

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T013 Stavba výrobních strojů a zařízení

# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Optimalizace zdvihacího mechanismu nůžkového stolu

Autor: **Bc. David KÁROLY**

Vedoucí práce: **doc. Ing. Václav VANĚK, Ph.D.**

Akademický rok 2016/2017

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. David KÁROLY**  
Osobní číslo: **S15N0012K**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**  
Název tématu: **Optimalizace zdvihacího mechanismu nůžkového stolu**  
Zadávající 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:

Vypracování návrhu několika (min. 3) variant řešení a provedení návrhových výpočtů mechanismu pro správné nadimenzování nůžkového mechanismu. Zhodnocení a výběr vhodné varianty.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Uvedení do problematiky, rešerše dosavadního řešení
2. Specifikace požadavků, analýza a hodnocení dosavadního řešení
3. Návrh konstrukčních variant, hodnocení a výběr vhodné varianty, vypracování technické dokumentace v zadaném rozsahu
4. Detailní popis a zpracování vybrané varianty ve 3D CAD, včetně pevnostních výpočtů
5. Shrnutí a závěr: Komplexní zhodnocení konstrukce

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

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.** Příručka strojního inženýra 1. Brno: ComputerPress, 1999

**HOSNEDL, S.** Systémové navrhování technických produktů. Plzeň: ZČU, 2004

**KLEINOVÁ, J.** Ekonomické hodnocení výrobních procesů. Plzeň: ZČU, 2009

**HLAVÁČ, Z., VIMMR, J.** Sbíрка příkladů ze statiky a kinematiky. Plzeň: ZČU, 2007

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Václav Vaněk, Ph.D.**

Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Bc. Martin Macháček**

ENGEL stojírenská spol. s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



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

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Károly	Jméno David		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2302T013 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. Vaňek, Ph.D.	Jméno Václav		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	Nehodící se škrtněte	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Optimalizace zdvihacího mechanismu nůžkového stolu			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	65	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	65	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	2xA1, 2xA3
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---------------

<b>STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Diplomová práce obsahuje informace o technickém návrhu a optimalizaci zdvihacího mechanismu nůžkového stolu. V práci jsou uvedeny odborné vztahy potřebné k návrhu nůžkového stolu. Poté jsou zde vytvořeny tři varianty optimalizace. Z těchto variant je vybrána ta nejvhodnější a pro tu je provedena detailní analýza.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	funkce, vlastnosti, mechanismus, optimalizace, výpočty, strojírenství, návrh, CAD software

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Károly	Name David	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2302T013 „Design of Power Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) doc. Ing. Vaňek, Ph.D.	Name Václav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Optimization of lifting mechanism of the scissor table		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKS	<b>SUBMITTED IN</b>	2017
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	65	<b>TEXT PART</b>	65	<b>GRAPHICAL PART</b>	2xA1, 2xA3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---------------

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	Diploma thesis contains information about technical design and optimization of lifting mechanism for scissor table. This work presents professional relationships needed to design of scissor table. Then there are made three optimization variants. From these variants is selected the most appropriate variant and for that option is made a detailed analysis.
<b>KEY WORDS</b>	function, characteristics, mechanism, optimization, computing, engineering, design, CAD software

## Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu práce doc. Ing. Vaňkovi, Ph.D. a konzultantovi Bc. Macháčkovi, kteří mi byli po celou dobu vypracovávání diplomové práce nápomocni, za jejich ochotu, trpělivost, užitečné rady a připomínky.

## Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů .....	3
1. Uvedení do problematiky, rešerše dosavadního řešení .....	4
1.1 Základní teorie zvedacích plošin.....	4
1.1.1 Funkce zvedacích plošin .....	4
1.1.2 Typy zvedacích plošin .....	5
1.1.3 Zvedací stůl s jedním nůžkovým mechanismem .....	6
1.1.4 Nízkoprofilový stůl .....	7
1.1.5 Nakládací plošina.....	7
1.1.6 Zvedací stůl s vertikálním dvojitým nůžkovým mechanismem.....	8
1.1.7 Zvedací stůl s horizontálním dvojitým nůžkovým mechanismem.....	8
1.2 Analýza dosavadního řešení .....	9
1.2.1 Zjednodušené zobrazení nůžkového stolu firmy ENGEL .....	9
1.2.2 Části nůžkového stolu firmy ENGEL .....	11
1.2.3 Hlavní části zdvihacího mechanismu.....	12
2. Specifikace požadavků, analýza a hodnocení dosavadního řešení .....	14
2.1 Specifikace požadavků.....	14
2.1.1 Požadavky na mechanismus .....	14
2.1.2 Výpočet zatížení a rozměrů mechanismu .....	15
2.2 Celková analýza řešení .....	22
2.2.1 Analýza rozměrů dosavadního řešení .....	22
2.2.2 Analýza svarů dosavadního řešení .....	23
2.2.3 Zasítování a zatížení daných členů mechanismu .....	25
2.3 Hodnocení dosavadního řešení z hlediska vzniku napětí.....	28
2.4 Vyhodnocení pevnostní analýzy všech stavů.....	31
3. Návrh konstrukčních variant, hodnocení a výběr vhodné varianty, vypracování technické dokumentace v zadaném rozsahu.....	32
3.1 Společné konstrukční uzly .....	32
3.2 Návrh varianty č. 1 .....	33
3.2.1 Konstrukční návrh varianty č. 1 .....	33
3.2.2 Popis návrhu varianty č. 1 .....	34
3.3 Návrh varianty č. 2.....	35
3.3.1 Konstrukční návrh varianty č. 2.....	35



3.3.2 Popis návrhu varianty č. 2.....	36
3.4 Návrh varianty č. 3.....	37
3.4.1 Konstrukční návrh varianty č. 3.....	37
3.4.2 Popis návrhu varianty č. 3.....	38
3.5 Pevnostní analýza jednotlivých variant v nejvyšším zdvihu .....	39
3.5.1 Analýza varianty č. 1 .....	39
3.5.2 Hodnocení analýzy varianty č. 1.....	39
3.5.3 Analýza varianty č. 2 .....	40
3.5.4 Hodnocení analýzy varianty č. 2.....	40
3.5.5 Analýza varianty č. 3 .....	41
3.5.6 Hodnocení analýzy varianty č. 3.....	41
3.6 Výběr vhodné varianty.....	42
3.6.1 Kritéria výběru vhodné varianty .....	42
3.6.2 Výběr vhodné varianty.....	43
4. Detailní popis a zpracování vybrané varianty ve 3D CAD, včetně pevnostních výpočtů .....	45
4.1 Detailní popis vybrané varianty .....	45
4.2 Komplexní analýza a úpravy vybrané varianty.....	46
4.2.1 Konstrukční úpravy vybrané varianty.....	46
4.2.2 Zasiťování a udělení okrajových podmínek pro obě části .....	48
4.2.3 Finální výsledky MKP analýzy pro vybranou variantu .....	51
4.2.4 Zhodnocení finálních výsledků MKP analýzy pro vybranou variantu .....	52
4.3 Vyhodnocení minimální životnosti.....	53
4.3.1 Vyhodnocení životnosti hydromotoru .....	53
4.3.2 Vyhodnocení životnosti ložisek.....	54
4.3.3 Výpočet konkrétního ložiska .....	55
4.4 Technicko-ekonomické srovnání variant.....	59
5. Shrnutí a závěr: Komplexní zhodnocení konstrukce .....	61
Seznam obrázků.....	62
Seznam tabulek .....	64
Seznam příloh .....	64
Seznam zdrojů.....	65
Knížní publikace .....	65
Internetové publikace.....	65

## Přehled použitých zkratk a symbolů

### Důležité značky:

$Z[mm]$	zdvih
$L_d [mm]$	délka základny v dolní úvrati
$L_h [mm]$	délka základny v horní úvrati
$Z_d [mm]$	výška v dolní úvrati
$Z_h [mm]$	výška v horní úvrati
$\alpha_{MAX} [^\circ]$	úhel natočení v horní úvrati
$\alpha_{MIN} [^\circ]$	úhel natočení v dolní úvrati
$R[mm]$	délka ramene
$n[-]$	počet stupňů volnosti
$M_1[kg]$	hmotnost rámu
$M_2[kg]$	hmotnost plošiny
$M_3[kg]$	nosnost plošiny
$F_{g1}[N]$	síla od hmotnosti rámu
$F_{g2}[N]$	síla od hmotnosti plošiny
$F_{g3}[N]$	síla od hmotnosti nákladu
$F_G[N]$	celková síla působící na mechanismus
$F_{GH}[N]$	síla od zatížení v horní úvrati
$F_{GD}[N]$	síla od zatížení v dolní úvrati
$F_L[N]$	síla působící do ložiska
$p[MPa]$	tlak
$p_{dov}[N]$	dovolený tlak
$v[m \cdot s^{-1}]$	obvodová rychlost
$l[mm]$	šířka ložiska
$d[mm]$	průměr díry ložiska

### Použité zkratky:

MKP	- Metoda konečných prvků
CTETRA	- 3D Element čtyřstěnu v softwaru NX
RBE2	- Tuhý prvek v softwaru NX

## 1. Uvedení do problematiky, řešerše dosavadního řešení

Cílem diplomové práce je provést optimalizaci zdvihacího mechanismu nůžkového stolu společnosti ENGEL. V práci budou stručně představeny základní typy zvedacích plošin a jejich charakteristické znaky. Poté provedeme analýzu zadaného nůžkového stolu. Na základě této analýzy budou navrženy tři různá provedení nůžkového mechanismu. V zadaném mechanismu budeme optimalizovat tvary hlavních částí nůžkového mechanismu, ale také možnosti pro vhodné umístění svarů. Pro navržené varianty provedeme hodnocení a na jeho základě vybereme nejvhodnější variantu. Pro tuto vybranou variantu provedeme detailní popis a také pevnostní analýzu. V závěru provedeme shrnutí výběru vhodné varianty a její detailní zpracování.

### 1.1 Základní teorie zvedacích plošin

V této kapitole provedeme prvotní seznámení se základními informacemi o zdvihacích zařízeních. Ukážeme si rozdělení do jednotlivých skupin a tyto skupiny si následně popíšeme. Poté provedeme základní shrnutí informací o nám zadaném zdvihacím zařízení.

#### 1.1.1 Funkce zvedacích plošin

Zvedací plošinou lze označit zařízení, které slouží k manipulaci určitého nákladu. Jedná se tedy zejména o pohyb nahoru nebo dolů. V případě, že bude zvedací plošina pohyblivá, například opatřena kolečky, je možné provádět další pohyby s již naloženým nákladem na dané plošině. Hlavní funkcí zvedacích plošin je tedy manipulace s nákladem.



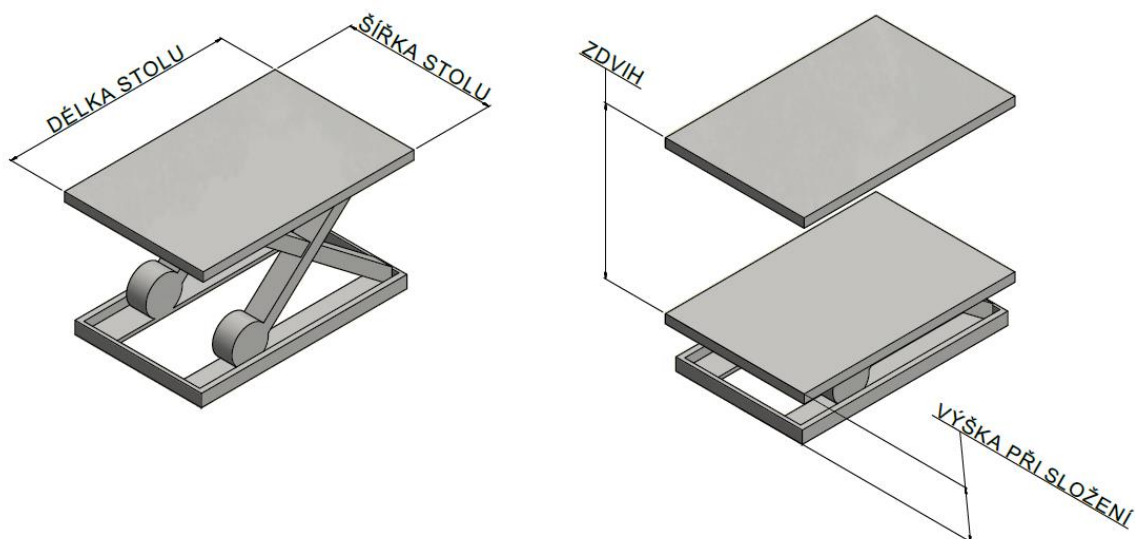
Obr. 1.1 Zvedací plošina pojízdná a volně stojící. [1]

### 1.1.2 Typy zvedacích plošin

Nůžkový stůl spadá pod zvedací plošiny. Zvedací plošiny nemají standardizované řady, jelikož nelze vytvořit řadu, která by perfektně pokryla všechny potřeby. Je však možno rozdělit plošiny do několika základních typů a to s ohledem na používání dané plošiny. Při rozhodování jakou plošinu zvolit je tedy nutno znát správný druh používání. Pro všechny jsou ovšem podobné charakteristické znaky. Tyto obecné charakteristiky jsou uvedeny v tabulce níže.

Technické charakteristiky	Rozměr	Polohové charakteristiky	Možnosti
Rozměry plochy stolu	mm <sup>2</sup>	Poloha vůči podlaze	Do prohlubně / nad podlahou
Zdvih	mm	Prostředí	Uvnitř / Venku
Výška při složení	mm	Nebezpečné prostředí	Klidné / Výbušné
Hmotnost zařízení	kg	Umístění pohonu	Uvnitř / Mimo
Nosnost	kg	Teplota prostředí	Horko / Chlad
Počty cyklů, směn	-	Vlhkost prostředí	Vlhko / Sucho
Čas zdvihu	s	Pohyb zařízení	Pohyblivé / Upevněné

Tabulka 1.1 Obecné charakteristiky a parametry. [1]



Obr. 1.2 Schéma rozměrů zdvihací plošiny na modelu ze softwaru Autodesk Inventor 2015.

Zvedací plošiny lze tedy rozdělit do několika skupin, tyto skupiny jsou schematicky rozděleny v tabulce níže. U každého typu je uvedeno označení a použití. Každá skupina je poté stručně popsána a ukázána.

Typ zvedací plošiny	Parametry	
	Označení typu	Použití
Zvedací stůl s jedním nůžkovým mechanismem	1E / 1A	Rovnoměrně rozložený náklad
Nízkoprofilový stůl	A8U / A8C	Nízká výška při složení
Nakládací plošina	1S / 1T	Přemísťování vozidel
Zvedací stůl s vertikálním dvojitým nůžkovým mechanismem	2E / 2A	Při vysokém zdvihu
Zvedací stůl s horizontálním dvojitým nůžkovým mechanismem	5E / 5A	Pro dlouhé a těžké náklady

Tabulka 1.2 Typy zvedacích plošin a jejich použití. [2]

### 1.1.3 Zvedací stůl s jedním nůžkovým mechanismem

Zvedací stoly s jedním nůžkovým mechanismem jsou vhodné pro rovnoměrně rozložené zatížení. Označení 1E se používá pro běžné a menší hmotnosti. Pro vysoké hmotnosti nákladu jsou stoly označeny 1A. Počet zdvihacích cyklů stroje se pohybuje okolo dvaceti za hodinu. Zařízení bývá používáno v jednosměrném provozu s vnitřním pohonem pro jednočinné hydraulické válce. Zvedací stoly s jedním nůžkovým mechanismem jsou nejpoužívanějším typem zdvihacích plošin. Jejich využití bychom našli téměř v každém odvětví, kde je nutná manipulace s různým nákladem.



Obr. 1.3 Zvedací stůl s jedním nůžkovým mechanismem. [2]

#### 1.1.4 Nízkoprofilový stůl

Zvedací stoly nízkoprofilové se vyznačují malou výškou při složení. Vyplyvá z toho, že tyto plošiny nepotřebují prohlubně v podlaze a umožňují tak větší volnost při výběru vhodného místa. Snižují tedy i náklady na instalaci zařízení. Existují dva druhy nízkoprofilového stolu, a to s plným horním rámem označovaným A8C, či s tvarovaným rámem tvaru do písmene “U”, který má poté označení A8U. Obecné parametry jsou shodné se stoly s jedním nůžkovým mechanismem. Stoly nízkoprofilové se nacházejí zejména tam, kde bude využito jejich malé výšky při složení.



Obr. 1.4 Nízkoprofilový stůl. [2]

#### 1.1.5 Nakládací plošina

Nakládací plošiny jsou na pohled totožné s běžnými zvedacími stoly. Tato zařízení mají však velmi odlišné rozměry. Jedná se o mnohem větší zařízení, jejichž účelem je manipulace s vozidly. Jedná se tedy o velké a těžké náklady, které se mohou pohybovat. Z tohoto důvodu bývá také povrch plošiny různě vzorovaný, aby byl samovolný pohyb co nejvíce omezen. Pro osobní automobily jsou plošiny označovány 1S. Pro nákladní automobily je tedy označení 1T. Pro nákladní automobily lze také využít dalších bezpečnostních prvků, jako například zábradlí či různé zarážky. Nakládacích plošin se tedy využívá na místech, kde je zapotřebí přemístování vozidel na místa, kam by se normálně nedostaly.



Obr. 1.5 Nakládací plošina. [2]

### 1.1.6 Zvedací stůl s vertikálním dvojitým nůžkovým mechanismem

Zvedací stůl s vertikálním dvojitým nůžkovým mechanismem se používá pro zajištění vyššího zdvihu bez potřeby úpravy základních rozměrů rámu. Pro rovnoměrně rozložený náklad na plošině se používá označení 2A. V případě koncentrace nákladu na část plošiny používáme označení 2E. Tyto stoly mají uplatnění, například při přemísťování nákladu mezi podlažími.



Obr. 1.6 Zvedací stůl s vertikálním dvojitým nůžkovým mechanismem. [2]

### 1.1.7 Zvedací stůl s horizontálním dvojitým nůžkovým mechanismem

Zvedací stoly s horizontálním dvojitým nůžkovým mechanismem jsou vytvořeny za účelem manipulace s dlouhými a těžkými náklady. Dvou synchronizovaných nůžkových mechanismů se využívá ke zvýšení stability stolu. Tyto stoly lze rozdělit podle rozložení nákladu, a to pro rovnoměrně rozložený náklad s označením 5A a náklad, který může být koncentrován na určitou část stolu, ten pak bývá označován jako typ 5E. Použití těchto zařízení je velmi široké, a to díky velké ploše pro umístění nákladu.



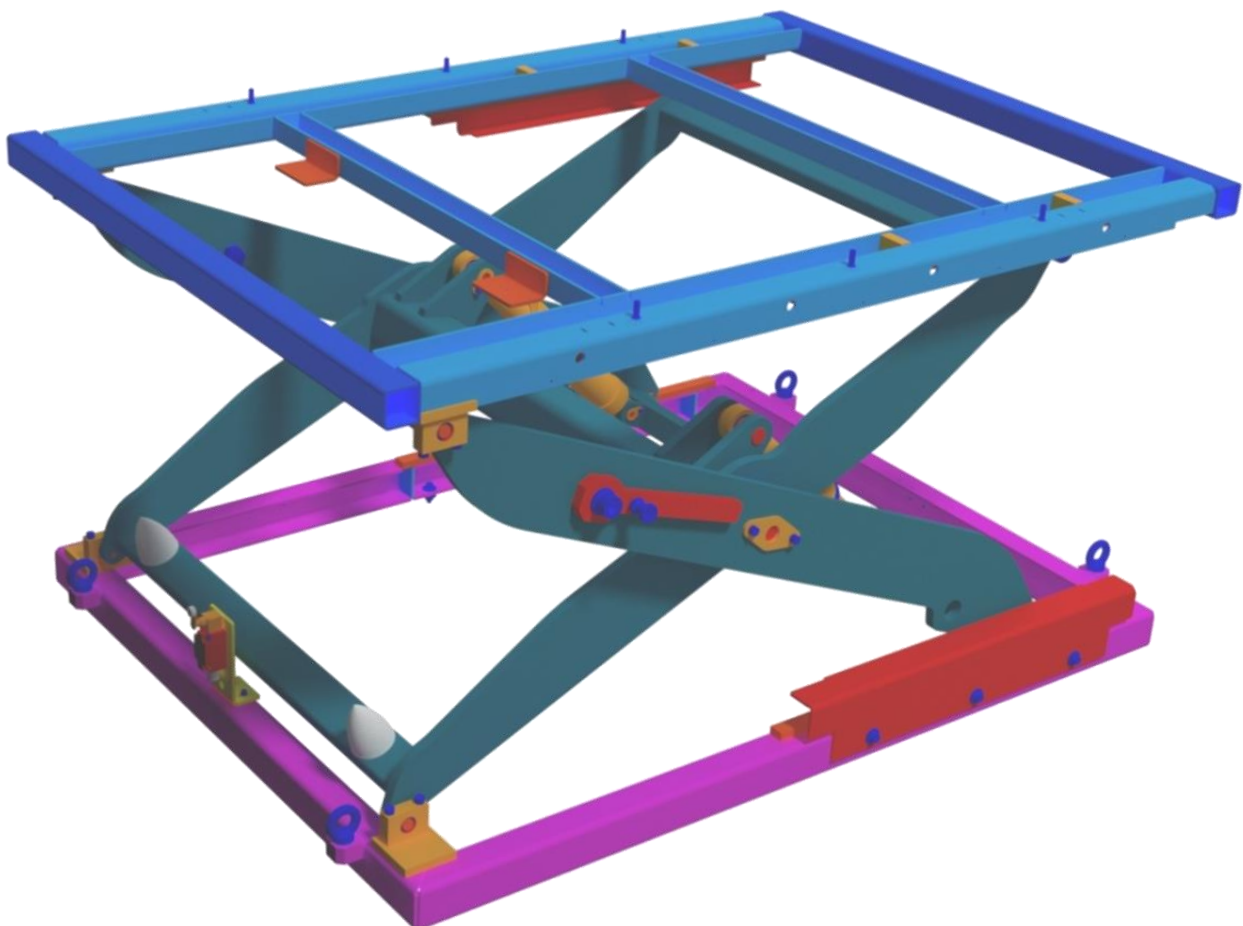
Obr. 1.7 Zvedací stůl s horizontálním dvojitým nůžkovým mechanismem. [2]

## 1.2 Analýza dosavadního řešení

Uvedený nůžkový stůl je od firmy ENGEL. Tato firma vznikla v roce 1945 a zabývala se zejména zpracováním plastů. Dnes má firma ENGEL pobočky po celém světě napříč různými strojírenskými odvětvími. V roce 2009 otevřela pobočku v České republice. Tato pobočka se nachází v Kaplicích a zabývá se zejména výrobou strojních komponentů pro vstříkovací stroje.

### 1.2.1 Zjednodušené zobrazení nůžkového stolu firmy ENGEL

Zobrazení poskytnuté sestavy je provedeno pomocí softwaru Autodesk Inventor 2015, kde bylo využito rendrovacího modulu, abychom dostali kvalitnější obrázky pro ukázkou. Model sestavy zobrazený níže byl poskytnut firmou ENGEL jako základ pro výpočty a optimalizaci.



Obr. 1.8 Sestava nůžkového stolu firmy ENGEL ze softwaru Autodesk Inventor 2015.





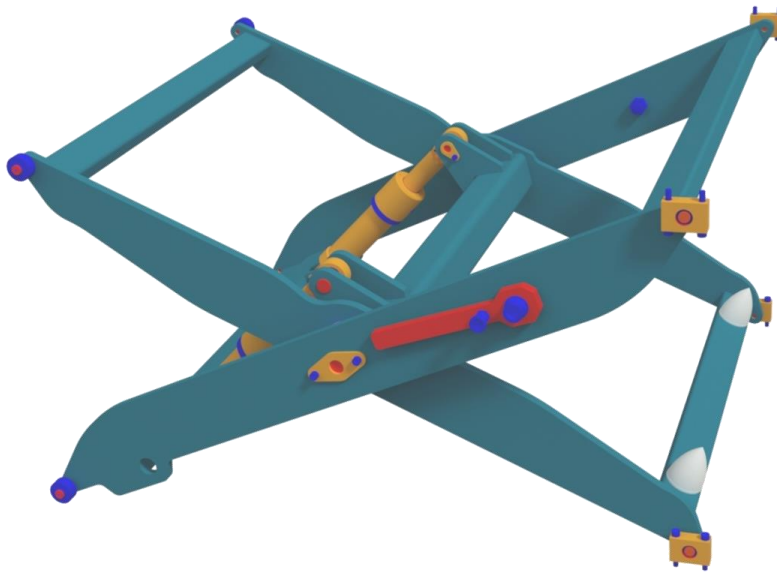
Obr. 1.9 Reálný nůžkový stůl firmy ENGEL při nejvyšším zdvihu.



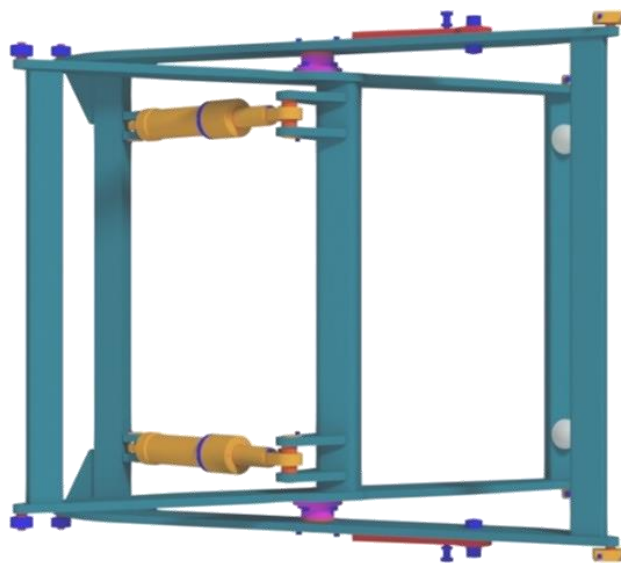
Obr. 1.10 Reálný nůžkový stůl firmy ENGEL při nejnižším zdvihu.

### 1.2.2 Části nůžkového stolu firmy ENGEL

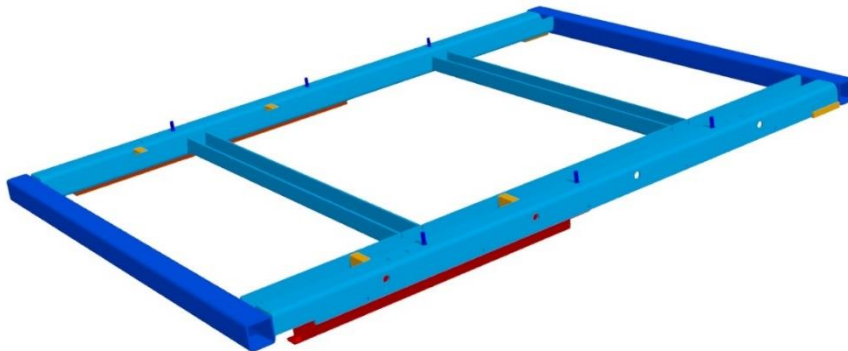
Celý stůl lze rozložit do několika hlavních sestav. Každá z těchto sestav má specifické vlastnosti, které jsou navrženy tak, aby společně zajišťovaly správnou funkci celého stolu. Stůl je tedy rozdělen na horní rám, spodní rám, zdvihací mechanismus a desku stolu. Horní i spodní rám jsou tvořeny zejména svařenci z ohraňovaných plechových výpalků různých tloušťek. Deska stolu může být různá dle požadavků zákazníka, je však nutné, aby šla namontovat na horní rám. Zdvihací mechanismus se skládá ze svařenců tvořených výpalky tloušťky 20 mm. Pro naše účely dle zadání se zaměříme pouze na zdvihací mechanismus a ten budeme optimalizovat. Níže jsou ukázány hlavní sestavy, které navazují na námi optimalizovaný zdvihací mechanismus.



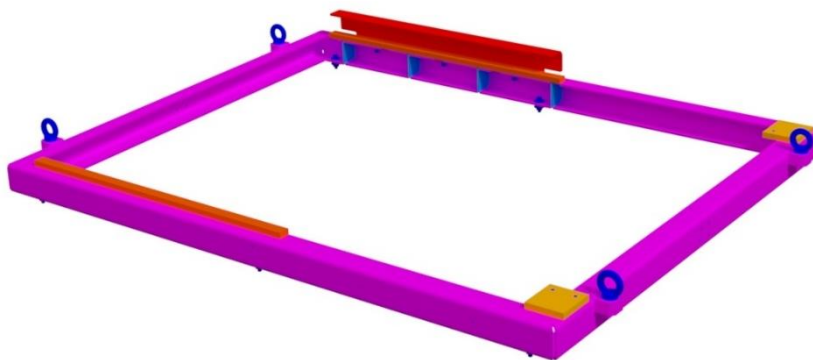
Obr. 1.11 Pohled z boku na sestavu zdvihacího mechanismu nůžkového stolu.



Obr. 1.12 Pohled shora na sestavu zdvihacího mechanismu nůžkového stolu.



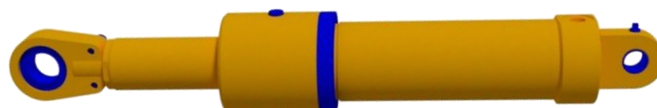
Obr. 1.13 Sestava horního rámu nůžkového stolu.



Obr. 1.14 Sestava spodního rámu nůžkového stolu.

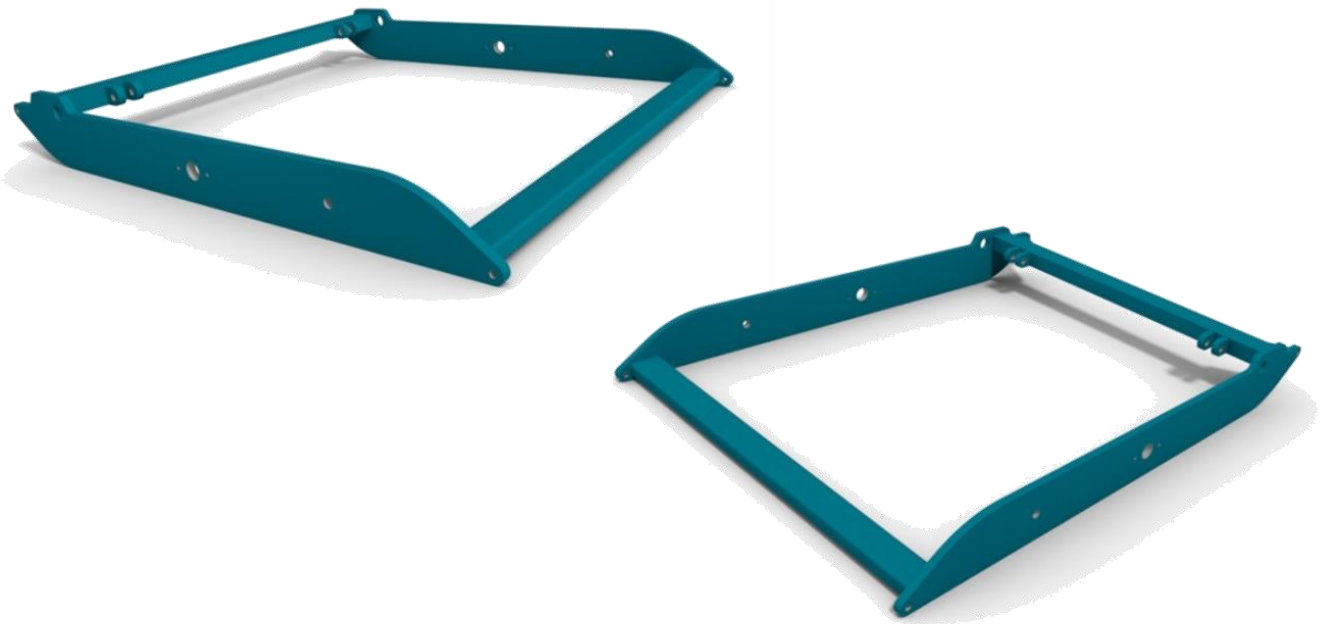
### 1.2.3 Hlavní části zdvihacího mechanismu

Zdvihací mechanismus se skládá ze dvou hlavních a několika podpůrných částí, jako je například hydromotor. Zde se jedná o nakupovanou součást od firmy HYTECH. Kde má tato součást přesně stanovené parametry od výrobce.

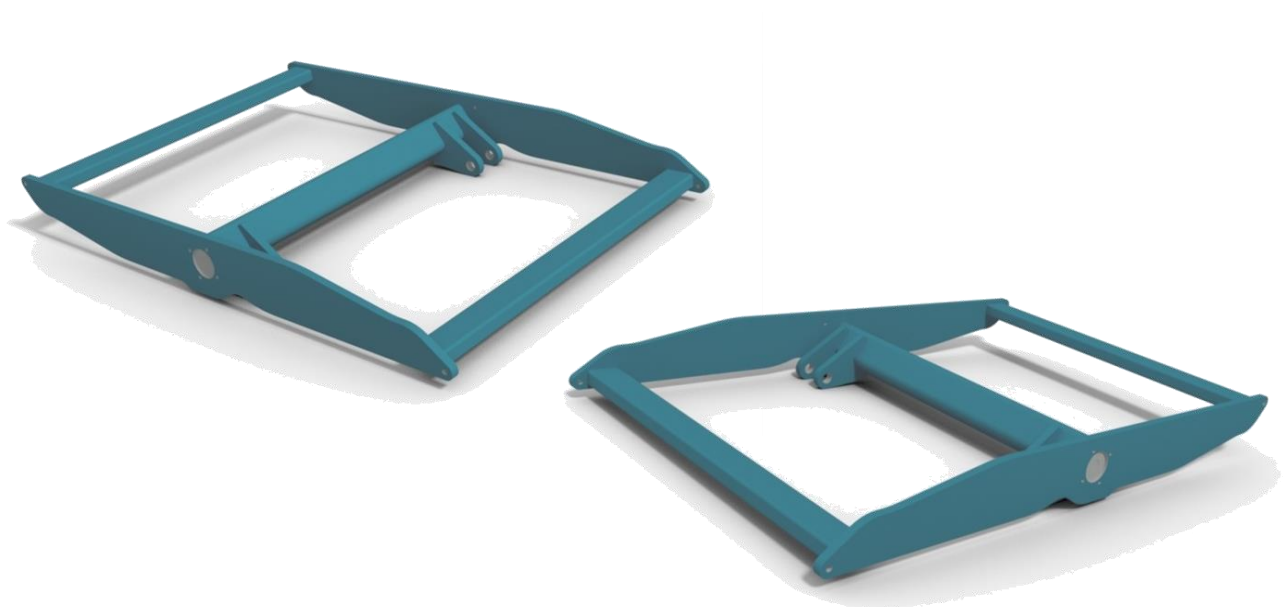


Obr. 1.15 Hydromotor mechanismu nůžkového stolu.

U hlavních částí se jedná o svařence, které jsou vytvořeny ocelovými výpalky tloušťky 20 mm. Na těchto dílech budeme provádět optimalizaci. Budeme se tedy zaměřovat přímo na tvary výpalků a také na svary. Pro navržené varianty provedeme pevnostní analýzy. Svařence jsou označeny jako vnitřní a vnější podle jejich vzájemné polohy v mechanismu. Níže jsou ukázány oba svařence zdvihacího mechanismu nůžkového stolu firmy ENGEL.



Obr. 1.16 Vnější hlavní části mechanismu nůžkového stolu.



Obr. 1.17 Vnitřní hlavní části mechanismu nůžkového stolu.

## 2. Specifikace požadavků, analýza a hodnocení dosavadního řešení

### 2.1 Specifikace požadavků

Dle zadání od firmy ENGEL jsou stanoveny hlavní požadavky. Jedná se o parametry zařízení, které jsou také prezentovány zákazníkovi. Na základě těchto hodnot si zákazník vybírá vhodný stůl. Dále jsou zde obecné požadavky, týkající se bezpečnosti nebo dostupnosti k možné údržbě a další.

#### 2.1.1 Požadavky na mechanismus

Základními požadavky společnosti ENGEL jsou minimální nosnost, minimální životnost a zdvih. Tyto parametry jsou společně s hodnotami uvedeny v tabulce níže. Pomocí těchto zadaných parametrů provedeme vyhodnocení a výpočty pro daný mechanismus.

