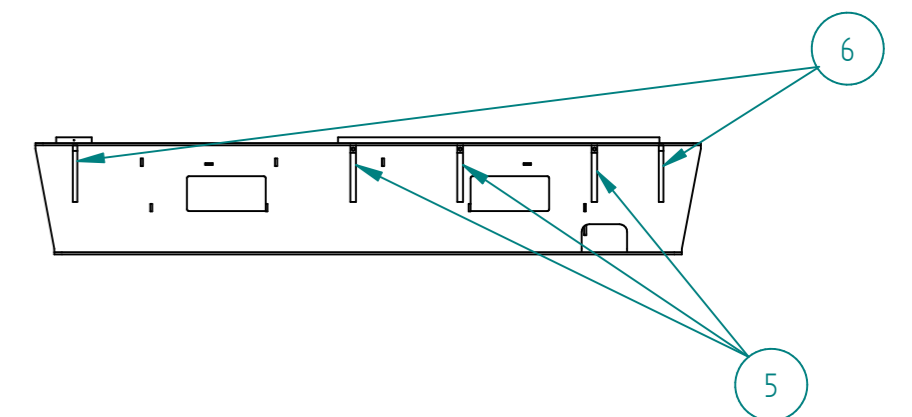
ŘEZ B-B



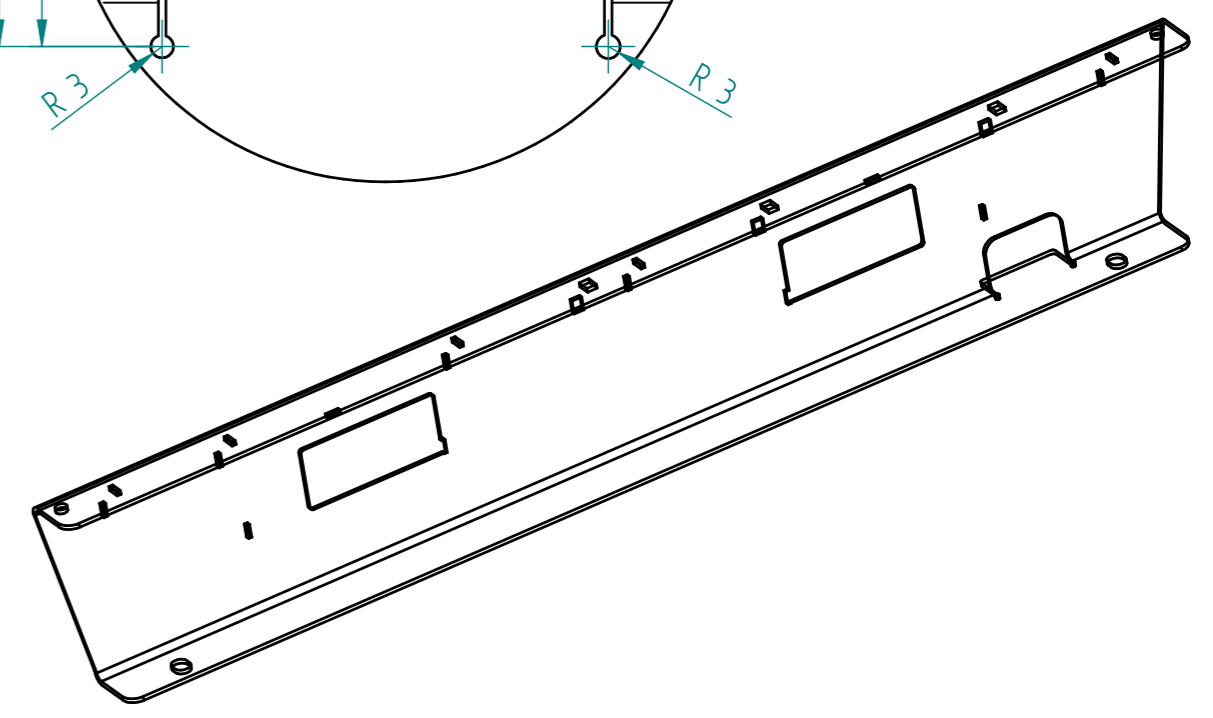
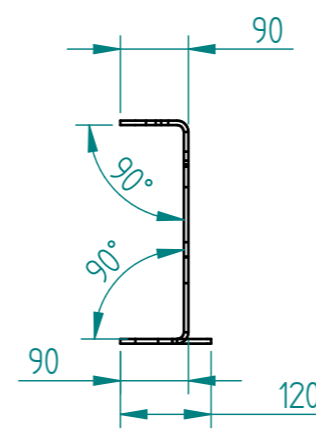
