



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# VYSOKOVÝKLOPNÝ TRANSPORTNÍ BOX PRO MALOTRAKTORY

HIGH-TILTING TRANSPORT BOX FOR MINI TRACTORS

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Josef Zapletal**

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**

**BRNO 2023**



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Josef Zapletal</b>
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.</b>
Akademický rok:	2022/23

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Vysokovýklopný transportní box pro malotraktory

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh vysokovýklopného transportního boxu pro malotraktory. Transportní box bude umístěn na zadní části stroje a připevněn k třítbodovému závěsu. Tento box musí umožnit také přímé nabírání sypkých materiálů a rozpojených zemin.

Základní technické parametry:

nosnost boxu ..... 650 kg,

půdorysný vnitřní rozměr 1100 mm x 1300 mm.

#### Cíle diplomové práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.

Zdůvodněný návrh vlastní koncepce.

Pevnostní a kapacitní výpočty včetně návrhu hydromotorů.

Celková sestava.

Dílčí podsestavy a výrobní výkresy.

#### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 10. 2018]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.

ŠKOPÁN, Miroslav. Aplikovaná mechanika stavebních a transportních strojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 10. 2018]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.

BAUER František, et. al. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press s.r.o., 2013. 224 s.  
ISBN 978-80-86726-52-6.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je návrh vysokovýklopného boxu na malotraktory, používaného k přepravě sypkých materiálů i kusových břemen v zemědělství, lesnictví a komunální údržbě. Součástí práce je rešerše používaných řešení výklopných boxů a lopat, návrh vlastní koncepce výklopného mechanismu, volba hydromotoru, pevnostní výpočty hlavních částí pomocí metody konečných prvků, a návrh čepů a ložisek.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Transportní box, lopata na tříbodový závěs, vysokovýklopná lopata, návrh výklopného mechanismu, pevnostní kontrola, metoda konečných prvků (MKP).

## ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is design of a high-tilting box for small tractors, used for transport of bulk materials and piece loads in agriculture, forestry, and municipal maintenance. Thesis includes a research of the used solutions of tipping boxes and shovels, design of own concept of the tipping mechanism, choice of a hydraulic motor, strength proof of the main parts using the finite element method, and the design of pins and bearings.

## KEYWORDS

Transport box, three-point hitch bucket, high tip bucket, tipping mechanism design, strength proof, finite element method (FEM).

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZAPLETAL, J. *Vysokovýklopný transportní box pro malotraktory*. Brno, 2023. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Miroslav Škopán. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148013>.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc., a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Josef Zapletal

## PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych tímto poděkovat mé rodině a partnerce za podporu během studia. Také tímto děkuji vedoucímu práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc., Ing. Pavlu Šálkovi z firmy Šálek s.r.o., a mému otci Ing. Josefu Zapletalovi, MBA., za cenné rady v průběhu tvorby práce.



# OBSAH

Úvod .....	11
<b>1 Rešerše .....</b>	<b>12</b>
1.1 Přehled přídavných zařízení malotraktorů .....	12
1.1.1 Malotraktory .....	12
1.1.2 Přehled přídavných zařízení malotraktorů .....	12
1.2 Zadní tříbodový závěs .....	14
1.2.1 Konstrukce tříbodového závěsu .....	14
1.2.2 Rozměry tříbodového závěsu .....	14
1.3 Lopaty a plošiny na tříbodový závěs .....	15
1.3.1 Lopaty a plošiny vybavené výklopným mechanismem .....	16
1.3.2 Kinematika výklopného mechanismu .....	16
1.3.3 Další prvky konstrukce lopaty s výklopným mechanismem .....	18
<b>2 Specifikace technických parametrů .....</b>	<b>19</b>
2.1 Požadavky kladené na celé zařízení .....	19
2.2 Dopravovaná břemena a materiál .....	21
<b>3 Návrh kinematiky výklopného mechanismu .....</b>	<b>22</b>
3.1 Návrh uspořádání mechanismu .....	22
3.1.1 Posouzení mechanismů z rešeršní části .....	22
3.1.2 Výpočet rozměrů mechanismu .....	22
3.1.3 Silový rozbor mechanismu .....	24
3.1.4 Zhodnocení výsledků .....	29
3.2 Vlastní návrh uspořádání mechanismu .....	30
3.2.1 Silový rozbor mechanismu .....	31
3.2.2 Návrh a optimalizace rozměrů mechanismu pomocí programu MatLab .....	31
3.2.3 Rovnice použité pro výpočet .....	33
3.2.4 Vlastní výpočet v programu MatLab .....	38
3.2.5 Nosnost navrženého mechanismu .....	39
3.2.6 Volba vhodnějšího hydromotoru .....	40
3.2.7 Nosnost upraveného mechanismu .....	42
3.2.8 Návrat lopaty zpět do přepravní polohy .....	43
<b>4 Pevnostní výpočet .....</b>	<b>46</b>
4.1 Zatížení celého zařízení .....	46
4.1.1 Řezná a rypná síla .....	46
4.1.2 Tažná síla .....	47
4.1.3 Trhací síla dle ČSN ISO 8313 .....	47
4.1.4 Nosnost .....	49
4.1.5 Objem lopaty dle normy SAE .....	49
4.1.6 Zátěžné stavy .....	50
4.1.7 Využitý materiál .....	51
4.2 Návrh lopaty .....	52
4.2.1 Konstrukce lopaty .....	52
4.2.2 MKP model v softwaru ANSYS .....	52
4.2.3 Úpravy konstrukce .....	56

---

4.2.4	Výsledky výpočtů .....	59
4.3	Návrh páky .....	61
4.3.1	Konstrukce páky .....	61
4.3.2	Návrh spoje .....	61
4.3.3	MKP model v softwaru ANSYS .....	63
4.3.4	Úpravy konstrukce .....	65
4.3.5	Výsledky výpočtů .....	66
4.3.6	Zhodnocení výpočtů.....	66
4.4	Návrh rámu.....	67
4.4.1	Konstrukce rámu .....	67
4.4.2	MKP model v softwaru ANSYS .....	67
4.4.3	Úpravy konstrukce .....	68
4.4.4	Výsledky výpočtů .....	72
4.4.5	Zhodnocení výsledků .....	73
4.5	Návrh táhla .....	74
4.5.1	Normálové napětí .....	74
4.5.2	Vzpěr.....	75
4.5.3	Volba průřezu.....	76
4.6	Návrh čepů .....	79
4.6.1	Čep A .....	79
4.6.2	Čepy C, D, E a F .....	84
4.7	Návrh ložisek.....	85
4.8	Výsledná sestava .....	87
<b>Závěr .....</b>	<b>88</b>	
<b>Použité informační zdroje .....</b>	<b>90</b>	
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>92</b>	
<b>Seznam příloh.....</b>	<b>96</b>	

## ÚVOD

Využití malé mechanizace, malotraktorů a dalších pracovních strojů v zemědělství, lesnictví a komunální údržbě neustále roste. S poptávkou po malotraktorech pak souvisí i poptávka po co nejširším sortimentu přídatných zařízení. Jedním z nejuniverzálnějších přídatných zařízení pro malotraktory jsou nákladní přívěsy, a lopaty a transportní boxy na tříbodové závěsy, využitelné ve všech oblastech zmíněných výše.

Lopaty a transportní boxy představují kompaktnější transportní zařízení s lepší manévrovatelností než klasický nákladní přívěs, ovšem za cenu nižší nosnosti. Nespornou výhodou transportních přídatných zařízení na tříbodový závěs je i snadnější naložení břemene, a v případě výklopných boxů a lopat i snadnější vyložení břemene. Tato práce se tedy zabývá návrhem takového vysokovýklopného boxu na tříbodový závěs malotraktoru.

**Cílem práce** je kritická rešerše vysokovýklopných transportních boxů a lopat na tříbodový závěs a zdůvodněný návrh vlastní koncepce, dále pevnostní a kapacitní výpočty včetně návrhu hydromotorů. Obsahem práce mají být i výkresy celkové sestavy a dílčí podsestavy.

Tato diplomová práce byla zpracována ve spolupráci s firmou **Šálek s.r.o.** z Prostějova.

# 1 REŠERŠE

## 1.1 PŘEHLED PŘÍDAVNÝCH ZAŘÍZENÍ MALOTRAKTORŮ

### 1.1.1 MALOTRAKTORY

Malotraktory pokrývají široké spektrum nejrůznějších prací, a tomu odpovídá i nabídka pracovních zařízení a nářadí. Díky kompaktním rozměrům najdou malotraktory využití například v lesnictví, zahradnictví a zejména ve vinohradnictví. Krom toho jsou často využívány k údržbě komunikací a zelených ploch, zejména v rámci měst. Okrajově mohou být používány i ve stavebnictví nebo jako manipulační prostředek.



Obr. 1: Malotraktor Vega [7]

### 1.1.2 PŘEHLED PŘÍDAVNÝCH ZAŘÍZENÍ MALOTRAKTORŮ

Mezi přídatná zařízení používaná v zemědělství patří hlavně zařízení k úpravě půdy (pluhy, kypřiče, sazeče a vyorávače brambor) a zařízení k manipulaci a dopravě (čelní nakladač, stohovací vidle, lopaty, přívěsy).



Obr. 2: Kypřič (vlevo) a pluh (vpravo) [7]

V lesnictví najdou využití zejména přívěsy pro manipulaci s kládami a různé štěpkovače. Ve vinohradnictví se pak jedná zejména o různé postřikovače, rosiče a kypřiče půdy.



Obr. 3: Štěpkovač (vlevo), postřikovač (uprostřed) a rosič (vlevo) [7]

Pro zimní údržbu komunikací se využívají pluhy (klasické nebo šípové), frézy a rozmetadla. Pro letní údržbu komunikací a zelených ploch se pak využívají zejména různé mulčovače a lopaty.



Obr. 4: Rozmetač (vlevo), šípový pluh (uprostřed) a mulčovač (vpravo) [7]

## 1.2 ZADNÍ TŘÍBODOVÝ ZÁVĚS

### 1.2.1 KONSTRUKCE TŘÍBODOVÉHO ZÁVĚSU

K připojení pracovního nářadí k traktoru slouží tzv. tříbodový závěs. Zadní tříbodový závěs sestává ze dvou spodních, hydraulicky zvedaných ramen, a jednoho horního ramene (tzv. třetí bod). Horní rameno může mít manuálně nastavitelnou délku, nebo může být nahrazeno přímočarým hydromotorem, který pak ovládá úhel naklonění nářadí vůči vodorovné rovině. Mezi třemi body závěsu je vyvedena hřídel pro pohon přídatných zařízení.



Obr. 5: Zadní tříbodový závěs traktoru CLAAS Xerion [16]

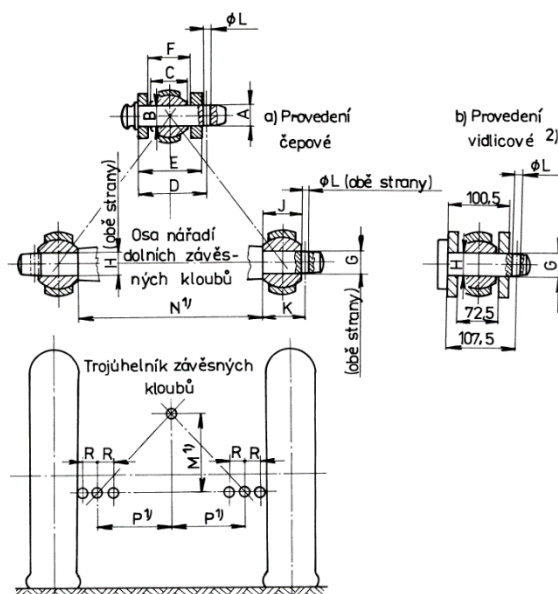
### 1.2.2 ROZMĚRY TŘÍBODOVÉHO ZÁVĚSU

Rozměry zadního tříbodového závěsu stanovuje norma ČSN ISO 730-1 [6]. Tato norma stanovuje kategorie traktorů podle výkonu motoru, a každé kategorii přiřazuje rozměry závěsu. Rozdělení traktorů do kategorií podle výkonu ukazuje následující tabulka:

Tab. 1: Rozdělení traktorů dle ČSN ISO 730-1 [6]

Kategorie	Výkon motoru [kW]
1	do 48
2N / 2	do 92
3N / 3	od 80 do 185

Navrhované zařízení bude určeno pro závěs kategorie 1. Rozměry tříbodového závěsu ukazuje následující tabulka s obrázkem:



Obr. 6: Značení rozměrů tříbodového závěsu dle ČSN ISO 730-1 [6]

Tab. 2: Rozměry tříbodového závěsu dle ČSN ISO 730-1 [6]

Značení rozměru	Název rozměru	Min.	Max.
A	Průměr čepu	18,92	19
D	Vzdálenost otvoru pro pojistný kolík	76	-
E	Vnější šířka stojánku	-	69
F	Vnitřní šířka stojánku	44,5	-
G	Průměr čepu	21,79	22
K	Vzdálenost otvoru pro pojistný kolík	39	-
N	Vzdálenost dolních závěsných kloubů	683 ± 1,5	

### 1.3 LOPATY A PLOŠINY NA TŘÍBODOVÝ ZÁVĚS

Lopaty a plošiny na tříbodový závěs mohou být využívány ve všech oblastech použití malotraktoru. Mohou sloužit k přepravě sypkého (písek, šterk, štěpka, hnůj, zemědělské plodiny) i kusového nákladu (nářadí, kusy dřeva, dlaždice).