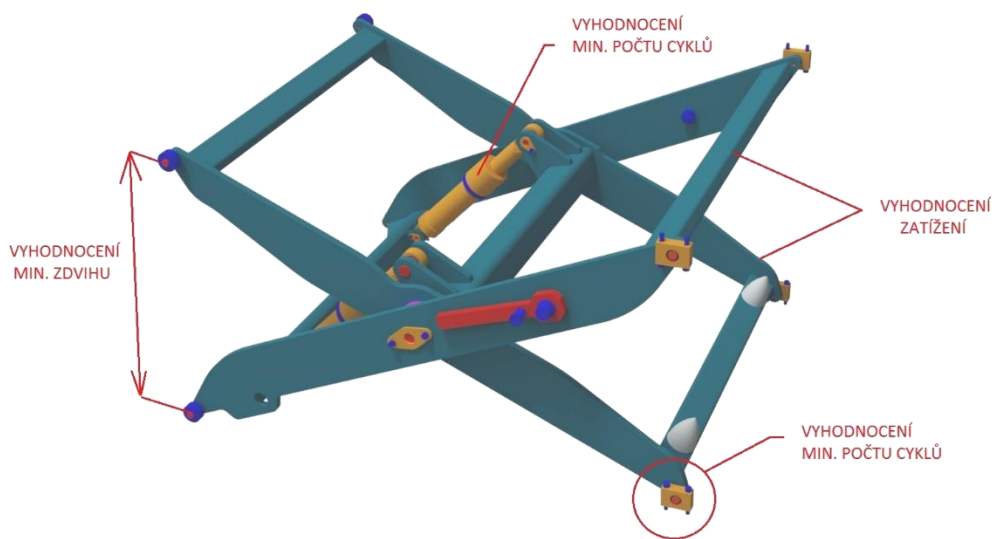
Základní požadavky	
Minimální nosnost	300 kg
Minimální životnost	100 000 cyklů
Zdvih	1100 mm

Tabulka 2.1 Základní požadavky na mechanismus

Tyto základní požadavky jsou ovlivňovány různými částmi celého zařízení. Pro jejich vyhodnocení je nutno stanovit, které části mají vliv na jednotlivé požadavky. Níže jsou v tabulce uvedeny části spadající pod jednotlivé požadavky.

Základní požadavky	Ovlivňující části zařízení
Minimální nosnost	Hlavní svařence mechanismu
Minimální životnost	Ložiska, Hydromotor
Zdvih	Rozměry hlavních svařenců

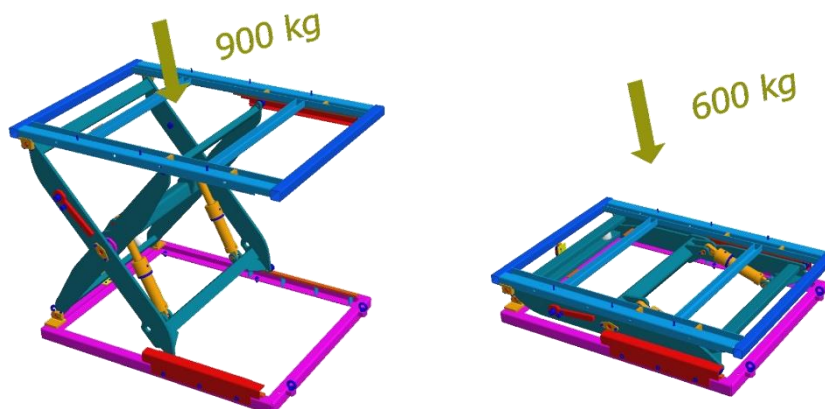
Tabulka 2.2 Části ovlivňující požadavky na mechanismus



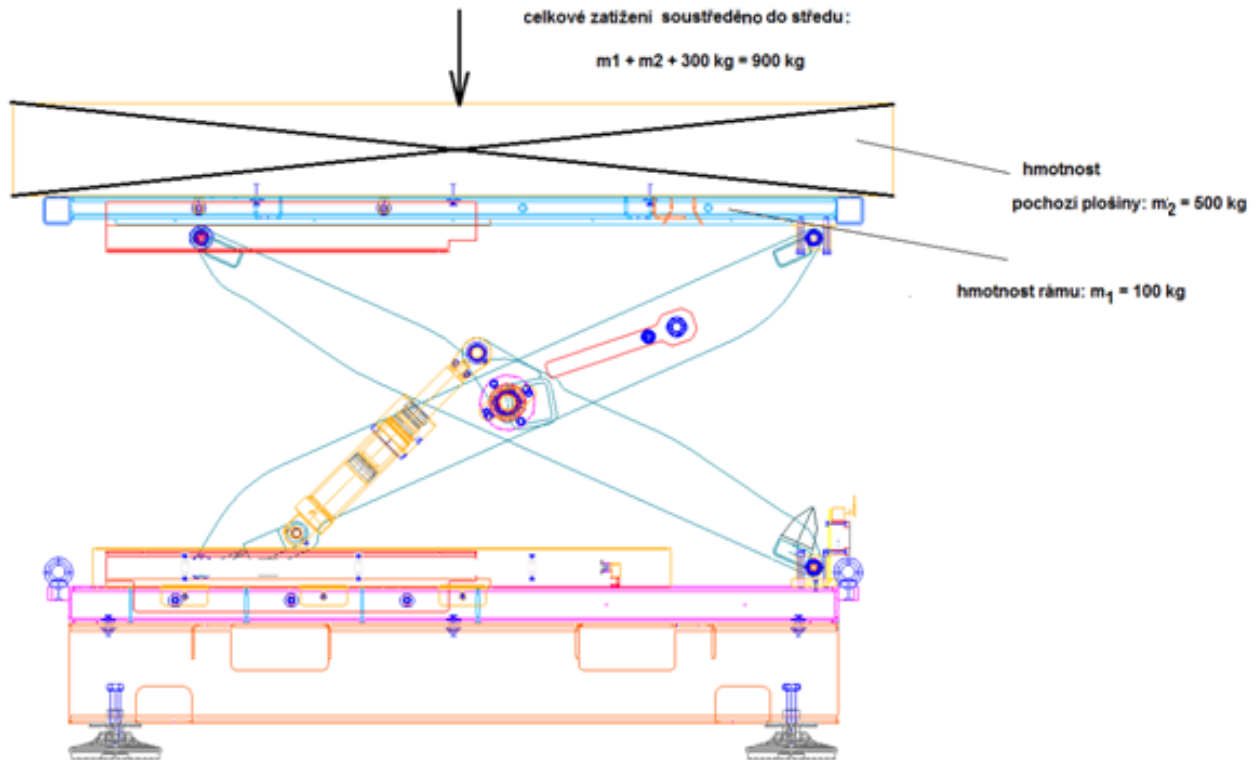
Obr. 2.1 Schéma vyhodnocení částí pro jednotlivé požadavky

### 2.1.2 Výpočet zatížení a rozměrů mechanismu

Pomocí zadaných hodnot provedeme rozbor a určení silových poměrů v mechanismu. Budeme vycházet z teorie mechanismů, kde nejprve provedeme výpočet stupňů volnosti. Soustava s jedním stupněm volnosti se nazývá mechanismus. Po určení stupňů volnosti provedeme výpočet pomocí metody uvolňování. Tato metoda využívá poznatku, že pokud je soustava v rovnováze, musí být v rovnováze každý její člen. Postupně tedy budeme uvolňovat jednotlivé členy mechanismu a zakreslíme veškeré síly, které zde působí. Poté pro každý člen sestavíme příslušné podmínky rovnováhy. Vždy je nutno dbát na zákon akce a reakce. Pro výpočty je nutno znát také hmotnosti jednotlivých částí mechanismu, které mají vliv na zatížení. V našem případě se jedná o horní rám a plošinu, která na něm bude umístěna. Tyto hmotnosti lze určit například pomocí CAD softwarů. V našem případě máme hodnoty obou těchto hmotností od zadavatele. Níže je uvedeno schéma zatížení s danými hmotnostmi. Výpočet je poté prováděn pro horní a dolní úvrat' mechanismu. Je důležité říci, že zatížení 300 kg bude působit pouze v horní úvrat'. V dolní úvrat' a při zdvihu působí pouze zatížení od hmotnosti rámu. Důvodem je, že k zatížení stolu dojde až při maximálním zdvihu.

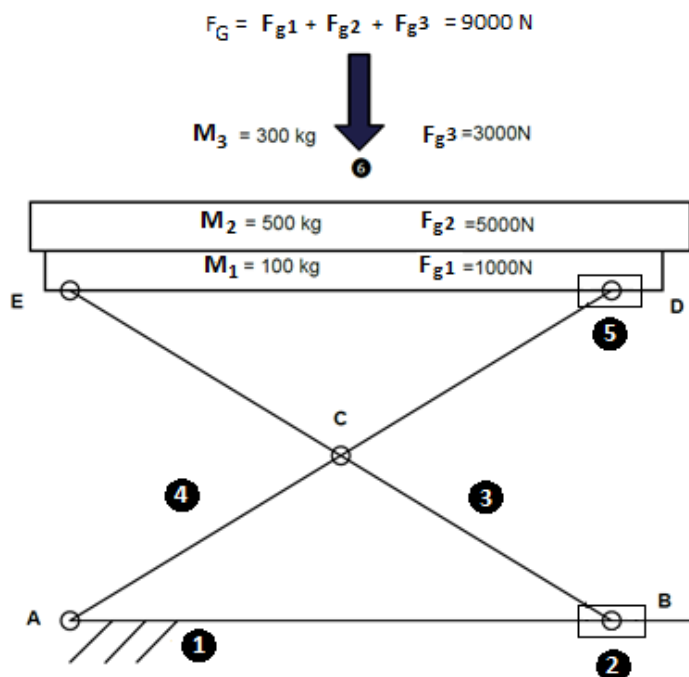


Obr. 2.2 Schéma zatížení při maximálním a minimálním zdvihu



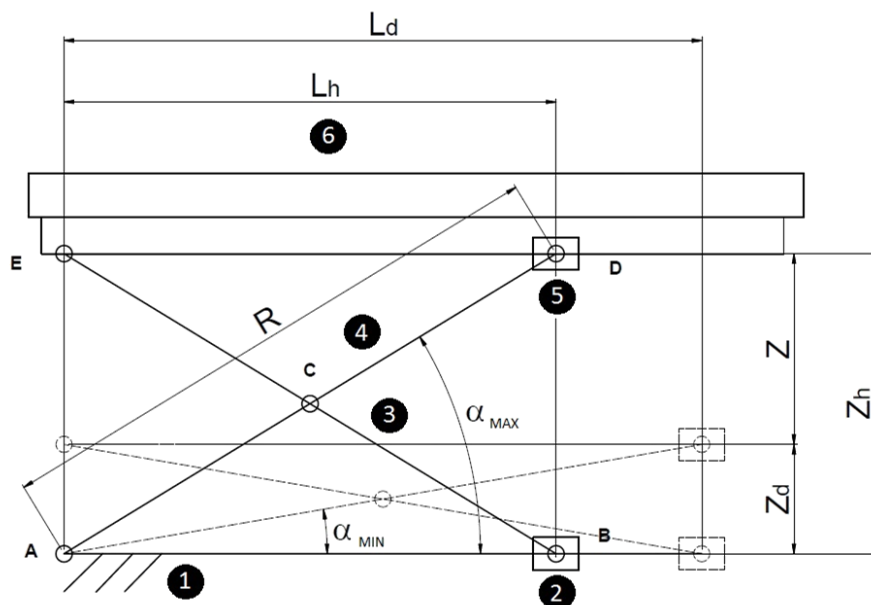
Obr. 2.3 Schéma zatížení nůžkového mechanismu od firmy ENGEL

Nejprve je tedy nutno určit počet stupňů volnosti mechanismu. Pro výpočet si zakreslíme zjednodušené schéma mechanismu. V tomto schématu jsou očíslovány jednotlivé členy a vazby označeny písmeny.



Obr. 2.4 Zjednodušené schéma nůžkového mechanismu

Při metodě uvolňování pracujeme se základními rozměry mechanismu. Ty prozatím nebyly stanoveny. Pro jejich určení vyjdeme z požadavku na zdvih o velikosti 1100 mm. K výpočtu využijeme goniometrických funkcí a níže uvedeného schématu. Při určování rozměrů bychom pracovali se spojnicemi středů otočných kloubů.



Obr. 2.5 Schéma pro výpočet rozměrů nůžkového mechanismu

Při návrhu rozměrů nůžkového mechanismu si lze část rozměrů zvolit, záleží na požadavcích zákazníka. Zbývající rozměry je poté nutno dopočítat podle matematických pravidel. Jednotlivé závislosti mezi parametry a jejich označení jsou uvedeny v tabulce. Hlavním požadavkem je zadaný zdvih.

Parametr mechanismu	Označení	Výpočet
Délka základny v dolní úvrati	$L_d$	$L_d = \cos \alpha_{MIN} \cdot R$
Délka základny v horní úvrati	$L_h$	$L_h = \cos \alpha_{MAX} \cdot R$
Výška v dolní úvrati	$Z_d$	$Z_d = \sin \alpha_{MIN} \cdot R$
Výška v horní úvrati	$Z_h$	$Z_h = \sin \alpha_{MAX} \cdot R$
Zdvih	$Z$	$Z = Z_h - Z_d ; (\text{Zadáno})$
Úhel natočení v horní úvrati	$\alpha_{MAX}$	$\alpha_{MAX} = \arcsin(Z_h/R) = \arccos(L_h/R)$
Úhel natočení v dolní úvrati	$\alpha_{MIN}$	$\alpha_{MIN} = \arcsin(Z_d/R) = \arccos(L_d/R)$
Délka ramene	$R$	$R = Z_h / \sin \alpha_{MAX} = L_h / \cos \alpha_{MAX} = L_d / \cos \alpha_{MIN} = Z_d / \sin \alpha_{MIN}$

Tabulka 2.3 Rozměrové parametry mechanismu



Pro výpočet stupňů volnosti je sestavena tabulka s vazbami a hodnotami, které jsou poté dosazeny do dále uvedeného vzorce.

Popis vazby	Označení	Hodnota [-]
Počet všech těles (včetně rámu)	m	6
Rotační vazba	r	5
Posuvná vazba	p	2
Valivá vazba	v	0
Obecná vazba	o	0

Tabulka 2.4 Hodnoty pro výpočet stupňů volnosti

Vztah pro výpočet stupňů volnosti:

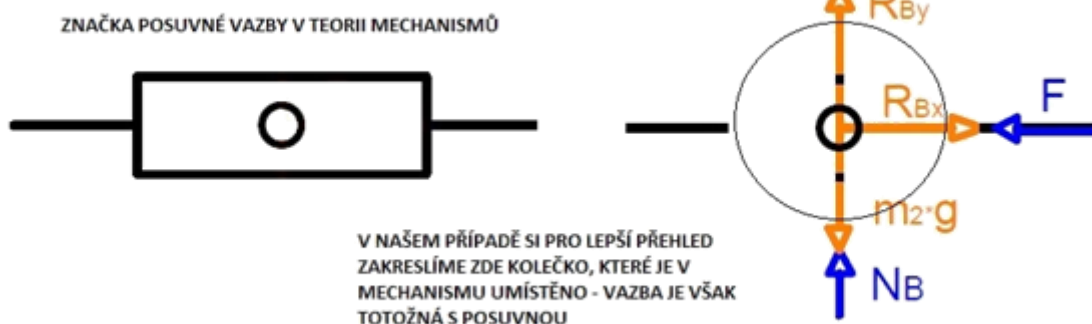
$$n = 3 \cdot (m - 1) - 2 \cdot (r + p + v) - 1 \cdot o \quad (1)$$

Dosazení hodnot z tabulky:

$$n = 3 \cdot (6 - 1) - 2 \cdot (5 + 2 + 0) - 1 \cdot 0 = 1 \quad (2)$$

Počet stupňů volnosti je roven jedné, což odpovídá mechanismu. Nyní pomocí metody uvolňování zakreslíme jednotlivé části mechanismu a sestavíme podmínky rovnováhy. Reakce ve vazbách budeme označovat písmenem R s příslušným směrem x nebo y.

Člen č. 2:



Obr. 2.6 Schéma pro výpočet členu č. 2

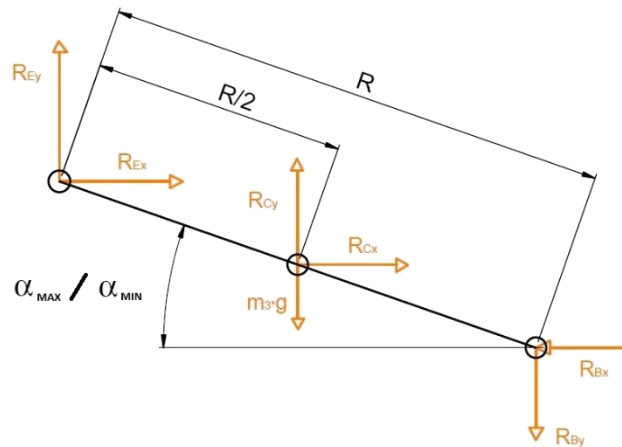
Podmínky rovnováhy:

$$\text{Rovnováha do směru } x: \quad -F + R_{Bx} = 0 \quad (3)$$

$$\text{Rovnováha do směru } y: \quad N_B - m_2 \cdot g + R_{By} = 0 \quad (4)$$

$$\text{Rovnice pro } M_B: \quad 0 \quad (5)$$

Člen č. 3:



Obr. 2.7 Schéma pro výpočet členu č. 3

Podmínky rovnováhy:

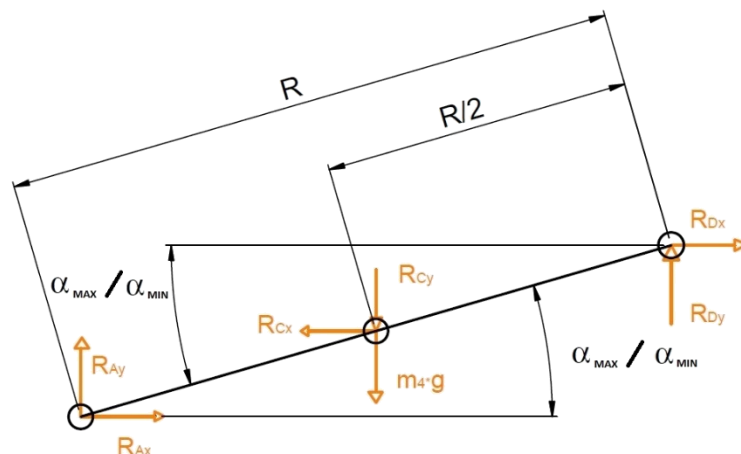
Ve vzorcích budeme uvádět pouze  $\alpha$ , za které lze poté dosadit minimální úhel  $\alpha_{MIN}$  nebo maximální úhel  $\alpha_{MAX}$ .

$$\text{Rovnováha do směru } x: R_{Ex} + R_{Cx} - R_{Bx} = 0 \quad (6)$$

$$\text{Rovnováha do směru } y: R_{Ey} + R_{Cy} - m_3 \cdot g - R_{By} = 0 \quad (7)$$

$$\text{Rovnice pro } M_C: R_{Ey} \cdot R/2 \cdot \cos\alpha + R_{Ex} \cdot R/2 \cdot \sin\alpha + R_{By} \cdot R/2 \cdot \cos\alpha + R_{Bx} \cdot R/2 \cdot \sin\alpha = 0 \quad (8)$$

Člen č. 4:



Obr. 2.8 Schéma pro výpočet členu č. 4

Podmínky rovnováhy:

$$\text{Rovnováha do směru } x: R_{Dx} - R_{Cx} + R_{Ax} = 0 \quad (9)$$

$$\text{Rovnováha do směru } y: R_{Ay} - R_{Cy} - m_4 \cdot g + R_{Dy} = 0 \quad (10)$$

$$\text{Rovnice pro } M_C: R_{Ay} \cdot R/2 \cdot \cos\alpha - R_{Ax} \cdot R/2 \cdot \sin\alpha - R_{Dy} \cdot R/2 \cdot \cos\alpha + R_{Dx} \cdot R/2 \cdot \sin\alpha = 0 \quad (11)$$

Člen č. 5:



Obr. 2.9 Schéma pro výpočet členu č. 5

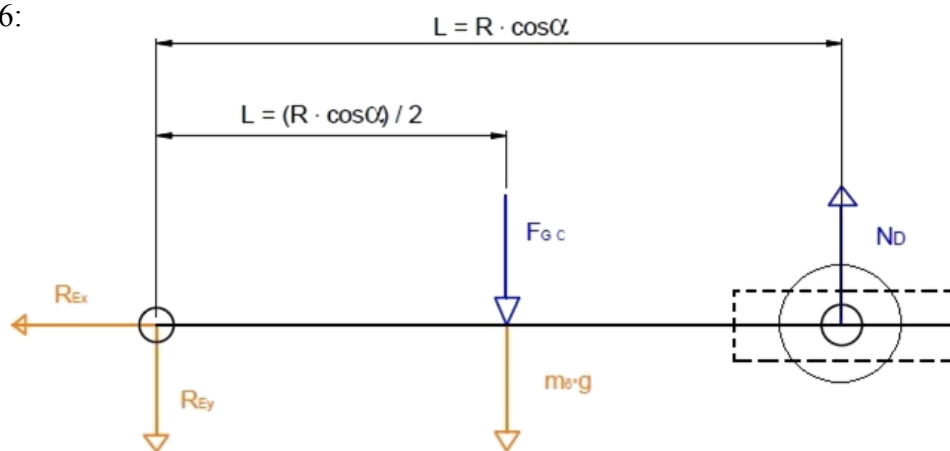
Podmínky rovnováhy:

$$\text{Rovnováha do směru } x: \quad -R_{Dx} = 0 \quad (12)$$

$$\text{Rovnováha do směru } y: \quad -N_D - m_5 \cdot g - R_{Dy} = 0 \quad (13)$$

$$\text{Rovnice pro } M_D: \quad 0 \quad (14)$$

Člen č. 6:



Obr. 2.10 Schéma pro výpočet členu č. 6

Podmínky rovnováhy:

$$\text{Rovnováha do směru } x: \quad -R_{Ex} = 0 \quad (15)$$

$$\text{Rovnováha do směru } y: \quad -R_{Ey} - F_{GC} - m_6 \cdot g + N_D = 0 \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \text{Rovnice pro } M_E: \quad & m_6 \cdot g \cdot (R \cdot \cos \alpha / 2) + F_{GC} \cdot (R \cdot \cos \alpha / 2) \\ & - N_D \cdot R \cdot \cos \alpha = 0 \end{aligned} \quad (17)$$

Nyní si uvedeme vyjádření jednotlivých reakcí a do těchto vyjádření bychom následně dosazovali hodnoty pro horní a spodní úvrať. Celkové odvození není uvedeno s ohledem na velmi dlouhé a složité matematické úpravy. V tabulce níže je zjednodušeně uvedeno jak reakce vyjádřit. V našem případě bude využito MKP analýzy, není tedy nutno počítat reakce ručně. Hodnoty hmotností jednotlivých částí rámu jsou vypočteny pomocí softwaru NX z příslušného modelu. Celkové zatížení působí rovnoměrně, bude se tedy rozkládat na dvě dvojice ramen.

Síla od zatížení v horní úvrati  $F_{GH}$  pak bude:  $F_{GH} = \frac{F_{GC}}{2} = \frac{9000}{2} = 4500N$   
 Síla od zatížení v dolní úvrati  $F_{GD}$  pak bude:  $F_{GD} = \frac{F_{GC}}{2} = \frac{6000}{2} = 3000N$

Rovnice č.	Rovnice s proměnnými:	Vyjádření proměnných:
1	$x: -F + R_{Bx} = 0$	$R_{Bx} = F$
2	$y: N_B - m_2 \cdot g + R_{By} = 0$	$N_B = m_2 \cdot g - R_{By}$
3	$M_B: 0$	$M_B = 0$
4	$x: R_{Ex} + R_{Cx} - R_{Bx} = 0$	$R_{Ex} = 0 \quad R_{Cx} = R_{Bx}$
5	$y: R_{Ey} + R_{Cy} - m_3 \cdot g - R_{By} = 0$	$R_{By} = R_{Ey} + R_{Cy} - m_3 \cdot g$
6	$M_C: R_{Ey} \cdot R/2 \cdot \cos\alpha + R_{Ex} \cdot R/2 \cdot \sin\alpha + R_{By} \cdot R/2 \cdot \cos\alpha + R_{Bx} \cdot R/2 \cdot \sin\alpha = 0$	Dosadíme za vyjádřené reakce a určíme zbylé proměnné.
7	$x: R_{Dx} - R_{Cx} + R_{Ax} = 0$	$R_{Dx} = 0 \quad R_{Cx} = R_{Ax}$
8	$y: R_{Ay} - R_{Cy} - m_4 \cdot g + R_{Dy} = 0$	$R_{Ay} = R_{Cy} + m_4 \cdot g - R_{Dy}$
9	$M_C: R_{Ay} \cdot R/2 \cdot \cos\alpha - R_{Ax} \cdot R/2 \cdot \sin\alpha - R_{Dy} \cdot R/2 \cdot \cos\alpha + R_{Dx} \cdot R/2 \cdot \sin\alpha = 0$	Dosadíme za $R_{Ay}$ , $R_{Ax}$ , $R_{Dx}$ odvození uvedeno níže
10	$x: -R_{Dx} = 0$	$R_{Dx} = 0$
11	$y: -N_D - m_5 \cdot g - R_{Dy} = 0$	$R_{Dy} = -N_D - m_5 \cdot g$
12	$M_D: 0$	$M_D = 0$
13	$x: -R_{Ex} = 0$	$R_{Ex} = 0$
14	$y: -R_{Ey} - F_G - m_6 \cdot g + N_D = 0$	$R_{Ey} = N_D - F_G - m_6 \cdot g$
15	$M_E: m_6 \cdot g \cdot (R \cdot \cos\alpha/2) + F_G \cdot (R \cdot \cos\alpha/2) - N_D \cdot R \cdot \cos\alpha = 0$	$N_D = \frac{m_6 \cdot g \cdot (R \cdot \cos\alpha/2) + F_G \cdot (R \cdot \cos\alpha/2)}{R \cdot \cos\alpha}$

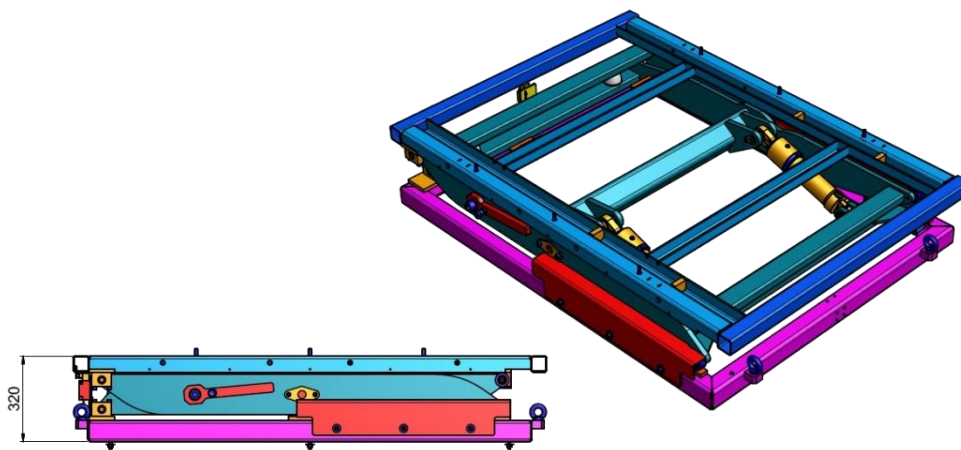
Tabulka 2.5 Rovnice podmínek rovnováhy

## 2.2 Celková analýza řešení

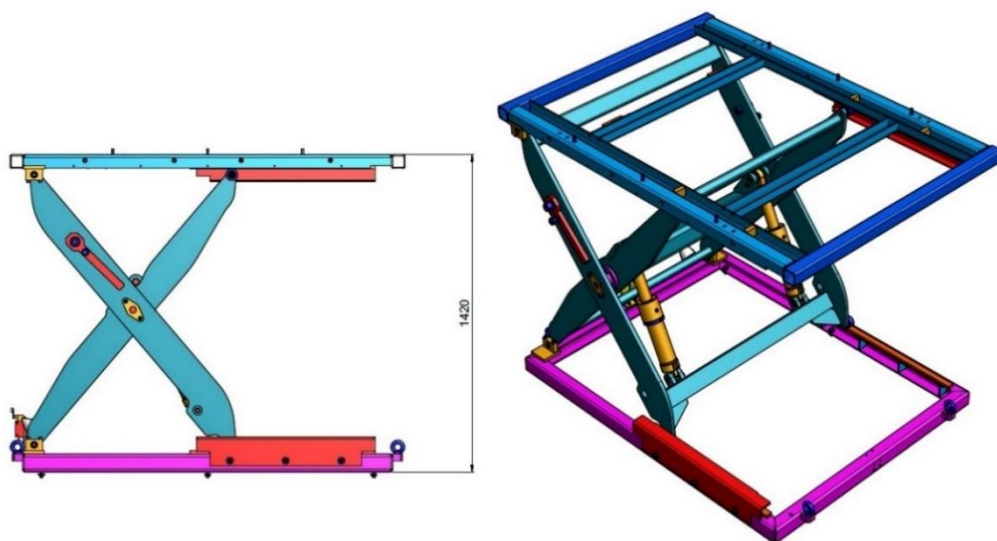
Zde provedeme analýzu dosavadního řešení, tato analýza bude výchozí podklad pro návrh variant řešení. Nejprve uděláme rozbor rozměrů dosavadního mechanismu a poté provedeme pevnostní analýzu. Díly podléhající uváděnému zatížení si nejprve vhodně zasítujeme a poté zatížíme silami. Vše bude provedeno pomocí softwaru NX 8. Pomocí této analýzy zjistíme nejnamáhavější místa a tím vhodné možnosti k optimalizaci.

### 2.2.1 Analýza rozměrů dosavadního řešení

Připojovací rozměry, tedy rozměry spodního a horního rámu zůstávají stejné dle zadání. Budeme je tedy brát jako výchozí při návrhu variant. Pro stávající řešení si zobrazíme rozměry při nejnižší výšce a při nejvyšším zdvihu.



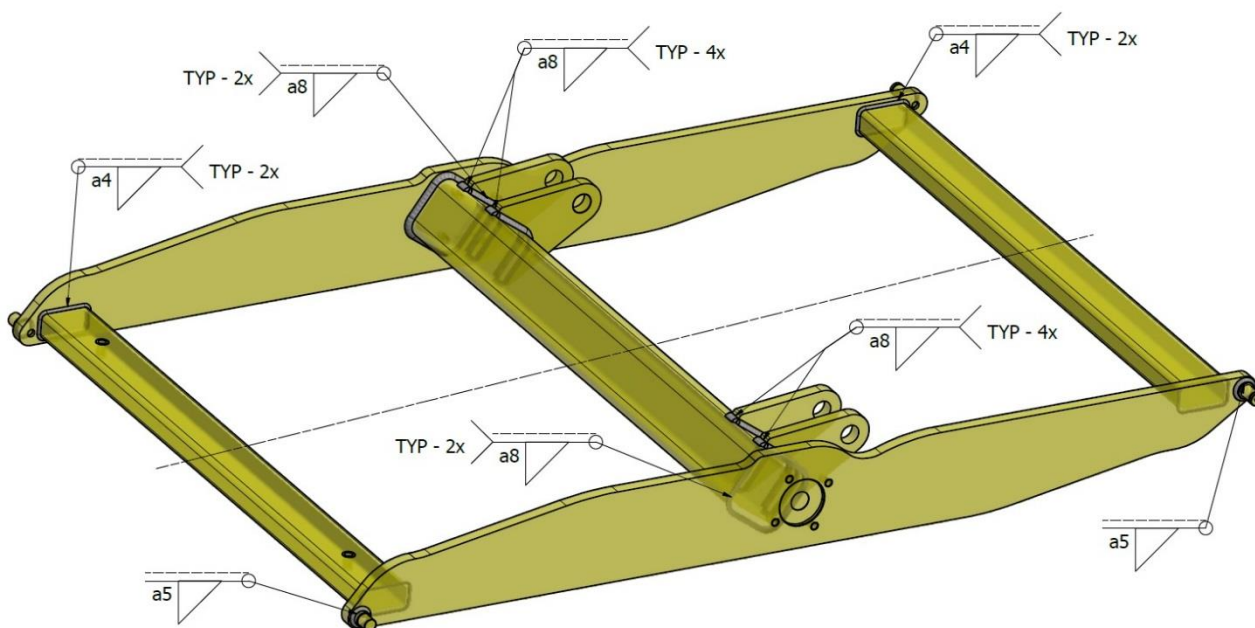
Obr. 2.11 Sestava nůžkového stůl při nejnižší výšce.



Obr. 2.12 Sestava nůžkového stůl při nejvyšším zdvihu.

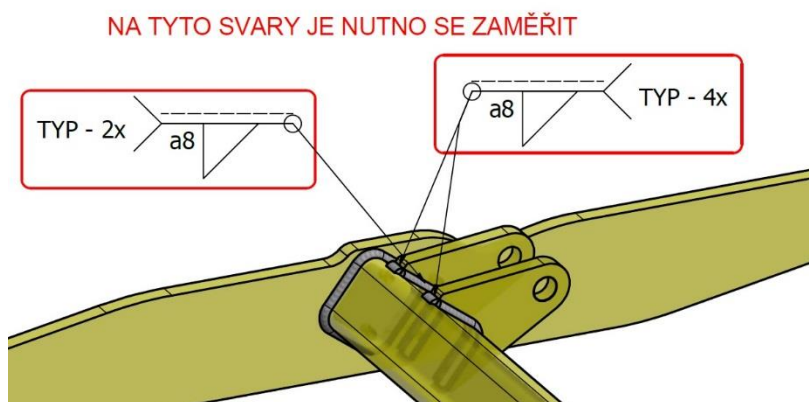
## 2.2.2 Analýza svarů dosavadního řešení

V zadání je uveden požadavek na optimalizaci svarů u dosavadního řešení a to zejména s ohledem na snížení výrobních časů. U dosavadního řešení je použito koutových svarů a8, u kterých nelze svařovat na jednu vrstvu, optimalizací těchto svarů bychom tedy dosáhli požadovaného snížení výrobních časů. Provedeme tedy analýzu svarů obou hlavních částí. Na schématech níže jsou ukázány všechny svary na hlavních částech.

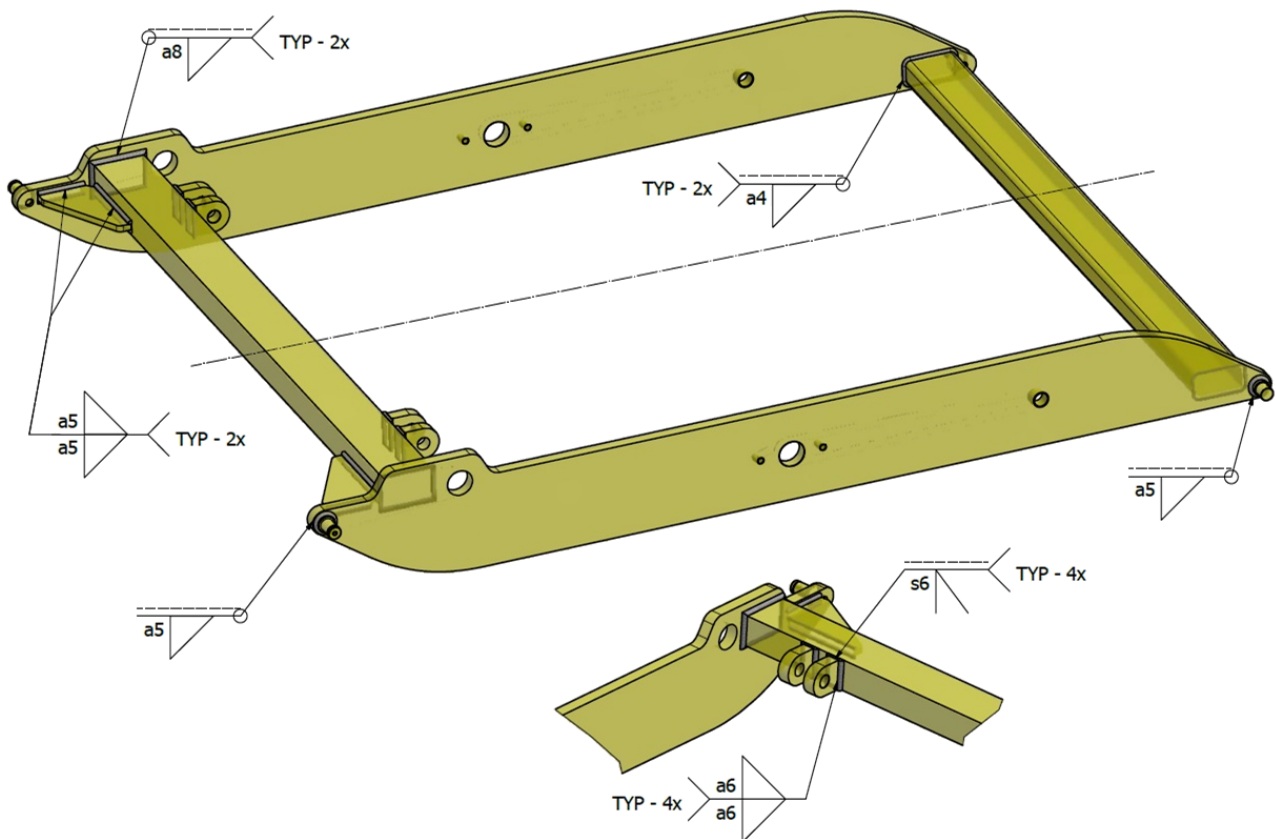


Obr. 2.13 Schéma umístění a typu použitých svarů na vnitřní části.