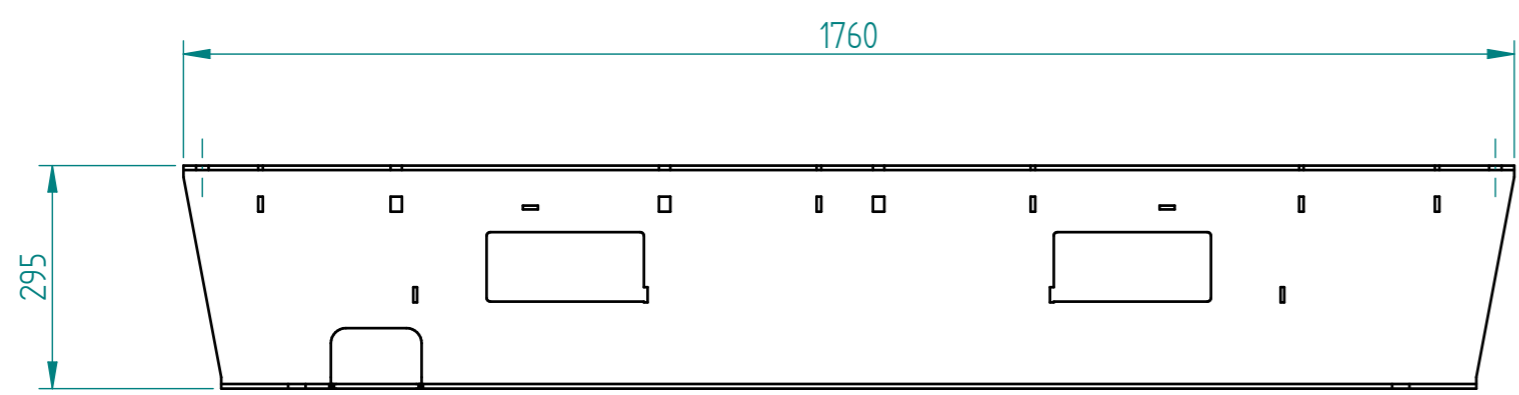
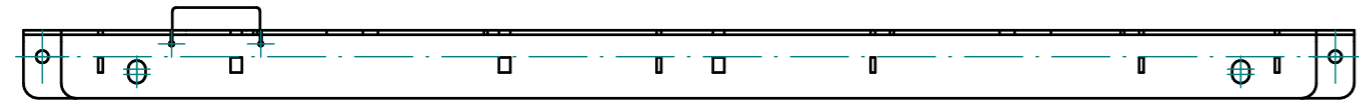
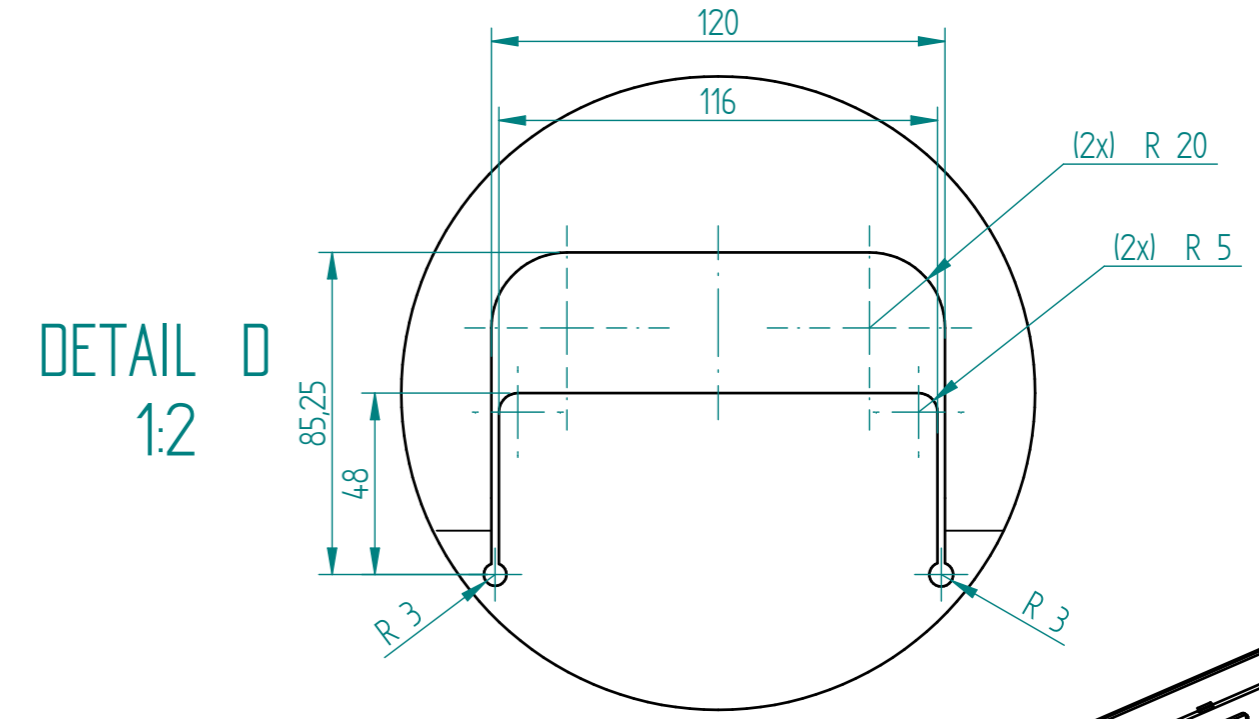
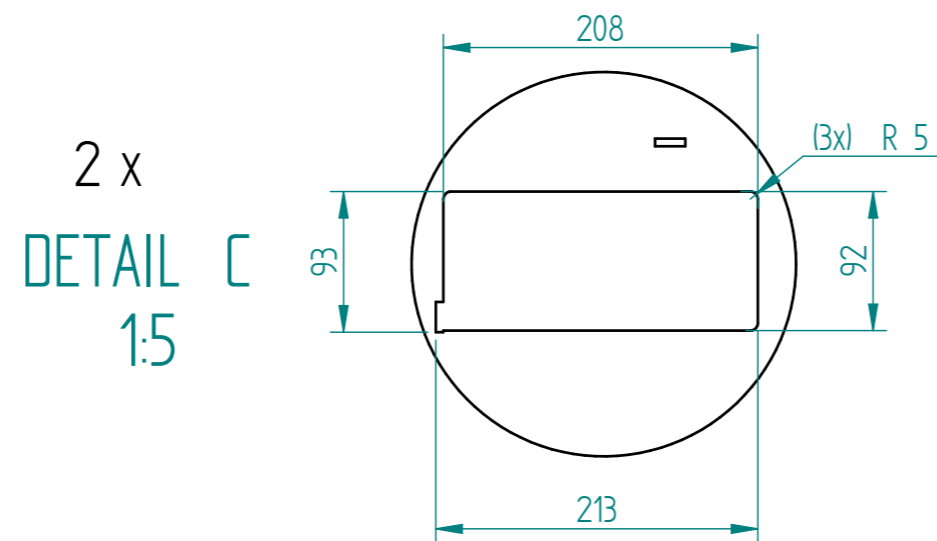