### 1.3.1 LOPATY A PLOŠINY VYBAVENÉ VÝKLOPNÝM MECHANISMEM

Výklopná lopata většinou sestává z pomocného rámu, na kterém je pomocí čepů připevněna samotná lopata. Vyklápění bývá realizováno hydromotorem, který je přímo součástí celku lopaty. Důvodem pro použití vlastního hydromotoru je, že řešení vyklopení lopaty pomocí kinematiky třibodového závěsu neposkytuje dostatečný úhel pro vysypání lepivých materiálů. Ne každý traktor je také vybavený hydromotorem na třetím bodu závěsu.



Obr. 7: Lopata na třibodový závěs s výklopným mechanismem [15]

### 1.3.2 KINEMATIKA VÝKLOPNÉHO MECHANISMU

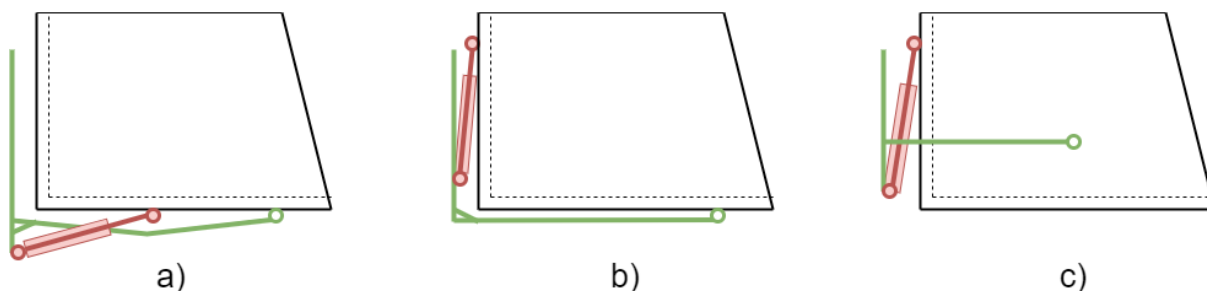
Vzhledem k použití lopaty i na kusová břemena (například palety s nákladem) není možné použít klasickou koncepci vysokovýklopné lopaty na čelní nakladače, kdy se využívá uschování mechanismu do vstupu v podlaze lopaty. Vzhledem k malým rozměrům malotraktorů nezbývá místo ani pro uložení zdvihového mechanismu v bočnicích lopaty.



Obr. 8: Vysokovýklopná lopata čelního nakladače [14]



Použitý mechanismus se proto musí vejít pod lopatu a/nebo za lopatu. Nejčastější je nejjednodušší uspořádání mechanismu, kdy je hydromotor vložen přímo mezi lopatu a pomocný rám. Toto uspořádání může mít několik variant:



Obr. 9: Uspořádání výklopného mechanismu

### POPIS JEDNOTLIVÝCH VARIANT USPOŘÁDÁNÍ MECHANISMU

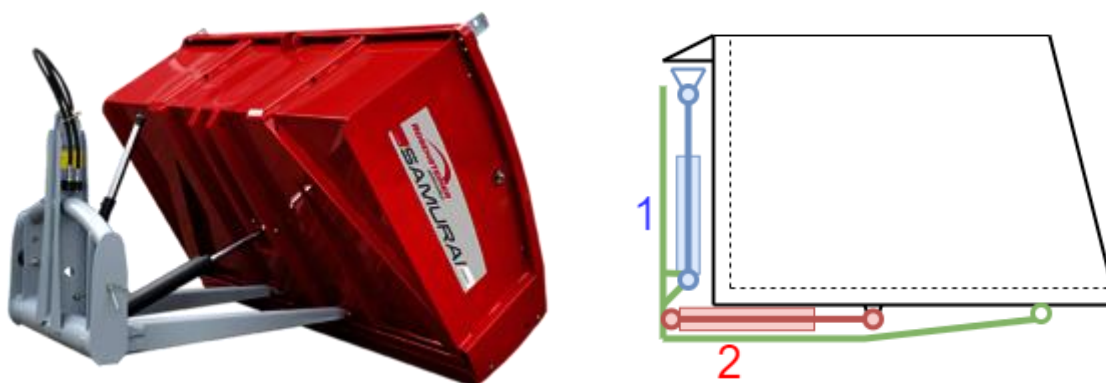
**Varianta 9a)** poskytuje velký úhel vyklápění lopaty, její nevýhodou je však malý výklopný moment zejména na počátku vyklápění lopaty. Při použití většího úhlu mezi dnem lopaty a hydromotorem (pro zvětšení počátečního momentu) pak mechanismus zabírá místo pod lopatou a zvětšuje úhel mezi dnem lopaty a vodorovnou rovinou při nabírání.

**Varianta 9b)** dokáže poskytnout velký výklopný moment, ale dosahuje velmi malého úhlu vyklápění. Další nevýhodou jsou větší rozměry mechanismu za lopatou, aby nedošlo ke kontaktu hydromotoru s lopatou.

Vhodnou úpravou varianty 9b) může být použití teleskopického hydromotoru a/nebo uložení válce hydromotoru na jeho opačném konci. Kombinaci těchto úprav ukazuje obrázek 7.

**Varianta 9c)** poskytuje dostatečný výklopný moment i úhel vyklápění lopaty, nevýhodou je nižší výška do které lze z lopaty náklad bezpečně vyklopit.

Další možné uspořádání kinematiky výklopného mechanismu ukazuje obrázek 10. Jde o kombinaci variant 9a) a 9b), kdy hydromotor 1 pomáhá hydromotoru 2 překonat mrtvou polohu na počátku vyklápění a následně se od lopaty odpojí a zbytek výklopného pohybu zajišťuje pouze hydromotor 2.



Obr. 10: Uspořádání výklopného mechanismu používané firmou Rosensteiner [13]

### **1.3.3 DALŠÍ PRVKY KONSTRUKCE LOPATY S VÝKLOPNÝM MECHANISMEM**

#### **Box / LOPATA**

Vlastní lopata může mít různé tvary, od klasického tvaru lopaty podobné víceúčelové lopatě nakladače, až po tvar boxu. Realizována bývá jako svarek z plechu, s oky pro uchycení k rámu a hydromotoru. V případě tvaru boxu bývá vyztužen pro zachování tvarové stability a tuhosti.

#### **POMOCNÝ RÁM**

Pomocný rám bývá řešen jako svarek z plechu a profilů s oky pro uchycení lopaty, hydromotoru a tříbodového závěsu.

#### **DALŠÍ ČÁSTI**

Mezi další části patří hydromotor, případně bočnice, bránící vypadnutí nákladu otevřenou stranou lopaty.

## 2 SPECIFIKACE TECHNICKÝCH PARAMETRŮ

### 2.1 POŽADAVKY KLADE NÉ NA CELÉ ZAŘÍZENÍ

#### ROZMĚROVÁ OMEZENÍ

Vzhledem k menším rozměrům malotraktoru byla požadovaná výška lopaty stanovena jako:

$$H_c \approx 400 \text{ mm}, \quad (1)$$

kde  $H_c$  [mm] je celková výška celého zařízení.

Maximální šířka celého zařízení by pak neměla přesahovat šířku malotraktoru:

$$W_{max} = 1400 \text{ mm}, \quad (2)$$

kde  $W_{max}$  [mm] je maximální šířka celého zařízení.

#### HMOTNOST ZAŘÍZENÍ

Z parametrů malotraktorů, na kterých bude zařízení používáno, vyplývá maximální hmotnost zařízení na třibodovém závěsu jako:

$$m_c \approx 1000 \text{ kg}, \quad (3)$$

kde  $m_c$  [kg] je maximální hmotnost celého zařízení včetně břemene.

Jde o mez, za kterou dojde k převrácení stroje.

#### DALŠÍ POŽADAVKY

Dalším požadavkem je dosažení co největšího úhlu vyklopení lopaty, a to alespoň:

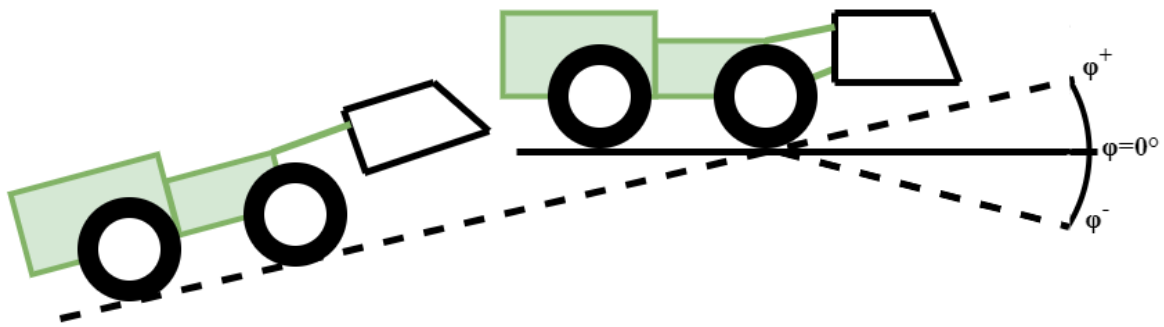
$$\alpha = 90^\circ, \quad (4)$$

kde  $\alpha$  [°] je úhel vyklopení lopaty.

Důvodem je možnost převozu lepivých materiálů a možnost jejich vyklopení ve svahu:

$$\varphi = \pm 30^\circ, \quad (5)$$

kde  $\varphi$  [°] je úhel svahu, na kterém traktor stojí, měřený v podélném směru.



Obr. 11: Značení úhlu  $\varphi$  při vyklápění ve svahu

Dále byl stanoven požadavek na umístění čepu lopaty co nejbliž k břitu, aby bylo možné vyklápět do co nejvyšší výšky.

Posledním požadavkem bylo použití některého z řady hydromotorů, které jsou v současné době ve firmě Šálek, s.r.o. používané na malotraktory a jejich příslušenství.

Tab. 3: Rozměry hydromotorů používaných ve firmě Šálek, s.r.o. [7]

$\varnothing D$ [mm]	$L_{PCHM}$ [mm]	$z$ [mm]	$\varnothing D$ [mm]	$L_{PCHM}$ [mm]	$z$ [mm]
40	440	260	50	505	340
	226,5	74		251	100
	251	100		332	150
	310	100	63	490	310
	351	100		182	118
	552	400		334	138
	634	500		709	529
50	465	290	708	537	

## 2.2 DOPRAVOVANÁ BŘEMENA A MATERIÁL

Požadovaná nosnost zařízení ze zadání je:

$$m_n = 650 \text{ kg}, \quad (6)$$

kde  $m_n$  [kg] je požadovaná nosnost zařízení.

Navrhovaná lopata bude sloužit k dopravě jak kusových břemen (náradí, palety, přepravky), tak pro manipulaci a dopravu lehčích rozpojených sypkých látek, jako jsou písek a dřevní štěpka. Parametry dopravovaných sypkých látek jsou následující:

Tab. 4: Parametry dopravovaného materiálu [5][8][9][10][11][12][19]

Materiál	Sypný úhel $\alpha_s$ [°]		Sypná hmotnost $\rho_s$ [kg/m <sup>3</sup> ]		Třída rozpojitelnosti horniny [-]	Měrný rypný odpor $k_{scr}$ [MPa]
	suchý	mokrý	suchý	mokrý		
Dřevní štěpka	45		112 ÷ 250	180 ÷ 340	1	0,015 ÷ 0,025
Písek	34	45	1442	1900	1	0,015 ÷ 0,025

Ze zadání také vyplývá požadavek dostatečného prostoru pro uložení 1 standardní europalety (rozměr 1200x800 mm [25]), tedy vnitřní půdorysné rozměry lopaty 1300x1100 mm.