Dle požadavku se zaměříme na svary a8, na schématu jsou koutové svary a8 umístěny ve spoji prostřední výztuhy s krajními částmi a na této výztuze jsou části pro uchycení hydromotoru. Provedeme pevnostní analýzu a vyhodnotíme tyto místa. Poté podle výsledků provedeme optimalizaci těchto svarů dle možností.

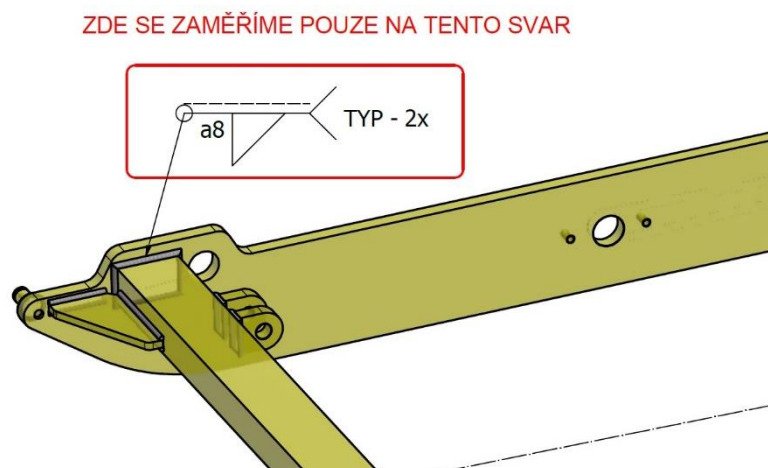


Obr. 2.14 Schéma umístění optimalizovaného svaru na vnitřní části.



Obr. 2.15 Schéma umístění a typu použitých svarů na vnější části.

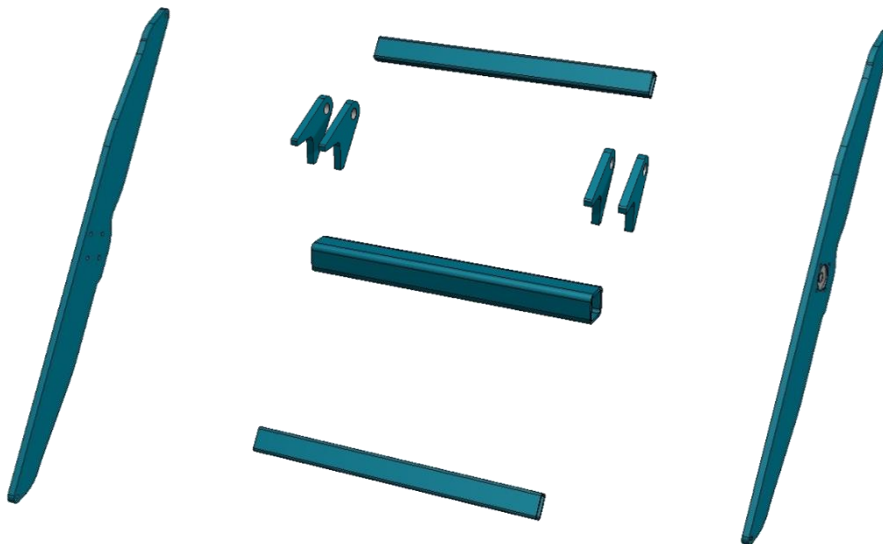
Zde se tedy opět zaměříme na svary a8, dle schématu je koutový svar a8 umístěn pouze ve spoji obdélníkové výztuhy s krajními částmi. Po provedení pevnostní analýzy vyhodnotíme tyto místa a dle možností provedeme optimalizaci.



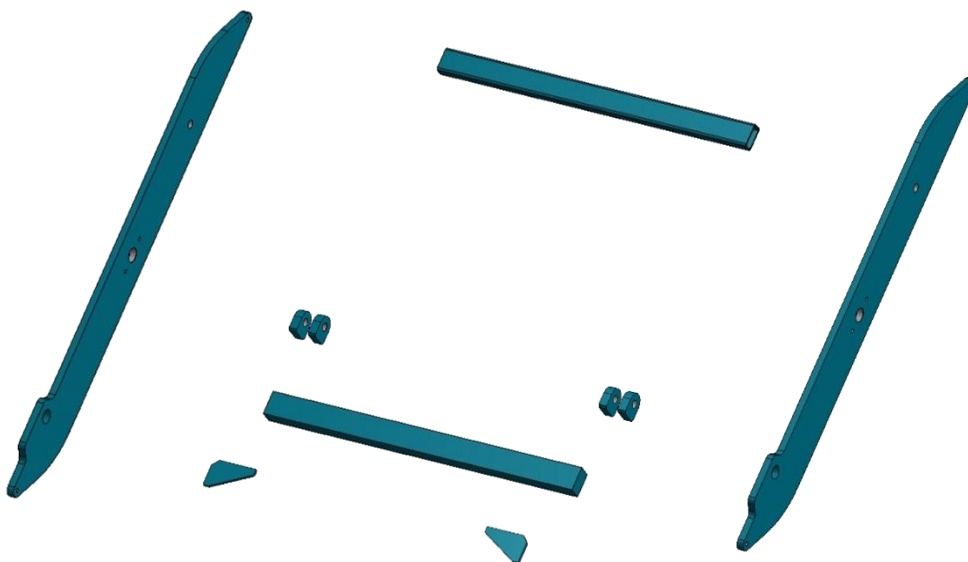
Obr. 2.16 Schéma umístění optimalizovaného svaru na vnější části.

### 2.2.3 Zasiťování a zatížení daných členů mechanismu

Obě části zdvihacího mechanismu jsou z výpalků plechu tloušťky 20 mm a ocelových profilů. Části jsme si označily jako vnitřní a vnější část. Označení je s ohledem na vzájemnou polohu obou dílů. V obou případech se jedná o svařence. Každý ze svařenců je složen z několika dílů, tento rozstřel je zobrazen níže. Při zasiťování budeme však brát svařence jako celek.



Obr. 2.17 Sestava vnitřního svařence nůžkového mechanismu.



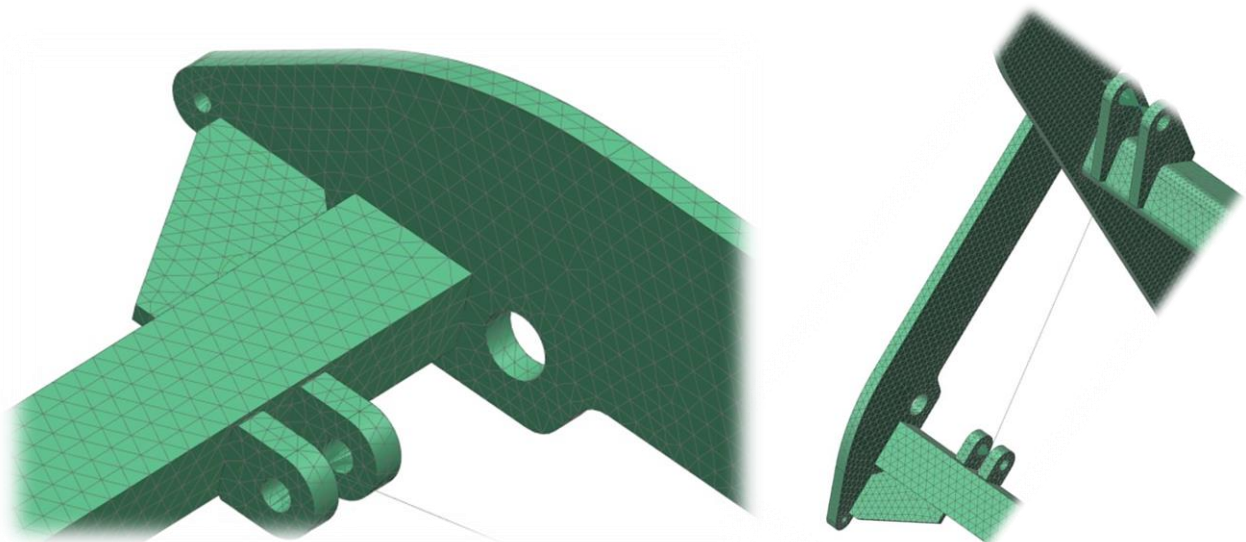
Obr. 2.18 Sestava vnějšího svařence nůžkového mechanismu.



Pro vytvoření sítě bylo použito typu 3D tetrahedral mesh. Typ elementu jsme zvolili CTETRA(10) o velikosti doporučené softwarem NX. Materiál jsme zvolili konstrukční ocel S355J2, která je vhodná ke svařování. Do sítě jsou umístěny tzv. rigidové růžice v potřebných konstrukčních uzlech.

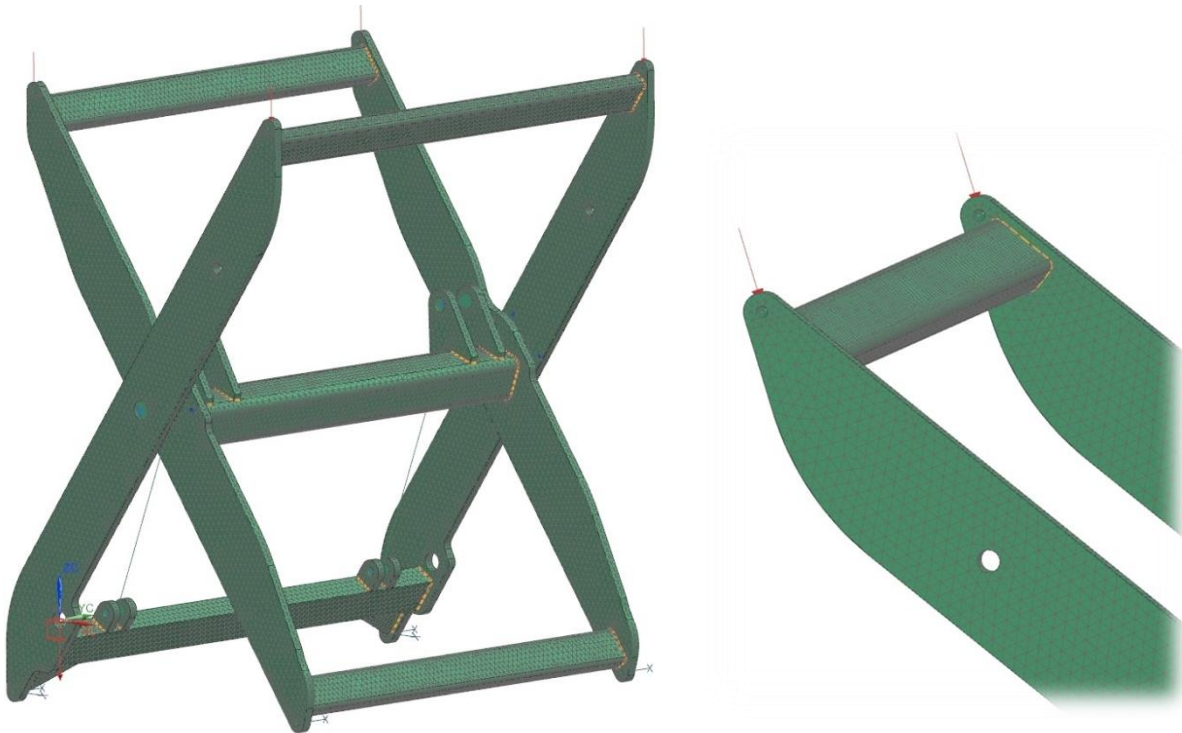


Obr. 2.19 Zasiťování obou svařenců stávajícího nůžkového mechanismu.

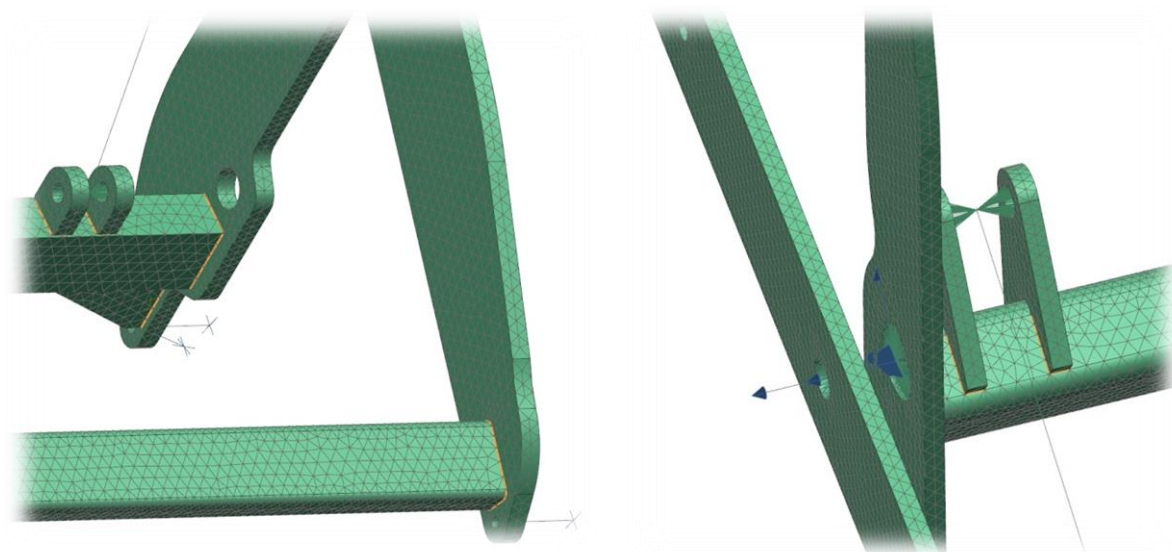


Obr. 2.20 Spojení hydromotoru s oběma svařenci.

Provedli jsme jednoduchý silový rozklad a umístili síly v softwaru NX. Oba svařence jsou spojeny v jednu sestavu, do níž je zaneseno zatížení. Všechny uzly obou svařenců jsou vzájemně propojeny pomocí pravidel pro vytváření spojů. Bylo zde využito rigidových růžic a funkce coupling pro vzájemné otáčení obou svařenců. Spojení hydromotoru je nahrazeno tuhým prvkem RBE2, který se využívá pro tyto účely. Zatížení budeme vyhodnocovat ve třech stavech. Nejprve v nejvyšší výšce, poté v polovině zdvihu a nakonec při nejnižší výšce.



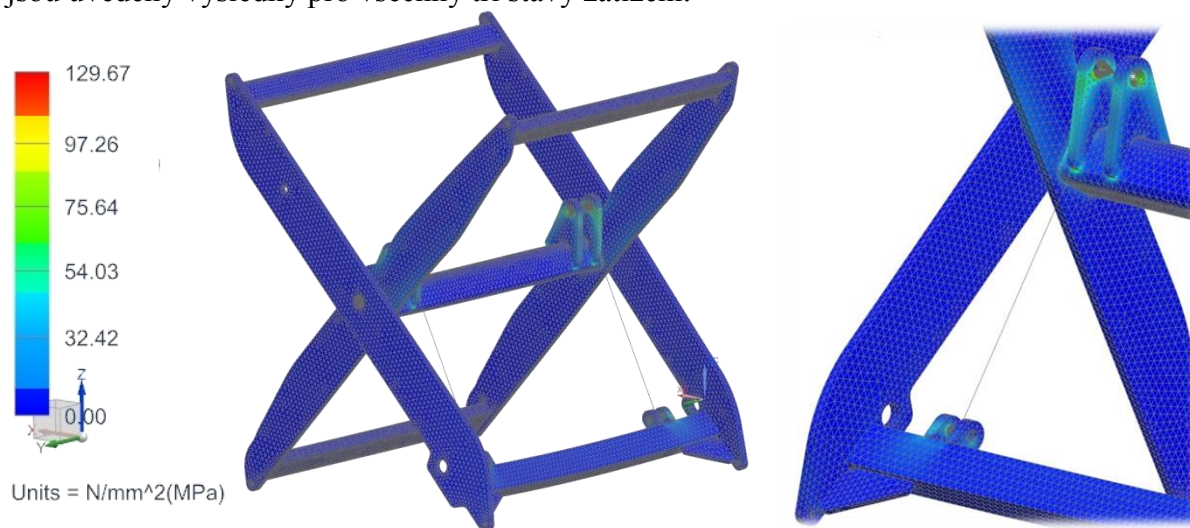
Obr. 2.21 Umístění veškerých okrajových podmínek v simulaci.



Obr. 2.22 Pevné vazby v daných uzlech a vzájemná otočná vazba.

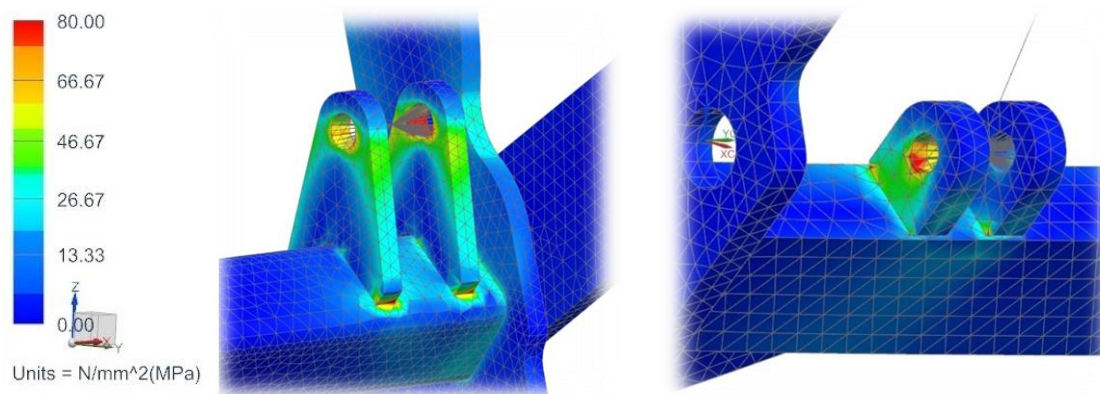
### 2.3 Hodnocení dosavadního řešení z hlediska vzniku napětí

Provedeme vyhodnocení výsledků z pevnostní analýzy stávajícího řešení. Na základě těchto výsledků budeme navrhovat nové varianty řešení. Cílem je tedy co nejvíce využít analýzu pro optimalizaci. Z výsledků pevnostní analýzy dostaneme velikosti napětí v nejvíce zatěžovaných místech. Analýza nám také může stanovit místa, kde naopak žádné napětí nevzniká. Zde pak lze provádět optimalizaci úběrem materiálu a tím snížení hmotnosti. Níže jsou uvedeny výsledky pro všechny tři stavy zatížení.



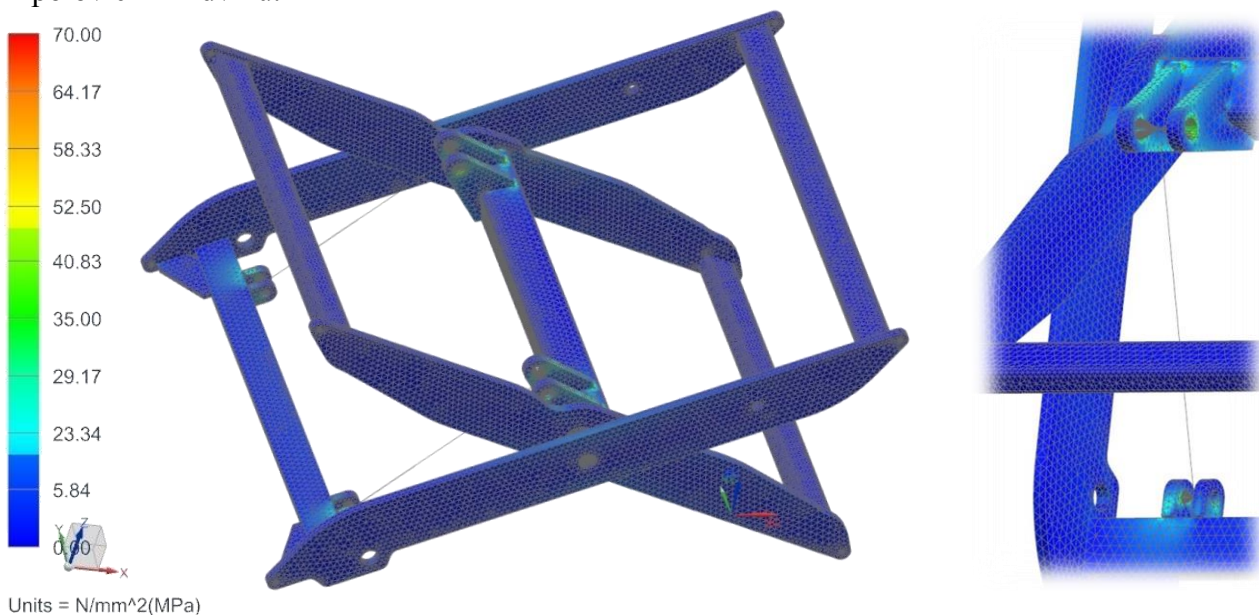
Obr. 2.23 Výsledky analýzy pro nejvyšší zdvih stávajícího mechanismu.

V nejvyšším zdvihu vzniká dle analýzy maximální napětí 129MPa a to od síly 9000N zatížení plošiny, toto napětí však nelze považovat za směrodatné. Vzniká pouze v jednom bodě a to v místě svaru u horní destičky umístěné na prostření nosníku. Jedná se zde o chybu, která je způsobena kvalitou sítě. Za směrodatné napětí lze brát až to, které se dle analýzy projevuje spojitě. V tomto případě bychom počítali se sníženou hodnotou 120MPa. Pro ukázkou jsme dále upravili barevné rozložení napětí, abychom dostali přehlednější analýzu a zviditelnili nebezpečná místa. Podle upravené legendy je v červených místech napětí 80-120MPa. Hodnota meze kluzu použitého materiálu S355J2 je 355MPa. Výsledná bezpečnost je tedy přibližně rovna 3 a to pro napětí 120 MPa. Dle obrázku výše byl průběh napětí špatně čitelný.

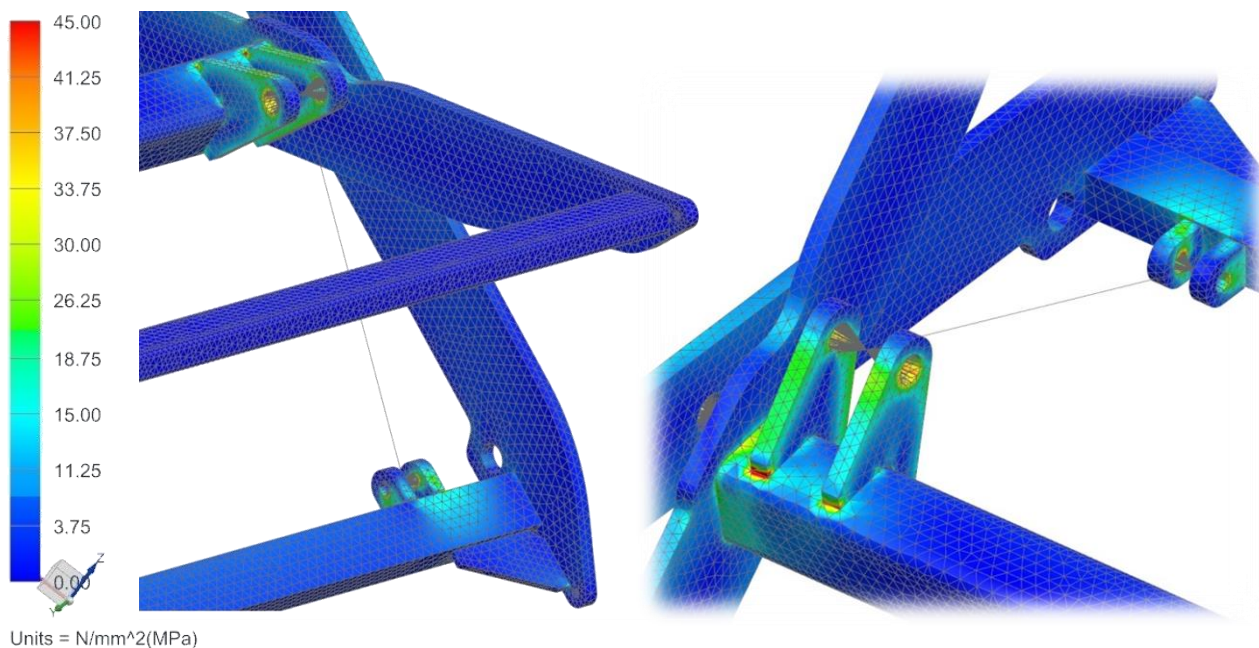


Obr. 2.24 Zvýrazněné výsledky analýzy pro nejvyšší zdvih stávajícího mechanismu.

Zvýrazněné výsledky slouží pouze pro přehlednost o vznikajícím napětí. Legenda napětí je zde nastavena pro maximální hodnotu 45MPa. Na obrázcích je tedy v červených místech napětí 45-70MPa. Celkově je patrné, že ve výpalcích tloušťky 20 mm nevznikají vysoká napětí. Prvním hlediskem optimalizace bude tedy snížení této tloušťky a tím snížení hmotnosti. Toto zvýraznění použijeme i pro zbylé dva případy a to zatížení v nejnižším a polovičním zdvihu.



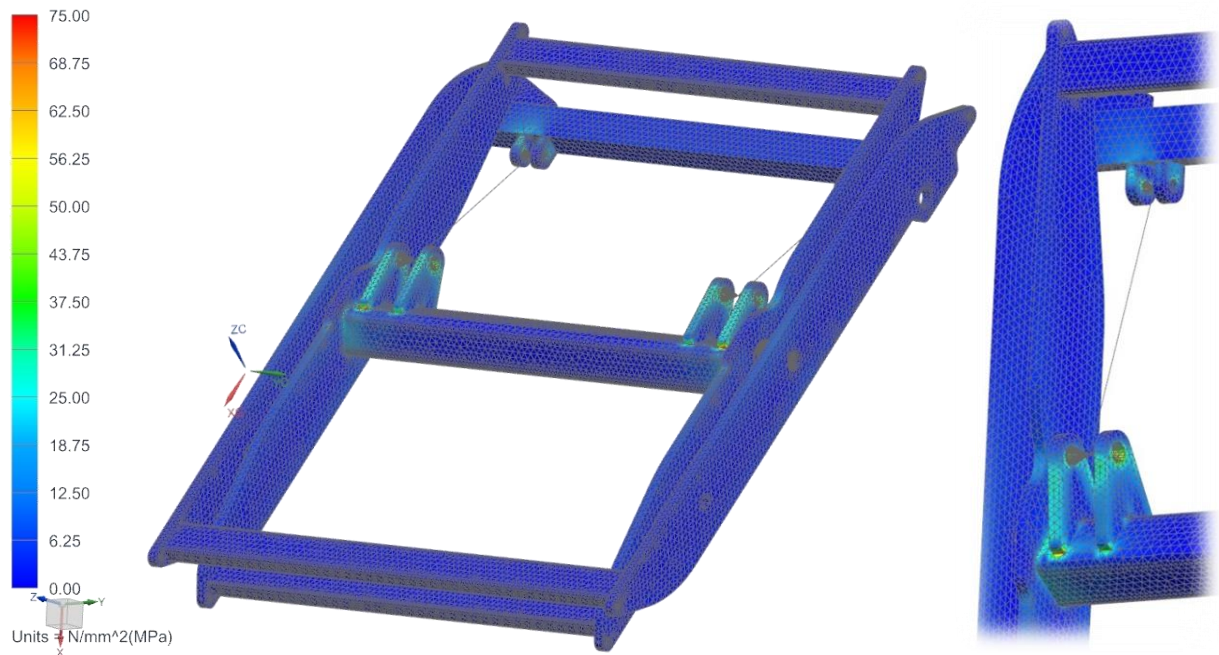
Obr. 2.25 Výsledky analýzy pro poloviční zdvih stávajícího nůžkového mechanismu.



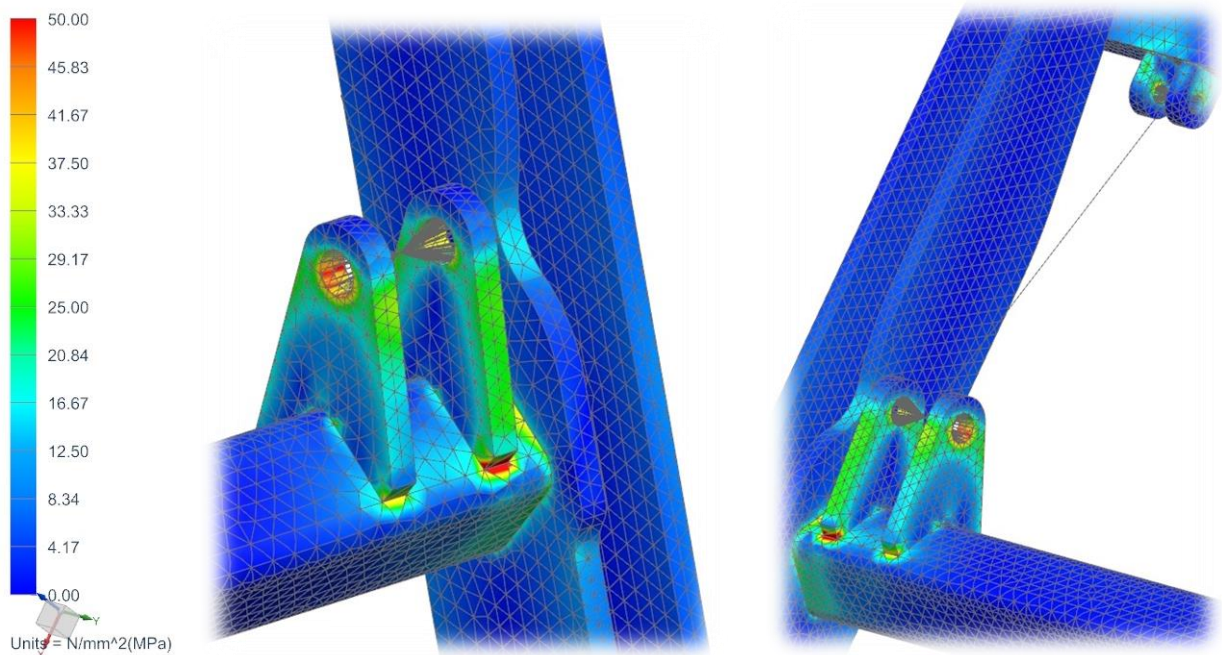
Obr. 2.26 Zvýrazněné výsledky analýzy pro poloviční zdvih stávajícího mechanismu.

Maximální hodnota legendy napětí je zde nastavena na 45MPa. Nejvyšší napětí při polovičním zdvihu bylo 70MPa. Zde by byla bezpečnost 5. Mechanismus byl zde zatížen silou 6000N, jelikož plošina bude již prázdná.

Při nejnižším zdvihu působí pouze vlastní hmotnost plošiny a rámu. Na mechanismus tedy při složené výšce působí zatížení 600kg.



Obr. 2.27 Výsledky analýzy pro nejnižší zdvih stávajícího nůžkového mechanismu.

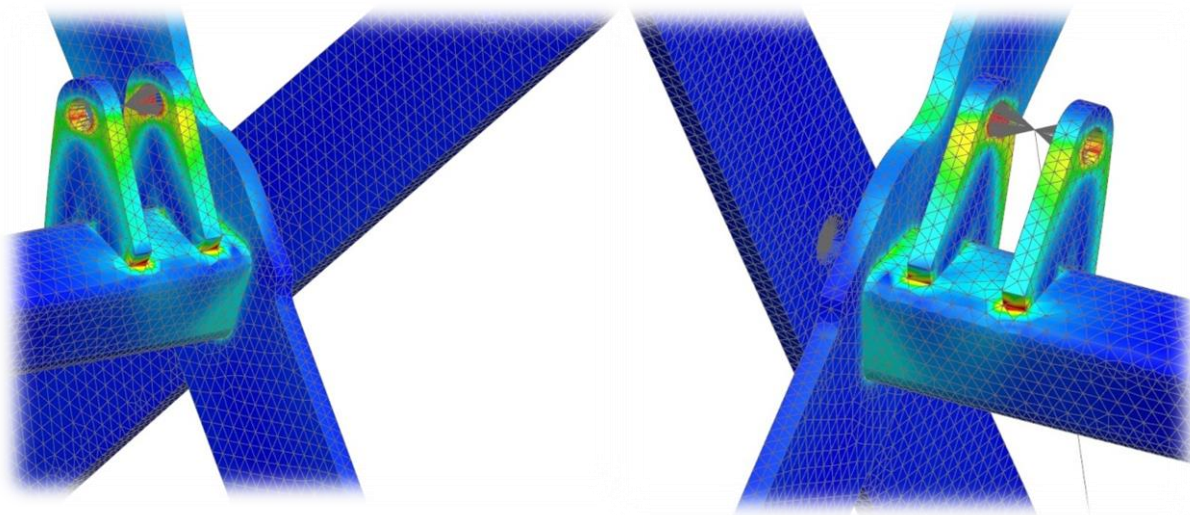


Obr. 2.28 Zvýrazněné výsledky analýzy pro nejnižší zdvih nůžkového mechanismu.

Maximální hodnota legendy napětí je v tomto případě nastavena na 50MPa. Nejvyšší směrodatné napětí při nejnižším zdvihu je 75MPa. Bezpečnost je tedy 4.7 pro napětí 75 MPa. Mechanismus byl zatížen silou 6000N. Z této nejnižší polohy dochází poté ke zdvihání mechanismu do nejvyšší polohy. Po celou dobu zdvihu je mechanismus zatížen pouze vlastní vahou plošiny a rámu.

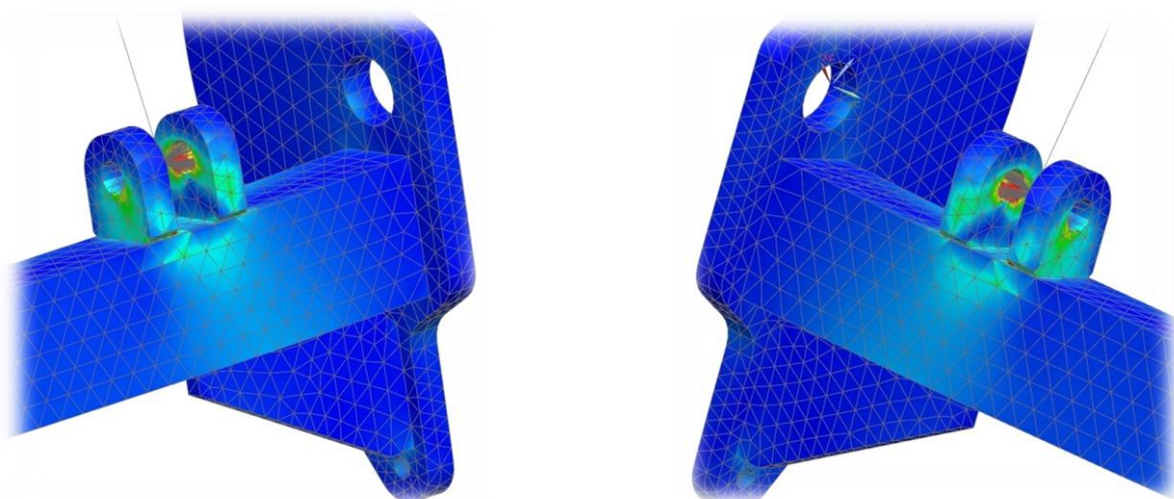
## 2.4 Vyhodnocení pevnostní analýzy všech stavů

Po zatížení všech tří stavů jsme zjistili nejvíce zatěžovaná místa. Na tyto místa se dále zaměříme při optimalizaci. Je tedy zapotřebí tato místa ukázat a popsat. Celkově nám vycházeli nejvíce zatěžovaná místa pro uchycení hydromotoru. V horní části uchycení vznikalo vysoké napětí v ploše, v níž je umístěn čep. Dále v místě svaru v dolní opěrné části, obě tato místa jsou ukázány na obrázku níže.