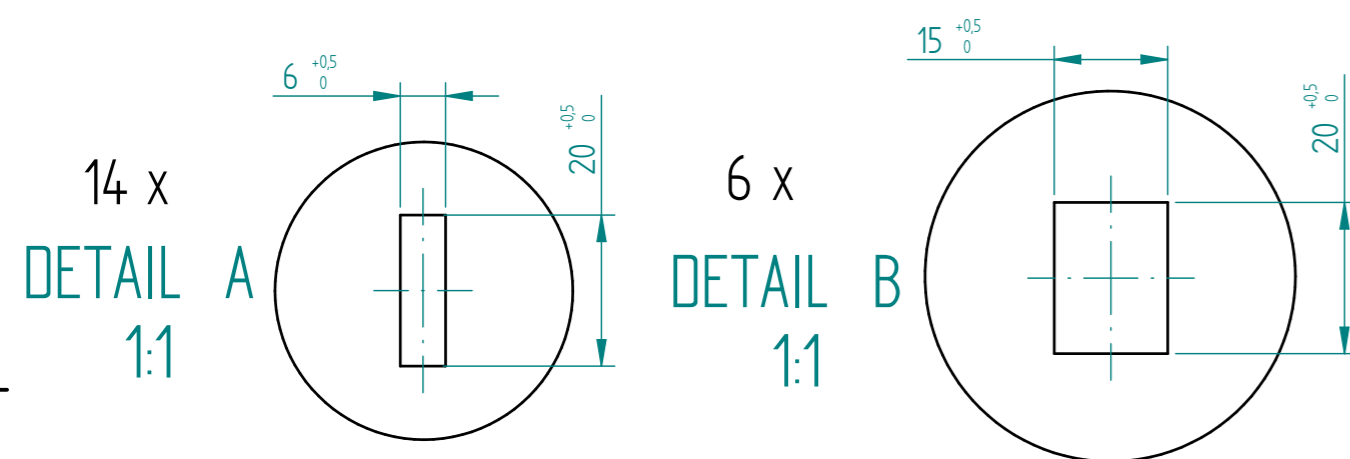
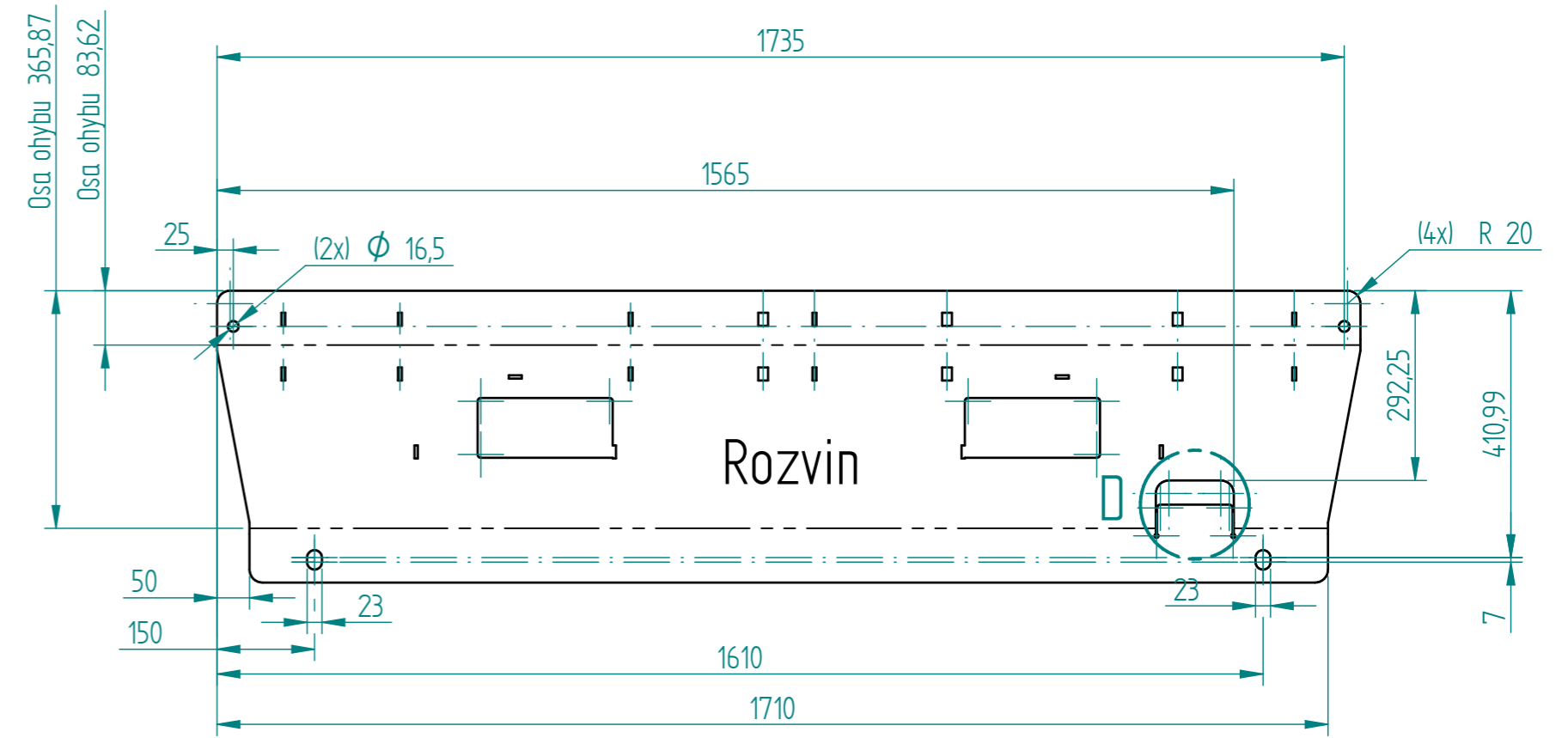
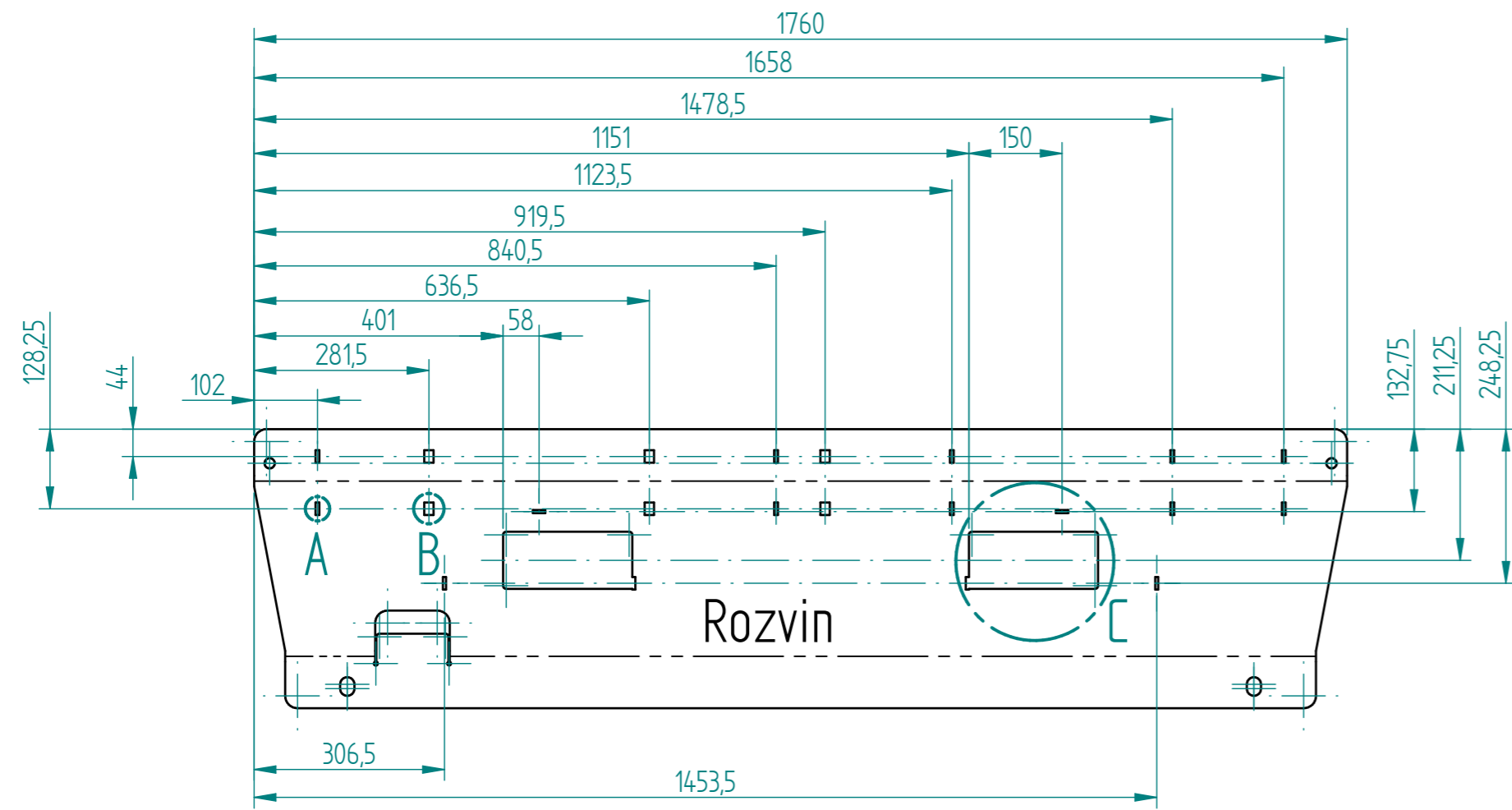
DETAIL D
1:1