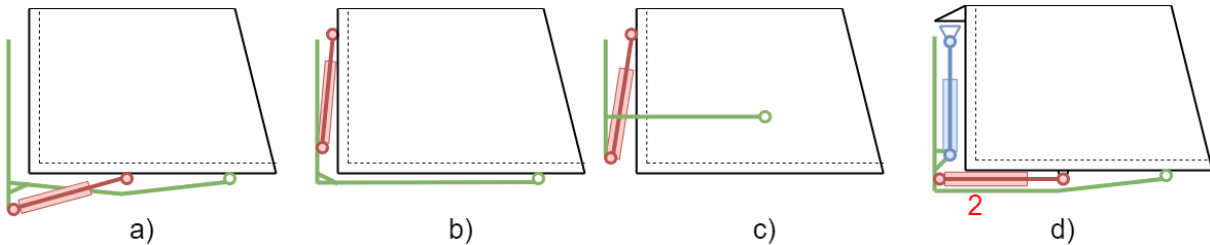
Obr. 12: Standardní europalety [25]

### 3 NÁVRH KINEMATIKY VÝKLOPNÉHO MECHANISMU

#### 3.1 NÁVRH USPOŘÁDÁNÍ MECHANISMU

##### 3.1.1 POSOUZENÍ MECHANISMŮ Z REŠERŠNÍ ČÁSTI

Rekapitulace variant mechanismu z rešeršní části je na následujícím obrázku:



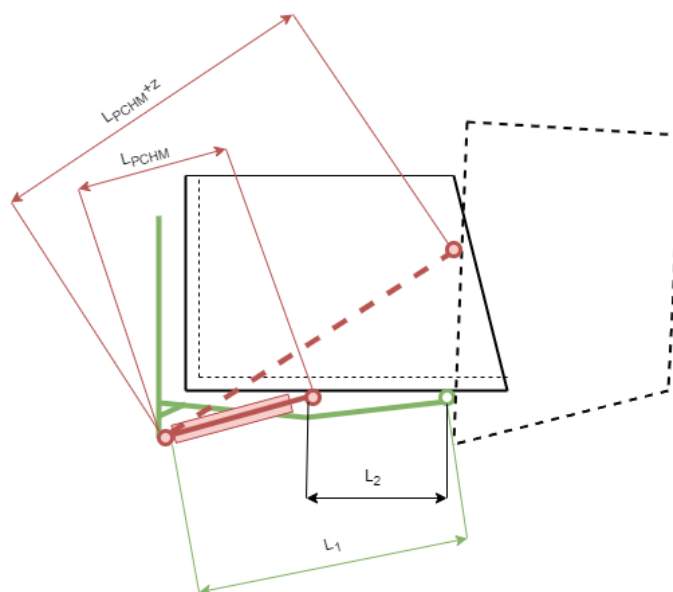
Obr. 13: Rekapitulace variant z rešeršní části

Vzhledem k požadavku co nejvyšší výšky, do které lze náklad vyklopit, byla varianta c) posouzena jako nevhodná. Varianta b) nedosahuje velkého úhlu vyklopení bez použití teleskopického hydromotoru, který ale není v současnosti ve firmě používán a nevýhodou je i vyšší cena hydromotoru. Z těchto důvodů byla varianta b) také posouzena jako nevhodná. Varianta d) vyžaduje využití nejméně 2 hydromotorů a více pohyblivých komponent, z toho důvodu byla ponechána pouze jako záložní varianta. Zvolena tedy byla varianta a).

##### 3.1.2 VÝPOČET ROZMĚRŮ MECHANISMU

###### POPIS KINEMATIKY MECHANISMU

V případě zvoleného uspořádání mechanismu je celý mechanismus určen dvěma rozměry (vzdálenosti čepů na lopatě a na základním rámu) a použitým hydromotorem (délka zasunutého hydromotoru a zdvih).



Obr. 14: Rozměry mechanismu

Úhel vyklopení lopaty pro zvolené uspořádání se určí pomocí kosinové věty z rovnice:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{L_1^2 + L_2^2 - (L_{PCHM} + z_{max})^2}{2 \cdot L_1 \cdot L_2}\right) - \arccos\left(\frac{L_1^2 + L_2^2 - L_{PCHM}^2}{2 \cdot L_1 \cdot L_2}\right), \quad (7)$$

kde  $L_1$  [mm] je vzdálenost čepů na základovém rámu,

$L_2$  [mm] je vzdálenost čepů na výklopné části lopaty,

$L_{PCHM}$  [mm] je vzdálenost čepů hydromotoru při plně zasunuté pístní tyči,

$z_{max}$  [mm] je zdvih hydromotoru.

### VOLBA HYDROMOTORU

Pro výpočet byly vybrány tři hydromotory s největším objemem, na kterém přímo závisí práce vykonaná hydromotorem. Objem prvního hydromotoru se určí ze vztahu:

$$V_{PCHM} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z_{max},$$

$$V_{PCHM} = \frac{\pi \cdot 63^2}{4} \cdot 537 = 1,68 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 1,68 \text{ l}, \quad (8)$$

kde  $V_{PCHM}$  [mm<sup>3</sup>] je objem hydromotoru,

$D$  [mm] je průměr pístu hydromotoru.

Objem dalších hydromotorů byl určen ze stejné rovnice. Vybrané hydromotory ukazuje tabulka:

Tab. 5: Vybrané hydromotory

Pořadí [-]	$\varnothing D$ [mm]	$L_{PCHM}$ [mm]	$z$ [mm]	$V_{PCHM}$ [l]
1	63	708	537	1,68
2	63	709	529	1,65
3	63	490	310	0,97

Pomocí programu MS Excel a vztahu (7) byly vytvořeny tabulky s výpočtem úhlu  $\alpha$  pro různé kombinace rozměrů  $L_1$  a  $L_2$ . Z těchto tabulek byly stanoveny kombinace rozměrů, které vyhovují z hlediska úhlu vyklopení. Tabulka s konkrétními rozměry pro zvolený hydromotor je z důvodu velkých rozměrů v příloze 1.

### VÝBĚR VHODNÝCH ROZMĚRŮ

Jako vhodné z hlediska úhlu vyklopení vyšlo využití hydromotoru číslo 1. Získané rozměry mechanismu jsou následující:

$$L_1 = 1100 \text{ mm}, \quad (9)$$

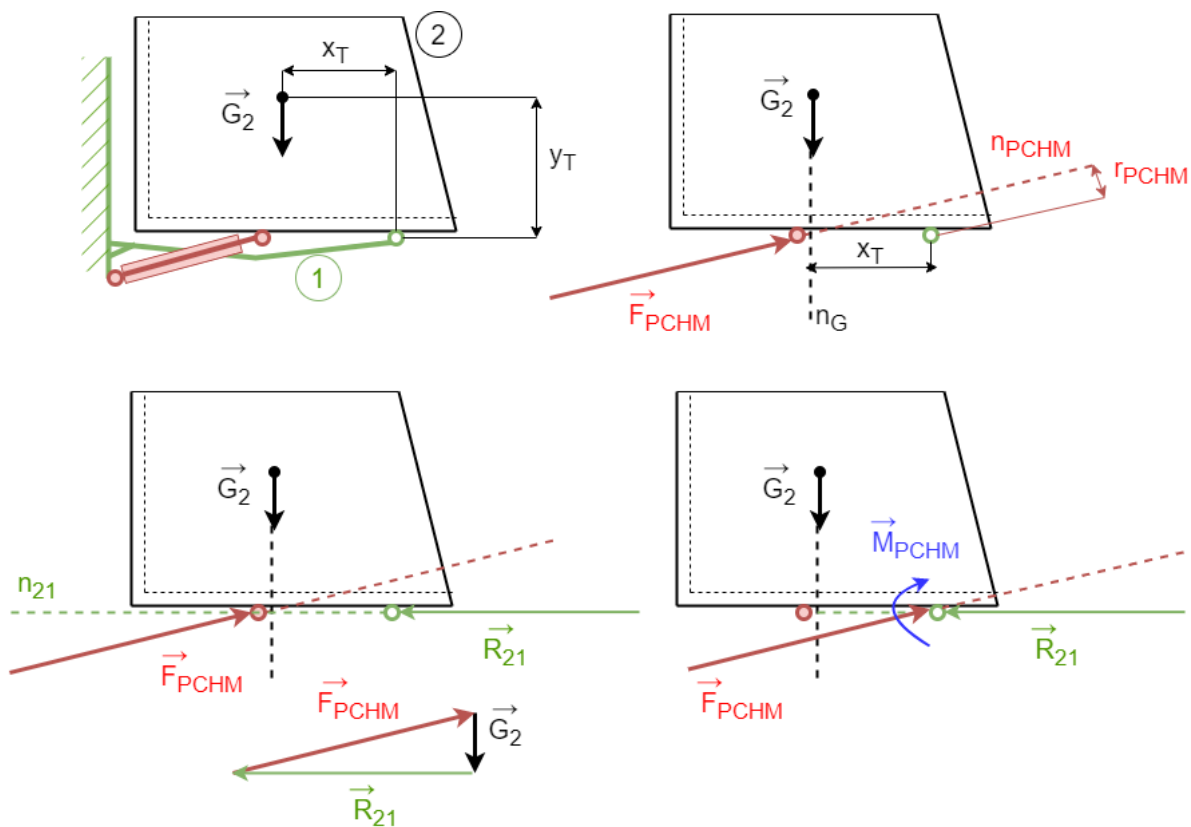
$$L_2 = 400 \text{ mm}. \quad (10)$$

Z rovnice (7) vychází pro tuto kombinaci rozměrů a zvolený hydromotor úhel vyklopení jako:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{1100^2 + 400^2 - (708 + 537)^2}{2 \cdot 1100 \cdot 400}\right) - \arccos\left(\frac{1100^2 + 400^2 - 708^2}{2 \cdot 1100 \cdot 400}\right) = 92,6^\circ. \quad (11)$$

### 3.1.3 SILOVÝ ROZBOR MECHANISMU

Pro tento mechanismus byl vytvořen silový rozbor dle následujícího obrázku:



Obr. 15: Silový rozbor mechanismu



**SÍLY**

Síla v hydromotoru se určí ze vzorce:

$$F_{PCHM} = \left( \frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot p_{nom} = \frac{\pi \cdot 63^2}{4} \cdot 12 = 37407 \text{ N}, \quad (12)$$

kde  $F_{PCHM}$  [N] je síla, kterou poskytuje hydromotor při tlaku  $p_{nom}$ ,

$p_{nom}$  [MPa] je pracovní tlak hydrauliky malotraktoru,  $p_{nom} = 12 \text{ MPa}$ .

Tíha výklopné části lopaty s břemenem se určí ze vztahu:

$$G_2 = (m_n + m_l) \cdot g = m_v \cdot g, \quad (13)$$

kde  $G_2$  [N] je tíha výklopné části lopaty s břemenem,

$g$  [ $\text{m/s}^2$ ] je tíhové zrychlení,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ,

$m_l$  [kg] je hmotnost výklopné části lopaty,

$m_v$  [kg] je hmotnost výklopné části lopaty s břemenem.

**RAMENA SIL**

Pro rameno, na kterém působí síla  $F_{PCHM}$  vůči čepu lopaty, platí vztah:

$$r_{PCHM} = L_1 \cdot \sin \left( \arccos \left( \frac{L_1^2 - L_2^2 + (L_{PCHM} + z)^2}{2 \cdot L_1 \cdot (L_{PCHM} + z)} \right) \right) \cdot 10^{-3}, \quad (14)$$

kde  $r_{PCHM}$  [m] je rameno, na kterém působí síla  $F_{PCHM}$  vůči čepu lopaty.