Obr. 2.29 Zvýrazněné výsledky u horního uchycení hydromotoru.

Nejvyšší napětí vznikalo ve spodní části spojení hydromotoru a to konkrétně ve svarech. Jelikož zde jsou výpalky menších rozměrů, je zde i menší plocha pro svar. Vysoké napětí vznikalo také v místě čepu jako v horní části. Opět jsou obě místa ukázány níže.

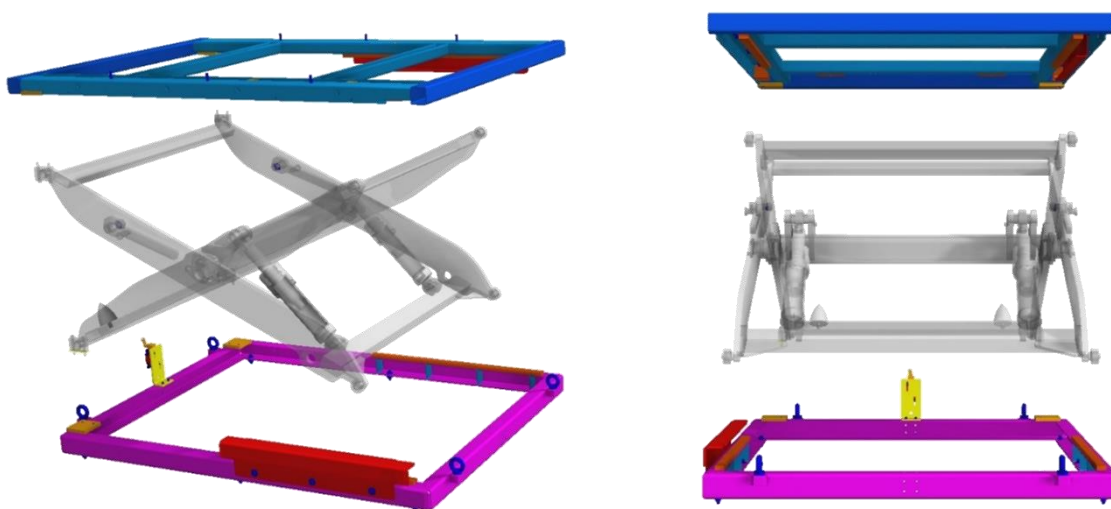


Obr. 2.30 Zvýrazněné výsledky u spodního uchycení hydromotoru.

Pro optimalizaci se zaměříme zejména na tyto místa. Nové návrhy budeme realizovat kombinací svarů, svarů a šroubů a nakonec jen šroubových spojů. Ve výsledku budeme mít tedy tři nové varianty. Z těchto variant vybereme tu nejvhodnější podle určených kritérií.

### 3. Návrh konstrukčních variant, hodnocení a výběr vhodné varianty, vypracování technické dokumentace v zadaném rozsahu

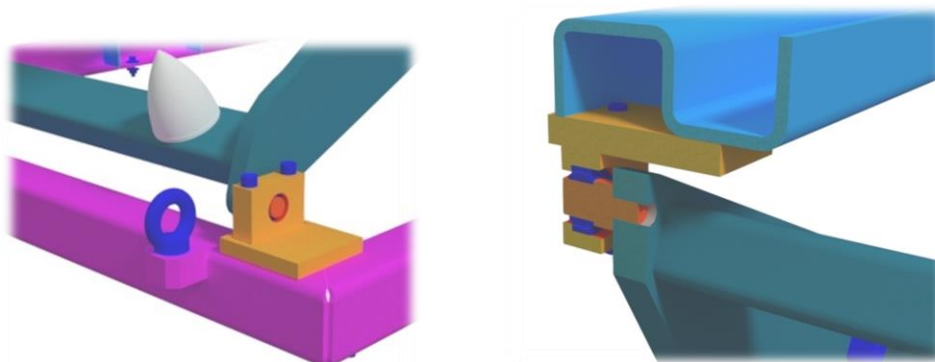
Při návrhu budeme využívat všech připojovacích rozměrů, jak bylo uvedeno od zadavatele. Horní a spodní rám jsou pro všechny varianty stejné, využijeme tedy i připojení k hornímu a spodnímu rámu. Při návrhu různých variant optimalizace budeme tedy měnit konstrukční celek mezi horním a spodním rámem. Pro návrh částí mechanismu budeme vycházet z analýzy původního nůžkového mechanismu. Při analýze jsme určili místa, které jsou nejvíce zatěžovány a kde bychom měli provádět optimalizaci.



Obr. 3.1 Schéma konstrukčních celků nůžkového stolu.

#### 3.1 Společné konstrukční uzly

Společnými konstrukčními uzly budou v tomto případě spojení obou rámu s částmi nůžkového mechanismu. Spojení je provedeno pomocí destičky, v níž je uložen čep. Spojení destičky s rámem je pomocí šroubů.



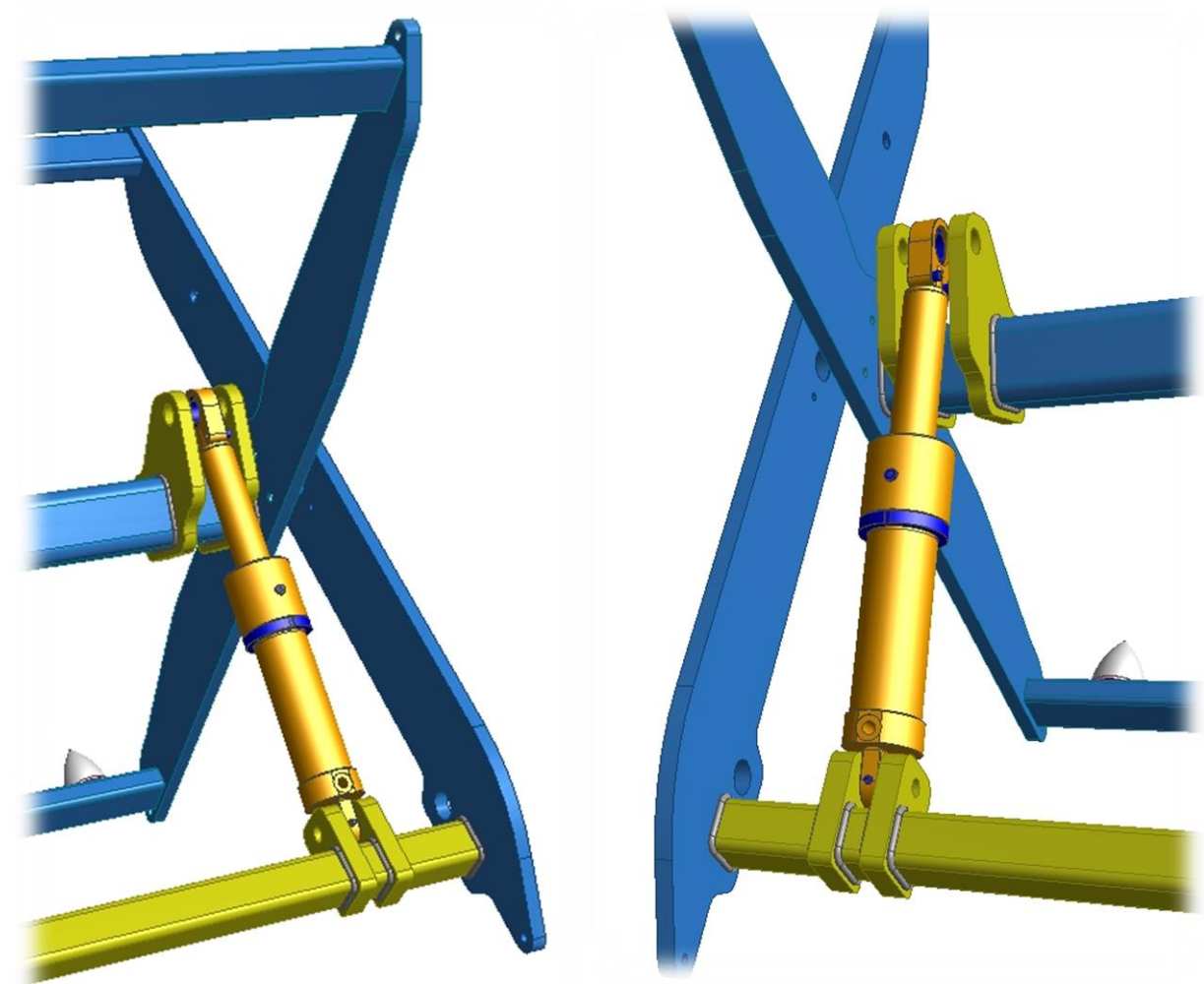
Obr. 3.2 Spojení spodního a horního rámu v řezu k částem mechanismu.

### 3.2 Návrh varianty č. 1

Pro první návrh se zaměříme na nejvíce zatěžovaná místa a upravíme tvary výpalků, abychom snížili vzniklá napětí v místech svarů. Ponecháme zde tedy technologii svařování. Jelikož plocha pro čep je také velmi zatěžovaná, je šířka výpalků zvýšena z původních 20 mm na 25 mm. Oba výpalky jsou upraveny tak, aby se po vypálení a úpravě daly nalisovat na profil vnitřních výztuh. Po umístění do správné polohy bude vytvořen svar po celém obvodu. Oba vypálené profily jsou zesíleny v místech okolo otvorů pro čepy. Profil spodní výztuhy je nahrazen z původního plného na dutý profil rozměru 60 x 60 mm.

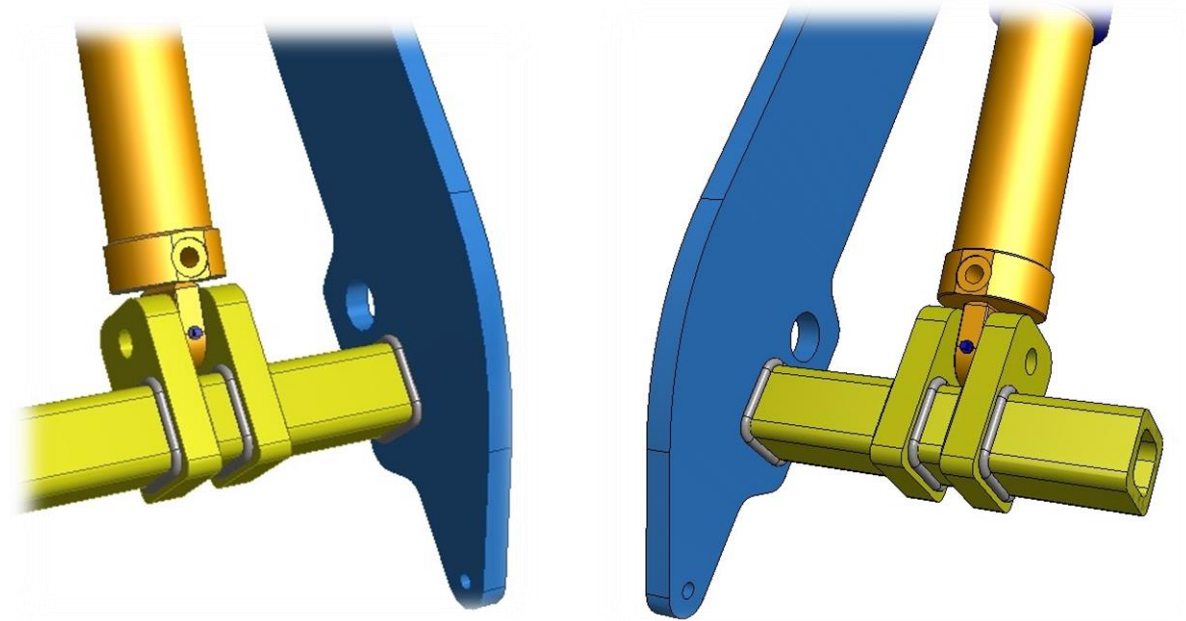
#### 3.2.1 Konstrukční návrh varianty č. 1

Níže je zobrazeno celkové uchycení hydromotoru pomocí upravených výpalků umístěných na výztuhy pomocí svarových spojů.

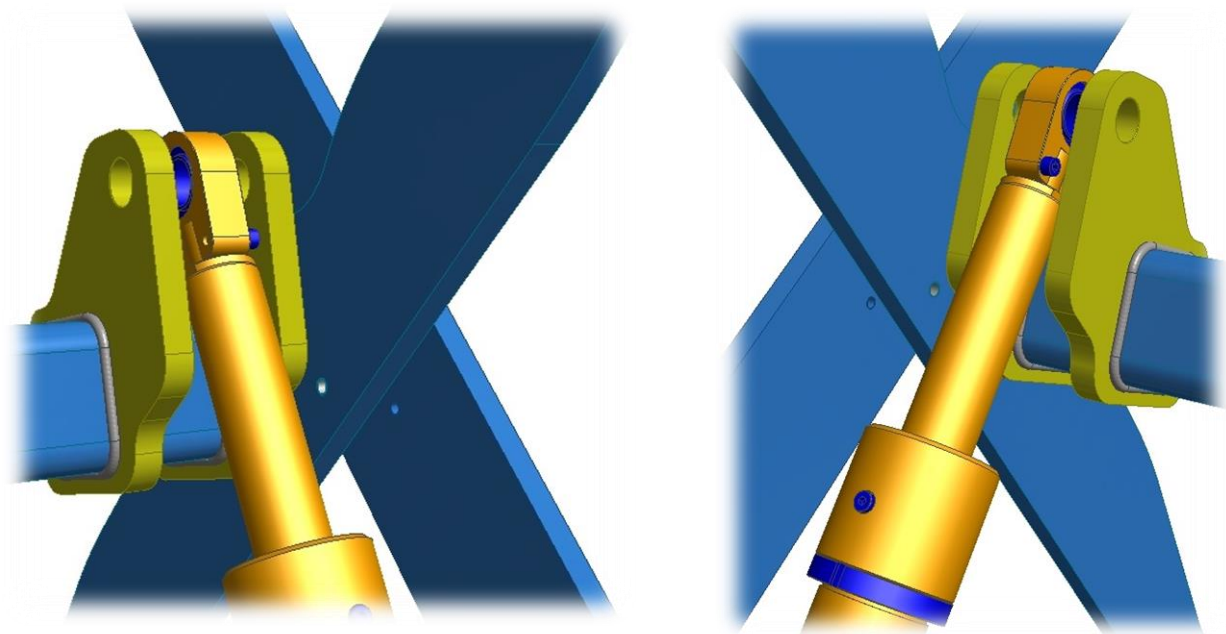


Obr. 3.3 Zobrazení celkového spojení u prvního návrhu.





Obr. 3.4 Zobrazení spodního upevnění hydromotoru u prvního návrhu.



Obr. 3.5 Zobrazení horního upevnění hydromotoru u prvního návrhu.

### 3.2.2 Popis návrhu varianty č. 1

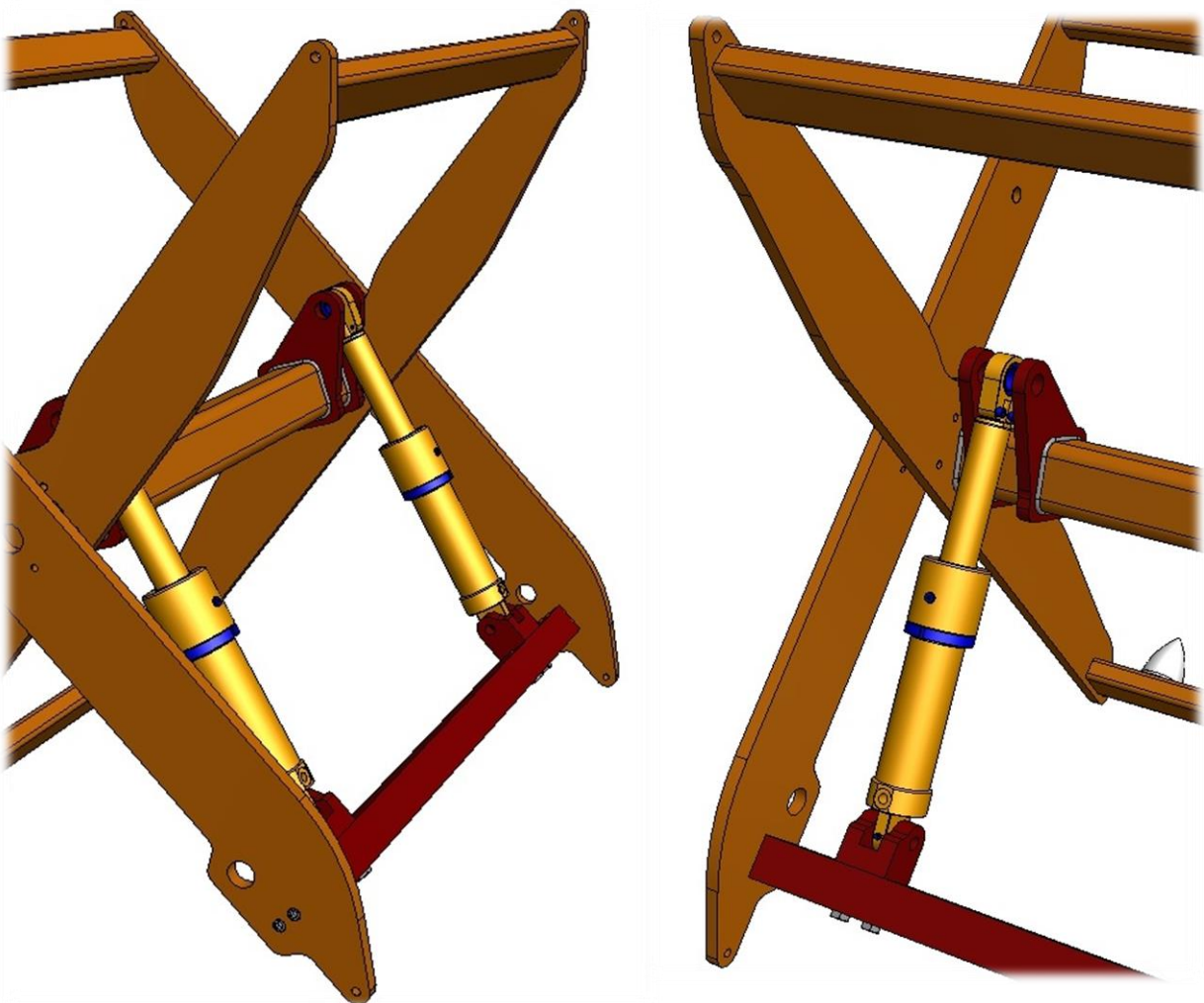
V prvním návrhu jsme se zaměřili pouze na technologii svařování, upravili jsme tvary výpalků pro uchycení hydromotoru. Úpravou jsme odstranili místa, v nichž vznikalo napětí v původním návrhu. Touto úpravou došlo ke zvýšení hmotnosti, to bylo však vykompenzováno změnou profilu spodní výztuhy z plného na dutý.

### 3.3 Návrh varianty č. 2

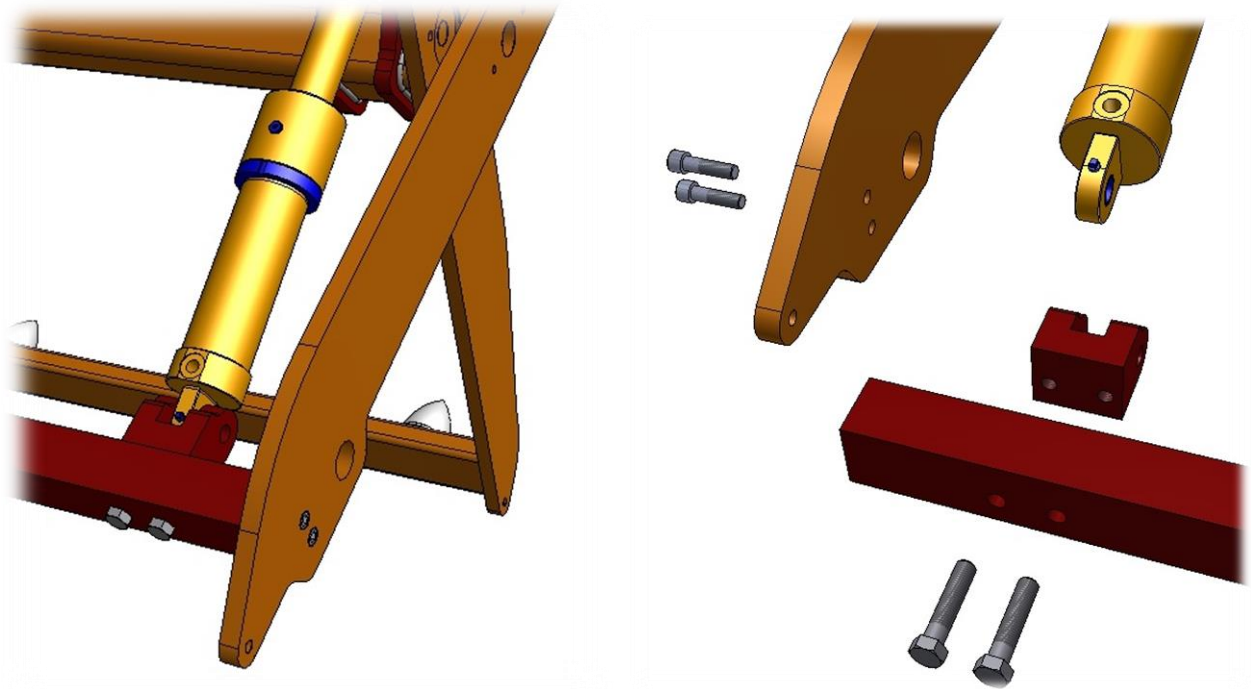
U druhého návrhu využijeme kombinaci svařování a šroubových spojů. U horní části by bylo obtížnější spojovat pomocí šroubů, zde tedy upravíme výpalek tak, abychom získali delší svar a mohla být snížena jeho velikost. Původně je zde svar a8, u tohoto svaru má být dle zadání snaha o odstranění. Spodní část uchycení hydromotoru bude nahrazena frézovaným dílem, přišroubovaným na spodní výztuhu. Tato spodní výztuha bude snížena z původního profilu 80x50 mm na 60x55 mm, aby byla zachována vzdálenost pro oba konce hydromotoru. Spodní díl má zvýšenou délku plochy pro uchycení čepu na 25 mm z původních 20. Toto zvýšení je s ohledem na největší namáhání v tomto místě. Jelikož se bude jednat o frézovaný díl, není nutno klást důraz na tloušťku 20 mm pro předešlý výpalek.

#### 3.3.1 Konstrukční návrh varianty č. 2

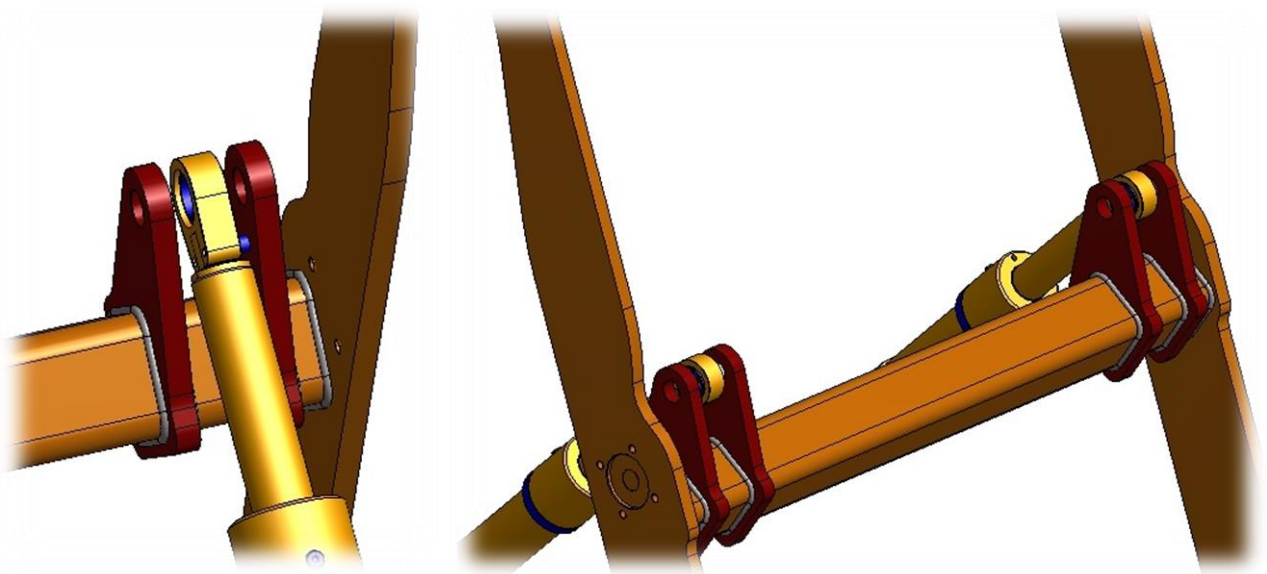
Níže je zobrazeno celkové uchycení hydromotoru pomocí svarových a šroubových spojů. Spodní část uchycení hydromotoru je nyní frézovaná.



Obr. 3.6 Zobrazení celkového spojení u druhého návrhu.



Obr. 3.7 Zobrazení spodního upevnění hydromotoru u druhého návrhu.



Obr. 3.8 Zobrazení horního upevnění hydromotoru u druhého návrhu.

### 3.3.2 Popis návrhu varianty č. 2

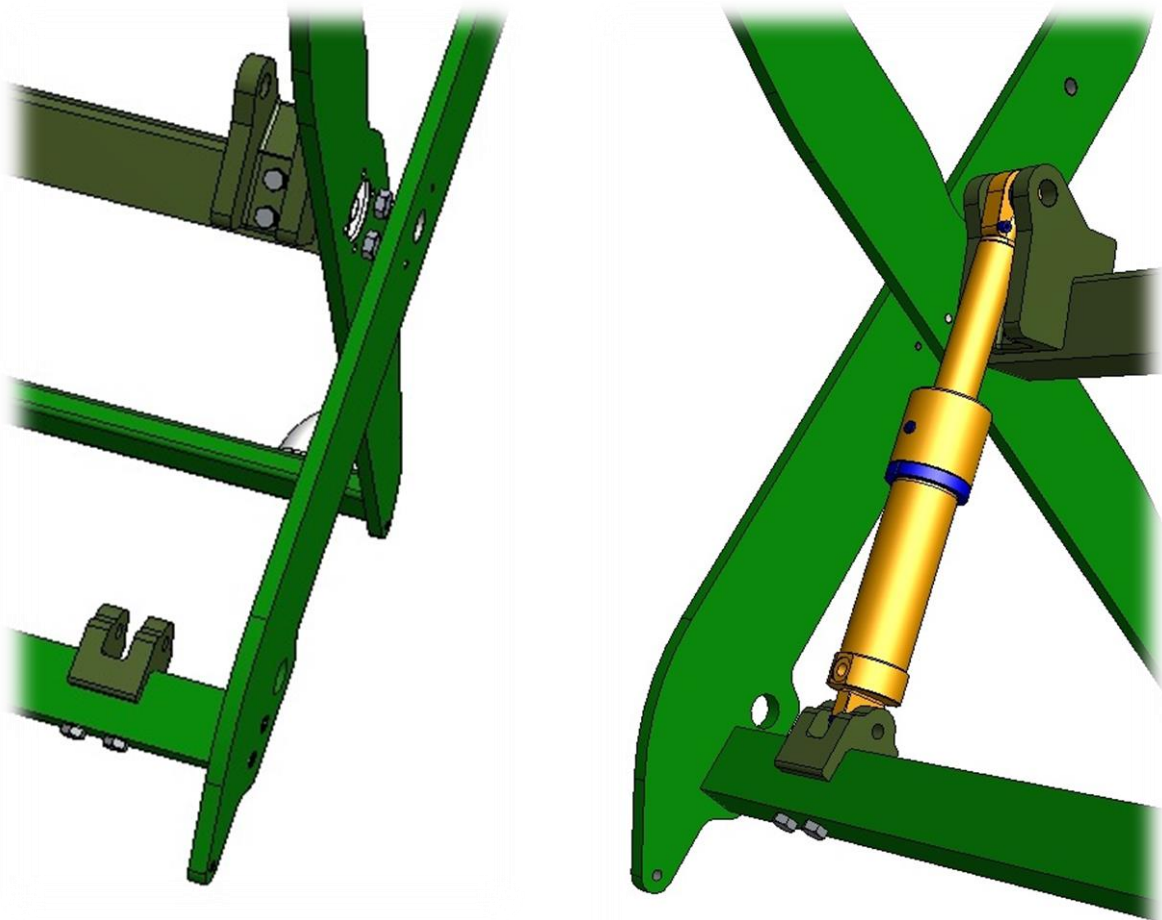
Ve druhém návrhu jsme využili kombinaci svarových a šroubových spojů. V horní části uchycení jsme úpravou tvaru odstranili místa, ve kterých vznikalo napětí v původním návrhu. Ve spodní části jsme odstranili místa vniku napětí a to umístěním frézovaného dílu oproti původním výpalkům. Za pomoci šroubových spojů jsme také odstranili veškeré svarové spoje ze spodní části. Hmotnost zde nebude příliš změněna. Frézovaný díl bude dražší oproti předešlému výpalku. Je zde však možnost snadné výměny při jeho poškození.

### 3.4 Návrh varianty č. 3

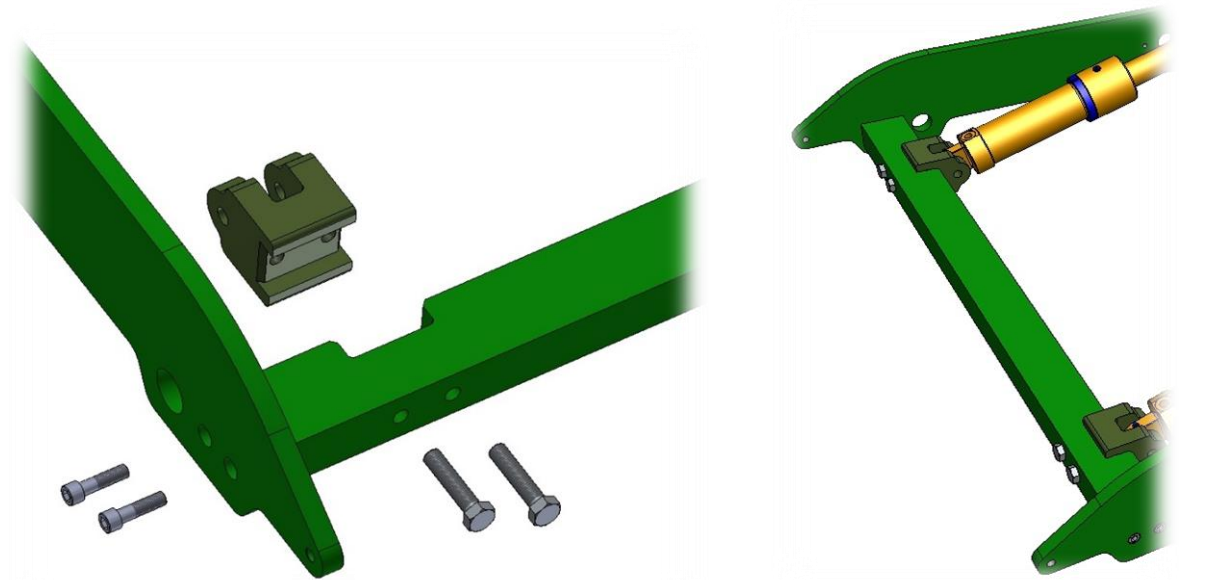
U třetí varianty byly odstraněny veškeré svarové spoje pro nejvíce namáhané části. Bude zde využito šroubových spojů a frézovaných součástí. Ve spodní části pro uchycení hydromotoru bude použito šroubů se šestihrannou hlavou M16. Délka plochy pro čep byla zvýšena na 25 mm z původních 20 mm. Výztuha bude uchycena zapuštěnými šrouby s imbusovou válcovou hlavou. Šrouby musí být zapuštěny, jinak by došlo ke kolizi s rámem při složení do nejnižší polohy. Výztuha zůstane velikostně stejná oproti 2. variantě, bude zde jen vybrání pro spodní díl. Horní část pro uchycení hydromotoru bude spojena šrouby M16 a výztuha s boční částí šrouby M20. Střední výztuha byla nahrazena plným profilem o velikosti 85x100 mm. Tímto dojde ke zvýšení hmotnosti, bude však více vyztužen střed celého mechanismu.

#### 3.4.1 Konstrukční návrh varianty č. 3

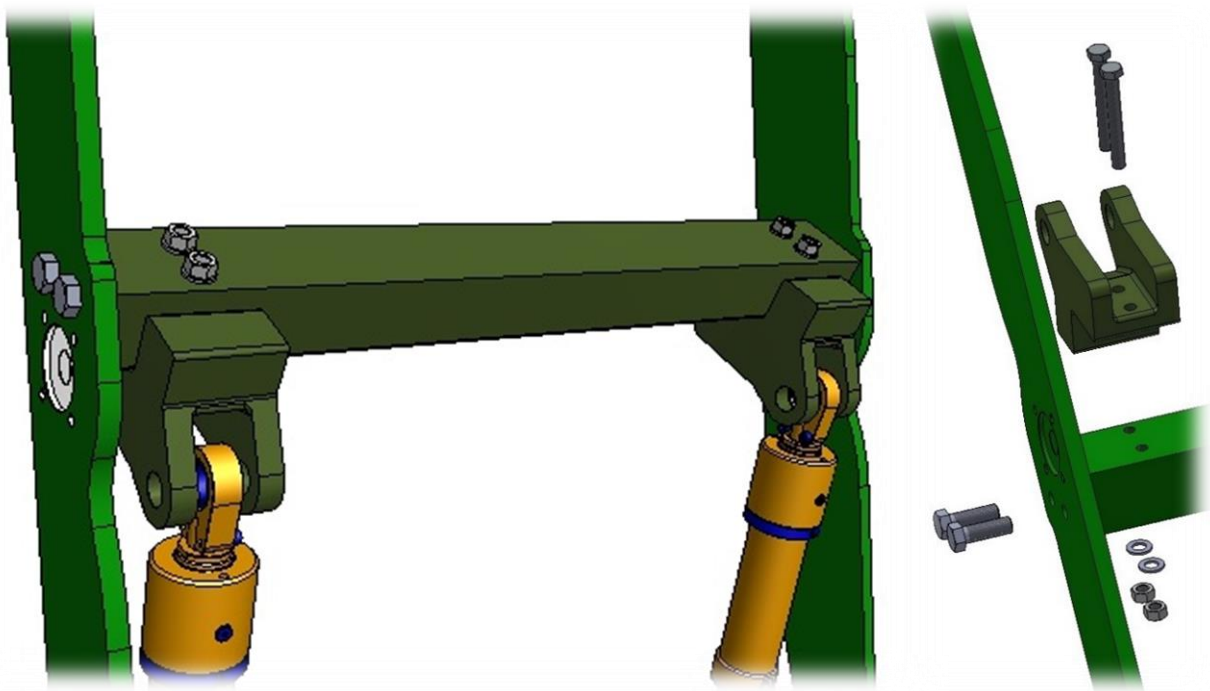
Níže je zobrazeno celkové uchycení hydromotoru pomocí šroubových spojů a frézovaných součástí.



Obr. 3.9 Zobrazení celkového spojení u třetího návrhu.



Obr. 3.10 Zobrazení spodního upevnění hydromotoru u třetího návrhu.



Obr. 3.11 Zobrazení horního upevnění hydromotoru u třetího návrhu.