Zámky pro usazení dílů pro svaření
(díly dle kusovníku č. 5 a 6)

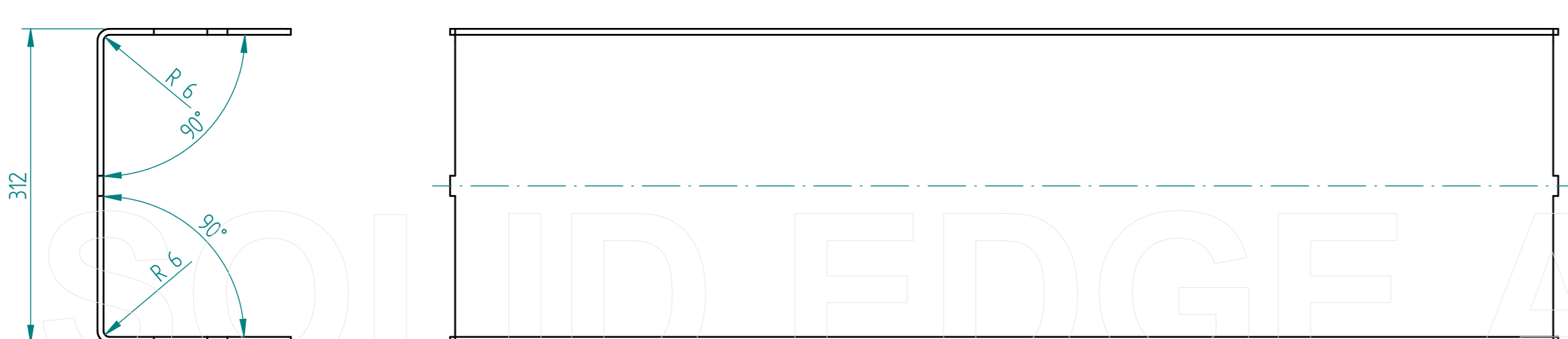