Pro rameno, na kterém působí tíha  $G_2$  vůči čepu lopaty na počátku zdvihu, platí vztah:

$$r_{G2} = \sqrt{x_T^2 + y_T^2} \cdot \cos \left( \arctan \left( \frac{y_T}{-x_T} \right) - \varphi \right), \quad (15)$$

kde  $r_{G2}$  [mm] je rameno, na kterém působí tíha  $G_2$  vůči čepu lopaty na počátku zdvihu,

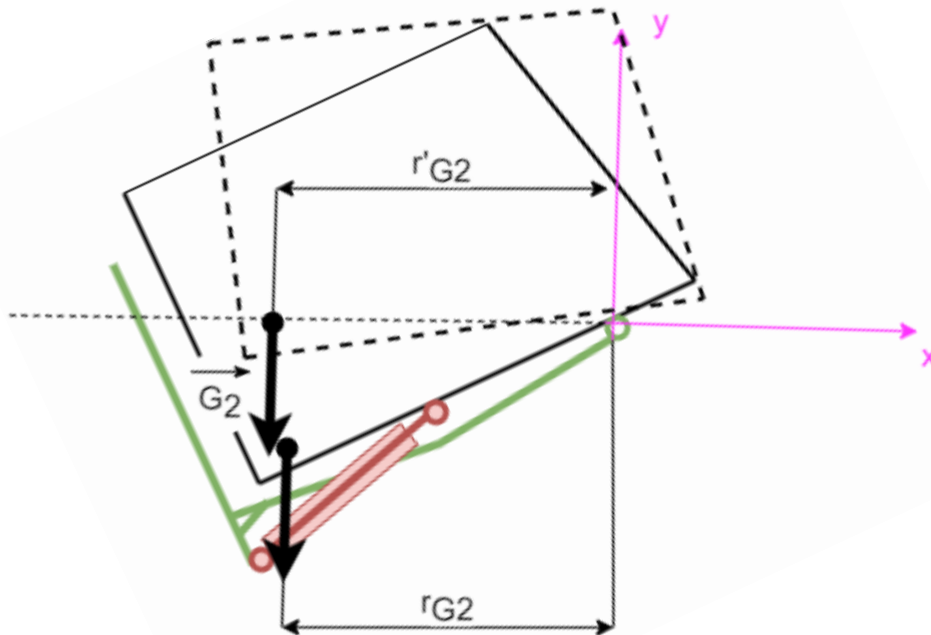
$x_T$  [mm] je souřadnice těžiště výklopné části lopaty s břemenem ve směru  $x$ ,

$y_T$  [mm] je souřadnice těžiště výklopné části lopaty s břemenem ve směru  $y$ .

Pokud při vyklápění ve svahu leží těžiště pod vodorovnou rovinou procházející čepem lopaty, zvětší se v průběhu zdvihu rameno  $r_{G_2}$ :

$$r'_{G_2} = \sqrt{x_T^2 + y_T^2}, \quad (16)$$

kde  $r'_{G_2}$  [mm] je největší rameno, na kterém působí tíha  $G_2$  vůči čepu lopaty.



Obr. 16: Změna ramene  $r_{G_2}$  v průběhu zdvihu

Zdvih hydromotoru odpovídající největšímu ramenu  $r'_{G_2}$  bude:

$$z'_{G_2} = -L_{PCHM} + \sqrt{L_1^2 + L_2^2 - 2 \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot \cos\left(\alpha_0 + \left(\varphi - \arctan\left(\frac{y_T}{-x_T}\right)\right)\right)}, \quad (17)$$

kde  $z'_{G_2}$  [mm] je zdvih hydromotoru při maximálním rameni  $r'_{G_2}$ ,

$\alpha_0$  [°] je úhel mezi rameny  $L_1$  a  $L_2$  v přepravní poloze,  $\alpha_0 = 9,2^\circ$ , viz. rovnice (25).

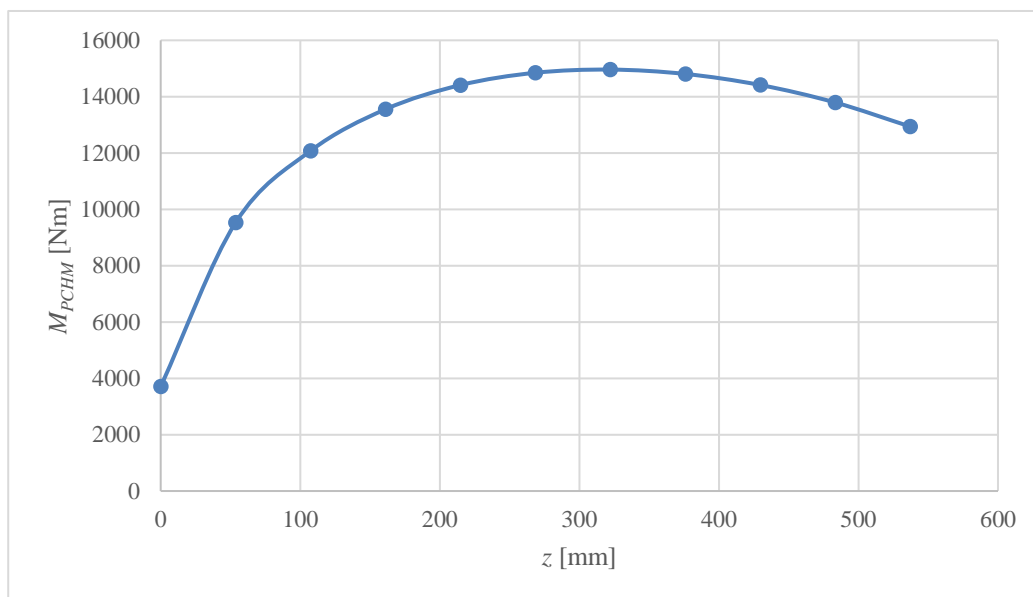
## MOMENT

Moment, který vyvíjí hydromotor vůči ose rotace výklopné části lopaty, se pak určí ze vztahu:

$$M_{PCHM} = F_{PCHM} \cdot r_{PCHM}, \quad (18)$$

kde  $M_{PCHM}$  [Nm] je výklopný moment vůči ose rotace (čepu) výklopné části lopaty.

Získaná křivka závislosti výklopného momentu  $M_{PCHM}$  na zdvihu hydromotoru (při jmenovitém tlaku  $p_{nom}$ ) je na následujícím grafu:



Graf 1: Průběh výklopného momentu v závislosti na zdvihu hydromotoru

Z této křivky vychází nejmenší výklopný moment na počátku zdvihu, a to:

$$M_{PCHM} = 3708 \text{ Nm}. \quad (19)$$

Využití jen jednoho hydromotoru se ukázalo jako nedostatečné, a proto byly použity 2 stejné hydromotory při zachování všech rozměrů:

$$M_{PCHM} = 7416 \text{ Nm}. \quad (20)$$

## NOSNOST

Na počátku zdvihu (pokud traktor stojí na rovině) je moment potřebný k vyklopení největší (největší rameno, na kterém tíha nákladu a lopaty působí). Z toho vyplývá vztah pro výpočet maximální hmotnosti výklopné části lopaty s nákladem:

$$m_v = \frac{M_{PCHM}}{g \cdot x_T} \cdot 1000. \quad (21)$$

Pokud traktor stojí ve svahu, bude vztah tvaru:

$$m_v = \frac{M_{PCHM}}{g \cdot r_{G2}} \cdot 1000. \quad (22)$$

Podle výše uvedených vztahů (21) a (22) byly vytvořeny tabulky závislosti maximální hmotnosti  $m_v$  na poloze těžiště výklopné části lopaty s nákladem ( $x_T$  a  $y_T$ ) pro vyklápění na rovině a ve svahu. Nejhorší variantou je vyklápění nákladu proti svahu. Na počátku zdvihu bude tabulka vypadat následovně:

Tab. 6: Maximální hmotnost  $m_v$  v závislosti na poloze těžiště na počátku zdvihu

Poloha těžiště nákladu	$x_T$ [mm]	-100	-200	-300	-400	-500	-600	-700	-800	-900
$y_T$ [mm]	$m_v$ [kg]									
100		5534	3387	2440	1907	1565	1327	1152	1018	911
200		4051	2767	2101	1693	1418	1220	1070	954	860
300		3195	2339	1845	1523	1297	1129	1000	897	813
400		2638	2026	1644	1384	1194	1051	938	847	772
500		2246	1786	1483	1268	1107	982	883	802	734
600		1955	1598	1350	1169	1031	922	834	761	700
700		1731	1445	1240	1086	965	869	791	725	669

Dosazením vztahů (14),(16) a (17) do vztahu (22) byla získána následující tabulka závislosti  $m_v$  na  $x_T$  a  $y_T$  pro případ, kdy dojde v průběhu zdvihu ke zvětšení ramene  $r_{G2}$ :

Tab. 7: Maximální hmotnost  $m_v$  v závislosti na poloze těžiště

Poloha těžiště nákladu	$x_T$ [mm]	-100	-200	-300	-400	-500	-600	-700	-800	-900
$y_T$ [mm]	$m_v$ [kg]									
100		-	4591	5086	4570	4000	3515	3120	2797	2532
200		-	-	-	2295	2559	2543	2429	2285	2138
300		-	-	-	-	-	1530	1678	1715	1695
400		-	-	-	-	-	-	-	1148	1241
500		-	-	-	-	-	-	-	-	809
600		-	-	-	-	-	-	-	-	-
700		-	-	-	-	-	-	-	-	-

V tabulce je červeně vyznačena předpokládaná oblast polohy těžiště břemene s výklopnou částí lopaty  $m_v$ .

Z tabulky 6 lze vidět, že pro zvolený mechanismus vychází hmotnost výklopné části lopaty a nákladu jako:

$$m_v = \frac{7416}{9,81 \cdot (\sqrt{600^2 + 500^2})} \cdot 1000 = 1297 \text{ kg}. \quad (23)$$

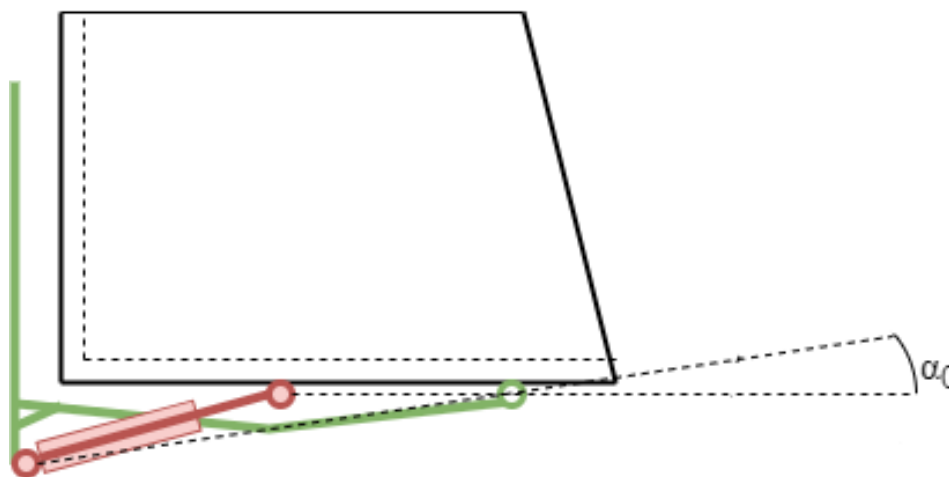
Z toho pak vychází hmotnost výklopné části lopaty maximálně:

$$m_l = m_v - m_n = 1297 - 650 = 647 \text{ kg}. \quad (24)$$

### 3.1.4 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Z výsledků vyplývá, že zvolené řešení vyhovuje a poskytuje velkou rezervu v hmotnosti výklopné části lopaty a nosnosti  $m_n + m_l$ . Nicméně je nutné využít dva hydromotory a průběh křivky závislosti výklopného momentu  $M_{PCHM}$  na zdvihu  $z$  také není optimální. Další nevýhodou je relativně velký úhel odklonu dna lopaty při nabírání s břitem na podložce:

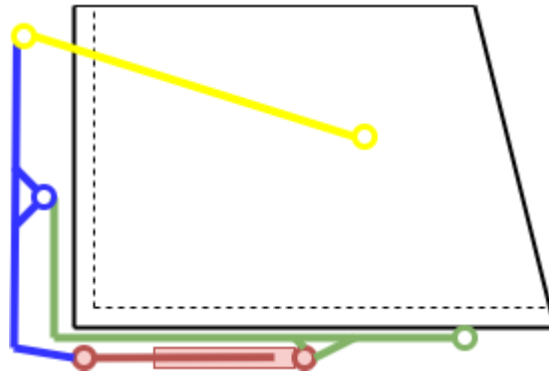
$$\alpha_0 = \arccos\left(\frac{L_1^2 + L_2^2 - L_{PCHM}^2}{2 \cdot L_1 \cdot L_2}\right) = \arccos\left(\frac{1100^2 + 400^2 - 708^2}{2 \cdot 1100 \cdot 400}\right) = 9,2^\circ. \quad (25)$$