### 3.4.2 Popis návrhu varianty č. 3

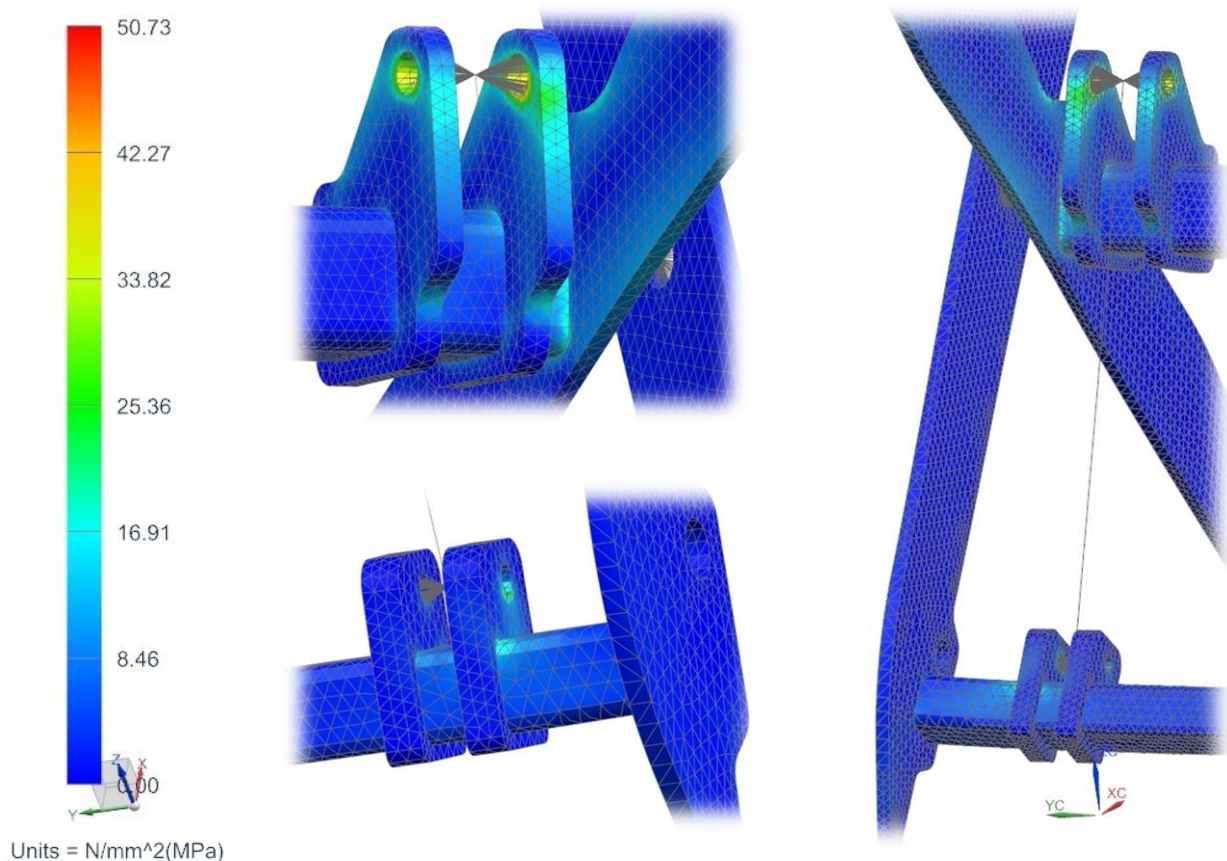
Třetí varianta se vyznačuje výraznou změnou technologie spojení u spojení obou částí pro uchycení hydromotoru. Svary jsou zde nahrazeny šroubovými spoji. Velkou výhodou je možnost snadné výměny těchto značně namáhaných dílů pokud by došlo k jejich poškození. Výrobce může tedy tyto díly zařadit jako náhradní do svého katalogu. Oproti svařovaným variantám je zde velké snížení nákladů na opravu. Frézované díly budou dražší a těžší oproti předešlým výpalkům, bude však ušetřeno na technologii svařování.

### 3.5 Pevnostní analýza jednotlivých variant v nejvyšším zdvihu

Při výběru vhodné varianty je nutno provést alespoň základní pevnostní analýzu. Není však nutno provádět detailní výpočet. Pro naše účely postačí zjednodušená analýza pro lepší přehled o rozložení napětí v daných variantách. Lze také odhalit případné extrémní, které mohou při zatížení vzniknout. Tato pevnostní analýza bude tedy sloužit jako jedno z hodnotících kritérií při výběru nejvhodnější varianty. Oproti detailní analýze se zde budeme zabývat pouze zatížením při nejvyšším zdvihu mechanismu. Nebudeme se dále zabývat ani detailní úpravou sítě, využijeme automaticky vytvořené sítě softwarem NX. Jako materiál byla pro všechny varianty zvolena konstrukční ocel S355J2.

#### 3.5.1 Analýza varianty č. 1

Analýza první varianty v nejvyšším zdvihu pro uchycení hydromotoru pomocí upravených výpalků.



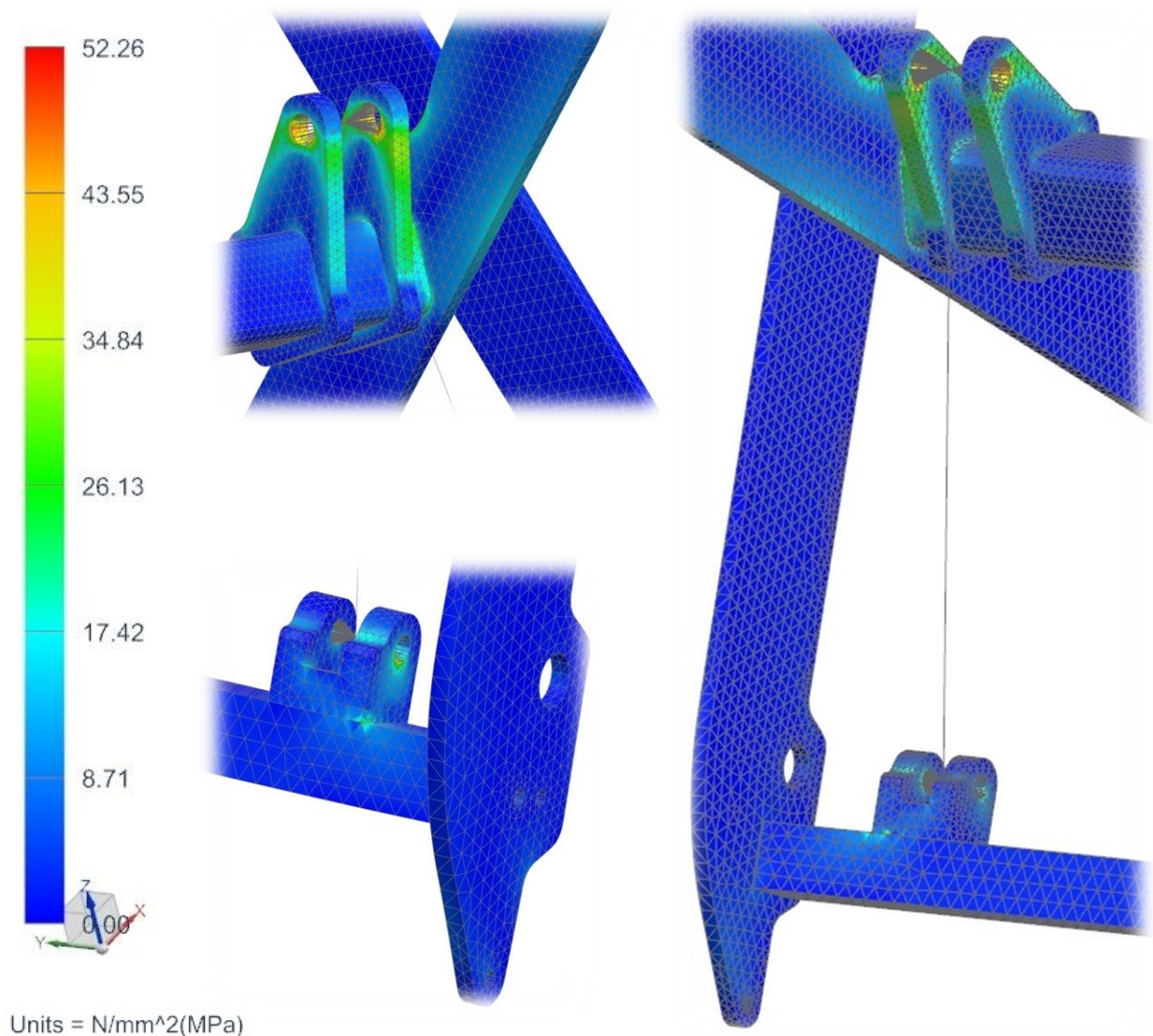
Obr. 3.12 Výsledky pevnostní analýzy první varianty.

#### 3.5.2 Hodnocení analýzy varianty č. 1

Úpravou tvaru výpalků jsme odstranili místa, v nichž vznikala vysoká napětí. Nejvyšší napětí a to 50 MPa nyní vzniká v místech uložení čepů. Díky zvýšení šířky výpalku a vyztužení okolo otvoru je až od 20MPa nižší než v původním návrhu.

### 3.5.3 Analýza varianty č. 2

Analýza druhé varianty je provedena opět pouze v nejvyšším zdvihu. U tohoto návrhu je použita kombinace svarových a šroubových spojů.



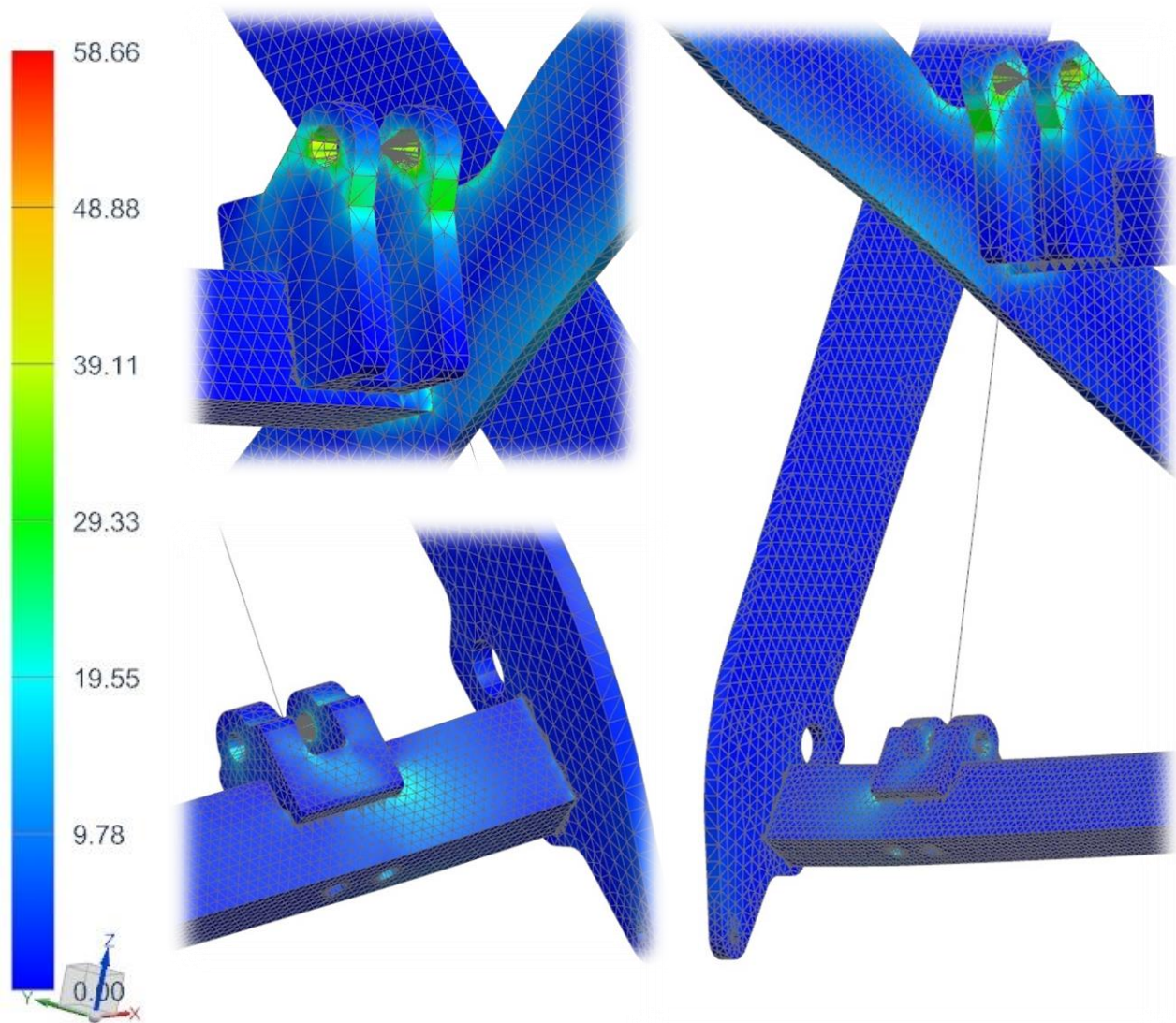
Obr. 3.13 Výsledky pevnostní analýzy druhé varianty.

### 3.5.4 Hodnocení analýzy varianty č. 2

U druhého návrhu jsme v horní části uchycení hydromotoru upravili tvar výpalku a odstranili tím místa, kde vznikalo vysoké napětí. Spodní část uchycení je pomocí frézovaného dílu, ten odstranil místa, kde byly umístěny svary a vznikalo zde napětí. Nyní tedy vzniká napětí v místě opěrné plochy spodního dílu blíže k bočnicím. Napětí 50 MPa vzniká v uložení čepů jako u předešlé varianty.

### 3.5.5 Analýza varianty č. 3

Analýza třetí varianty je provedena v nejvyšším zdvihu. U tohoto návrhu jsou použity dva frézované díly, umístěné šroubovými spoji na výztuhách.



Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)

Obr. 3.14 Výsledky pevnostní analýzy třetí varianty.

### 3.5.6 Hodnocení analýzy varianty č. 3

Třetí návrh se vyznačuje kombinací šroubových spojů a frézovaných dílů. Napětí v některých kritických místech bylo oproti původnímu sníženo až dvojnásobně. Napětí okolo 55 MPa vzniká opět v místě spojení s čepy. Ve všech případech však více na stranách blíže k bočnicím. Možnost frézovaných dílů přináší snadnou výměnu při jakémkoliv poškození. Výrobce pak může tyto díly nabízet jako náhradní z důvodu cyklického zatěžování.



### 3.6 Výběr vhodné varianty

Pro naše varianty nyní provedeme bodové hodnocení. Jedná se o jeden ze základních způsobů hodnocení dle různých kritérií. Hodnotící kritéria rozdělíme do dvou skupin a to kritéria jakosti Q a kritéria nákladů C. Skupina Q bude obsahovat kritéria zaměřená na kvalitu, spolehlivost, ergonomii a další. Skupina C bude obsahovat kritéria vztahující se například k nákladům na technologie či náklady na materiál. Všechny varianty poté budeme hodnotit tak, jak danému kritériu vyhovují. Pro hodnocení použijeme čtyřbodový systém, kde čtyři body budou znamenat, že varianta nejlépe vyhovuje pro kritérium. Dále uměle vytvoříme ideální variantu, která bude sloužit k porovnání. Tato fiktivní varianta bude odpovídat naprosto dokonalému návrhu, tedy nejvyššímu bodovému hodnocení pro každé kritérium. Bodové hodnocení jednotlivých variant sečteme pro každou skupinu kritérií zvlášť a podělíme maximálním možným počtem bodů. Tímto získáme reálné varianty menší než jedna oproti ideální variantě. Pomocí těchto hodnot sestavíme graf a dostaneme nejvhodnější variantu.

#### 3.6.1 Kritéria výběru vhodné varianty

Pro sestavení kritérií budeme přihlížet na to, co má vliv na konstrukci, technologii výroby nebo možnost oprav a další. Také s těmito vlivy spojíme odhadované náklady. Níže je uvedena tabulka s danými kritérii pro obě skupiny.

Kritéria jakosti Q	Výsledky pevnostní analýzy
	Spolehlivost konstrukce
	Nahrazení svarů dle zadání
	Složitost montáže
	Složitost případných oprav
Kritéria Nákladů C	Náklady na materiál
	Náklady výrobní technologie
	Náklady na opravu

Tabulka 3.1 Kritéria výběru vhodné varianty

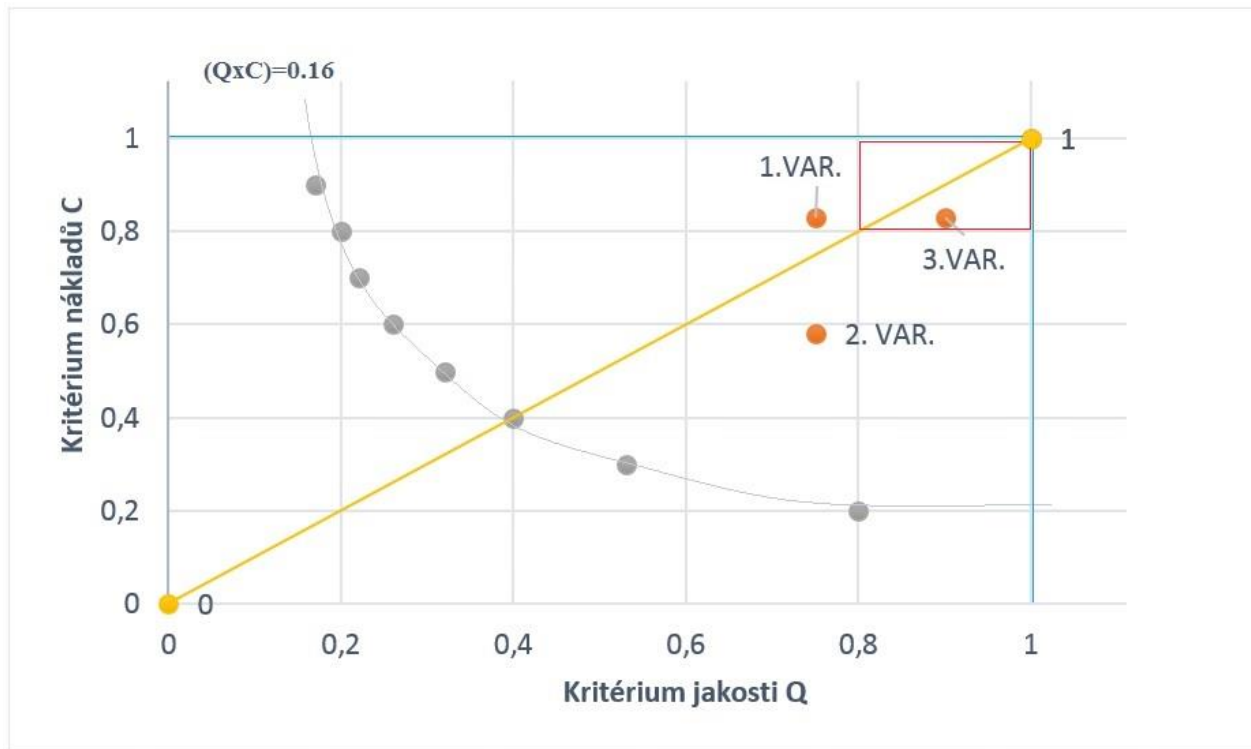
### 3.6.2 Výběr vhodné varianty

Pro naše varianty nyní provedeme bodové hodnocení, pomocí kterého poté sestavíme výsledný graf pro určení nejvhodnější varianty.

Skupina kritérií	Kritérium hodnocení	Varianty			
		1. Varianta	2. Varianta	3. Varianta	Ideální
Kritéria jakosti Q	Výsledky pevnostní analýzy	4	3	3	4
	Spolehlivost konstrukce	4	3	3	4
	Nahrazení svarů dle zadání	3	3	4	4
	Složitost montáže	2	3	4	4
	Složitost případných oprav	2	3	4	4
	Součet	15	15	18	20
	Normované hodnocení	0.75	0.75	0.9	1
Kritéria Nákladů C	Náklady na materiál	4	2	3	4
	Náklady výrobní technologie	4	2	3	4
	Náklady na opravu	2	3	4	4
	Součet	10	7	10	12
	Normované hodnocení	0.83	0.58	0.83	1

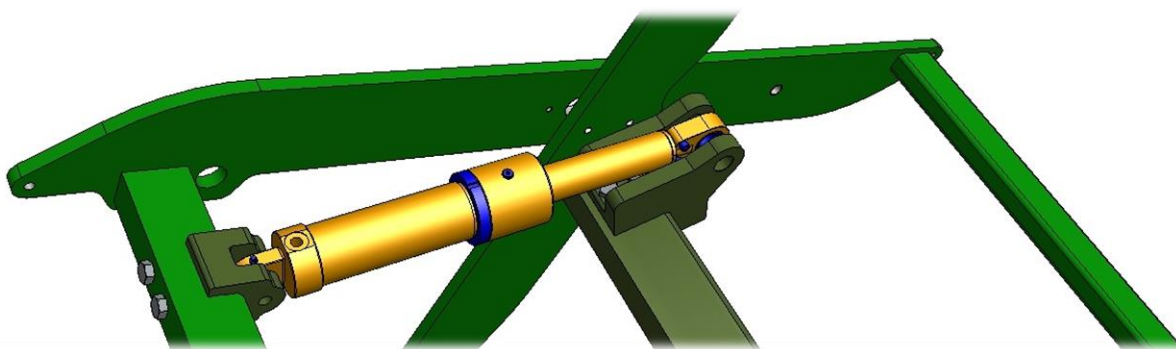
Tabulka 3.2 Bodové hodnocení jednotlivých variant

Po bodovém hodnocení sestavíme graf, kde na vodorovnou osu vyneseme kritérium jakosti Q a na vodorovnou osu kritérium nákladů. Hodnoty vynášíme pro jednotlivé varianty. Nejvhodnější varianta se nachází nejbliže pravému hornímu rohu a přibližuje se ke spojnici bodů 0 a 1. Přijatelné varianty by měly ležet v prostoru nad hyperbolou. Ta je dána součinem  $Q \times C = 0,16$ . Dle grafu níže vidíme variantu s nejbližším umístěním k pravému hornímu rohu a ke středové spojnici, tato varianta je tedy pro nás nejvhodnější.



Obr. 3.15 Diagram vhodnosti variant.

Pro vybranou variantu vytvoříme detailní analýzu, tedy zatížení ve všech třech stavech. Vytvoříme výkresy obou frézovaných dílů a vytvoříme rozstřel s umístěním použitých šroubů.



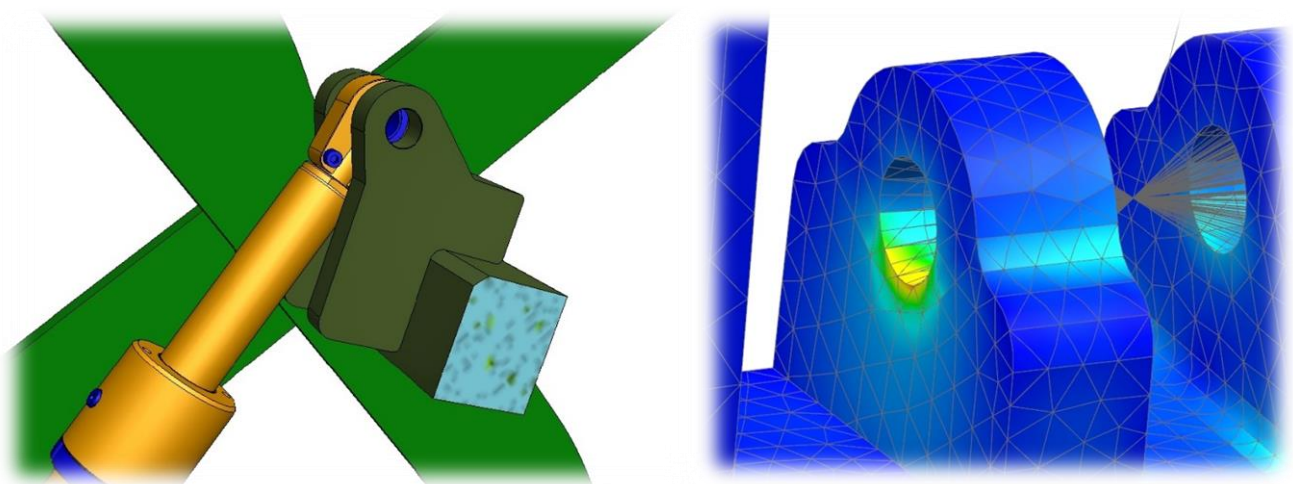
Obr. 3.16 Výsledná varianta z diagramu.

## 4. Detailní popis a zpracování vybrané varianty ve 3D CAD, včetně pevnostních výpočtů

Pro vybranou variantu provedeme detailní popis a rozbor, a to včetně pevnostní analýzy. Pro již vybraný návrh provedeme i další úpravu a to pro snížení hmotnosti a snížení napětí v uložení čepů. V detailní analýze provedeme úpravu sítě tak, abychom dostali co nejkvalitnější výsledky. Vybranou variantu budeme vyhodnocovat ve třech stavech jako u stávajícího řešení. Nejprve provedeme rozbor a popis jednotlivých částí vybrané varianty. Pro obě hlavní sestavy si vytvoříme rozstřel komponent a to pro přehled o změnách oproti původnímu stavu. Pro přidané komponenty vytvoříme výkresovou dokumentaci. Na závěr provedeme vyhodnocení minimální životnosti 100 000 cyklů ze zadání.

### 4.1 Detailní popis vybrané varianty

Vybraná varianta využívá frézovaných dílů a šroubových spojů. Dle zadání byl požadavek na optimalizaci koutových svarů a8 z důvodu nutnosti nanesení více vrstev. S ohledem na tento požadavek vybraná varianta vyhovuje nejlépe, jelikož jsou zde svary kompletně odstraněny. Šroubové spoje vyžadují pouze vytvoření děr a závitů do výztuh a frézovaných dílů. Nově vytvořené díly pomocí technologie frézování budou dražší než původní výpalky. Výhodou bude snadná výměna těchto frézovaných dílů za nové v případě poškození původních. Výrobce může tyto díly zařadit do katalogu náhradních dílů a pravidelně je vyměňovat, aby nedocházelo k opotřebení a závadám. Z původního svařence je tedy vytvořeno modulární řešení, které lze z části montovat až na místě. Předběžná napěťová analýza ukázala odstranění všech kritických míst, kde vznikalo vysoké napětí oproti původnímu návrhu. U všech nových variant vzniká vysoké napětí v místě uložení čepu, tento nedostatek u již vybrané varianty je potřeba odstranit. Provedeme tedy poslední úpravy vybrané varianty pro dokončení. Další nevýhodou nové varianty je zvýšení hmotnosti důsledkem změny profilu prostřední výztuhy z dutého na plný. Toto zvýšení hmotnosti také upravíme vhodnou konstrukční změnou. Pro již takto dokončenou variantu vytvoříme pevnostní analýzu všech tří stavů.



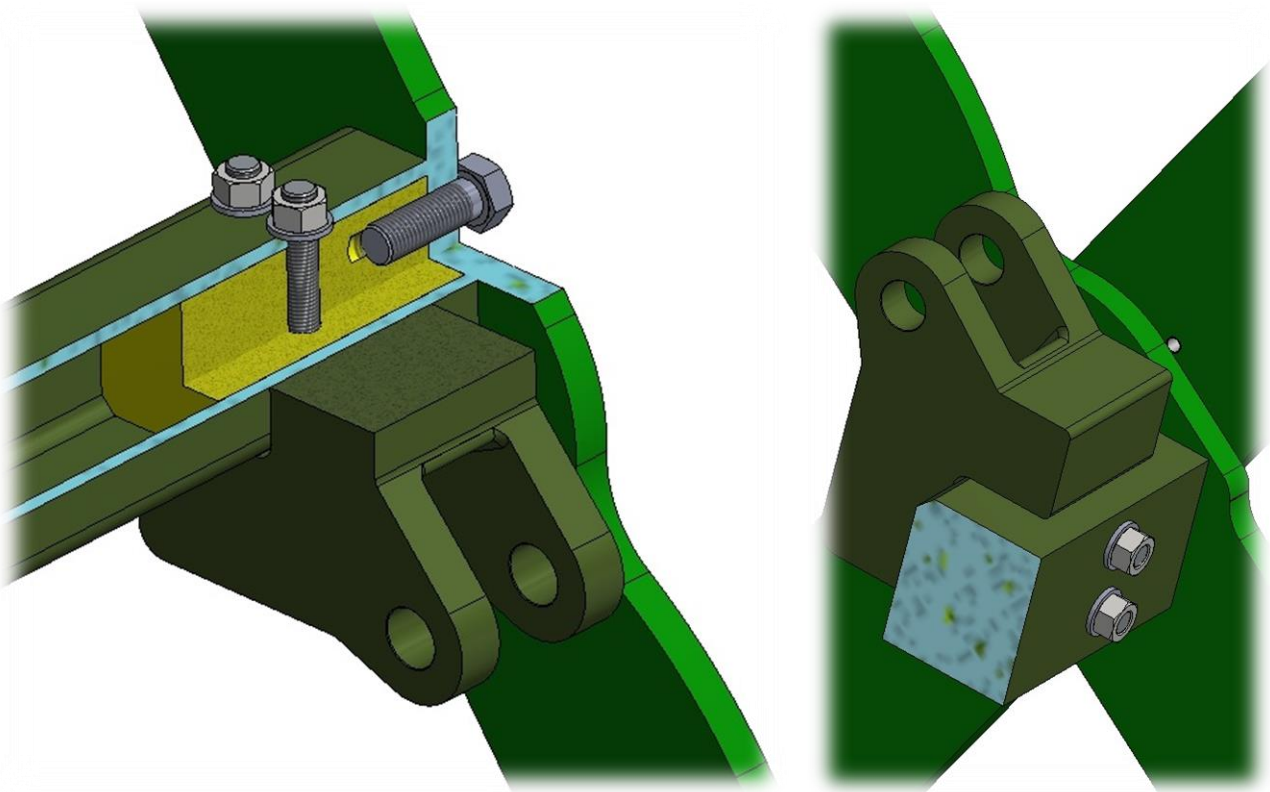
Obr. 4.1 Nedostatky k odstranění pro finální dokončení vybrané varianty.

## 4.2 Komplexní analýza a úpravy vybrané varianty

Pro vybranou variantu nejprve provedeme finální konstrukční změny zaměřené na dva uvedené nedostatky. Poté postupně provedeme stejné kroky jako pro stávající řešení v předešlé kapitole č. 2. Nejprve tedy zasítujeme všechny díly mechanismu. Poté udělíme veškeré okrajové podmínky a to včetně zatížení. Nakonec provedeme vyhodnocení výsledků.

### 4.2.1 Konstrukční úpravy vybrané varianty

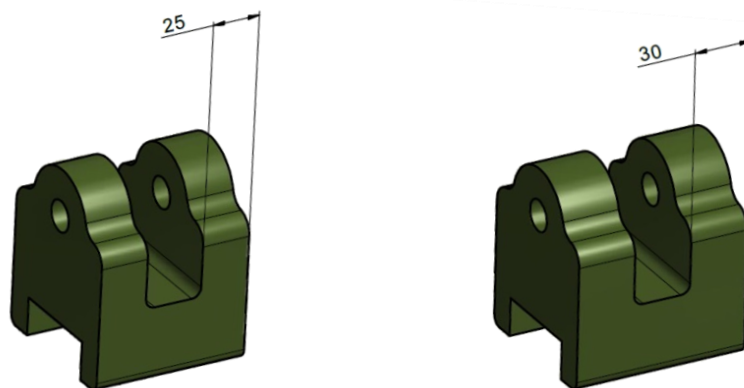
Pro odstranění uvedených nedostatků provedeme úpravu prostřední výztuhy tak, abychom dostali kombinaci plného a dutého profilu. Zvolíme tedy dutý profil, do něhož bude z obou stran vložen profil plný. Obě části plného profilu budou mít vyvrtané díry tak, aby vždy došlo k jasnému vymezení polohy a zajištění všech dílů. U plného profilu je ještě potřeba srazit hrany pro vložení. Konstrukční řešení je vidět na obrázku níže.



Obr. 4.2 Úprava z původního plného profilu na kombinovaný.

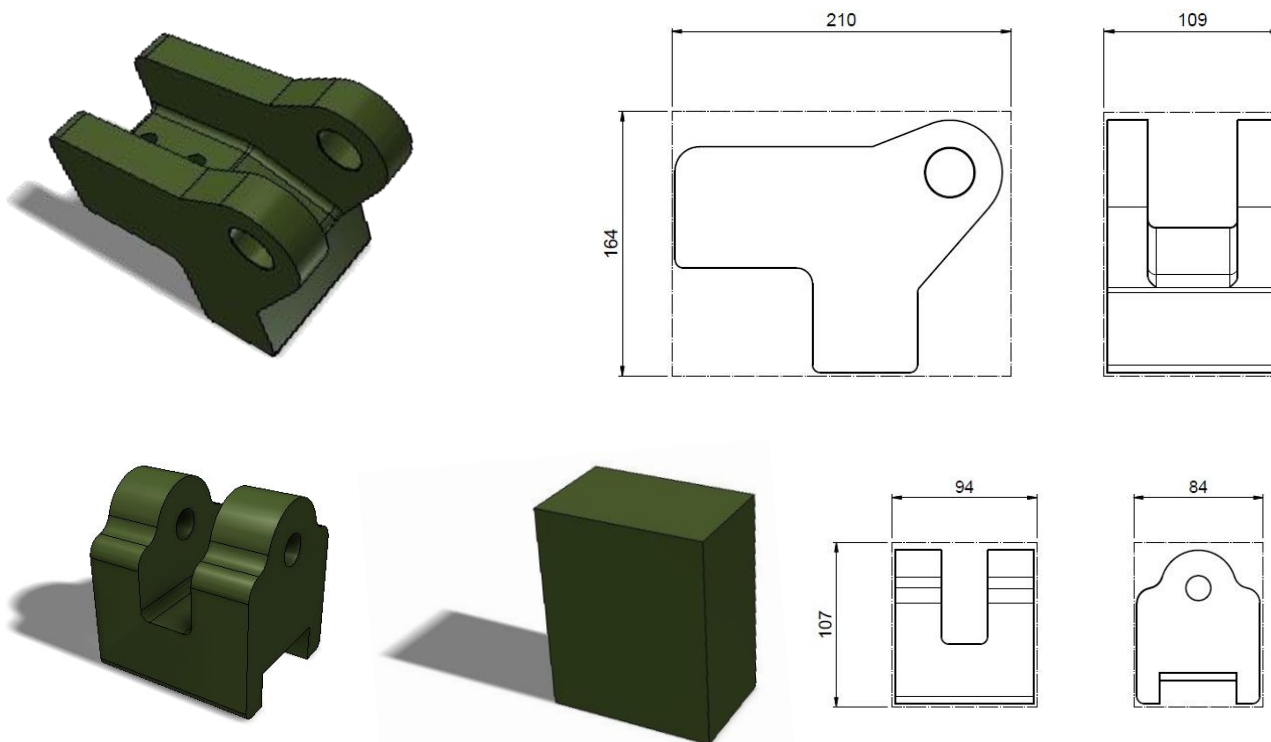
Touto úpravou značně snížíme hmotnost při minimálním využití technologií. Dutý profil bude nakoupen dle požadované délky. Plný profil bude nakoupen pro délku na dva stejné kusy, do kterých budou vyvrtány díry.

Dalším místem pro zlepšení je plocha v uložení čepu. Dochází zde ke vzniku napětí, které způsobuje otláčení a deformaci v místě uložení. Pro snížení napětí lze použít zvýšení průměru čepu, tím bychom museli změnit průměr oka u hydromotoru. My však toto ponecháme stejné. Tím, že jsme vybrali variantu s frézovanými díly, snadno zvětšíme délku plochy pro uložení. Dojde tím i ke zvýšení plochy pro uchycení frézovaného dílu na výztuhy. Ve vybrané variantě jsme již oproti původnímu návrhu zvýšili délku na 25 mm z 20 mm. Napětí se snížilo, ale stále zde vzniká znatelně. Proto přidáme ještě 5 mm a délka bude 30 mm. Poté by bylo nutno ještě prodloužit čep. Stejně zesílení provedeme pro horní díl.



Obr. 4.3 Zvětšení plochy pro uložení čepu u spodního dílu.