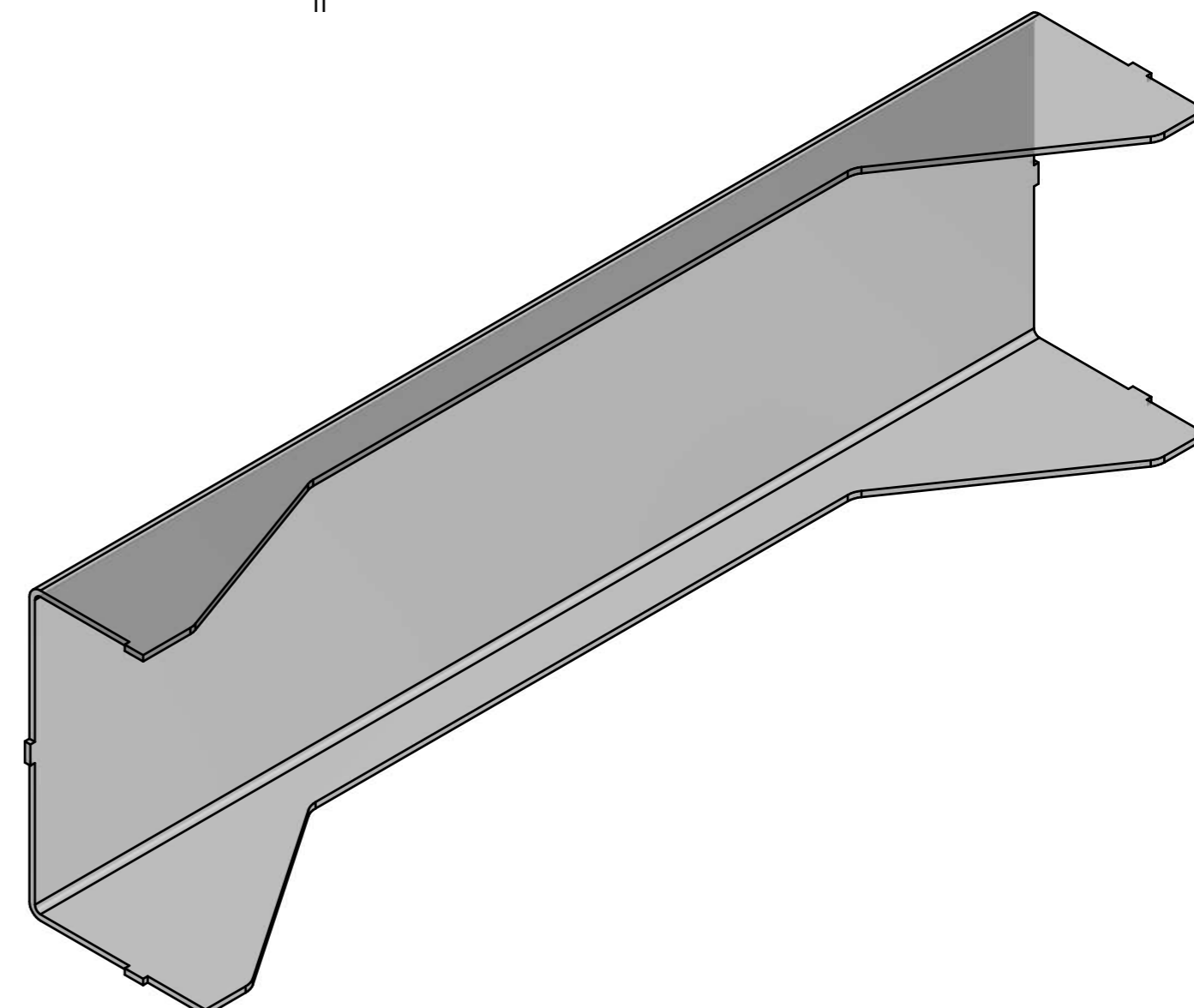
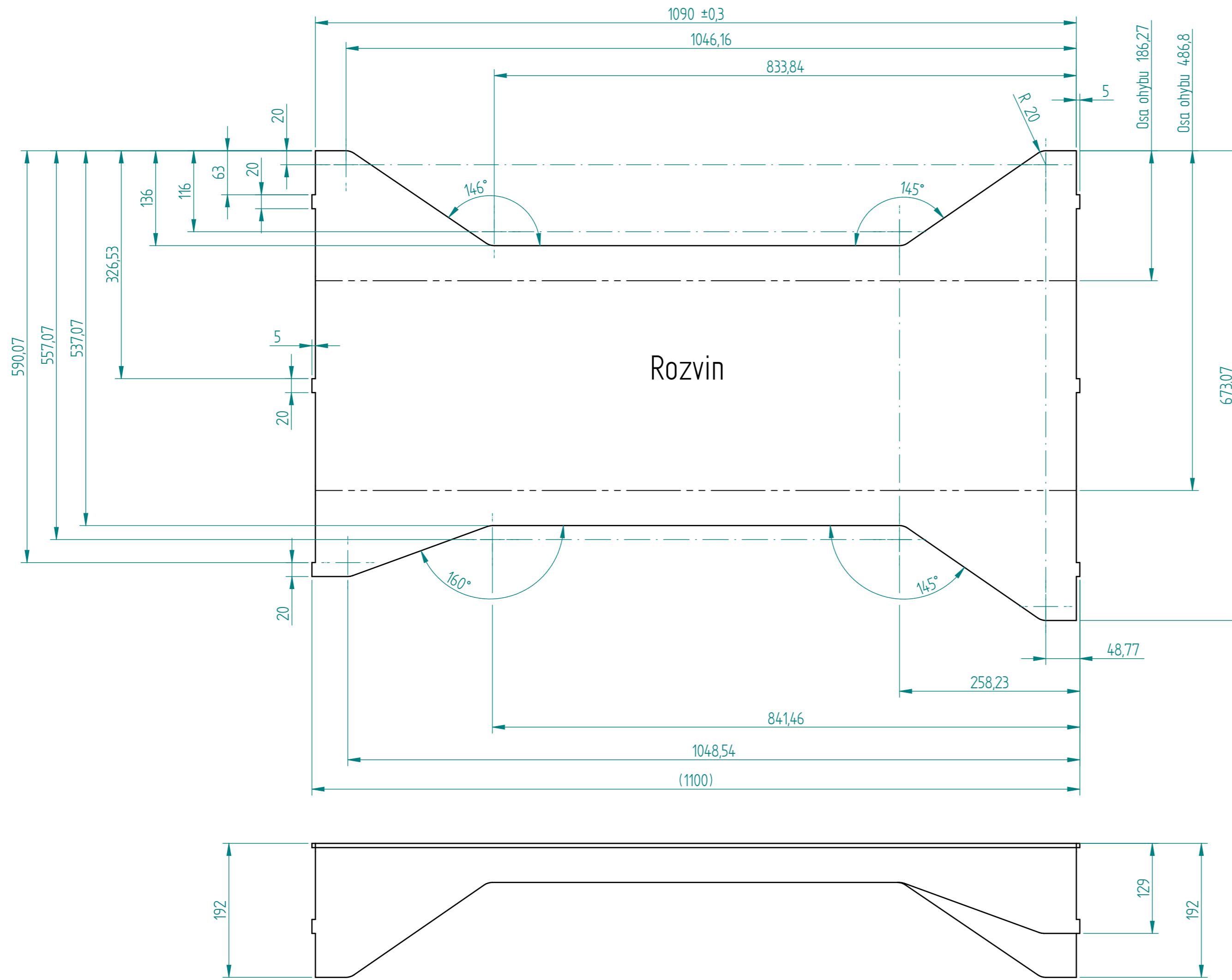