Obr. 17: Úhel  $\alpha_0$

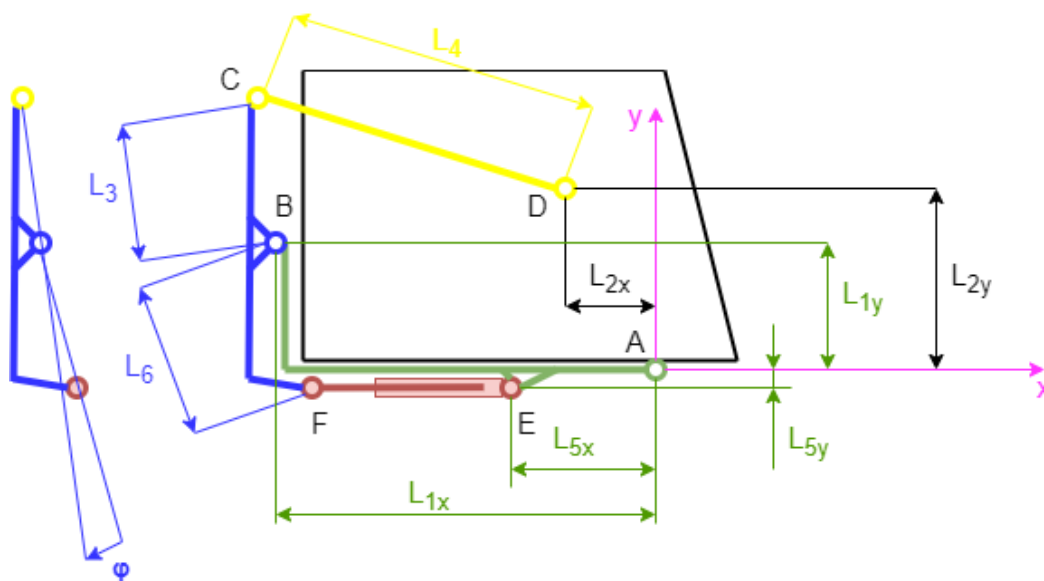
### 3.2 VLASTNÍ NÁVRH USPOŘÁDÁNÍ MECHANISMU

Vzhledem ke všem nevýhodám získaného řešení popsaným výše bylo přistoupeno k návrhu složitějšího výklopného mechanismu. Navržený mechanismus je na následujícím obrázku:



Obr. 18: Navržené uspořádání mechanismu

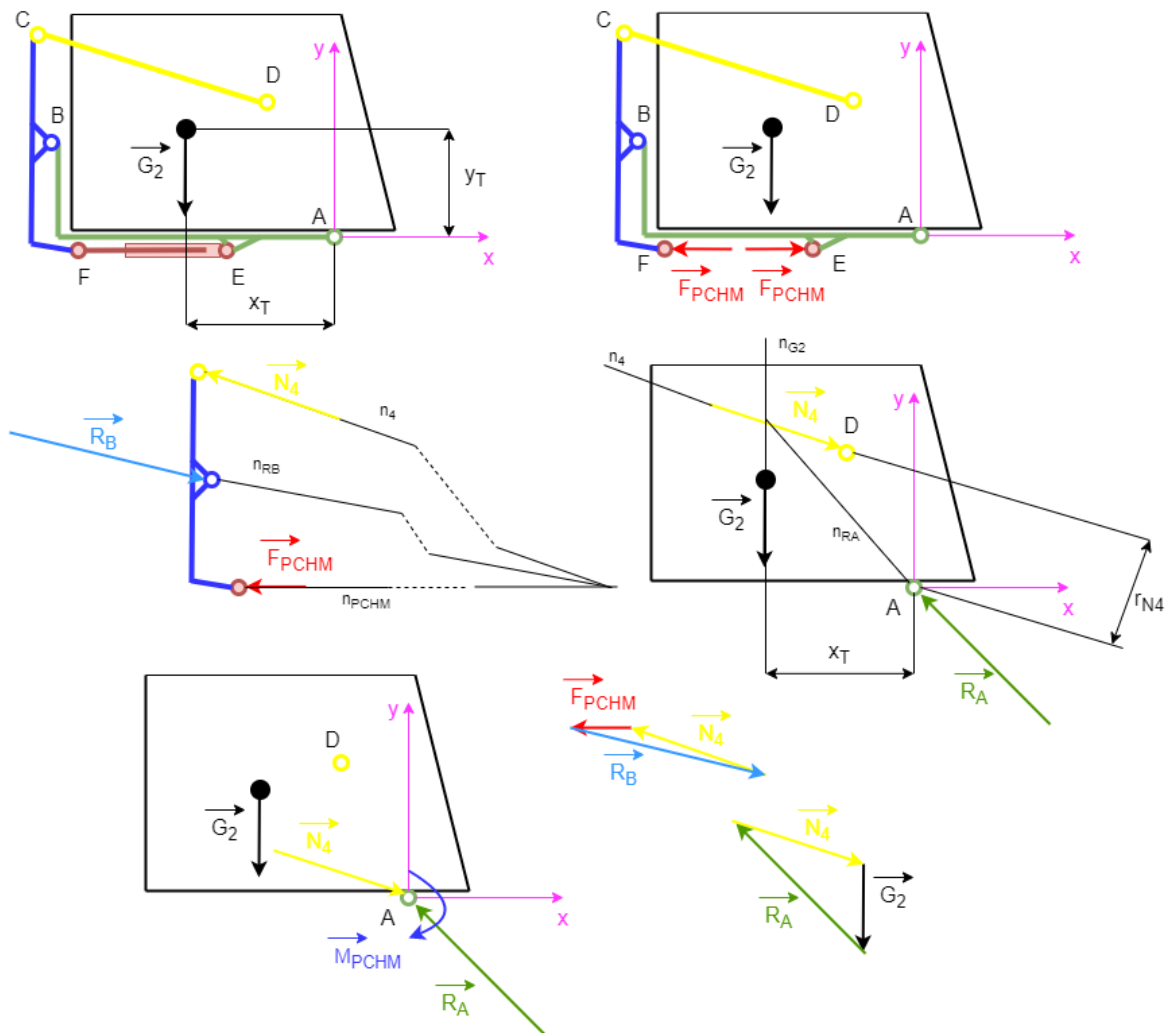
Dále bude používáno značení rozměrů mechanismu podle následujícího obrázku (značení rozměrů hydromotoru zůstává stejné):



Obr. 19: Značení rozměrů mechanismu

### 3.2.1 SILOVÝ ROZBOR MECHANISMU

Silový rozbor navrhovaného mechanismu je na následujícím obrázku:



Obr. 20: Silový rozbor mechanismu

### 3.2.2 NÁVRH A OPTIMALIZACE ROZMĚRŮ MECHANISMU POMOCÍ PROGRAMU MATLAB

Z obrázku vyplývá větší množství nezávislých rozměrů mechanismu, proto není možné využít stejnou metodu návrhu rozměrů jako v případě jednoduššího mechanismu. Pro výpočet rozměrů a výklopného momentu na počátku zdvihu byl proto využit vlastní skript v programu **MatLab**. Požadavkem bylo dosažení co největšího momentu  $M_{PCHM}$  při současném splnění všech ostatních požadavků.

## VOLBA HYDROMOTORU

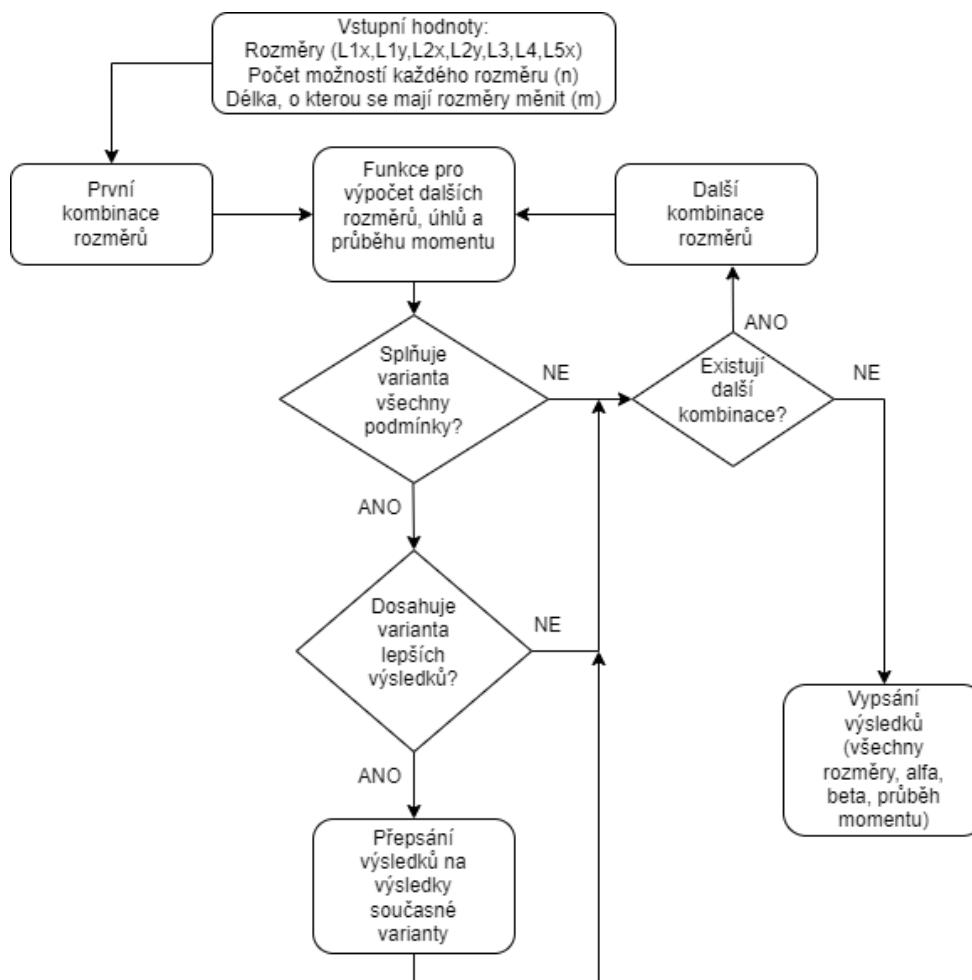
První dva z vybraných hydromotorů se ukázaly jako příliš dlouhé pro navrhovaný mechanismus, a proto byl z výběru zvolen třetí hydromotor:

Tab. 8: Rozměry zvoleného hydromotoru

$\varnothing D$ [mm]	$L_{PCHM}$ [mm]	$z$ [mm]	$\varnothing d$ [mm]
63	490	310	32

## VÝPOČTOVÝ SKRIPT V PROGRAMU MATLAB

Struktura skriptu je následující:



Obr. 21: Struktura skriptu v programu MatLab

Z obrázku je patrné, že vstupem jsou počáteční hodnoty některých rozměrů mechanismu. Dále je vstupem krok, o který se budou rozměry při výpočtu měnit, a počet kroků, které se budou u každého rozměru realizovat (polovina kroků na každou stranu od počátečních rozměrů).



Program vypočítá všechny kombinace rozměrů a z těchto kombinací vybere a vypíše variantu s největším momentem  $M_{PCHM}$  na počátku zdvihu, a to při dodržení podmínek kladených na mechanismus.

Kompletní použitý skript (i s komentářem) je z důvodu velkého rozsahu uveden v příloze 2.

### POUŽITÉ PODMÍNKY

```
%podminky
if imag([mz alfa beta l6 fi zi zk fi3])==0 %sestavitelnost mechanismu
if l2x<=-50 %rozmerove omezeni
if alfa>90 %pozadavek na uhel vyklopeni
if l1x<-750 %omezeni vzdalenosti britu od cepu lopaty
if fi>0 %omezeni uhlu mezi rameny paky
if abs(fi3)<10 %zamezeni velkemu odklonu horniho ramene paky od svislice
if l1y+l3<400 %kompaktni rozmery - vyska
if beta24>10 %zamezeni pohybu do mrtve polohy
```

Obr. 22: Podmínky použité ve skriptu

### 3.2.3 ROVNICE POUŽITÉ PRO VÝPOČET

#### ÚHEL VYKLOPENÍ $\alpha$

Ve skriptu byla k výpočtu dalších rozměrů, úhlu vyklopení a průběhu momentu definována vlastní funkce. Tato funkce využívá pro výpočet úhlu vyklopení  $\alpha$  následující vztahy:

$$\alpha = -\alpha_2 + \beta_2, \quad (26)$$

kde  $\alpha_2$  [°] je úhel mezi rovinou XZ (dno lopaty v přepravní poloze) a spojnicí čepů A-D v přepravní poloze,

$\beta_2$  [°] je úhel mezi rovinou XZ a spojnicí čepů A-D ve vyklopené poloze.