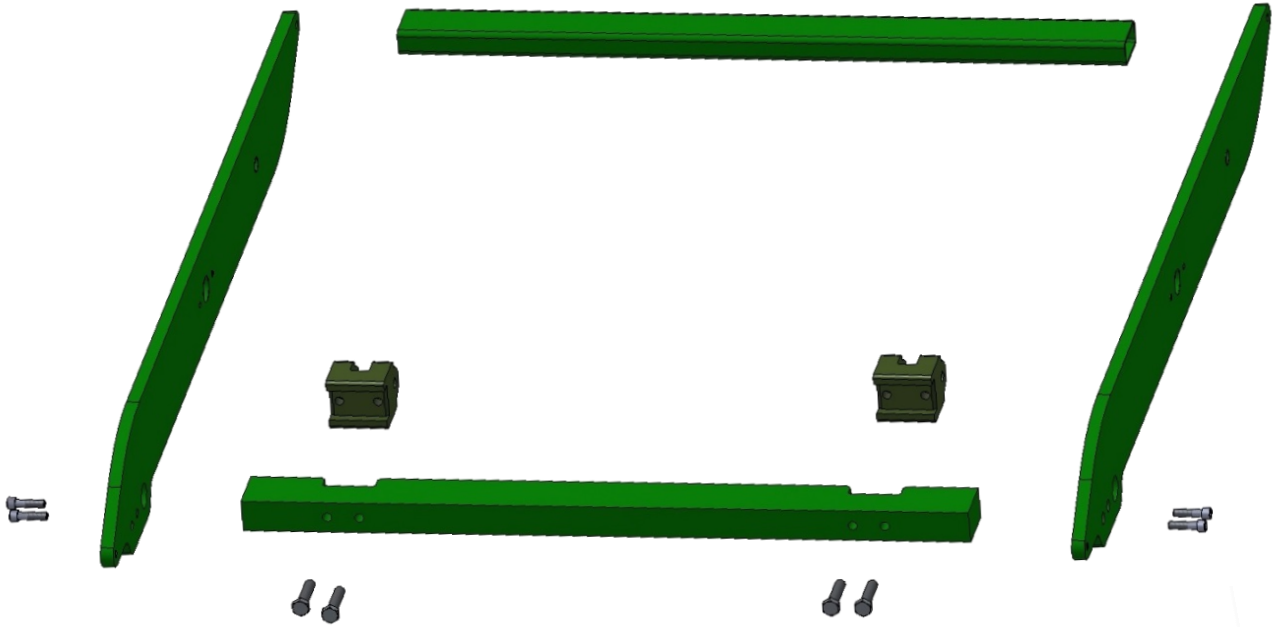
Oba frézované díly budou tedy připevněny k výztuhám mezi bočními výpalky. Bude zde využito šroubových spojů. Oba frézované díly budou vytvořeny z polotovarů dle obrázku níže.



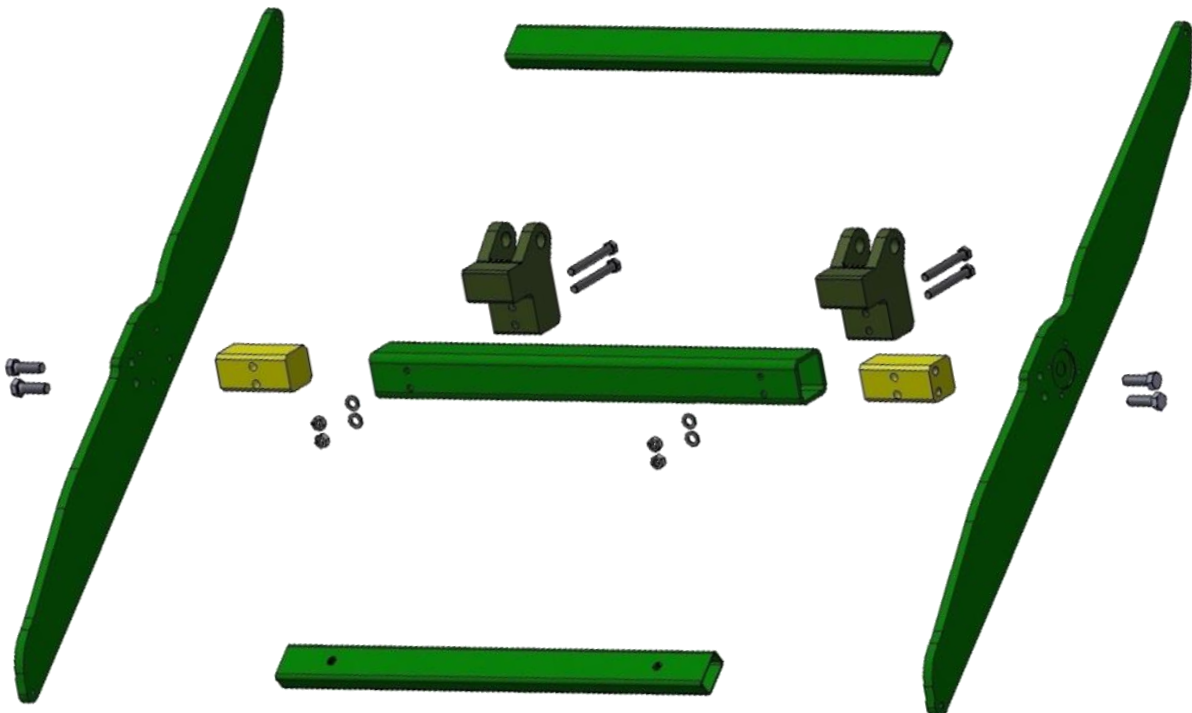
Obr. 4.4 Schéma potřebných polotovarů pro frézované díly.

#### 4.2.2 Zasiťování a udělení okrajových podmínek pro obě části

Oba díly se opět skládají z různých do jedné společné sestavy. Níže je ukázán rozpad obou sestav. Při pevnostní analýze se budeme znovu zabývat sestavou jako jedním celkem.

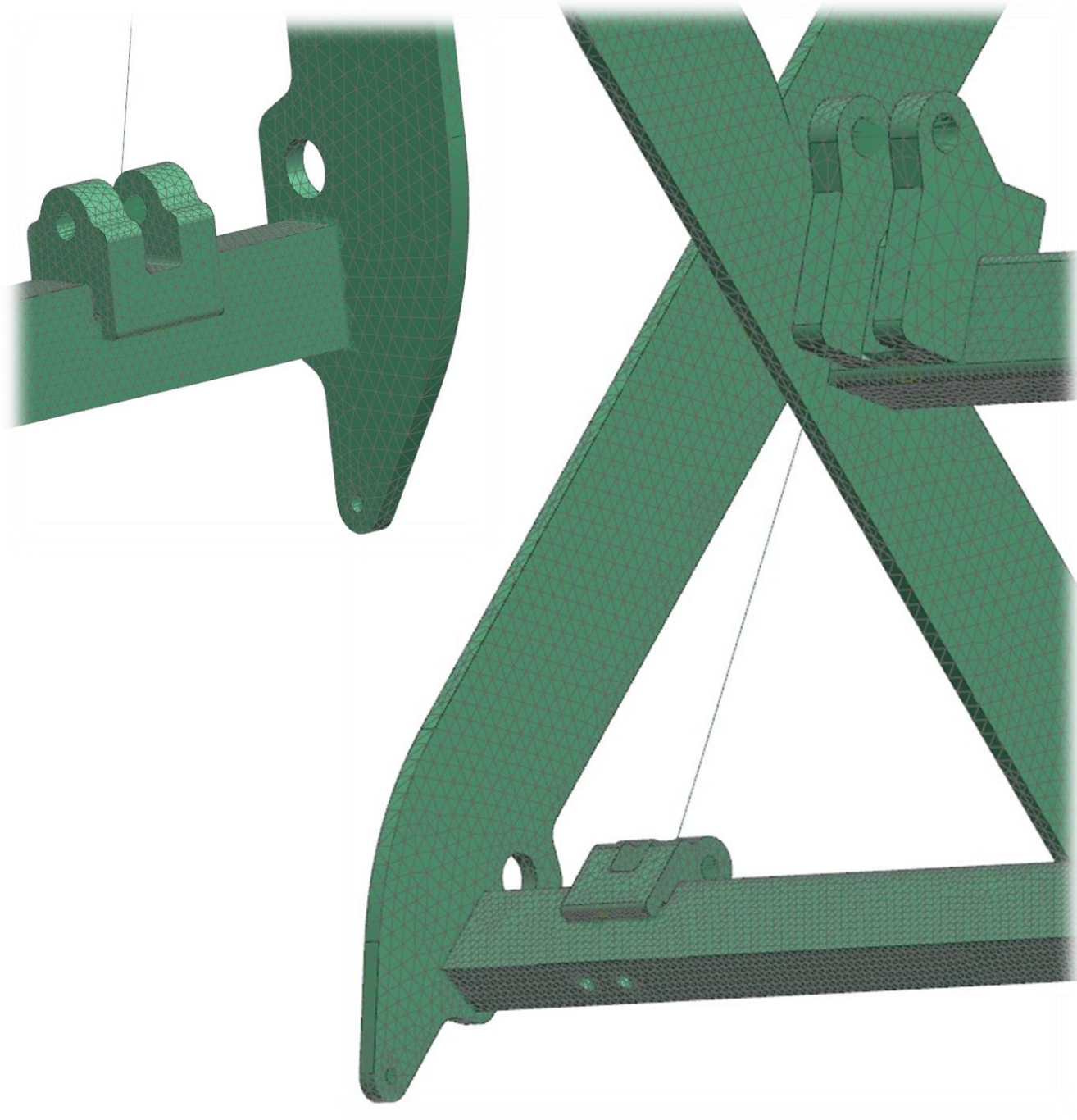


Obr. 4.5 Rozpad sestavy vnitřního svařence nůžkového mechanismu.



Obr. 4.6 Rozpad sestavy vnějšího svařence nůžkového mechanismu.

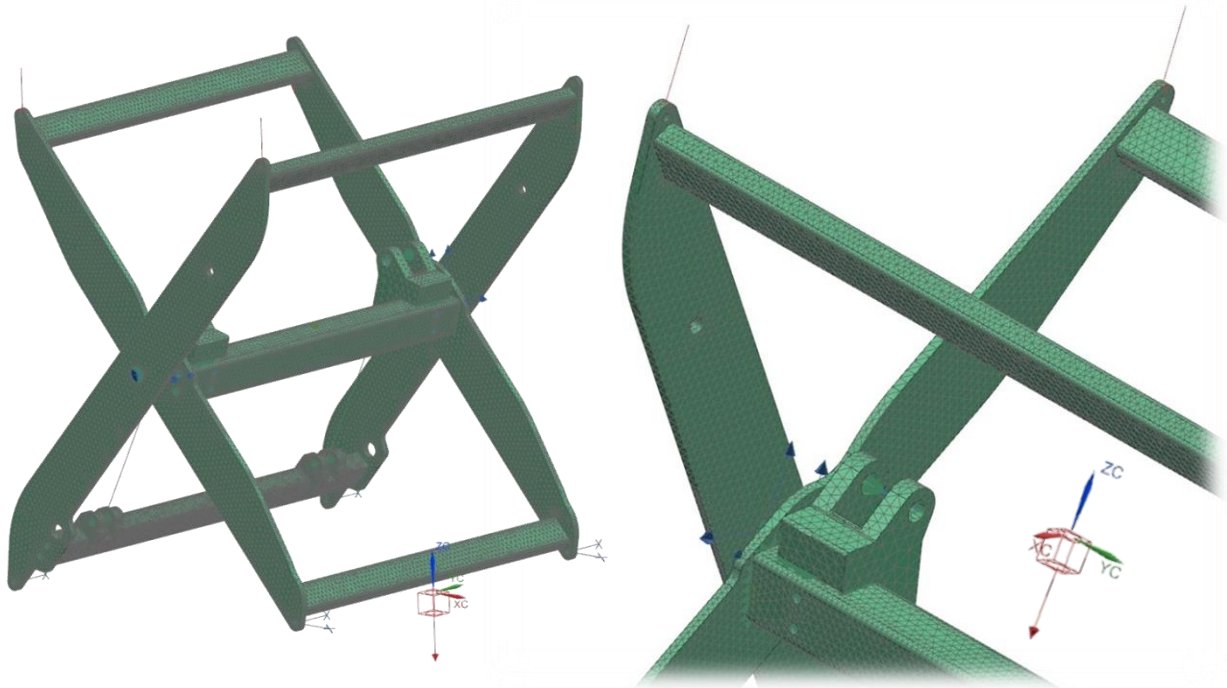
Obě hlavní části jsou tvořeny sítí typu 3D tetrahedral mesh. Typ sítě je CTETRA(10) a to s doporučenou velikostí od softwaru NX. Materiál je použit stejný a to konstrukční ocel S355J2.



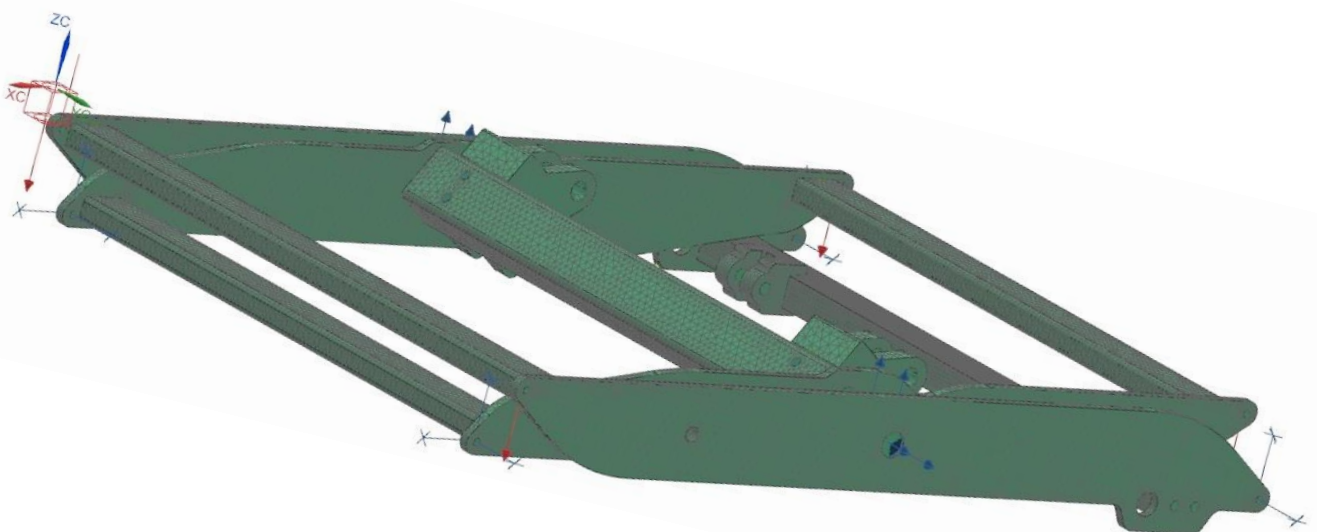
Obr. 4.7 Zasíťování celkové sestavy finálního návrhu nůžkového mechanismu.



Oba hlavní díly složené z různých dílů jsou dle pravidel softwaru NX spojeny do jednoho jediného celku a pro každý tento celek připojíme příslušné zatížení. Opět bude vyhodnocovat ve třech stavech a to pro nejvyšší zdvih, pro polovinu zdvihu a nakonec při nejnižším zdvih.



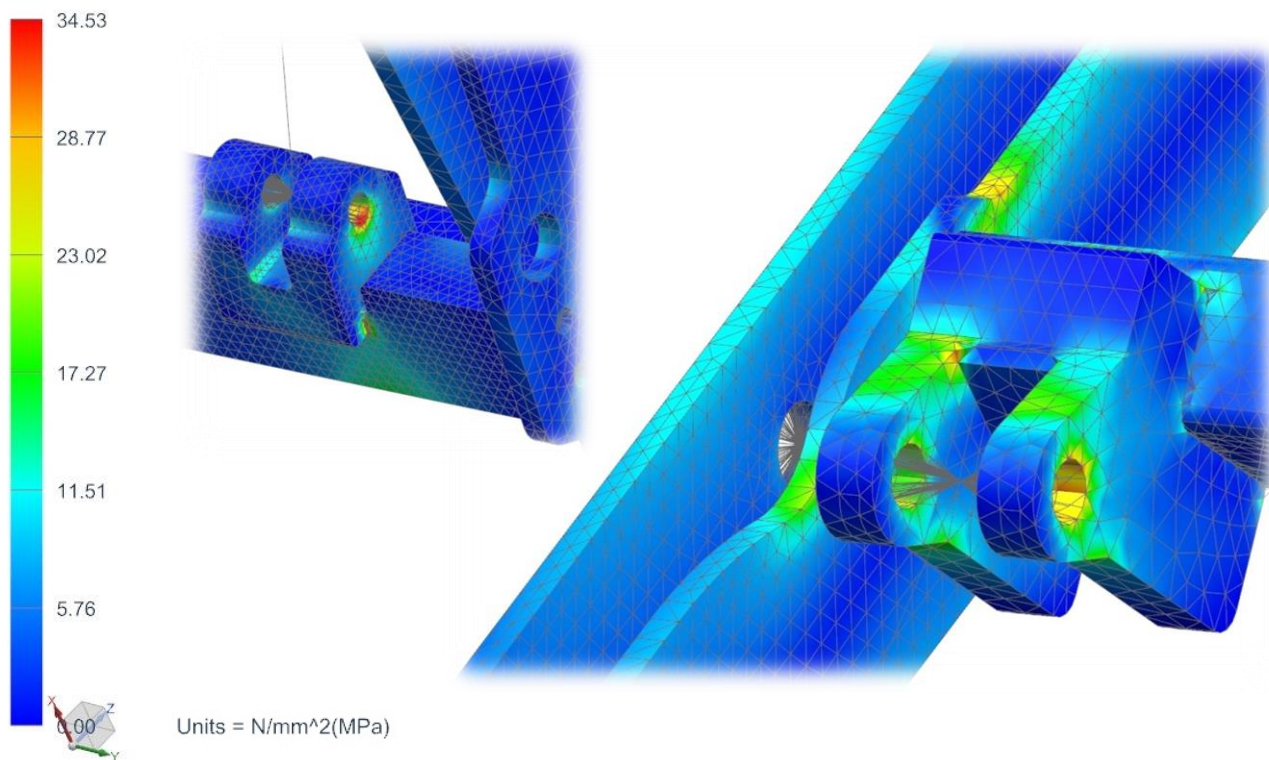
Obr. 4.8 Zatížení při nejvyšším zdvihu nůžkového mechanismu.



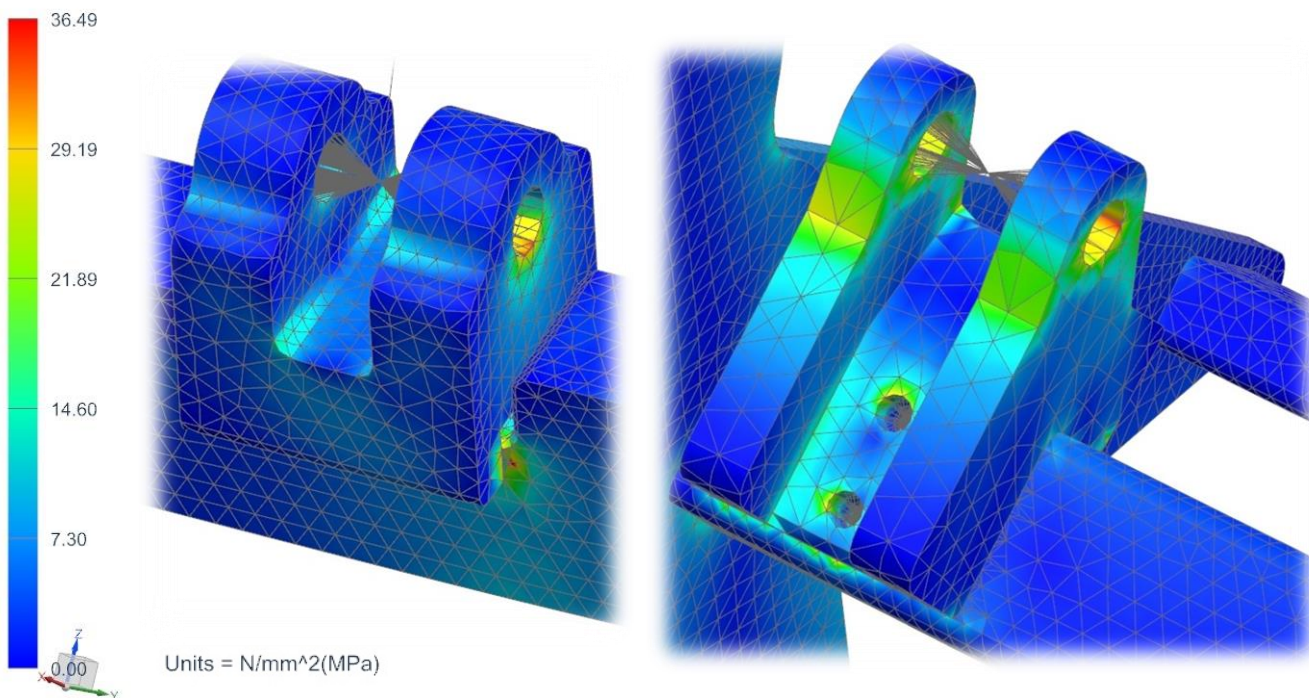
Obr. 4.9 Zatížení při nejnižším zdvihu nůžkového mechanismu.

### 4.2.3 Finální výsledky MKP analýzy pro vybranou variantu

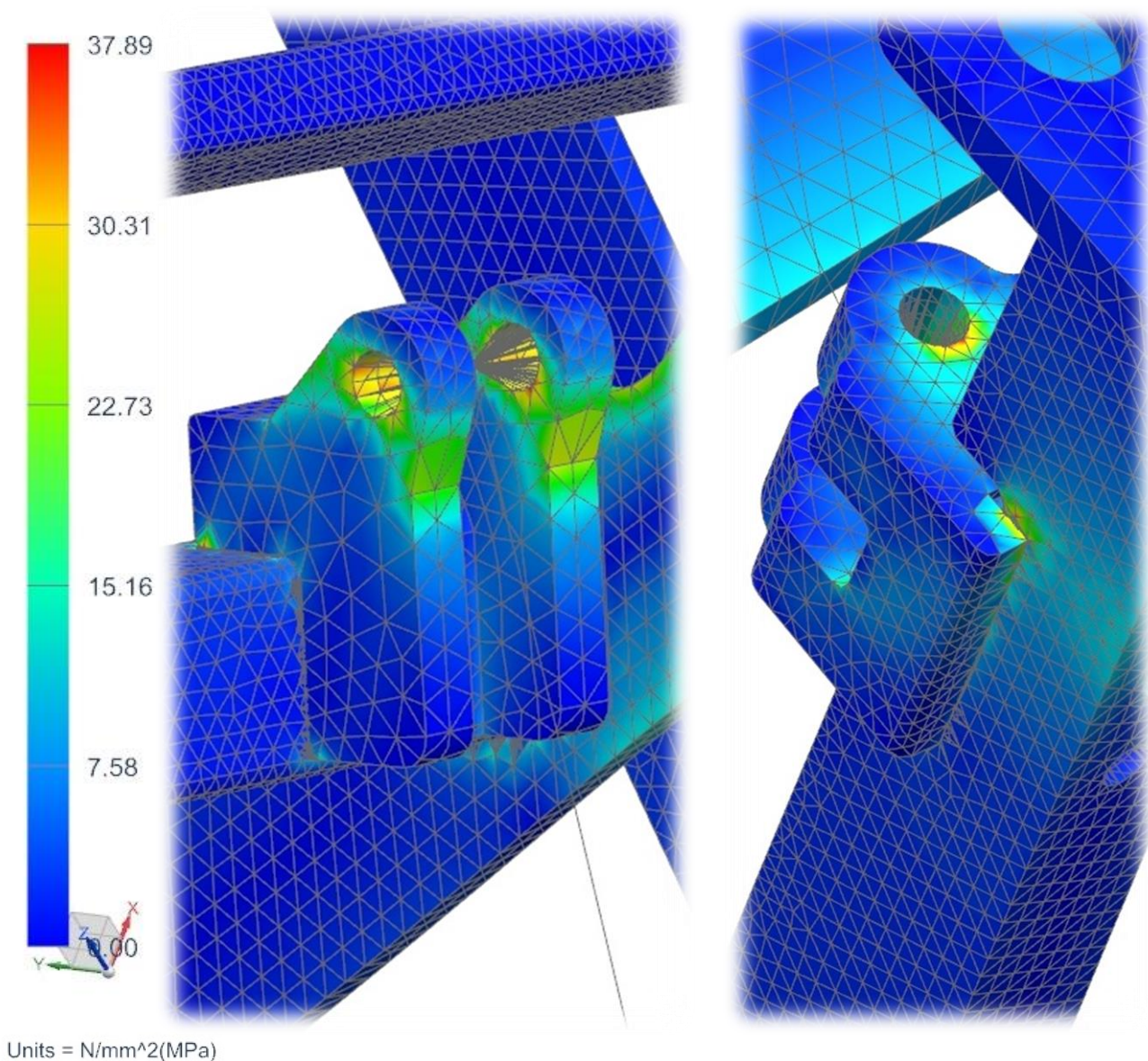
Výsledky pevnostní analýzy vybrané varianty nám poskytnou celkový pohled na námi navrženou variantu.



Obr. 4.10 Výsledky analýzy pro nejnižší zdvih nůžkového mechanismu.



Obr. 4.11 Výsledky analýzy pro střední zdvih nůžkového mechanismu.



Obr. 4.12 Výsledky analýzy pro nejvyšší zdvih nůžkového mechanismu.

#### 4.2.4 Zhodnocení finálních výsledků MKP analýzy pro vybranou variantu

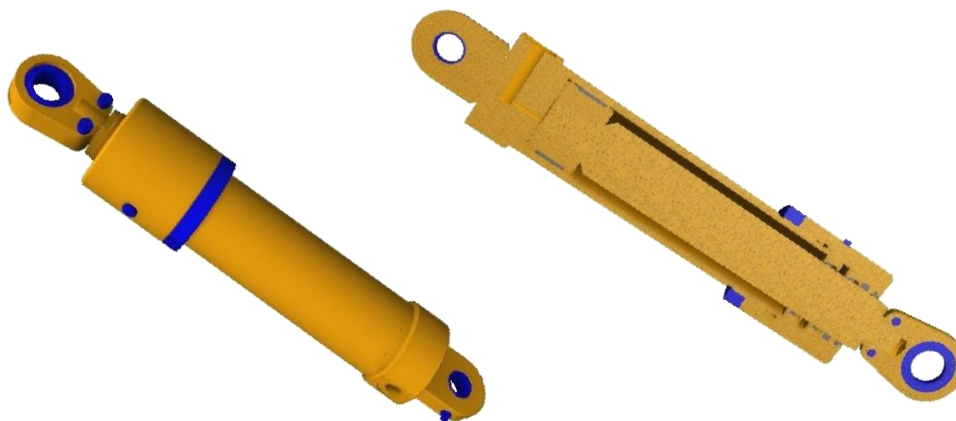
Výsledky ukazují snížení napětí z prvotního návrhu až o 20MPa, toto snížení je tedy způsobeno zvětšením tloušťky v dosedacích plochách čepu. Mohli bychom provést i jiné úpravy, například zvětšení průměru čepu. Pro náš případ jsme zvolili tuto variantu z důvodu zachování komponent hydromotoru. Nakupovaný hydromotor má již stanoven průměr oka, museli bychom tedy měnit parametry hydromotoru. Dalším záměrem bylo provést snížení hmotnosti, prostřední profil byl nahrazen z plného na dutý s výztuhami. Jelikož výztuhy jsou v místech, kde jsou díly připevněny pro uchycení hydromotoru, neměla tato změna výrazný vliv na rozložení napětí. Touto úpravou jsme tedy dosáhli snížení hmotnosti bez výrazných změn celkového rozložení napětí.

### 4.3 Vyhodnocení minimální životnosti

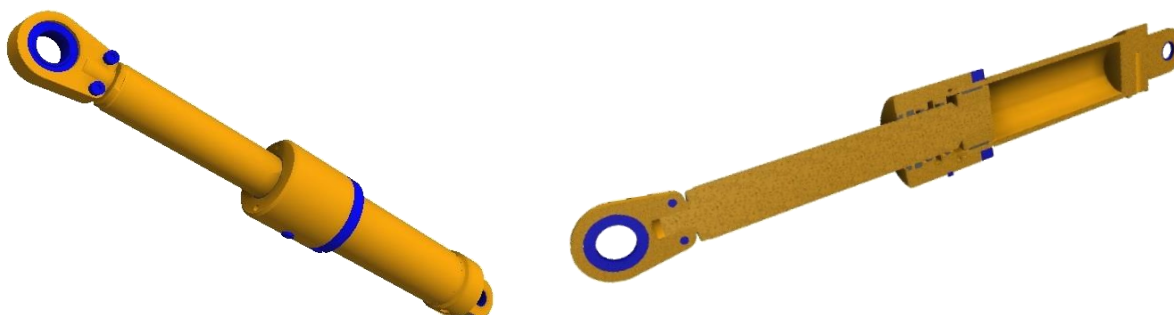
Jedním z požadavků na celkové zařízení je minimální životnost 100 000 cyklů. Tento požadavek nejvíce ovlivňuje životnost hydromotoru a ložisek ve spojích se spodním a horním rámem. Jako cyklus je brán zdvih z nejnižší polohy do nejvyšší polohy. Aby byl tedy požadavek na minimální životnost splněn, musí je splňovat obě části.

#### 4.3.1 Vyhodnocení životnosti hydromotoru

Pro vyhodnocení minimální životnosti hydromotoru slouží zejména technická specifikace daného zařízení. Dle schématu níže je vidět, který parametr je směrodatný. Jedná se o zdvih z nejnižší polohy do maximální polohy. Oba konce jsou uloženy pomocí čepu. Celý hydromotor se skládá z několika částí, ty jsou konstruovány pro určité zdvihy a požadované síly. Tyto parametry už byly zvoleny pro náš typ, nyní je nutno pouze vyhodnotit kolika cyklů je hydromotor schopen. Zařízení musí vydržet určitý počet cyklů, než dojde k poškození některých dílů jako například těsnění v hydromotorech. Výrobce pro daný hydromotor firmy HYTECH uvádí teoretické rozmezí dle platných norem pro hydraulické válce. Výrobce tedy musel vycházet z normy ČSN 11 9372, která stanovuje životnost přímočarých hydromotorů na minimální hranici  $10^6$  cyklů, neboli dvojzdvihů. Zde je tedy podmínka minimální životnosti splněna.



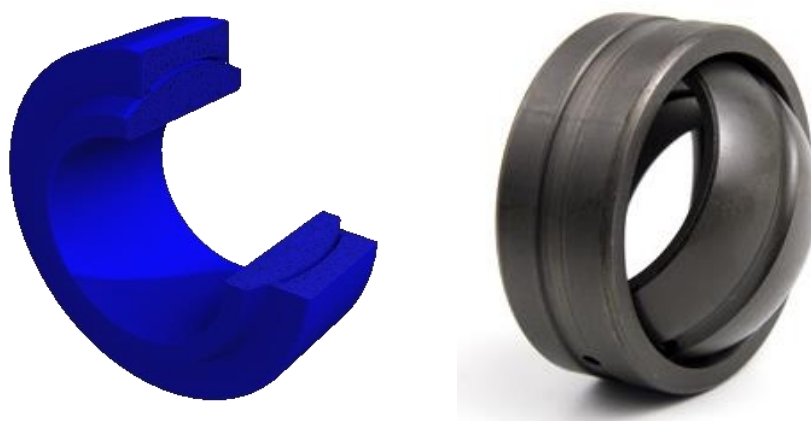
Obr. 4.13 Model hydromotoru ve 3D a v řezu při nejnižším zdvihu.



Obr. 4.14 Model hydromotoru ve 3D a v řezu při nejvyšším zdvihu.

### 4.3.2 Vyhodnocení životnosti ložisek

Dalším parametrem pro vyhodnocení minimálního počtu cyklů je životnost ložisek. Aby mechanismus byl schopen provést 100 000 cyklů, je zapotřebí, aby ložiska byla schopna pracovat. V našem případě jsou zde velmi malé rychlosti a ložiska se neotáčejí o celých 360°, ale pouze o určitou část. Používáme zde radiální kloubová ložiska, která jsou složena ze dvou částí, z vnitřního kroužku s vnější kulovou plochou a vnějšího kroužku s vnitřní kulovou plochou daných parametrů. Jsou vhodná k uložení vyžadující přenos zatížení u naklápění tělesa a hřídele nebo na místech, kde je třeba umožnit kývavé pohyby, opakované naklápěcí pohyby či otáčení jednoho kroužku vůči druhému. Tento typ ložisek má kluznou plochu typu ocel na ocel. Tyto ložiska vyžadují pravidelné domazávání. Ložiska mají velmi vysokou odolnost proti opotřebení, díky této vlastnosti zachycují velké zatížení střídavého směru, rázová zatížení nebo velké statické zatížení.



Obr. 4.15 Model ložiska ve 3D v řezu a skutečný díl. [3]

Základní teorie výpočtu kluzných ložisek pracuje s pevnostními podmínkami. Nejprve bychom si určili průměr a poté bychom provedli kontrolu na otláčení a na oteplení.

Vztah pro výpočet kontroly na otláčení: 
$$p = \frac{F_L}{d \cdot l} \leq p_{DOV}$$

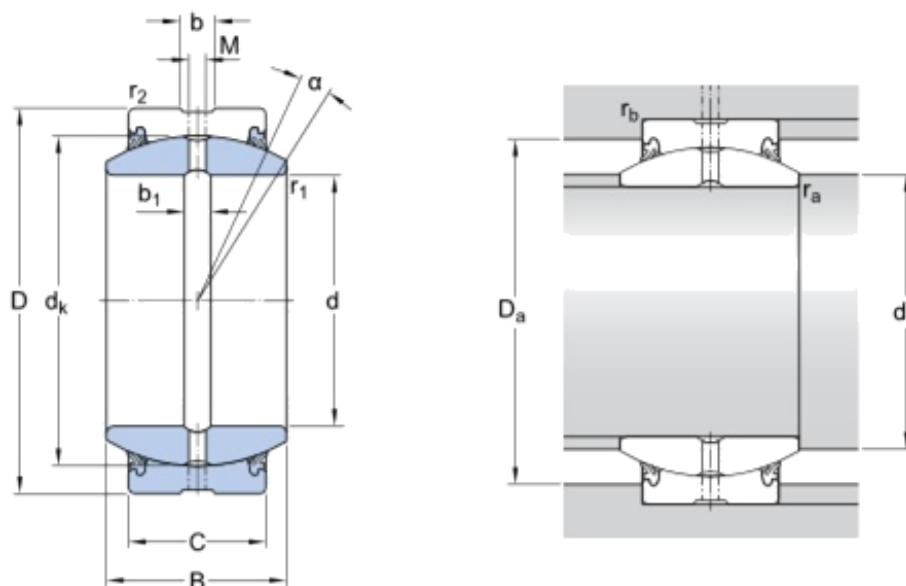
Kde.:  $F_L$  ... Zatěžující síla ložiska  
 $d$  ... Průměr díry ložiska  
 $l$  ... Šířka ložiska

$p$  ... Tlak  
 $p_{DOV}$  ... Dovolенý tlak  
 $v$  ... Obvodová rychlost

Výpočet dle výrobce však obsahuje mnoho dalších parametrů, jako například koeficient tření, provozní teplotu, úhel oscilace, typ zatížení, frekvenci, dobu celkové oscilace a interval mazání. Využijeme tedy výpočet dle výrobce a všechny tyto parametry si dosadíme.

### 4.3.3 Výpočet konkrétního ložiska

Výpočet provedeme použitím stránek SKF, které jsou určeny pro výpočty tohoto typu. Stránky SKF mají uloženy různé typy ložisek a to s definovanými vlastnostmi. Otestujeme tedy ložisko použité firmou ENGEL. V zařízení je použito radiální kloubové ložisko typu GE20ES-2RS - D20 35-16. Vybereme tedy ložisko GE20ES-2RS a prohlížeč nám nyní vypíše veškeré parametry. Provedeme základní nastavení a zadáme příslušné parametry. Dle nastavení dojde k vyhodnocení, zdali dané ložisko vyhovuje.