Textura povrchu 		Hrany ISO 13715 		Měřtko: 1:20		Presnost ISO 2768 mK	
				Hmotnost(kg) 163,42 kg		Tolerování ISO 8016	
Materiál - Polotovár				Promítání 		Formát A2	
Kreslil Datum		Schválil Datum		Název Podstavec-Svařenec		Číslo dokumentu BPV3S_000_S	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		List 1		Listů 1	



ISO 9013 - 331

Textura povrchu Ra25	Hrany ISO 13715 $\begin{matrix} -10 \\ -0,3 \end{matrix}$	Měřitko: 1 : 10	Přesnost ISO 2768 mK
	$\begin{matrix} +0,8 \\ +0,1 \end{matrix}$	Hmotnost(kg) 33,959 kg	Tolerování ISO 8016
Materiál - Polotovar EN10051 1.0038+AR		Promítání 	
Kreslil Datum Schválil Datum		Formát A2	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		Název Bok	
VÝROBNÍ VÝKRES		Číslo dokumentu BPV3S_001	
		List 1 Listů 1	

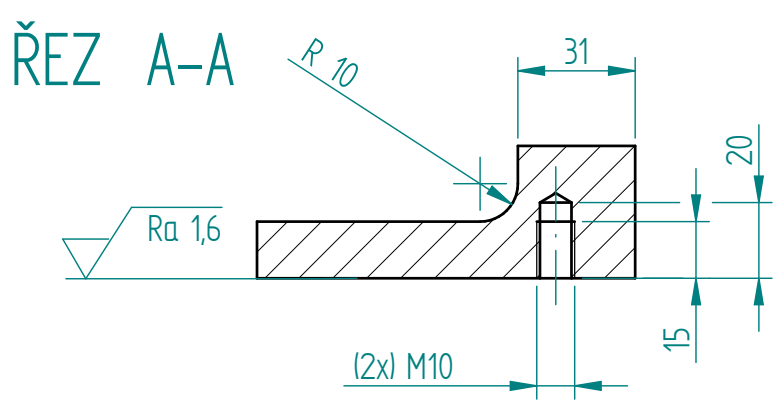
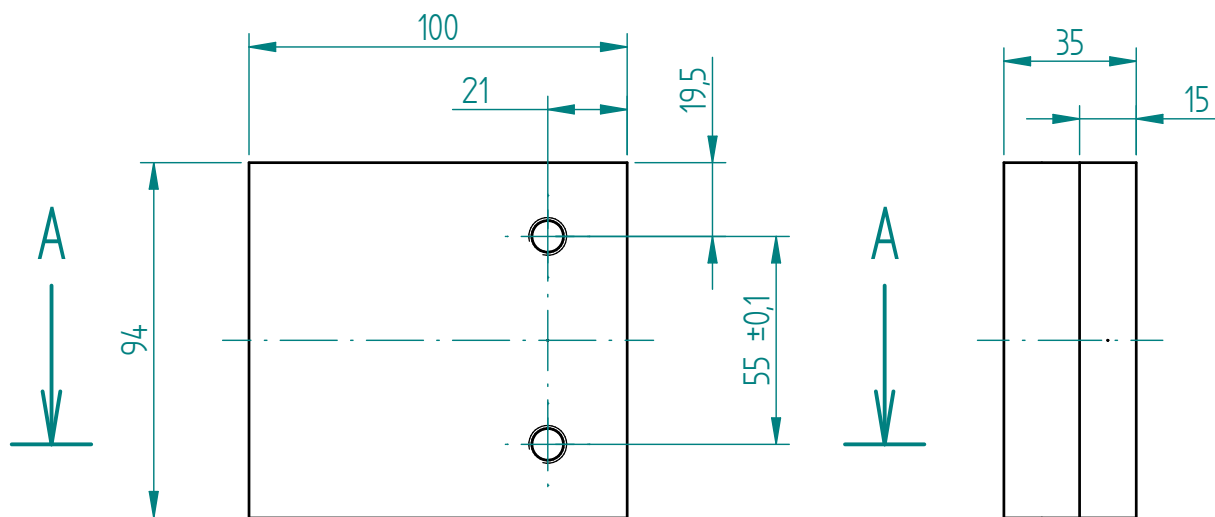


ISO 9013 - 331

Všechny rádiusy R20

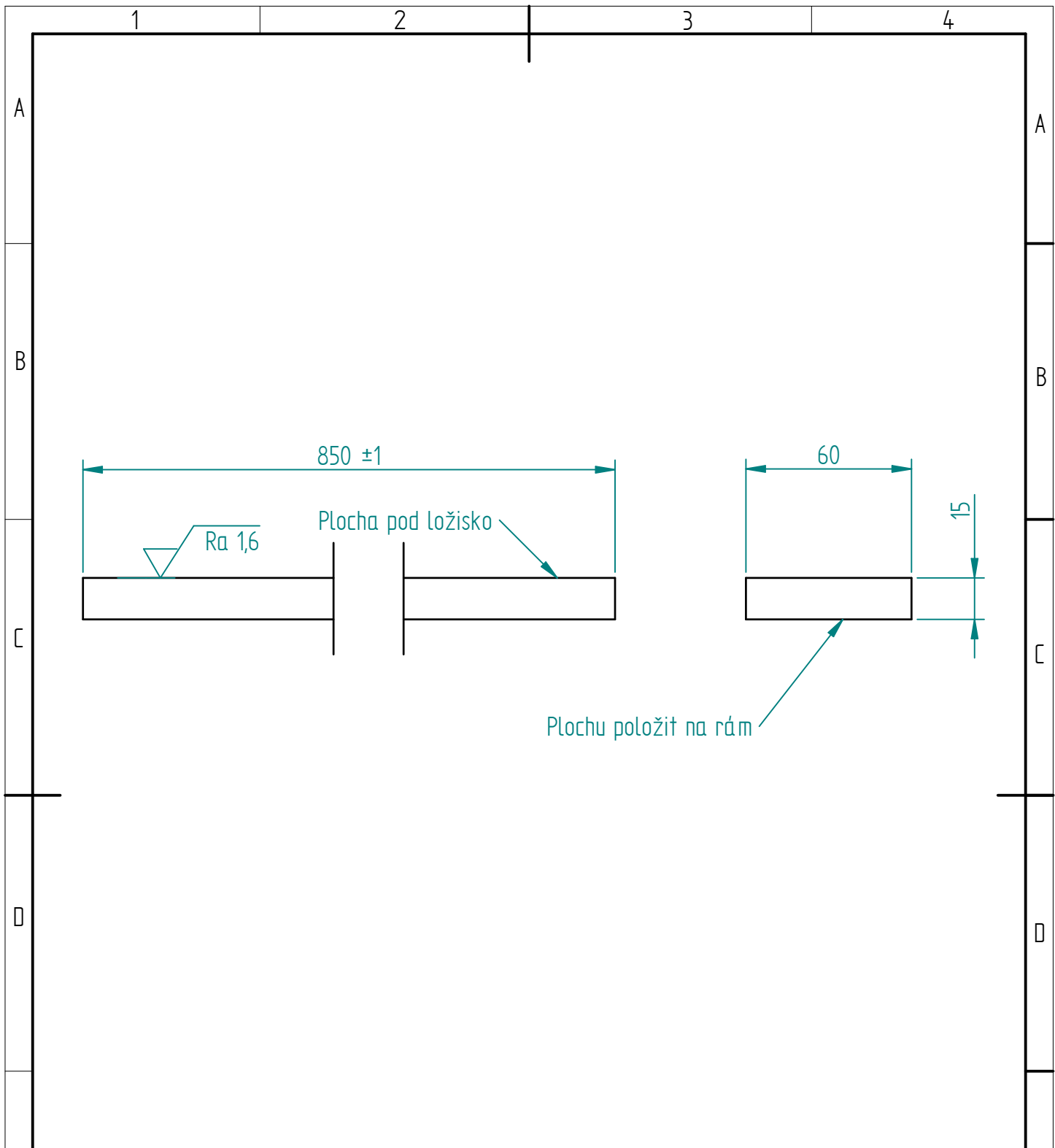
Textura povrchu Ra25	Hrany ISO 13715 -10 -0.3	+0.8 +0.1	Měřítko: 1:5	Přesnost ISO 2768 mK
			Hmotnost(kg) 24,008 kg	Tolerování ISO 8016
Materiál - Polotovár EN10051 10038+AR			Promítání	
Kreslil Sedlák Zbyněk			Formát A2	
Datum 15.10.2018			Název Příčnick	
Schválil			Číslo dokumentu BPV3S_002	
Datum			List 1 Listů 1	
Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES				