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{-L_{2x}}{\sqrt{L_{2x}^2 + L_{2y}^2}}\right), \quad (27)$$

kde  $L_{2x}$  [mm] je souřadnice polohy čepu D ve směru osy  $x$ ,

$L_{2y}$  [mm] je souřadnice polohy čepu D ve směru osy  $y$ .

$$\beta_2 = \alpha_1 + \beta_{16} + \beta_{26}, \quad (28)$$

kde  $\alpha_1$  [°] je úhel mezi rovinou XZ a spojnici čepů A-B v přepravní poloze,

$\beta_{16}$  [°] je úhel mezi spojnici čepů A-B a spojnici čepů A-C ve vyklopené poloze,

$\beta_{26}$  [°] je úhel mezi spojnici čepů A-D a spojnici čepů A-C ve vyklopené poloze.

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{-L_{1x}}{\sqrt{L_{1x}^2 + L_{1y}^2}}\right), \quad (29)$$

kde  $L_{1x}$  [mm] je souřadnice polohy čepu B ve směru osy  $x$ ,

$L_{1y}$  [mm] je souřadnice polohy čepu B ve směru osy  $y$ .

$$\beta_{16} = \arccos\left(\frac{(L_{1x}^2 + L_{1y}^2) + l_6^2 - L_3^2}{2 \cdot (L_{1x}^2 + L_{1y}^2) \cdot l_6}\right), \quad (30)$$

kde  $l_6$  [mm] je vzdálenost čepů A a C ve vyklopené poloze,

$L_3$  [mm] je délka ramene páky na straně lopaty.

$$\beta_{26} = \arccos\left(\frac{(L_{2x}^2 + L_{2y}^2)^2 + l_6^2 - L_4^2}{2 \cdot (L_{2x}^2 + L_{2y}^2) \cdot l_6}\right), \quad (31)$$

kde  $L_4$  [mm] je délka táhla.

$$l_6 = \sqrt{-\cos(\beta_{13}) \cdot 2 \cdot \sqrt{L_{1x}^2 + L_{1y}^2} \cdot L_3 + (L_{1x}^2 + L_{1y}^2) + L_3^2}, \quad (32)$$

kde  $\beta_{13}$  [°] je úhel mezi spojnici čepů A-B a ramenem páky  $L_3$  ve vyklopené poloze.

$$\beta_{13} = \beta_3 - \alpha_1, \quad (33)$$

kde  $\beta_3$  [°] je úhel mezi rovinou XZ a ramenem páky  $L_3$  ve vyklopené poloze.

$$\beta_3 = \alpha_3 + \beta, \quad (34)$$

kde  $\alpha_3$  [°] je úhel mezi rovinou XZ a ramenem páky  $L_3$  v přepravní poloze,

$\beta$  [°] je úhel pohybu páky mezi přepravní a vyklopenou polohou.

$$\alpha_3 = 180^\circ - (\alpha_{15} + \alpha_{35} - \alpha_1), \quad (35)$$

kde  $\alpha_{15}$  [°] je úhel mezi spojnicí čepů A-B a spojnicí čepů B-D v přepravní poloze,

$\alpha_{35}$  [°] je úhel mezi spojnicí čepů B-D a ramenem páky  $L_3$  v přepravní poloze.

$$\beta = \psi_K - \psi_Z, \quad (36)$$

kde  $\psi_K$  [°] je úhel mezi spojnicí čepů B-E a ramenem páky  $L_6$  ve vyklopené poloze,

$\psi_Z$  [°] je úhel mezi spojnicí čepů B-E a ramenem páky  $L_6$  v přepravní poloze.

$$\alpha_{35} = \arccos\left(\frac{L_3^2 + l_5^2 - L_4^2}{2 \cdot L_3 \cdot l_5}\right), \quad (37)$$

kde  $l_5$  [mm] je vzdálenost čepů B a D ve vyklopené poloze.

$$\alpha_{15} = \arccos\left(\frac{(L_{1x}^2 + L_{1y}^2) + l_5^2 - (L_{2x}^2 + L_{2y}^2)}{2 \cdot \sqrt{L_{1x}^2 + L_{1y}^2} \cdot l_5}\right). \quad (38)$$

$$\psi_Z = \arccos\left(\frac{L_{15}^2 + L_6^2 - L_{PCHM}^2}{2 \cdot L_{15} \cdot L_6}\right), \quad (39)$$

kde  $L_{15}$  [mm] je vzdálenost čepů B a E,

$L_6$  [mm] je délka ramene páky na straně hydromotoru.

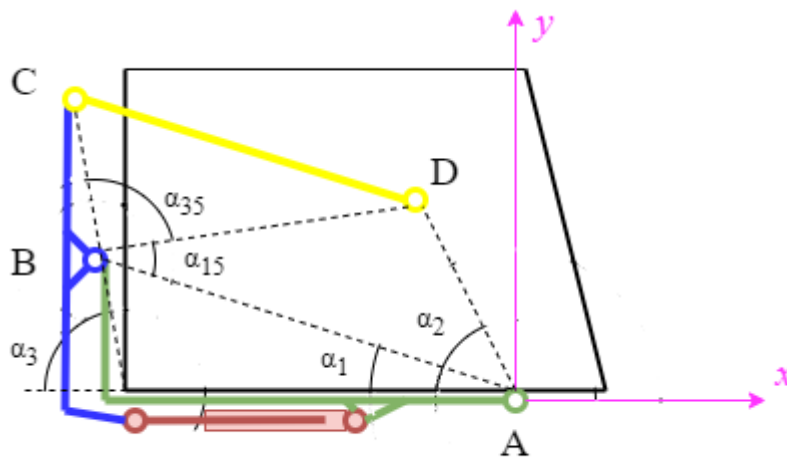
$$\psi_K = \arccos\left(\frac{L_{15}^2 + L_6^2 - (L_{PCHM} + z)^2}{2 \cdot L_{15} \cdot L_6}\right). \quad (40)$$

$$l_5 = \sqrt{(L_{1x} - L_{2x})^2 + (L_{1y} - L_{2y})^2}. \quad (41)$$

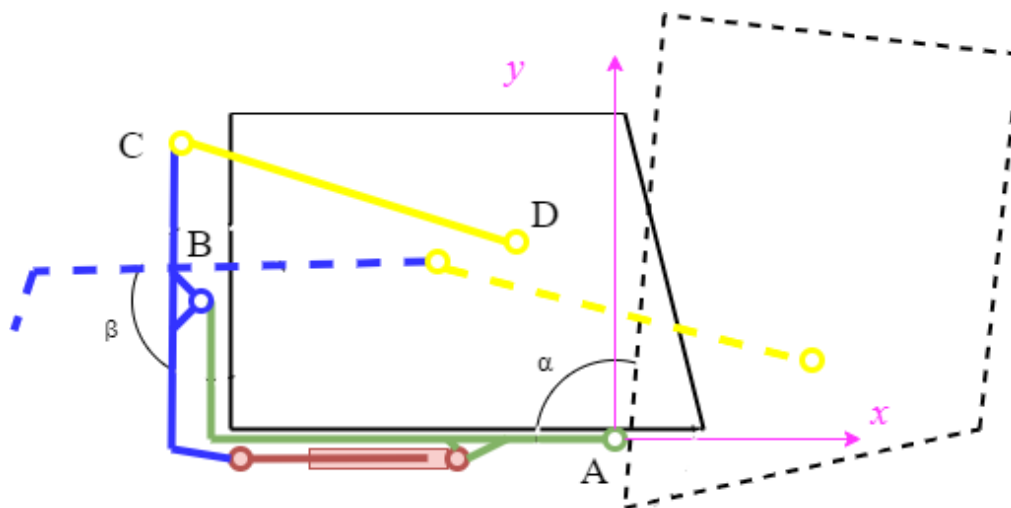
$$L_{15} = \sqrt{(L_{1x} - L_{5x})^2 + (L_{1y} - L_{5y})^2}, \quad (42)$$

kde  $L_{5x}$  [mm] je souřadnice polohy čepu E ve směru osy  $x$ ,

$L_{5y}$  [mm] je souřadnice polohy čepu E ve směru osy  $y$ .



Obr. 24: Úhly  $\alpha_i$



Obr. 23: Úhly  $\alpha$  a  $\beta$

**VÝKLOPNÝ MOMENT**

Výklopný moment  $M_{PCHM}$  v různých polohách mechanismu  $i$  byl získán pomocí následujících rovnic:

$$M_{PCHM} = N_{4i} \cdot L_2 \cdot \sin(\delta_{24i}) \cdot 10^{-3}, \quad (43)$$

kde  $\delta_{24i}$  [°] je úhel mezi táhlem a spojnicí bodů A-D v  $i$ -té poloze mechanismu,

$N_{4i}$  [N] je síla v táhle v  $i$ -té poloze mechanismu.

$$N_{4i} = \frac{M_{Ki}}{L_3 \cdot \sin(\delta_{34i})} \cdot 1000, \quad (44)$$

kde  $\delta_{34i}$  [°] je úhel mezi táhlem a ramenem páky  $L_3$  v  $i$ -té poloze mechanismu,

$M_{Ki}$  [Nm] je moment přenášený pákou v  $i$ -té poloze mechanismu.

$$M_{Ki} = F_{PCHM} \cdot L_6 \cdot \sin\left(\arccos\left(\frac{L_6^2 + (L_{PCHM} + z_i)^2 - L_{15}^2}{2 \cdot L_6 \cdot (L_{PCHM} + z_i)}\right)\right) \cdot 10^{-3}, \quad (45)$$

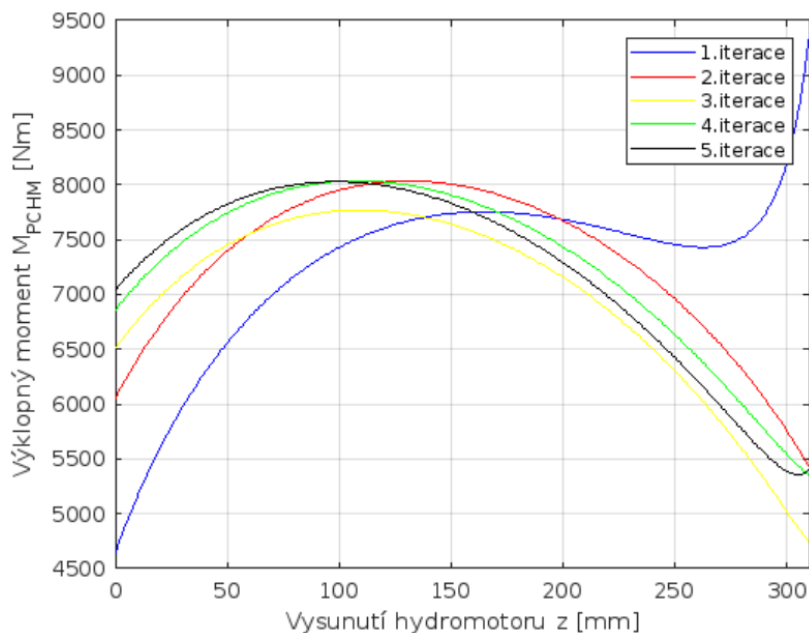
kde  $z_i$  [mm] je vysunutí hydromotoru v  $i$ -té poloze mechanismu.