Obr. 4.16 Rozměrové charakteristiky ložiska. [4]

Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota
d	20 mm	da	min. 22.1 mm
D	35 mm	da	max. 24.2 mm
B	16 mm	Da	min. 30.9 mm
C	12 mm	Da	max. 33.2 mm
$\alpha$	9°	ra	max. 0.3 mm
dk	29 mm	rb	max. 0.3 mm
b	3.1 mm	da	min. 22.1 mm
b1	3.1 mm	r1	min 0.3 mm
M	2 mm	r2	min 0.3 mm

Tabulka 4.1 Rozměry ložiska a přípojovací rozměry dle výrobce [4]

Základní dynamická únosnost	C	30	kN
Základní statická únosnost	C <sub>0</sub>	146	kN
Součinitel měrného dynamického zatížení	K	100	N/mm <sup>2</sup>
Součinitel měrného statického zatížení	K <sub>0</sub>	500	N/mm <sup>2</sup>
Materiálová konstanta	K <sub>M</sub>	330	-
Základní dynamická únosnost	C	30	kN
Základní statická únosnost	C <sub>0</sub>	146	kN
Součinitel měrného dynamického zatížení	K	100	N/mm <sup>2</sup>
Hmotnost kluzného ložiska	m	0.065	kg

Tabulka 4.2 Výpočtová data ložiska dle výrobce [4]

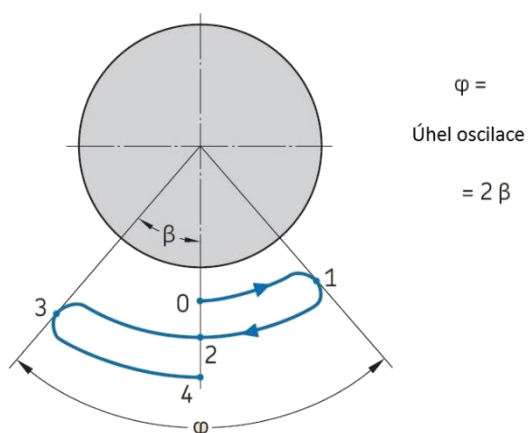
Nyní provedeme výpočet na stránkách výrobce. Dle obrázku níže je potřeba vyplnit chybějící údaje. Výpočet pro kloubová ložiska je na stránkách pouze v angličtině, proto jsou všechny parametry dále uvedeny v tabulce v češtině i s hodnotami.

Obr. 4.17 Výpočtový formulář v prohlížeči na stránkách SKF. [4]

Parametr - Česky	Parametr - Anglicky	Znak	Hodnota	Jednotka
Radiální síla	Radial load	$F_r$	2.550	kN
Axiální síla	Axial load	$F_a$	0.050	kN
Koeficient tření	Coefficient of friction	$\mu$	0.15	-
Provozní teplota	Operating temperature	-	25	°C
Poloviční úhel oscilace	Half the angle of oscillation	$\beta$	25	°
Typ zatížení	Type of load	-	Statická	-
Frekvence oscilací	Frequency of oscillation	$f$	5	$min^{-1}$
Čas na jednu oscilaci	Time taken to pass through complete oscillation	$t$	12	s
Interval mazání	Relubrication interval	$N$	150	hodin

Tabulka 4.3 Data pro dosazení do výpočtu [4]

Pro vyplnění tabulky bylo využito již dříve vypočtených parametrů, ale také odhadnutí či využití výrobcem doporučených hodnot. SKF uvádí v tabulce při materiálu ocel na ocel koeficient tření v rozmezí 0.08-0.20. Volíme zde tedy střední hodnotu. Dle požadavků na provozní teplotu není určeno žádné omezení, budeme tedy předpokládat běžnou teplotu uvnitř montážní haly okolo 25°C. Pro poloviční úhel oscilace je níže uvedeno schéma dle výrobce. Pro naše zařízení je poloviční úhel 25°. Jelikož se zařízení pohybuje velmi pomalou rychlostí, považujeme typ zatížení za statický. Pro bezpečný a pomalý zdvih je odhadnuta doba zdvihu 12 s což odpovídá frekvenci 5 oscilací za minutu. Interval mazání ložisek lze upravit dle frekvence používání, předpokládáme tedy mazání přibližně jednou týdně.



Obr. 4.18 Schéma pro stanovení úhlu oscilace dle SKF. [4]



Nyní dosadíme veškeré hodnoty z tabulky do výpočtového formuláře v prohlížeči. Pokud budou všechny hodnoty v pořádku a zadány ve správných formátech, proběhne výpočet v pořádku s příslušnými výsledky. Pokud by byla některá hodnota nebo výsledek chybný, upozorní prohlížeč červenou hláškou na danou chybu. Celkové výsledky jsou v angličtině a obsahují i různé další okrajové výsledky, jako jsou například různé násobící faktory. Pro naše využití postačí pouze výsledky informující o životnosti. V našem případě je oscilace brána jako cyklus. Zde vidíme, že počet oscilací překračuje hodnotu 100 000, podmínka je zde tedy splněna.

Result	
<b><math>G_h</math></b> Basic rating life	5090 hour
<b><math>G_{hN}</math></b> Basic rating life for regular relubrication	144400 hour
<b><math>G</math></b> Basic rating life	1526000 oscillations
<b><math>G_N</math></b> Basic rating life for regular relubrication	43321000 oscillations
<b><math>M</math></b> Frictional moment	5.73 Nm

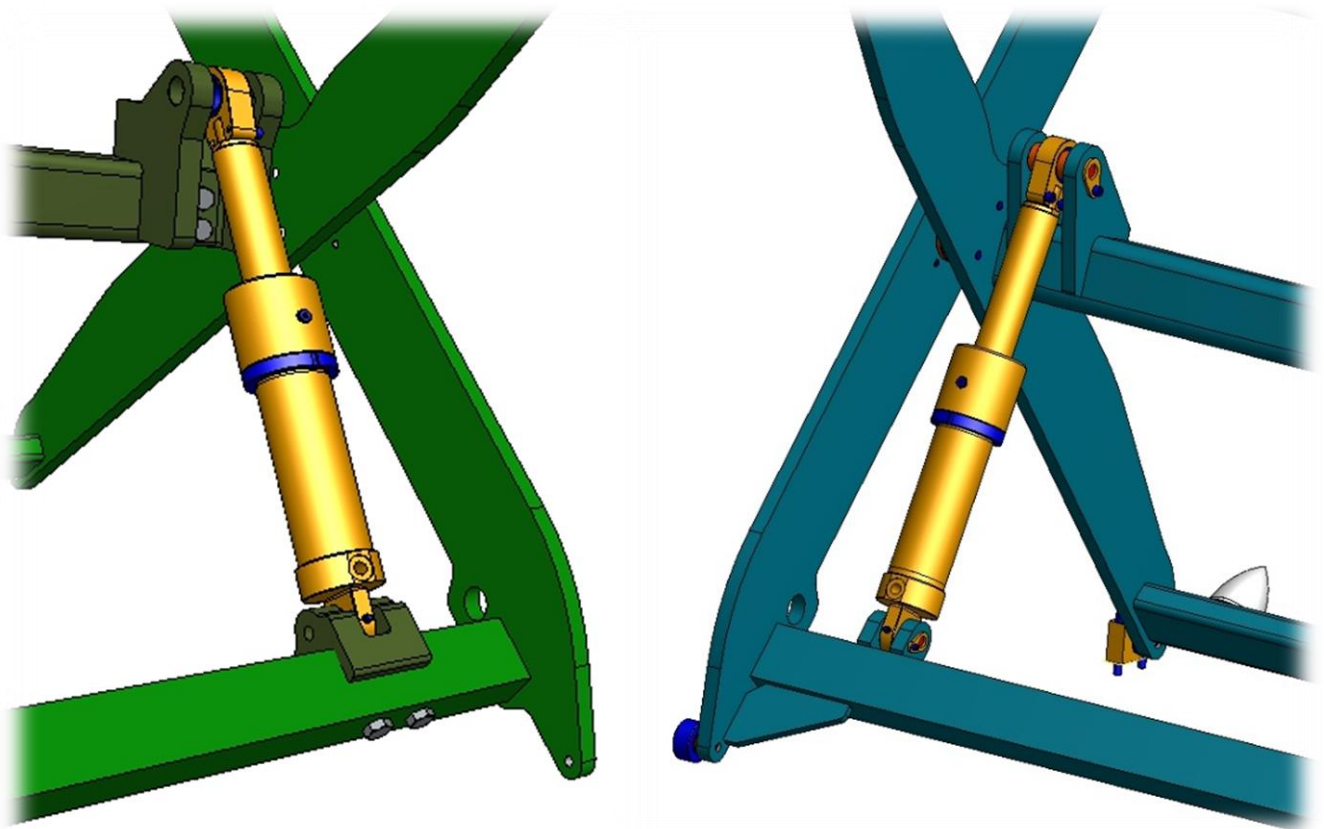
Obr. 4.19 Výsledky z výpočtového formuláře pro ložiska SKF. [4]

Parametr - Česky	Parametr - Anglicky	Znak	Hodnota	Jednotka
Základní trvanlivost v hodinách	Basic rating life	$G_h$	5090	hodin
Základní trvanlivost při pravidelném promazávání v hodinách	Basic rating life for regular relubrication	$G_{hN}$	144400	hodin
Základní trvanlivost v oscilacích	Basic rating life	$G$	1526000	oscilací
Základní trvanlivost při pravidelném promazávání v oscilacích	Basic rating life for regular relubrication	$G_N$	43321000	oscilací
Třecí moment	Frictional moment	$M$	5.73	N.m

Tabulka 4.4 Výsledky z výpočtového formuláře pro ložiska SKF [4]

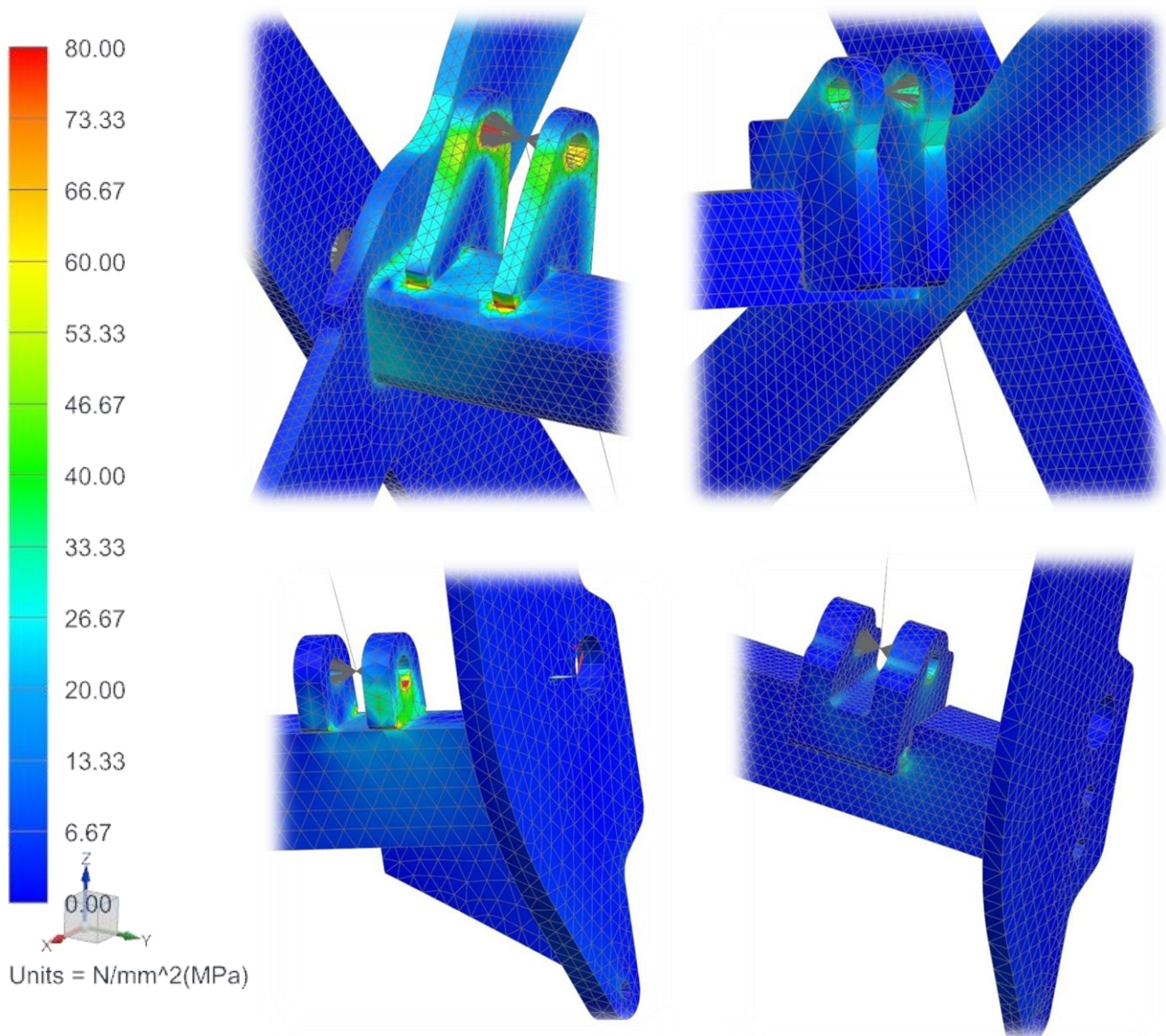
#### 4.4 Technicko-ekonomické srovnání variant

Provedeme technicko-ekonomické srovnání původního řešení s nově navrženou variantou, která byla vybrána pomocí diagramu vhodnosti variant, a která byla ještě upravena do finální verze. Toto srovnání je pouze teoretické, jelikož například pro přesné stanovení ceny frézovaného dílu by bylo nutno určit více parametrů, a to např. cenu programu, dobu výroby a další. U svařované části je to jednodušší, zde by se pouze stanovila cena za hodinu svářeče a doba za jakou by daný díl přivařil. Výrazný cenový rozdíl by zde byl v případě nutnosti opravy v případě poškození těchto částí. U svařované konstrukce by oprava byla náročná a musela by být prováděna odbornými pracovníky. U frézovaných dílů, které jsou připevněny pomocí šroubů, zde by oprava nebo přímo výměna kus za kus byla výrazně levnější a jednodušší. Toto je největší výhoda modulárního řešení, a to také díky tomu, že by oprava mohla proběhnout přímo u zákazníka. To by však u svařované varianty nemuselo být proveditelné. Na závěr lze tedy říci, že technologie frézování bude zpočátku dražší než svařování, ale její návratnost v budoucnu může být vyšší, to však zaleží na více faktorech. Zejména by však záleželo na opotřebování těchto dílů a jejich častém poškození. V případě těchto dílů, které jsou nejvíce zatěžované, bychom toto hledisko neměli opomenout.



Obr. 4.20 Srovnání nové varianty s původní.

Pro porovnání výsledků analýzy MKP navržené varianty a varianty původní jsem výsledky zobrazil pro stejné rozmezí hodnot napětí. Níže tedy vidíme obě varianty, kde jako nejvyšší hodnotu barevné škály jsem zvolil nejvyšší vzniklé napětí u původní varianty. Hodnoty všech zjištěných napětí u provedených analýz nelze považovat za zcela přesné, jelikož jsou ovlivněny kvalitou sítě a umístěním svarů, které zde byly idealizovány pro jejich složitost vymodelování a výpočtu. Všechny analýzy nám však poskytly přehled o kritických místech a možných napětích, což bylo důležité pro návrh nových variant, u kterých jsem tyto místa odstranil nebo konstrukčně upravil.



Obr. 4.21 Srovnání nové varianty s původní při stejném měřítku napětí.

## 5. Shrnutí a závěr: Komplexní zhodnocení konstrukce

V diplomové práci jsme nejprve provedli základní seznámení s nůžkovými stoly a jejich rozdělením. Dále byla provedena celková analýza stávajícího mechanismu nůžkového stolu. Zde jsme provedli rozměrovou analýzu, abychom zkontrolovali požadovaný zdvih. Dále jsme provedli MKP analýzu pro určení nejvíce zatěžovaných míst. Tuto analýzu jsme provedli ve třech stavech, a to při nejvyšším, nejnižším a středním zdvihu. Pro udělení veškerých okrajových podmínek jsme využili zadaného zatížení stolu. MKP analýza nám tedy poskytla obraz o nejvíce zatěžovaných místech a tedy i o možnostech pro optimalizaci. Výsledkem analýzy bylo zjištěno nejvyšší napětí v částech pro uchycení hydromotoru. Tyto části jsou tedy hlavními prvky pro optimalizaci. Dále jsme se zaměřili na odstranění koutových svarů a8 a jejich náhradu za svary a5 s ohledem na požadavek nanášení pouze jedné vrstvy svaru. S ohledem na MKP analýzu a požadavky pro optimalizaci svarů byly navrženy tři různé varianty optimalizace. V první variantě jsme se zaměřili pouze na technologii svařování a upravili výpalky. V druhé variantě jsme využili kombinaci svařování a frézovaných dílů, které budou spojeny pomocí šroubových spojů. Pro třetí variantu jsme celou technologii svařování nahradili pomocí šroubových spojů a frézovaných dílů. Pro každou variantu jsme vytvořili MKP analýzu a to pouze pro nejvyšší zdvih, jelikož v nejvyšším zdvihu působí největší zatížení. Analýzu MKP jsme provedli pro každou variantu, abychom zjistili, zdali došlo ke snížení napětí. Za pomoci bodového hodnocení dle zvolených kritérií jsme vybrali nejvhodnější variantu. Nutno dodat že kritéria jsou zvolena s ohledem k zadaným požadavkům na optimalizaci. Pro firemní strategii může být rozdíl mezi technologií svařování nebo frézováním dílů zásadní, a to s ohledem na jejich vlastní výrobní možnosti. Jedním ze zvolených kritérií výběru byla také MKP analýza. Pro vybranou variantu dle zvolených kritérií jsme provedli ještě finální úpravy, abychom doopravili nedostatky z prvotního návrhu. Pro již finální variantu jsme provedli kompletní analýzu jako u stávajícího řešení a vyhodnotili výsledky. Je však nutné podotknout, že v nové variantě dochází k zatížení šroubových spojů, tato problematika již nebyla dále zkoumána, jelikož v původním řešení se šroubové spoje nevyskytovaly. Optimalizace se zaměřila na zatěžovaná místa původního řešení. Před finální výrobou by tedy bylo nutné provést další zkoumání a analýzu šroubových spojů. Pro naše zkoumání po vyhodnocení výsledků vidíme, že vybraná varianta neobsahuje některá kritická místa jako původní návrh. Napětí v zatěžovaných místech bylo sníženo až o 50%. Také veškeré koutové svary a8 jsou odstraněny. Cíl práce, tedy optimalizace nůžkového mechanismu a odstranění svarů dle zadání, je splněn.

## Seznam obrázků

Obr. 1.1 Zvedací plošina pojízdná a volně stojící. [1] .....	4
Obr. 1.2 Schéma rozměrů zdvihací plošiny na modelu ze softwaru Autodesk Inventor 2015. .	5
Obr. 1.3 Zvedací stůl s jedním nůžkovým mechanismem. [2].....	6
Obr. 1.4 Nízkoprofilový stůl. [2].....	7
Obr. 1.5 Nakládací plošina. [2] .....	7
Obr. 1.6 Zvedací stůl s vertikálním dvojitým nůžkovým mechanismem. [2].....	8
Obr. 1.7 Zvedací stůl s horizontálním dvojitým nůžkovým mechanismem. [2].....	8
Obr. 1.8 Sestava nůžkového stolu firmy ENGEL ze softwaru Autodesk Inventor 2015. ....	9
Obr. 1.9 Reálný nůžkový stůl firmy ENGEL při nejvyšším zdvihu. ....	10
Obr. 1.10 Reálný nůžkový stůl firmy ENGEL při nejnižším zdvihu. ....	10
Obr. 1.11 Pohled z boku na sestavu zdvihacího mechanismu nůžkového stolu. ....	11
Obr. 1.12 Pohled shora na sestavu zdvihacího mechanismu nůžkového stolu. ....	11
Obr. 1.13 Sestava horního rámu nůžkového stolu. ....	12
Obr. 1.14 Sestava spodního rámu nůžkového stolu. ....	12
Obr. 1.15 Hydromotor mechanismu nůžkového stolu. ....	12
Obr. 1.16 Vnější hlavní části mechanismu nůžkového stolu. ....	13
Obr. 1.17 Vnitřní hlavní části mechanismu nůžkového stolu. ....	13
Obr. 2.1 Schéma vyhodnocení částí pro jednotlivé požadavky .....	15
Obr. 2.2 Schéma zatížení při maximálním a minimálním zdvihu.....	15
Obr. 2.3 Schéma zatížení nůžkového mechanismu od firmy ENGEL.....	16
Obr. 2.4 Zjednodušené schéma nůžkového mechanismu .....	16
Obr. 2.5 Schéma pro výpočet rozměrů nůžkového mechanismu .....	17
Obr. 2.6 Schéma pro výpočet členu č. 2.....	18
Obr. 2.7 Schéma pro výpočet členu č. 3.....	19
Obr. 2.8 Schéma pro výpočet členu č. 4.....	19
Obr. 2.9 Schéma pro výpočet členu č. 5.....	20
Obr. 2.10 Schéma pro výpočet členu č. 6.....	20
Obr. 2.11 Sestava nůžkového stůl při nejnižší výšce. ....	22
Obr. 2.12 Sestava nůžkového stůl při nejvyšším zdvihu.....	22
Obr. 2.13 Schéma umístění a typu použitých svarů na vnitřní části. ....	23
Obr. 2.14 Schéma umístění optimalizovaného svaru na vnitřní části. ....	23
Obr. 2.15 Schéma umístění a typu použitých svarů na vnější části. ....	24
Obr. 2.16 Schéma umístění optimalizovaného svaru na vnější části. ....	24
Obr. 2.17 Sestava vnitřního svařence nůžkového mechanismu. ....	25
Obr. 2.18 Sestava vnějšího svařence nůžkového mechanismu. ....	25
Obr. 2.19 Zasítování obou svařenců stávajícího nůžkového mechanismu. ....	26
Obr. 2.20 Spojení hydromotoru s oběma svařenci. ....	26
Obr. 2.21 Umístění veškerých okrajových podmínek v simulaci. ....	27
Obr. 2.22 Pevné vazby v daných uzlech a vzájemná otočná vazba. ....	27
Obr. 2.23 Výsledky analýzy pro nejvyšší zdvih stávajícího mechanismu. ....	28
Obr. 2.24 Zvýrazněné výsledky analýzy pro nejvyšší zdvih stávajícího mechanismu. ....	28
Obr. 2.25 Výsledky analýzy pro poloviční zdvih stávajícího nůžkového mechanismu.....	29
Obr. 2.26 Zvýrazněné výsledky analýzy pro poloviční zdvih stávajícího mechanismu. ....	29
Obr. 2.27 Výsledky analýzy pro nejnižší zdvih stávajícího nůžkového mechanismu. ....	30
Obr. 2.28 Zvýrazněné výsledky analýzy pro nejnižší zdvih nůžkového mechanismu. ....	30
Obr. 2.29 Zvýrazněné výsledky u horního uchycení hydromotoru.....	31

Obr. 2.30 Zvýrazněné výsledky u spodního uchycení hydromotoru. ....	31
Obr. 3.1 Schéma konstrukčních celků nůžkového stolu. ....	32
Obr. 3.2 Spojení spodního a horního rámu v řezu k částem mechanismu. ....	32
Obr. 3.3 Zobrazení celkového spojení u prvního návrhu. ....	33
Obr. 3.4 Zobrazení spodního upevnění hydromotoru u prvního návrhu. ....	34
Obr. 3.5 Zobrazení horního upevnění hydromotoru u prvního návrhu. ....	34
Obr. 3.6 Zobrazení celkového spojení u druhého návrhu. ....	35
Obr. 3.7 Zobrazení spodního upevnění hydromotoru u druhého návrhu. ....	36
Obr. 3.8 Zobrazení horního upevnění hydromotoru u druhého návrhu. ....	36
Obr. 3.9 Zobrazení celkového spojení u třetího návrhu. ....	37
Obr. 3.10 Zobrazení spodního upevnění hydromotoru u třetího návrhu. ....	38
Obr. 3.11 Zobrazení horního upevnění hydromotoru u třetího návrhu. ....	38
Obr. 3.12 Výsledky pevnostní analýzy první varianty. ....	39
Obr. 3.13 Výsledky pevnostní analýzy druhé varianty. ....	40
Obr. 3.14 Výsledky pevnostní analýzy třetí varianty. ....	41
Obr. 3.15 Diagram vhodnosti variant. ....	44
Obr. 3.16 Výsledná varianta z diagramu. ....	44
Obr. 4.1 Nedostatky k odstranění pro finální dokončení vybrané varianty. ....	45
Obr. 4.2 Úprava z původního plného profilu na kombinovaný. ....	46
Obr. 4.3 Zvětšení plochy pro uložení čepu u spodního dílu. ....	47
Obr. 4.4 Schéma potřebných polotovarů pro frézované díly. ....	47
Obr. 4.5 Rozpad sestavy vnitřního svařence nůžkového mechanismu. ....	48
Obr. 4.6 Rozpad sestavy vnějšího svařence nůžkového mechanismu. ....	48
Obr. 4.7 Zasítování celkové sestavy finálního návrhu nůžkového mechanismu. ....	49
Obr. 4.8 Zatížení při nejvyšším zdvihu nůžkového mechanismu. ....	50
Obr. 4.9 Zatížení při nejnižším zdvihu nůžkového mechanismu. ....	50
Obr. 4.10 Výsledky analýzy pro nejnižší zdvih nůžkového mechanismu. ....	51
Obr. 4.11 Výsledky analýzy pro střední zdvih nůžkového mechanismu. ....	51
Obr. 4.12 Výsledky analýzy pro nejvyšší zdvih nůžkového mechanismu. ....	52
Obr. 4.13 Model hydromotoru ve 3D a v řezu při nejnižším zdvihu. ....	53
Obr. 4.14 Model hydromotoru ve 3D a v řezu při nejvyšším zdvihu. ....	53
Obr. 4.15 Model ložiska ve 3D v řezu a skutečný díl. [3] ....	54
Obr. 4.16 Rozměrové charakteristiky ložiska. [4] ....	55
Obr. 4.17 Výpočtový formulář v prohlížeči na stránkách SKF. [4] ....	56
Obr. 4.18 Schéma pro stanovení úhlu oscilace dle SKF. [4] ....	57
Obr. 4.19 Výsledky z výpočtového formuláře pro ložiska SKF. [4] ....	58
Obr. 4.20 Srovnání nové varianty s původní. ....	59
Obr. 4.21 Srovnání nové varianty s původní při stejném měřítku napětí. ....	60

## Seznam tabulek

Tabulka 1.1 Obecné charakteristiky a parametry. [1] .....	5
Tabulka 1.2 Typy zvedacích plošin a jejich použití. [2] .....	6
Tabulka 2.1 Základní požadavky na mechanismus.....	14
Tabulka 2.2 Části ovlivňující požadavky na mechanismus .....	14
Tabulka 2.3 Rozměrové parametry mechanismu .....	17
Tabulka 2.4 Hodnoty pro výpočet stupňů volnosti .....	18
Tabulka 2.5 Rovnice podmínek rovnováhy .....	21
Tabulka 3.1 Kritéria výběru vhodné varianty .....	42
Tabulka 3.2 Bodové hodnocení jednotlivých variant.....	43
Tabulka 4.1 Rozměry ložiska a přípojovací rozměry dle výrobce [4] .....	55
Tabulka 4.2 Výpočtová data ložiska dle výrobce [4].....	56
Tabulka 4.3 Data pro dosazení do výpočtu [4] .....	57
Tabulka 4.4 Výsledky z výpočtového formuláře pro ložiska SKF [4].....	58

## Seznam příloh

Veškeré přílohy jsou umístěny v deskách Diplomové práce.

VÝKRESY: Dispoziční výkres vnitřní sestavy svařence. Číslo výkresu: PS-01-00  
Dispoziční výkres vnější sestavy svařence. Číslo výkresu: PS-02-00  
Dispoziční výkres horního úchyty hydromotoru. Číslo výkresu: PS-01-01  
Dispoziční výkres spodního úchyty hydromotoru. Číslo výkresu: PS-02-01

## Seznam zdrojů

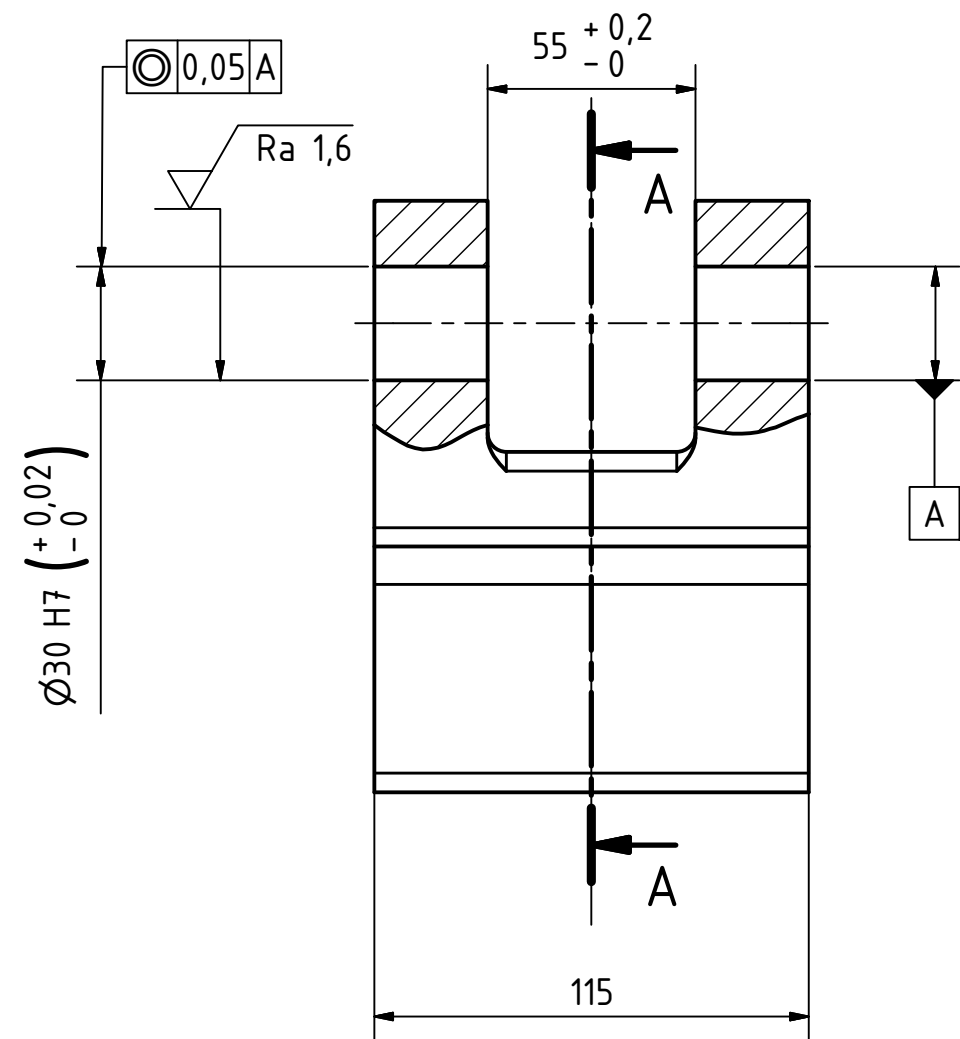
### Knižní publikace

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.: *Příručka strojního inženýra 1*. Brno: ComputerPress, 1999
- [2] HOSNEDL, S.: *Systémové navrhování technických produktů*. Plzeň: ZČU, 2004.
- [3] KLEINOVÁ, J.: *Ekonomické hodnocení výrobních procesů*. Plzeň: ZČU, 2009.
- [4] HLAVÁČ, Z., VIMMR, J.: *Sbírka příkladů ze statiky a kinematiky*. Plzeň: ZČU, 2007.
- [5] VANĚK, V., kolektiv.: *Základy konstruování*. Plzeň: ZČU, 2014.
- [6] Podkladový materiál, výkresy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu

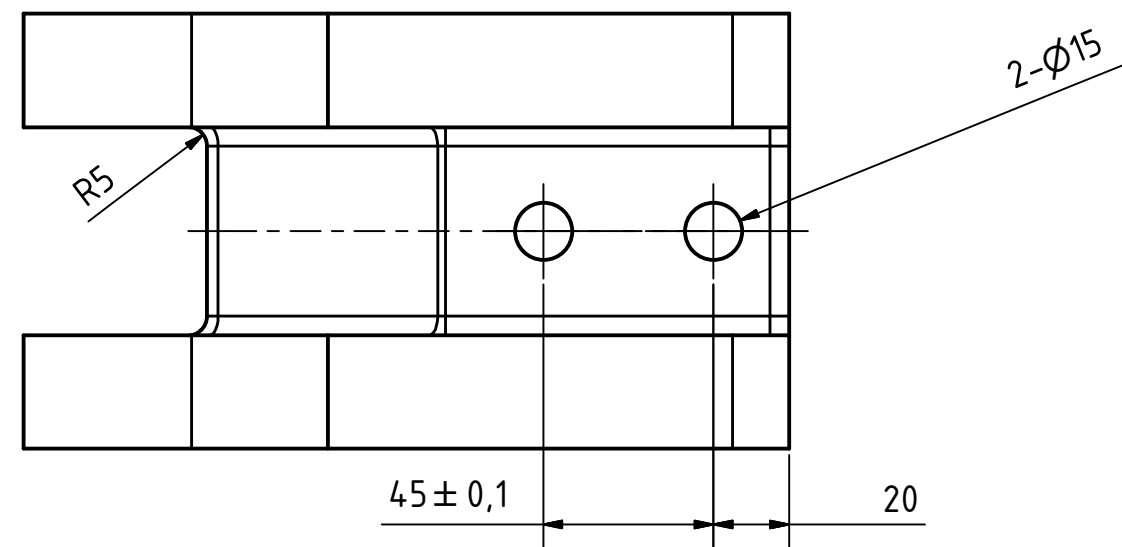
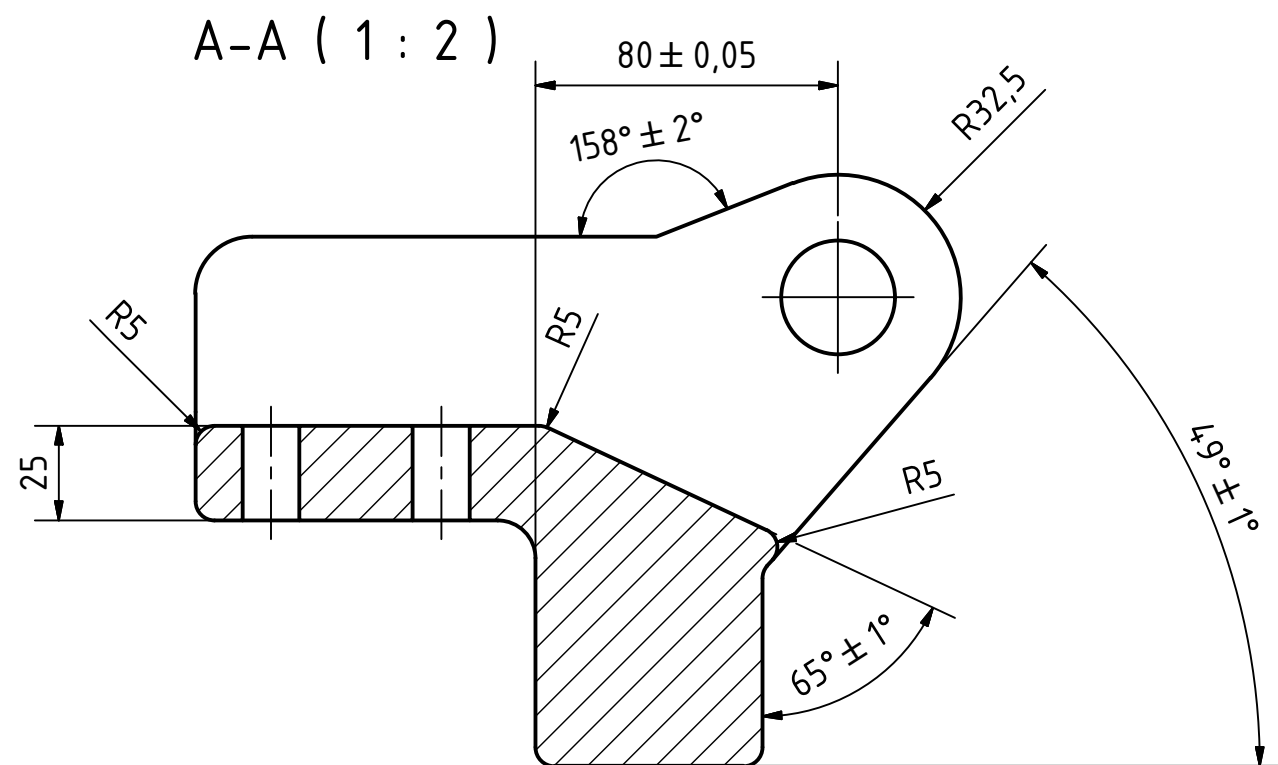
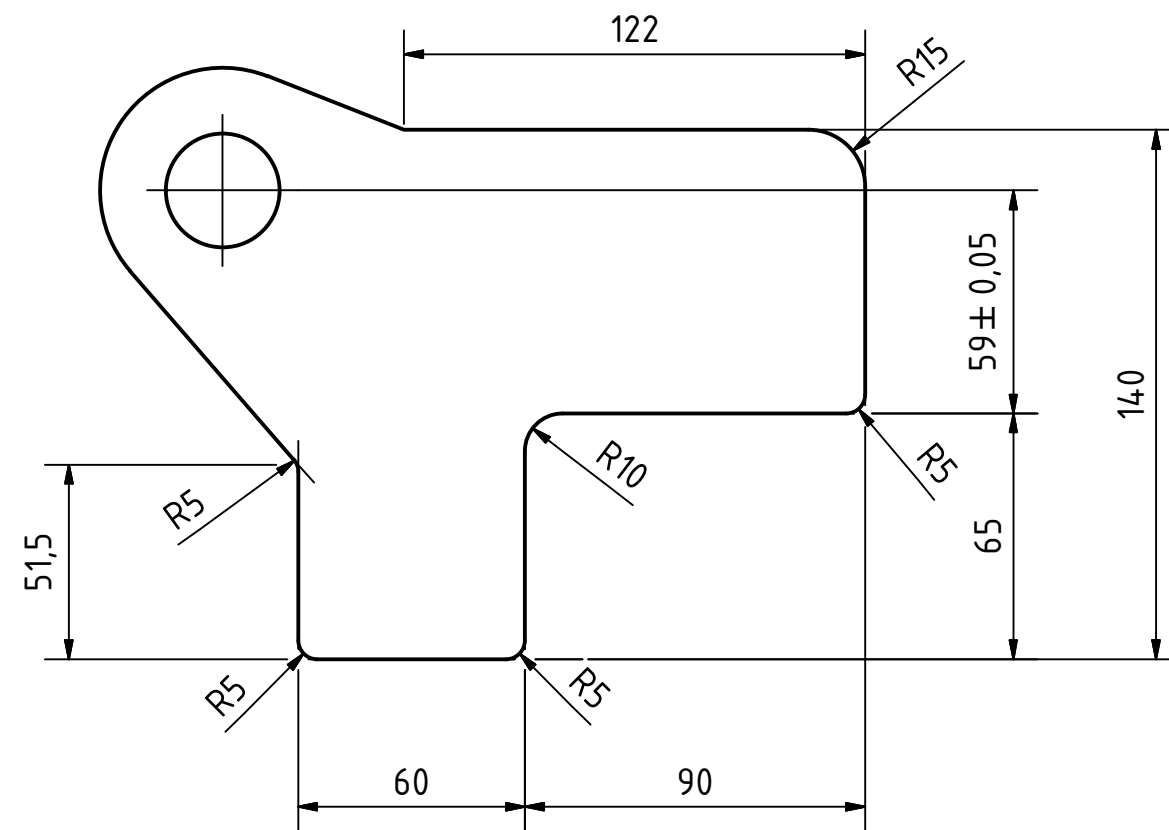
### Internetové publikace