OLID EDGE AICA



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko: 1:2	Přesnost ISO 2768 mK
		Hmotnost(kg) 1,552 kg	Tolerování ISO 8016
Materiál - Polotovar EN10029 1.0976+M		Promítání 	
		Formát A4	

	Kreslil Sedlák Zbyněk	Název Platle pod domeček
	Datum 28.12.2018	
	Schválil	Číslo dokumentu BPV3S_005
Datum		
Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		

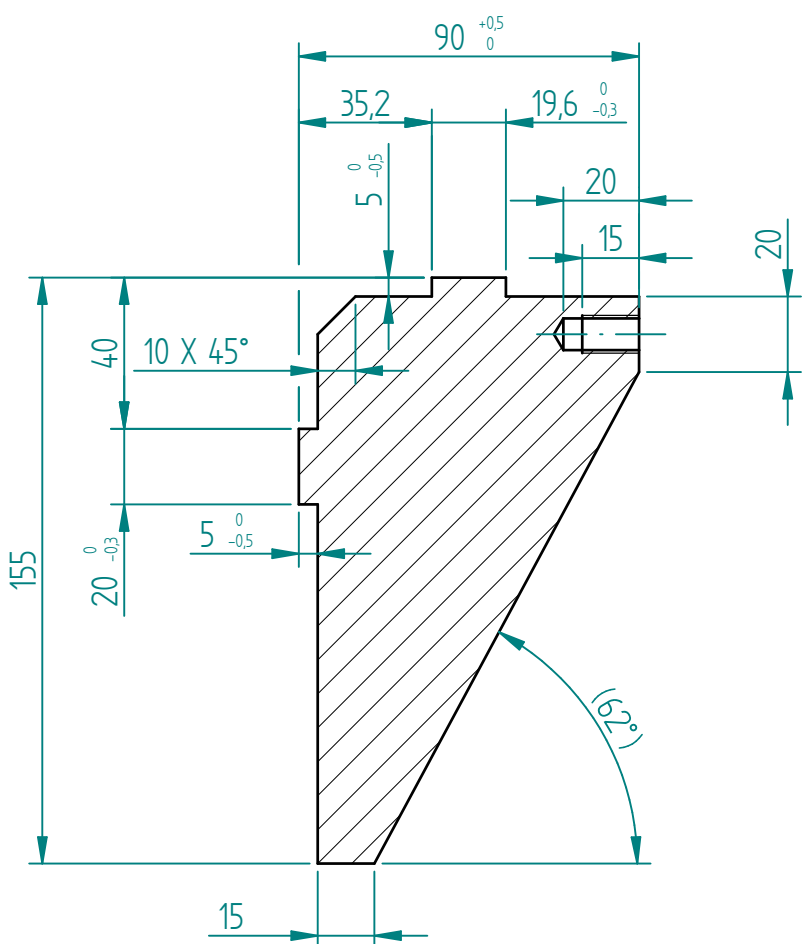
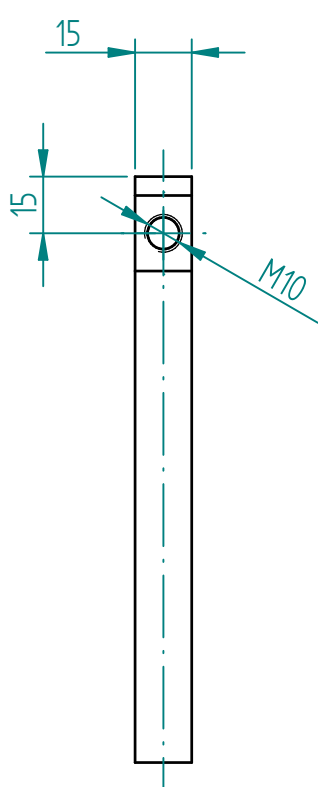


Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko: 1:2	Přesnost ISO 2768 mK
		Hmotnost(kg) 5,967 kg	Tolerování ISO 8016
			Promítání

Materiál - Polotovár EN10029 1.0976+M	Formát A4
--	--------------

 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Sedlák Zbyněk	Název Vedení pod ložisko
	Datum 28.12.2018	
	Schválil	Číslo dokumentu BPV3S_006
Datum		
Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		List 1 Listů 1