### 3.2.4 VLASTNÍ VÝPOČET V PROGRAMU MATLAB

Průběh celého skriptu je v podstatě jedna výpočtová iterace. Vložení výsledku předchozího kroku jako počáteční hodnoty následujícího kroku bylo iterováno, dokud nebylo dosaženo optimálních rozměrů mechanismu. Postup iterací ukazuje následující graf a tabulka:

Tab. 9: Výsledné rozměry pro jednotlivé iterace

pořadí iterace	L1x [mm]	L1y [mm]	L2x [mm]	L2y [mm]	L3 [mm]	L4 [mm]	L5x [mm]	poznámka
0	-800	100	-50	150	250	750	-110	výchozí rozměry
1	-760	140	-50	190	210	750	-110	-
2	-760	180	-50	190	210	770	-130	-
3	-760	200	-50	170	190	770	-170	-
4	-780	220	-50	150	170	790	-210	-
5	-780	240	-50	130	150	790	-250	výsledek



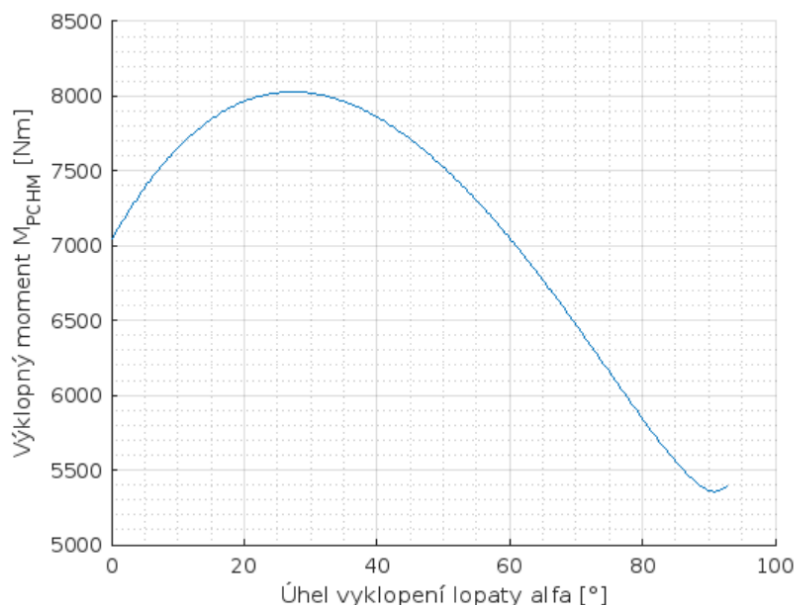
Graf 2: Průběhy závislosti výklopného momentu na vysunutí hydromotoru pro jednotlivé iterace

Všechny získané výsledné rozměry jsou v následující tabulce:

Tab. 10: Navržené rozměry celého mechanismu

L1x [mm]	L1y [mm]	L2x [mm]	L2y [mm]	L3 [mm]	L4 [mm]	L5x [mm]	L5y [mm]	L6 [mm]	$\varphi$ [°]
-780	240	-50	130	150	790	-250	0	243	3

Průběh závislosti výklopného momentu  $M_{PCHM}$  na úhlu vyklopení lopaty  $\alpha$  pro navržené rozměry pak ukazuje následující graf:



Graf 3: Závislost výklopného momentu na úhlu vyklopení lopaty

### 3.2.5 NOSNOST NAVRŽENÉHO MECHANISMU

Z výše uvedených grafů vyplývá velikost výklopného momentu na počátku zdvihu jako:

$$M_{PCHM} = 7045 \text{ Nm.} \quad (46)$$

Nosnost mechanismu byla stanovena stejně jako u jednodušší koncepce. Tabulka s výsledky pro vyklápění proti svahu podle vztahu (22) vypadá následovně:

Tab. 11: Závislost  $m_v$  na poloze těžiště na počátku zdvihu

Poloha těžiště nákladu	$x_T$ [mm]	-100	-200	-300	-400	-500	-600	-700	-800	-900
$y_T$ [mm]	$m_v$ [kg]									
100		5257	3217	2318	1812	1487	1261	1094	967	866
200		3849	2629	1996	1609	1347	1159	1017	906	817
300		3035	2222	1752	1447	1232	1072	950	852	773
400		2506	1924	1562	1314	1134	998	891	804	733
500		2134	1697	1409	1204	1051	933	839	762	698
600		1858	1518	1283	1111	980	876	792	723	665
700		1645	1373	1178	1031	917	826	751	689	636

Z tabulky je patrné, že hmotnost břemene s výklopnou částí lopaty je maximálně:

$$m_v = 1232 \text{ kg.} \quad (47)$$

Z toho vyplývá hmotnost výklopné části lopaty jako maximálně:

$$m_l = m_v - m_n = 1232 - 650 = 582 \text{ kg.} \quad (48)$$

### 3.2.6 VOLBA VHODNĚJŠÍHO HYDROMOTORU

Nosnost navrženého mechanismu se ukázala jako příliš vysoká, z čehož vyplývají vyšší nároky na dimenzování konstrukce (zejména rámu), a dále možnost nežádoucího přetěžování malotraktoru nesoucího lopatu. Z toho důvodu byl zvolen hydromotor menšího průměru, s podobnou délkou a zdvihem:

Tab. 12: Rozměry nově zvoleného hydromotoru

$\varnothing D$ [mm]	$L_{PCHM}$ [mm]	$z$ [mm]	$\varnothing d$ [mm]
50	505	340	25

Pro nově zvolený hydromotor byl proveden obdobný výpočet jako v případě původně zvoleného hydromotoru. Výsledky jsou následující:

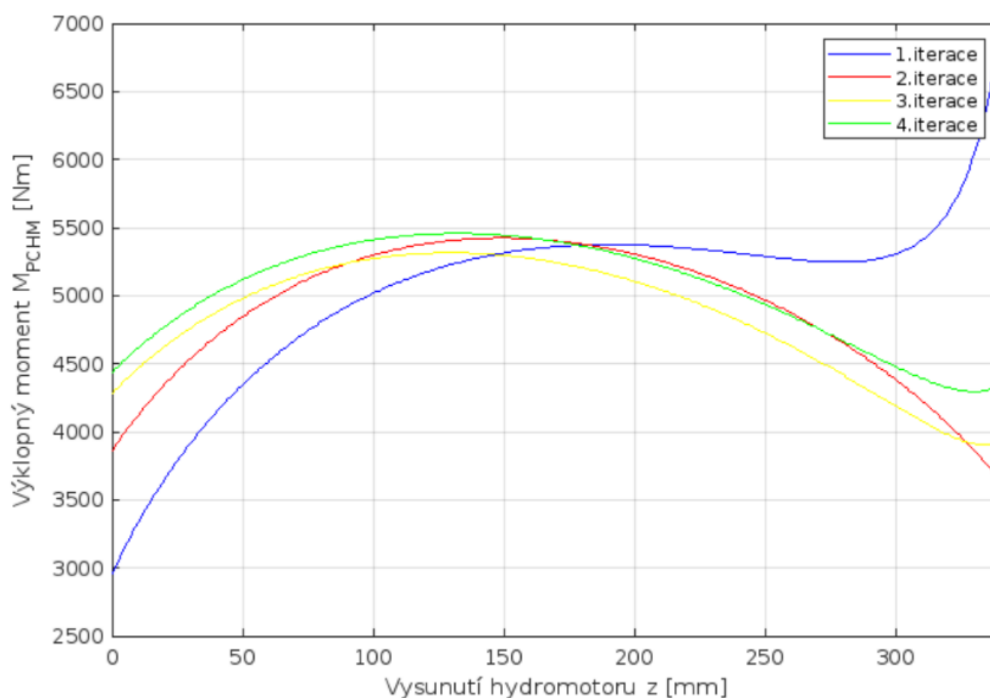
Tab. 13: Výsledné rozměry pro jednotlivé iterace

pořadí iterace	L1x [mm]	L1y [mm]	L2x [mm]	L2y [mm]	L3 [mm]	L4 [mm]	L5x [mm]	poznámka
0	-800	100	-50	150	250	750	-110	výchozí rozměry
1	-760	140	-50	190	210	750	-70	-
2	-780	180	-50	190	210	790	-110	-
3	-760	220	-50	150	170	770	-150	-
4	-780	240	-50	130	150	790	-190	výsledek

Tab. 14: Výsledné rozměry mechanismu

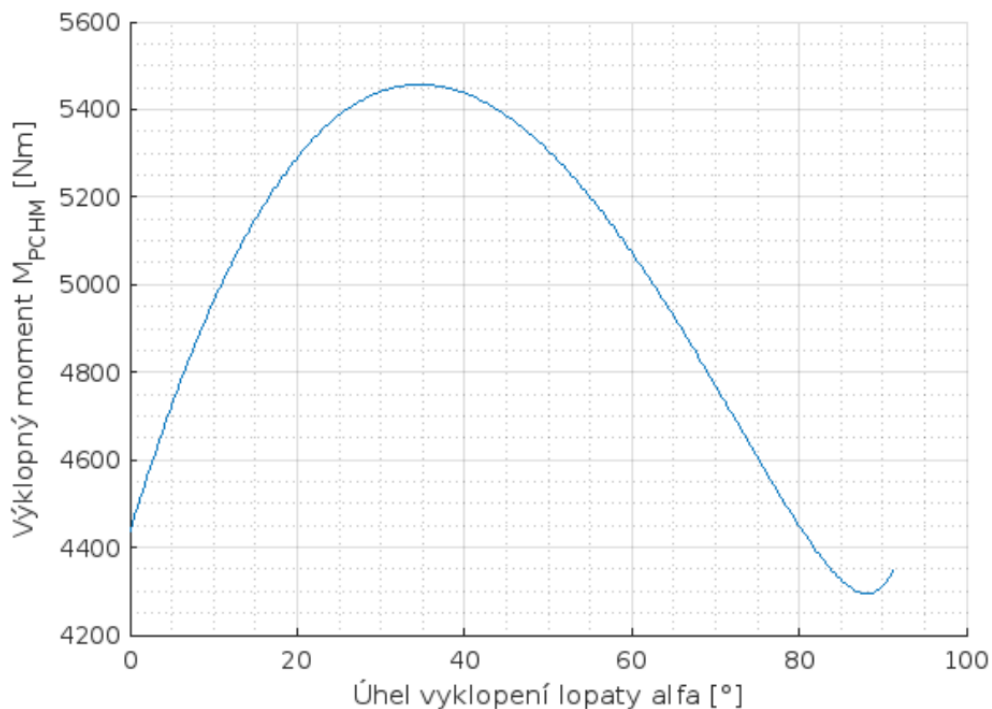
L1x [mm]	L1y [mm]	L2x [mm]	L2y [mm]	L3 [mm]	L4 [mm]	L5x [mm]	L5y [mm]	L6 [mm]	$\varphi$ [°]
-780	240	-50	130	150	790	-190	0	254	13





Graf 4: Průběh výklopného momentu v závislosti na zdvihu pro jednotlivé iterace

Při dalším iterování se průběh křivky výklopného momentu měnil jen nepatrně, za cenu prodloužení táhla, které je nebezpečné z hlediska vzpěrné stability. Proto byl ponechán výsledek čtvrté iterace. Průběh závislosti výklopného momentu  $M_{PCHM}$  na úhlu vyklopení lopaty  $\alpha$  pro výsledné rozměry pak ukazuje následující graf:



Graf 5: Závislost výklopného momentu na úhlu vyklopení lopaty

### 3.2.7 NOSNOST UPRAVENÉHO MECHANISMU

Z výše uvedených grafů vyplývá velikost výklopného momentu na počátku zdvihu jako:

$$M_{PCHM} = 4430 Nm. \quad (49)$$

Nosnost mechanismu byla stanovena stejně jako u jednodušší koncepce. Tabulka s výsledky pro vyklápění proti svahu (představující nejhorší variantu), podle vztahu (22), vypadá následovně:

Tab. 15: Závislost  $m_v$  na poloze těžiště na počátku zdvihu

Poloha těžiště nákladu	$x_T$ [mm]	-100	-200	-300	-400	-500	-600	-700	-800	-900
$y_T$ [mm]	$m_v$ [kg]									
100		3306	2023	1458	1139	935	793	688	608	544
200		2420	1653	1255	1012	847	729	639	570	513
300		1909	1397	1102	910	775	674	597	536	486
400		1576	1210	982	826	713	628	560	506	461
500		1342	1067	886	757	661	587	527	479	439
600		1168	954	807	699	616	551	498	455	418
700		1034	863	741	648	577	519	472	433	400

Z tabulky je patrné, že hmotnost břemene s výklopnou částí lopaty je maximálně:

$$m_v = 775 kg. \quad (50)$$

Z toho vyplývá hmotnost výklopné části lopaty jako maximálně:

$$m_l = m_v - m_n = 775 - 650 = 125 kg. \quad (51)$$

### ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

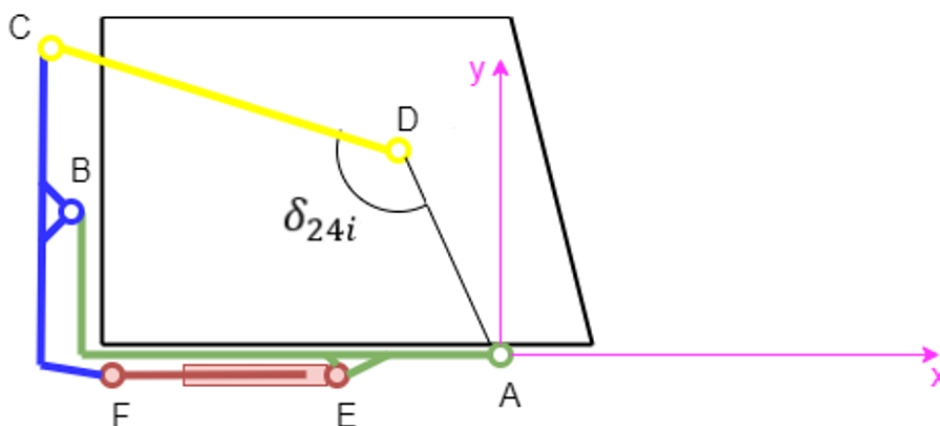
Navržený mechanismus by měl požadovanou nosnost splnit s dostatečnou rezervou. Výhodou zvoleného řešení je využití pouze jednoho hydromotoru, což představuje zásadní snížení ceny zařízení. Další výhodou je úspora místa mezi dnem lopaty a podložkou, představující výhodu při nabírání do lopaty.