- [1] Zvedací pojízdný a nepojízdný nůžkový stůl. Dostupné z: [www.kaiserkraft.czzvedaci-pristrojezvedaci-stolynuzkovy-zvedaci-stulpM3016](http://www.kaiserkraft.czzvedaci-pristrojezvedaci-stolynuzkovy-zvedaci-stulpM3016)
- [2] Typy zvedacích plošin. Dostupné z: [www.cemat.czczproduktyzvedaci-plosinyjednoduche-nuzkove.html](http://www.cemat.czczproduktyzvedaci-plosinyjednoduche-nuzkove.html)
- [3] Radiální kloubové ložisko. Dostupné z: [www.loziska – vokoun.cz/rubriky/loziska/kloubova-loziska.jpg](http://www.loziska-vokoun.cz/rubriky/loziska/kloubova-loziska.jpg)
- [4] SKF - Radiální kloubové ložisko. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/general/radial-spherical-plain/index.html?designation=GE%2020%20ES&unit=metricUnit>



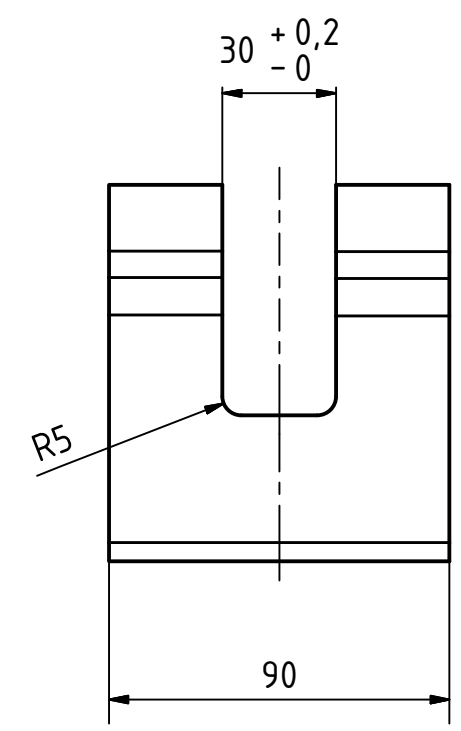
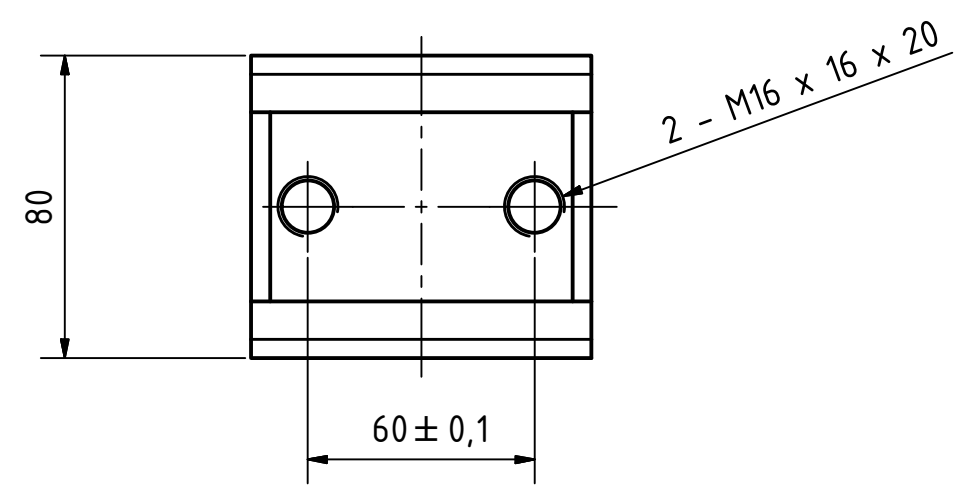


$\sqrt{Ra\ 3,2}$  (  $\sqrt{Ra\ 1,6}$  )

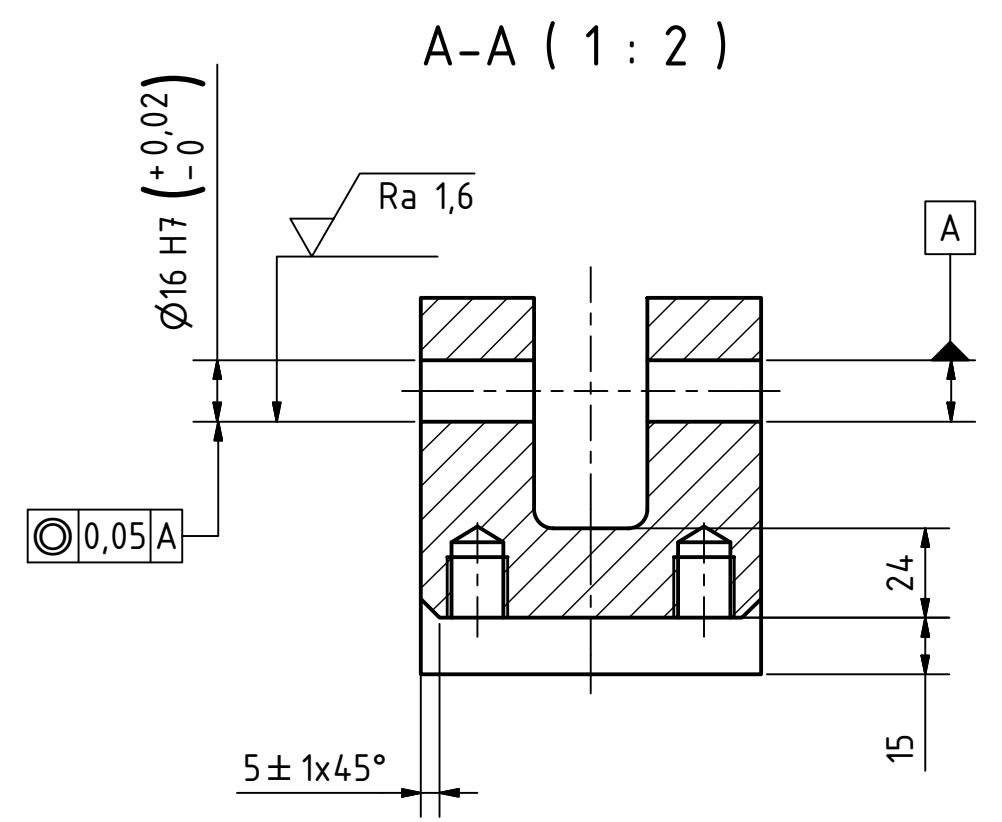
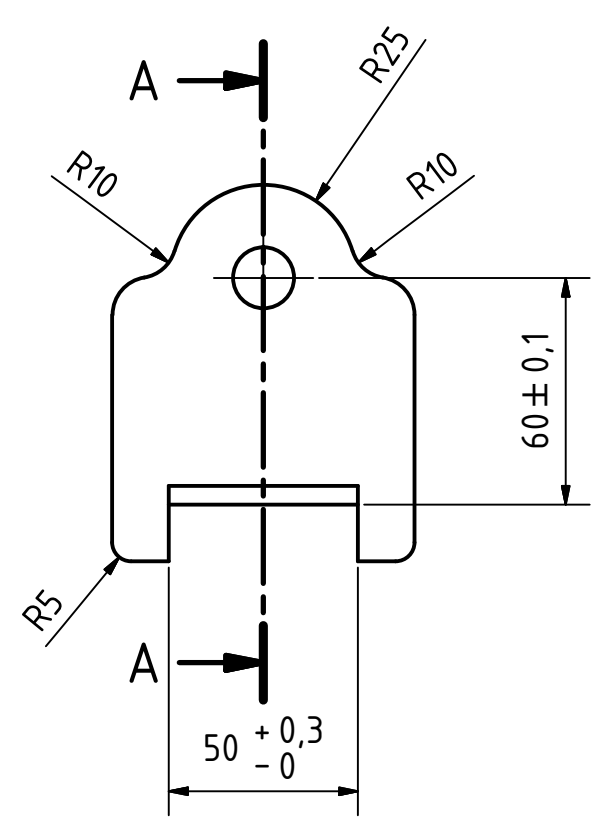
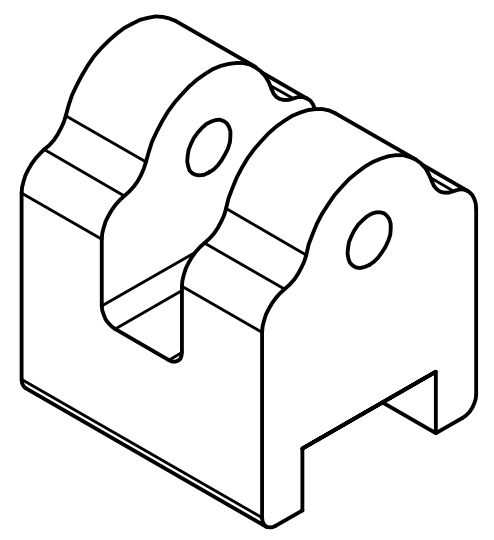


PROMÍTÁNÍ 	MĚŘÍTKO 1:2	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST 11,465 kg	INDEX	ZMĚNA
 <b>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</b>		MATERIÁL S355J2			
		ROZMĚR - POLOTOVAR 159 x 205 x 118			
KRESLIL DAVID KÁROLY		DATUM 03.05.2017		ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY	
TECH. REFERENT		DATUM		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
SCHVÁLIL		DATUM		TYP DOKUMENTU VÝROBNÍ VÝKRES	
NÁZEV <b>HORNÍ ÚCHYT</b>			ISO 16016		Číslo výkresu PS-01-01
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ					LIST/LISTŮ 1 / 1

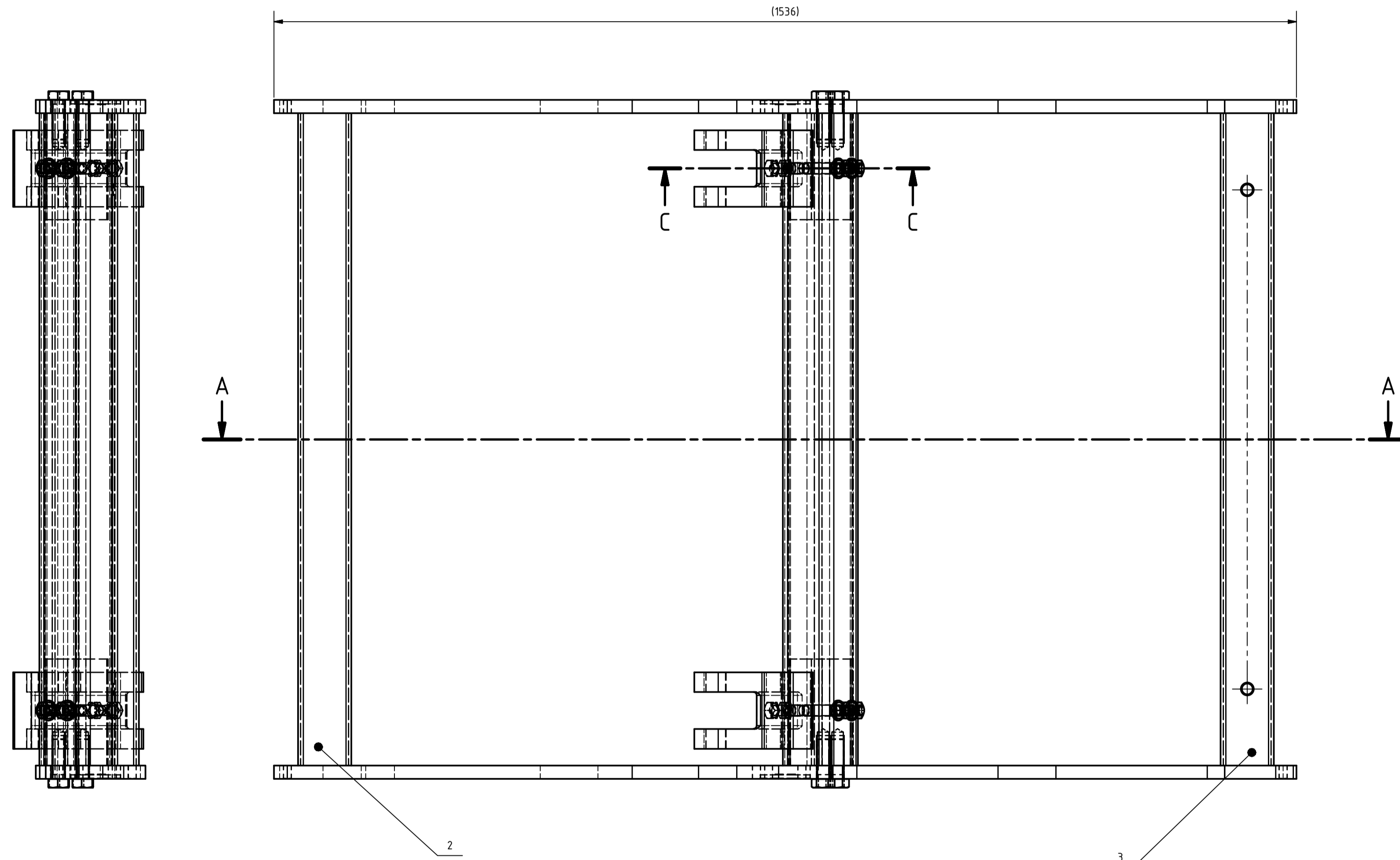
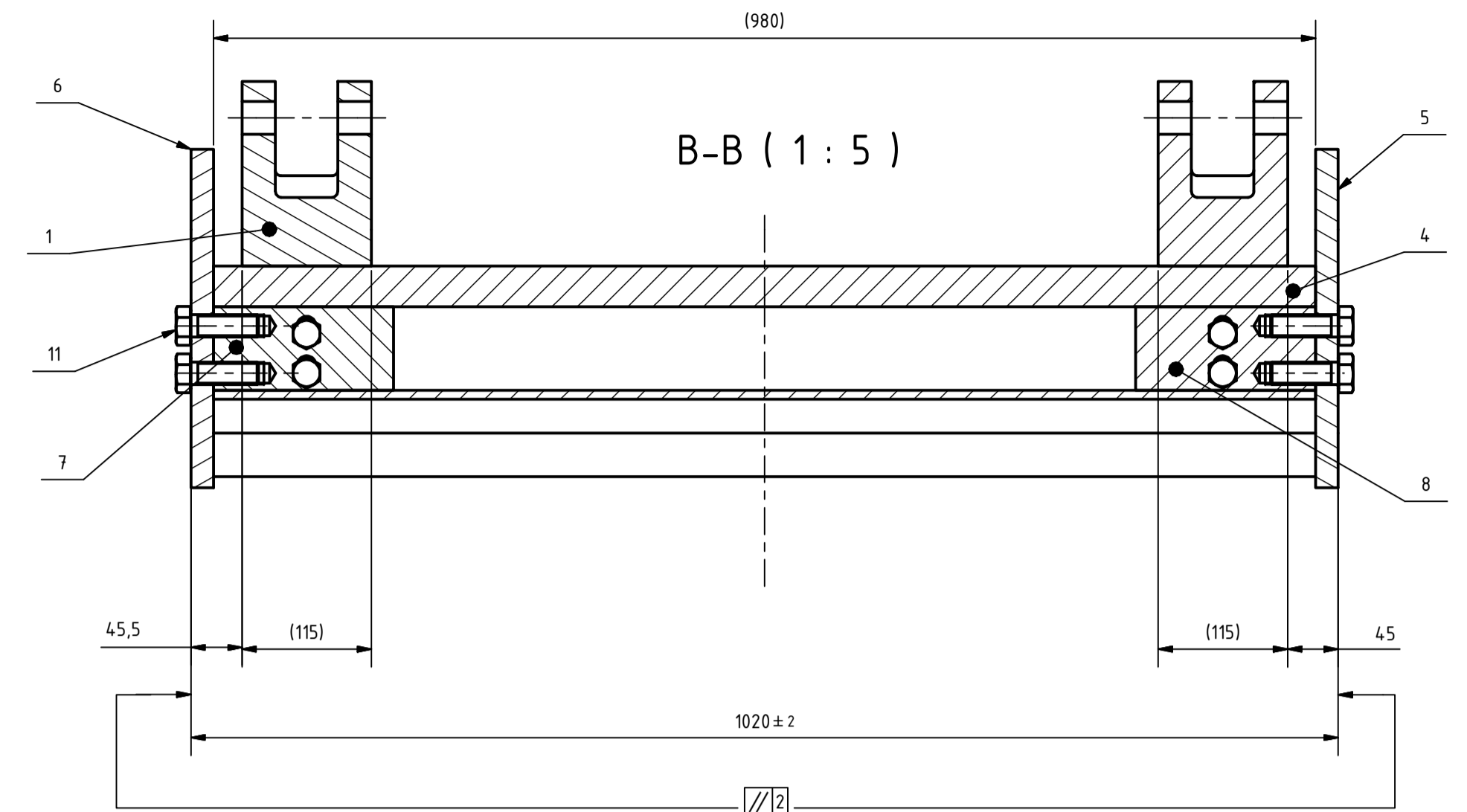
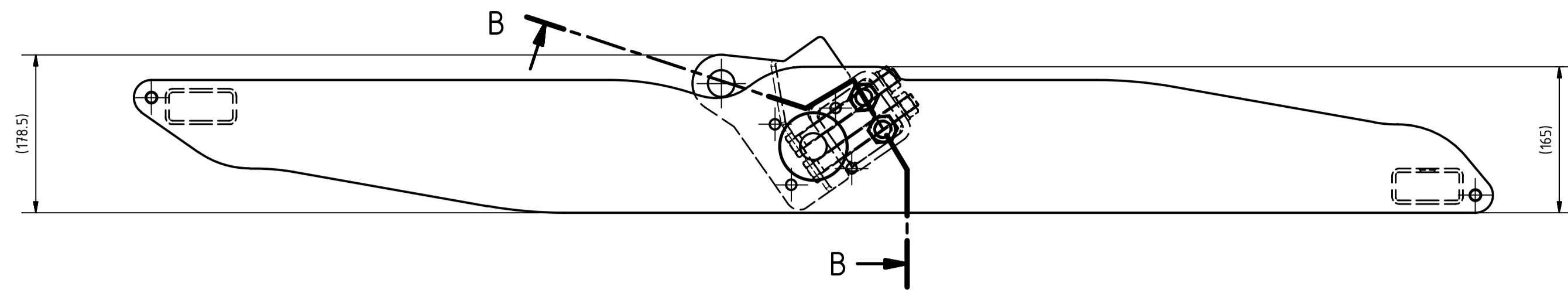
$\sqrt{Ra\ 3,2}$  (  $\sqrt{Ra\ 1,6}$  )



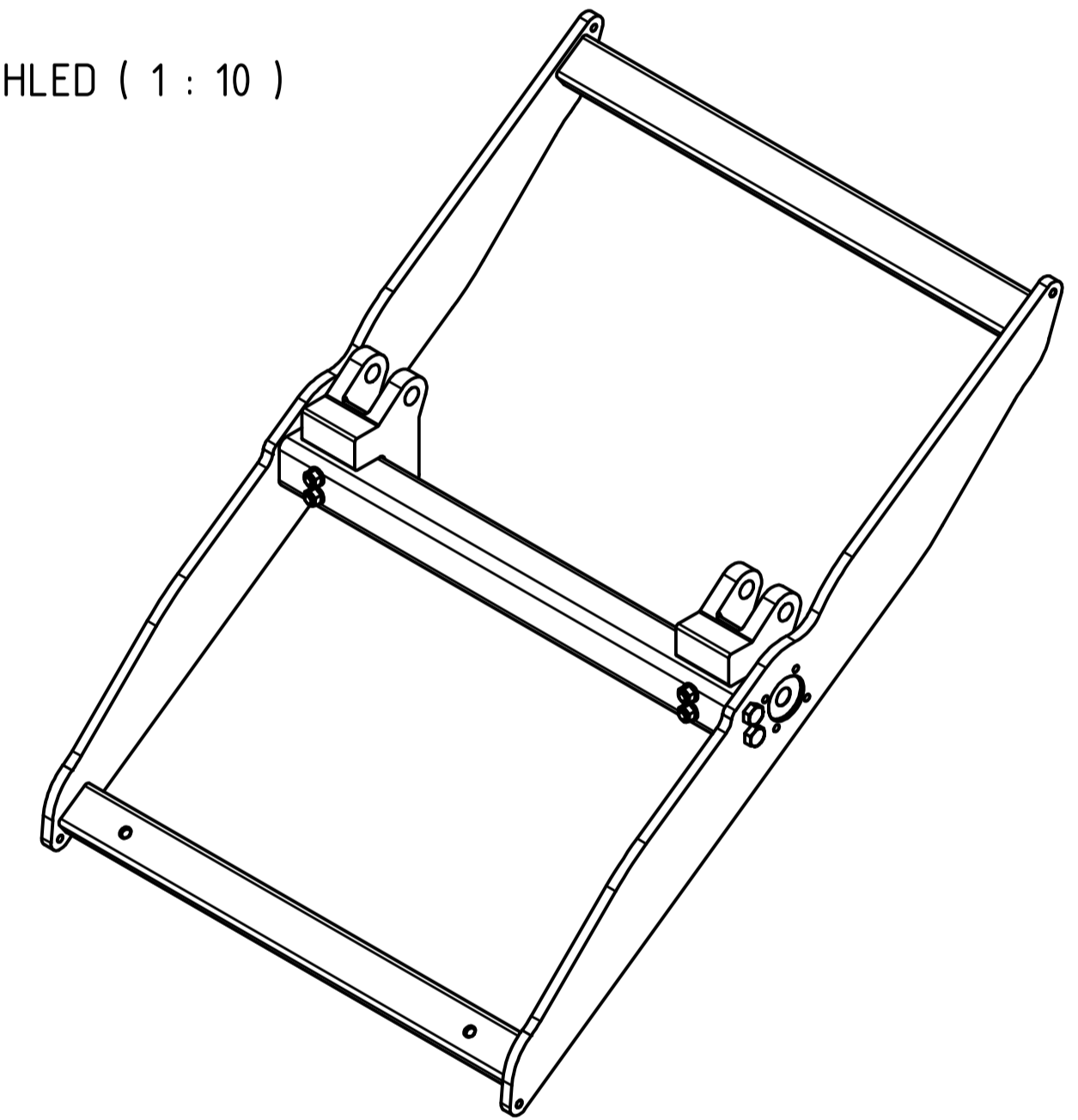
ISO POHLED (1:2)



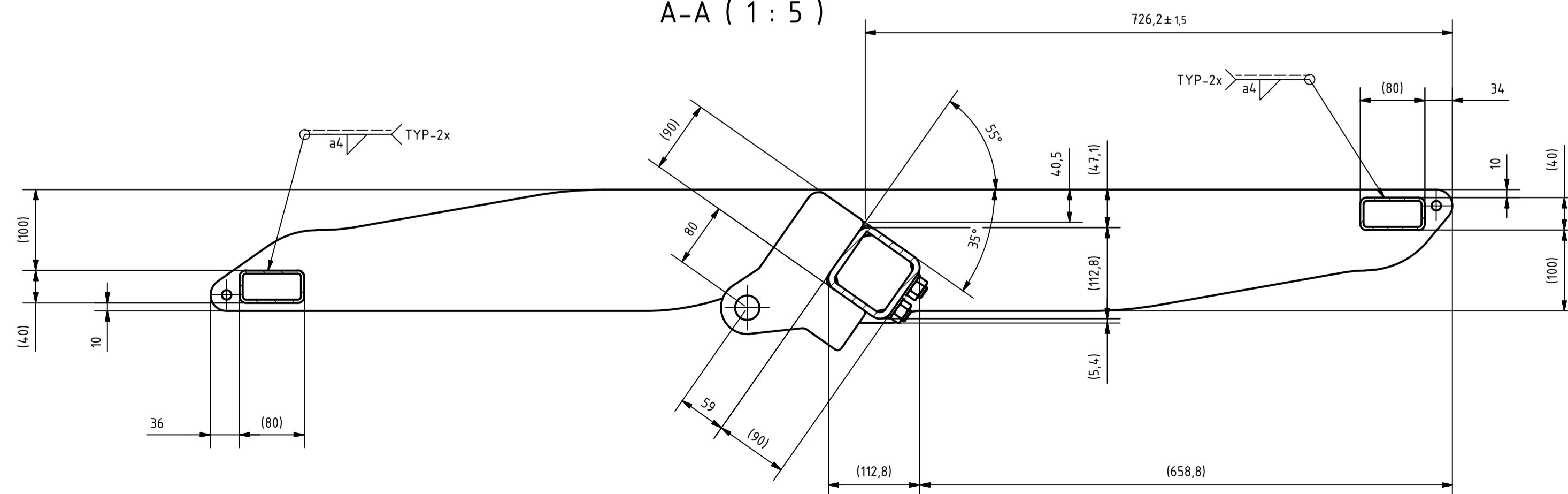
PROMÍTÁNÍ 	MĚŘÍTKO 1:2	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST 3,307 kg	INDEX	ZMĚNA
 <b>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</b>		MATERIÁL S355J2		ROZMĚR - POLOTOVAR 102 x 92 x 82	
		KRESLIL DAVID KÁROLY	DATUM 03.05.2017	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY	
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		TECH. REFERENT	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
NÁZEV <b>SPODNÍ ÚCHYT</b>		SCHVÁLIL	DATUM	ISO 16016	TYP DOKUMENTU VÝROBNÍ VÝKRES
			Číslo výkresu PS-02-01	LIST/LISTŮ 1 / 1	



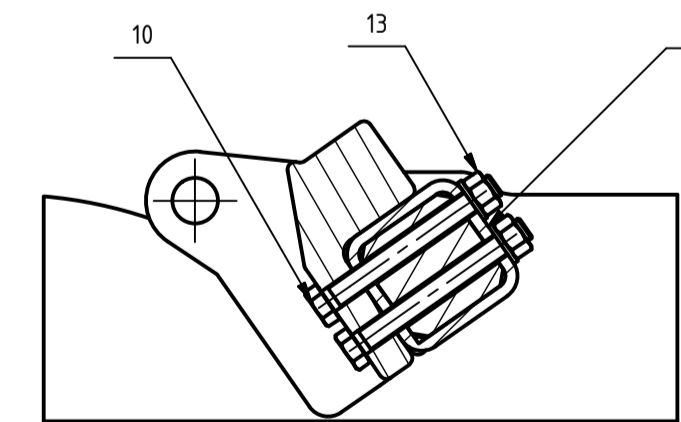
ISO POHLED ( 1 : 10 )



A-A ( 1 : 5 )

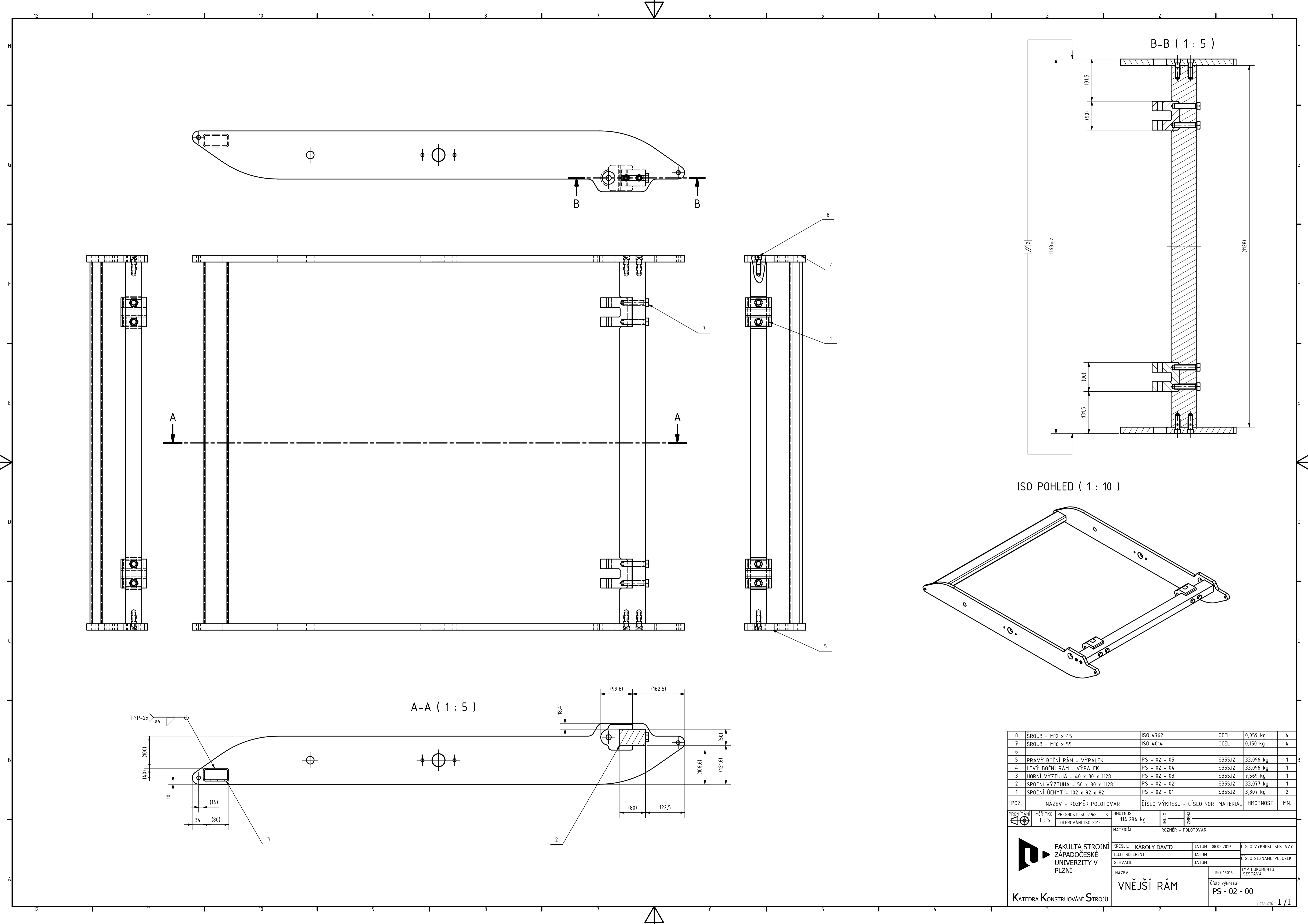


C-C ( 1 : 5 )



POZ.	NÁZEV - ROZMĚR POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU - ČÍSLO NOR	MATERIÁL	HMOTNOST	MN.
13	MATICE - M16	DIN 934	T1600	0,035 kg	4
12	PODLOŽKA - M16	DIN 125A	T1600	0,011 kg	4
11	ŠROUB - M20 x 60	ISO 4014	T1600	0,228 kg	4
10	ŠROUB - M16 x 125	ISO 4014	T1600	0,252 kg	4
9					
8	PRAVÁ VNITŘNÍ VÝZTUHA - 75 x 75 x 160	PS - 01 - 08	S355J2	6,263 kg	1
7	LEVÁ VNITŘNÍ VÝZTUHA - 75 x 75 x 160	PS - 01 - 07	S355J2	6,263 kg	1
6	PRAVÝ BOČNÍ RÁM - VÝPALEK	PS - 01 - 06	S355J2	30,416 kg	1
5	LEVÝ BOČNÍ RÁM - VÝPALEK	PS - 01 - 05	S355J2	30,416 kg	1
4	VÝZTUHA STŘEDU - 90 x 90 x 980	PS - 01 - 04	S355J2	18,737 kg	1
3	SPODNÍ VÝZTUHA - 40 x 80 x 980	PS - 01 - 03	S355J2	6,549 kg	1
2	HORNÍ VÝZTUHA - 40 x 80 x 980	PS - 01 - 02	S355J2	6,576 kg	1
1	HORNÍ ÚCHYT - 159 x 205 x 118	PS - 01 - 01	S355J2	11,451 kg	2

PROMĚTÁNÍ	MĚŘÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	HMOTNOST	INDEX	PRŮMĚR
	1 : 5	TOLEROVÁNÍ ISO 8015	127,82 kg		
MATERIÁL		ROZMĚR - POLOTOVAR			
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		KRESLIL	KÁROLY DAVID	DATUM	08.05.2017
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		TECH. REFERENT		DATUM	
		SCHVÁLIL		DATUM	
		NÁZEV	ISO 15016	TYP DOKUMENTU	SESTAVA
		VNITŘNÍ RÁM		ČÍSLO VÝKRESU	PS - 01 - 00
				ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
				TYP DOKUMENTU	SESTAVA
				ČÍSLO VÝKRESU	PS - 01 - 00



POZ.	NÁZEV - ROZMĚR POLOTOVAR	ČÍSLO VÝKRESU - ČÍSLO NOR	MATERIÁL	HMOTNOST	MN.
8	ŠROUB - M12 x 45	ISO 4762	OCEL	0,059 kg	4
7	ŠROUB - M16 x 55	ISO 4014	OCEL	0,150 kg	4
6					
5	PRAVÝ BOČNÍ RÁM - VÝPALEK	PS - 02 - 05	S355J2	33,096 kg	1
4	LEVÝ BOČNÍ RÁM - VÝPALEK	PS - 02 - 04	S355J2	33,096 kg	1
3	HORNÍ VÝZTUHA - 40 x 80 x 1128	PS - 02 - 03	S355J2	7,569 kg	1
2	SPODNÍ VÝZTUHA - 50 x 80 x 1128	PS - 02 - 02	S355J2	33,077 kg	1
1	SPODNÍ ÚCHYT - 102 x 92 x 82	PS - 02 - 01	S355J2	3,307 kg	2
PROMĚTÁNÍ 1:5 MĚŘÍTKO 1:5 PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015		HMOTNOST 114,284 kg	MEX	PS	
MATERIÁL		ROZMĚR - POLOTOVAR			
KRESLIL KÁROLY DAVID TECH. REFERENT SCHVÁLIL NÁZEV VĚNĚJŠÍ RÁM		DATUM 08.05.2017 DATUM DATUM	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK TYP DOKUMENTU SESTAVA ISO 15016 Číslo výkresu PS - 02 - 00		
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		1/1			