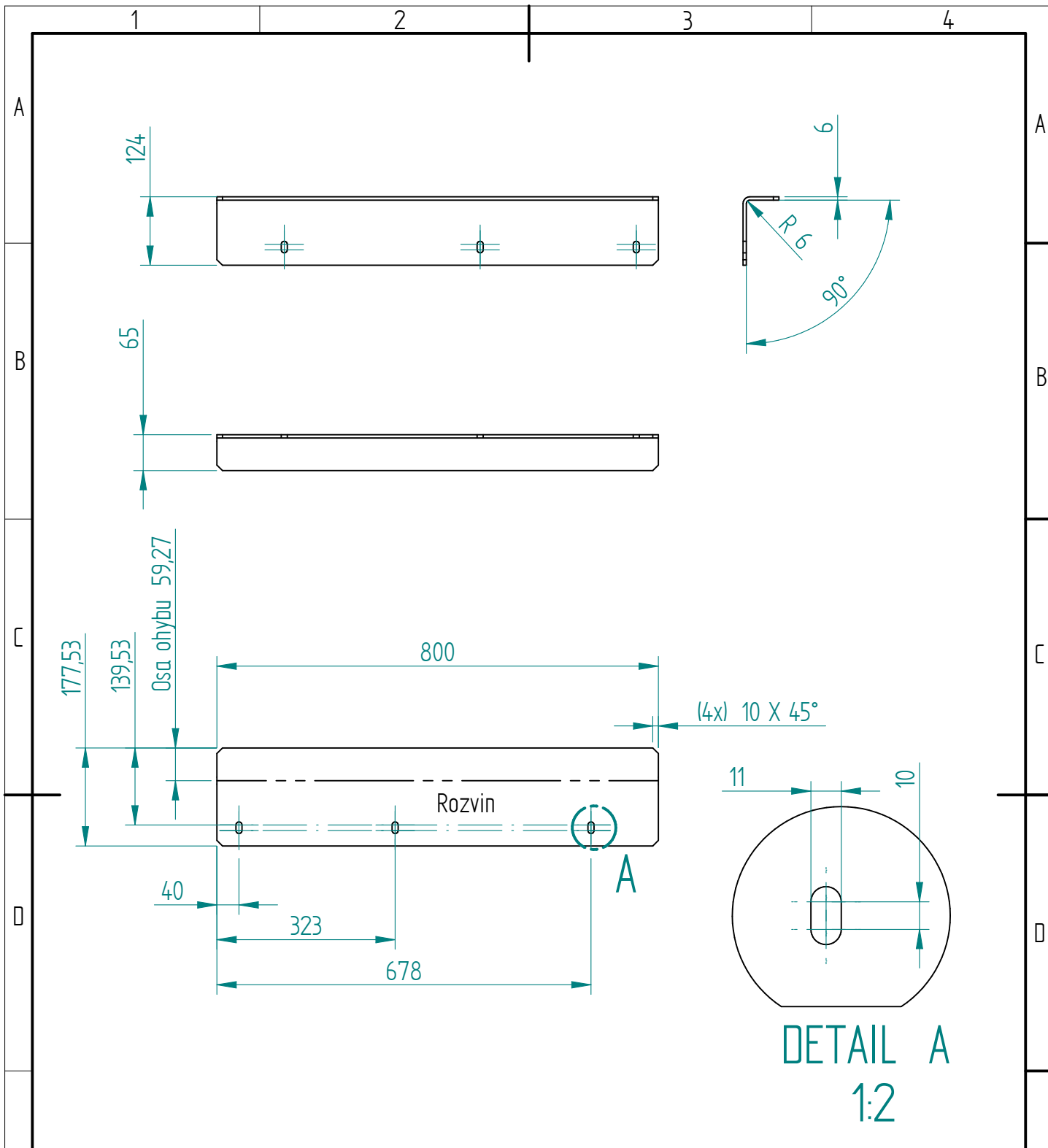
ŘEZ A-A



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko: 1:2	Přesnost ISO 2768 mK
		Hmotnost(kg) 0,968 kg	Tolerování ISO 8016
			Promítání

Materiál - Polotovár EN10051 1.0038+AR	Formát A4
---	--------------

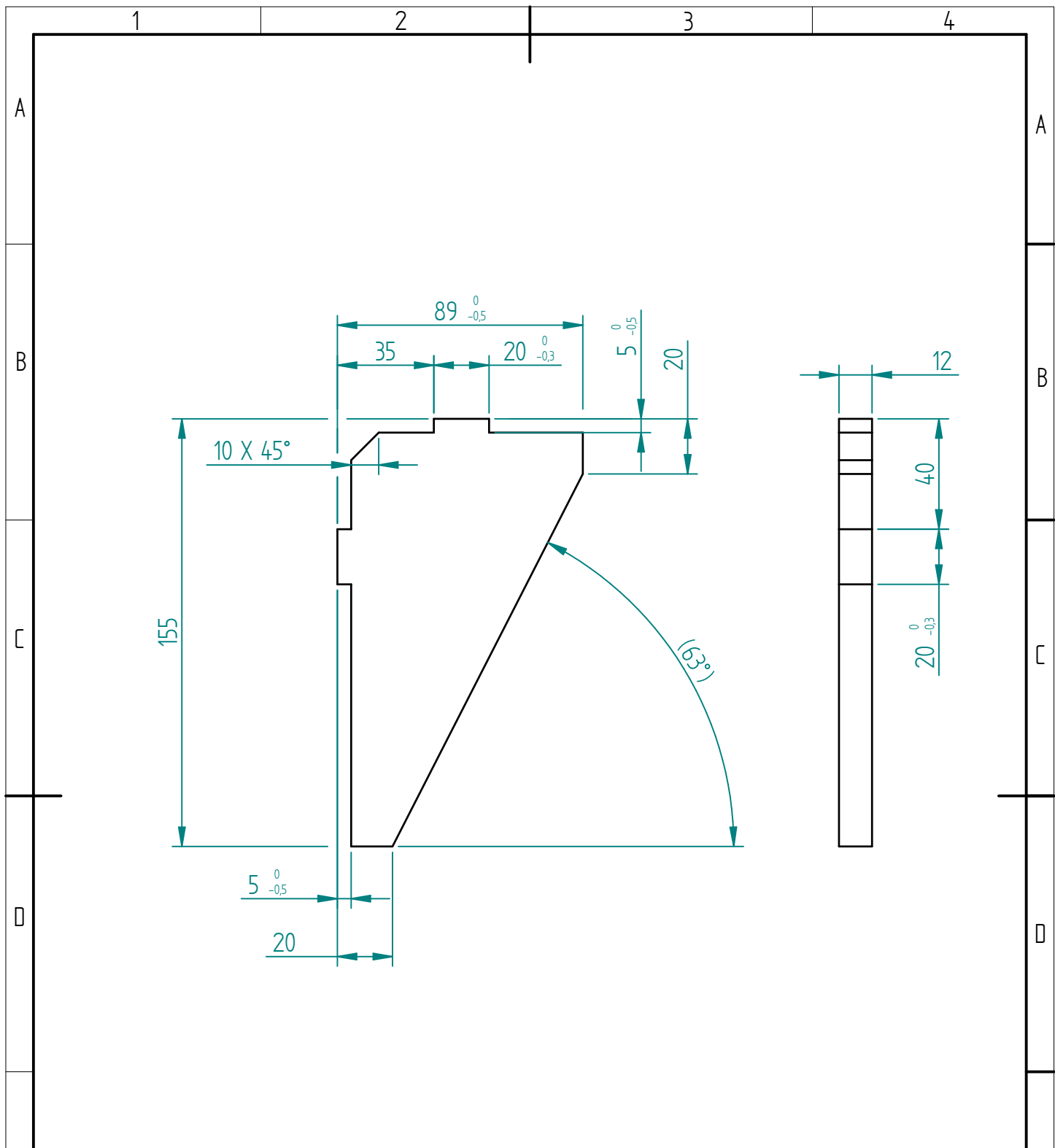
	Kreslil Sedlák Zbyněk	Název Vzpěra_kryt
	Datum 10.03.2019	
	Schválil Datum	Číslo dokumentu BPV3S_008
Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	List 1 Listů 1	



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko: 1 : 10	Přesnost ISO 2768 mK
		Hmotnost(kg) 6,669 kg	Tolerování ISO 8016
		Promítání 	

Materiál - Polotovár EN10051 1.0038+AR	Formát A4
---	--------------

	Kreslil Sedlák Zbyněk	Název Kryt + Držák
	Datum 29.12.2018	
	Schválil	Číslo dokumentu BPV2M_009
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Datum	
	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko: 1:2	Přesnost ISO 2768 mK
		Hmotnost(kg) 0,757 kg	Tolerování ISO 8016
			Promítání

Materiál - Polotovár EN10051 1.0038+AR	Formát A4
---	--------------

 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Sedláček Zbyněk Datum 13.03.2019	Název Vzpěra
	Schválil Datum	Číslo dokumentu BPV3S_010
	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	List 1 Listů 1