### 3.2.8 NÁVRAT LOPATY ZPĚT DO PŘEPRAVNÍ POLOHY

#### MRTVÁ POLOHA MECHANISMU

Při návrhu mechanismu je důležité zabránit přiblížení se tzv. mrtvé poloze, kdy může dojít ke změně konfigurace mechanismu (z důvodu setrvačnosti, pružnosti komponent a nepřesností). V takovém případě většinou nelze pomocí ovládacích prvků (hydromotorů) navrátit mechanismus do původní konfigurace, případně může dojít i k poškození celého mechanismu.

V případě navrhovaného mechanismu byl sledován úhel mezi osou táhla (spojnice bodů C a D) a spojnicí čepů na lopatě (body A a D).



Obr. 25: Úhel  $\delta_{24}$

Tento úhel podle podmínek uvedených výše musel v celém průběhu pohybu splňovat podmínku:

$$\delta_{24i} > 10^\circ. \quad (52)$$

Nejmenší hodnota tohoto úhlu pro navržený mechanismus pak byla určena jako:

$$\min(\delta_{24i}) = 15^\circ. \quad (53)$$

#### NÁVRAT LOPATY DO PŘEPRAVNÍ POLOHY

V případě návratu lopaty do přepravní polohy musí hydromotor vyvinout dostatečný moment pro sklopení lopaty. Nejhorší variantou v tomto případě je, když traktor vyklápí směrem ze svahu a zároveň zůstane část břemene na lopatě (lepivá zemina):

$$\varphi = -30^\circ. \quad (54)$$

Při návratu do přepravní polohy se pístní tyč zasouvá a hydromotor je namáhán na tah. Síla, kterou v tomto případě hydromotor vyvine, se určí ze vzorce:

$$F'_{PCHM} = S'_{PCHM} \cdot p_{nom} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot p_{nom}, \quad (55)$$

$$F'_{PCHM} = \frac{\pi \cdot (50^2 - 25^2)}{4} \cdot 12 = 17670 \text{ N},$$

kde  $F'_{PCHM}$  [N] je síla, kterou poskytuje hydromotor při zasouvání pístní tyče,

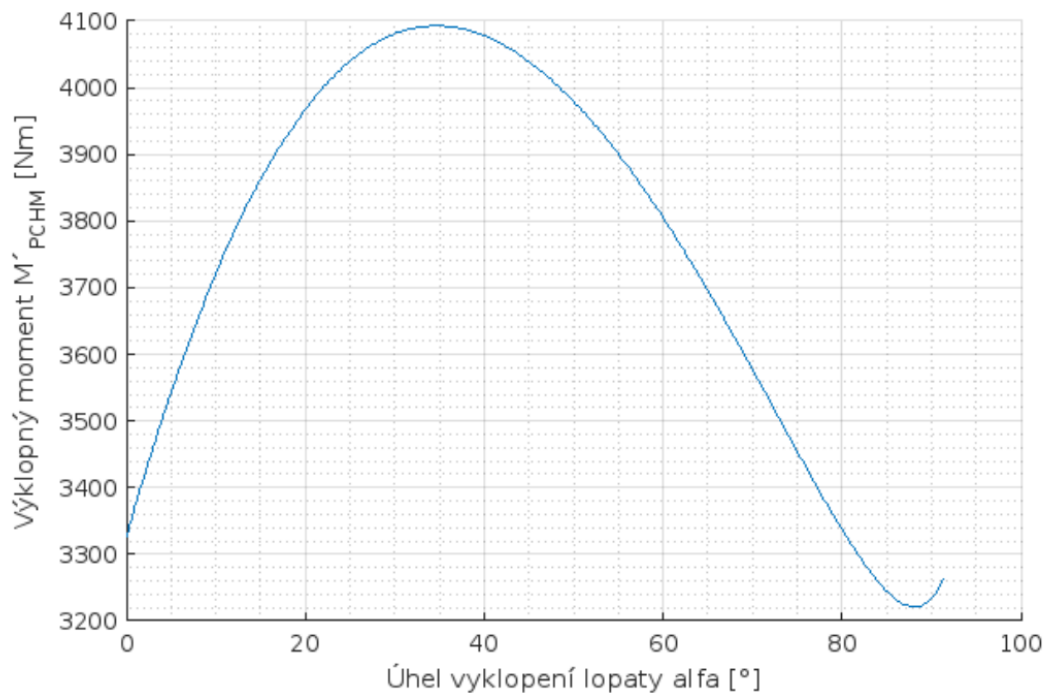
$S'_{PCHM}$  [mm<sup>2</sup>] je mezikruhová plocha pístu,

$d$  [mm] je průměr pístní tyče.

Pomocí programu MatLab byl určen minimální výklopný moment  $M'_{PCHM}$  pro zmenšenou sílu hydromotoru  $F'_{PCHM}$ :

$$\min(M'_{PCHM}) = 3220 \text{ Nm}. \quad (56)$$

kde  $M'_{PCHM}$  [Nm] je výklopný moment, který poskytuje hydromotor při zasouvání pístní tyče



Graf 6: Průběh výklopného momentu při zasouvání pístní tyče

Obdobně jako u vyklápění břemene byla pomocí rovnice (22) a momentové křivky (graf 6) sestavena tabulka závislosti maximální hmotnosti výklopné části lopaty  $m_l$  na poloze jejího těžiště pro maximální vysunutí pístní tyče (předpokládaná poloha těžiště je vyznačena červeně):

Tab. 16: Závislost maximální hmotnosti výklopné části lopaty  $m_l$  na poloze jejího těžiště při sklápění zpět do přepravní polohy

Poloha těžiště nákladu	$x_T$ [mm]	-100	-200	-300	-400	-500	-600	-700	-800	-900
$y_T$ [mm]	$m_l$ [kg]									
100		2403	1759	1387	1145	975	849	752	675	612
200		1471	1201	1016	880	776	694	627	573	527
300		1059	912	801	714	644	586	538	497	462
400		828	735	661	601	550	508	471	440	412
500		680	616	563	519	481	448	419	394	372
600		576	530	490	456	426	400	377	357	339
700		500	465	434	407	383	362	343	326	311

Z tabulky vyplývá maximální hmotnost výklopné části lopaty s dostatečnou rezervou:

$$m_l = 586 \text{ kg} \quad (57)$$

Návrat výklopné části lopaty do přepravní polohy by tedy měl být možný i s velkou částí břemene, které se nepodařilo vyklopit (přilepená zemina, ...).

## 4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

### 4.1 ZATÍŽENÍ CELÉHO ZAŘÍZENÍ

#### 4.1.1 ŘEZNÁ A RYPNÁ SÍLA

Řezná síla představuje odpor proti vnikání břitu do těženého materiálu. Platí pro ni vztah [4]:

$$R_{cut} = S_{cut} \cdot k_{cut} = h_{cut} \cdot b_{cut} \cdot k_{cut}, \quad (58)$$

kde  $R_{cut}$  [N] je řezná síla na hlavním břitu,

$k_{cut}$  [MPa] je měrný řezný odpor,

$S_{cut}$  [kg] je plocha odebírané třísky,

$b_{cut}$  [mm] je šířka třísky,

$h_{cut}$  [mm] je výška třísky, doporučeno  $h_{cut} = (0,1 \div 0,33) \cdot b_{cut}$  [19].

Šířka třísky odpovídá vnitřní šířce lopaty:

$$b_{cut} = w_i = 1300 \text{ mm}. \quad (59)$$

Výška třísky pak bude:

$$h_{cut} = 0,33 \cdot b_{cut} = 0,33 \cdot 1300 = 429 \text{ mm}. \quad (60)$$

Rypná síla pak zahrnuje řeznou sílu navýšenou o odpor vzniklý plněním nástroje a hrnutím materiálu před nástrojem. Rypná síla se určí ze vztahu [4]:

$$R_{scr} = S_{cut} \cdot k_{scr} = h_{cut} \cdot b_{cut} \cdot k_{scr} = 429 \cdot 1300 \cdot 0,025 = 13940 \text{ N} \quad (61)$$

kde  $R_{scr}$  [N] je rypná síla na hlavním břitu,

$k_{scr}$  [MPa] je měrný rypný odpor,  $k_{scr} = 0,025 \text{ MPa}$  pro písek (třída těžitelnosti 1) [5].

#### 4.1.2 TAŽNÁ SÍLA

Tažná síla představuje maximální vodorovnou sílu, kterou dokáže malotraktor vybavený navrhovanou lopatou vyvinout při nakládání materiálu. Stanoví se ze vztahu:

$$T_C = M_C \cdot g \cdot f_S = (m_t + m_c) \cdot g \cdot f_S, \quad (62)$$

$$T_C = (1355 + 1000) \cdot 9,81 \cdot 0,8 = 18500 \text{ N},$$

kde  $T_C$  [N] je tažná síla stroje,

$M_C$  [kg] hmotnost malotraktoru včetně lopaty,

$m_t$  [kg] je hmotnost malotraktoru,  $m_t = 1355 \text{ kg}$  [7],

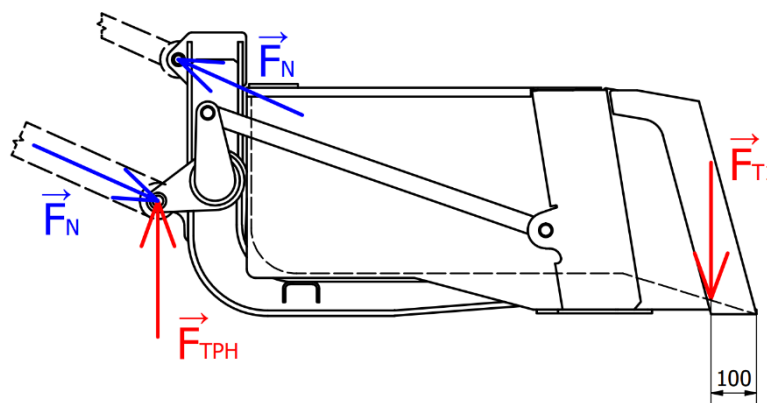
$f_S$  [-] je statický součinitel smykového tření,  
 $f_S = (0,7 \div 0,8)$  pro pryž na betonu [17].

#### 4.1.3 TRHACÍ SÍLA DLE ČSN ISO 8313

##### TRHACÍ SÍLA OD HYDROMOTORŮ ZDVIHU CELÉ LOPATY

Trhací síla od hydromotorů zdvihu celé lopaty je v normě [2] definována jako maximální ustálená síla, kterou vyvinou přímočaré hydromotory zdvihu celé lopaty ve vzdálenosti 100 mm za řeznou hranou lopaty. Lopata musí být spuštěna do nejnižší polohy a spodní část ostří musí být rovnoběžná s vodorovnou rovinou.

V případě lopaty na závěsu traktoru jde o sílu, kterou vyvodí zdvih spodních ramen tříbodového závěsu:



Obr. 26: Trhací síla od hydromotorů zdvihu celé lopaty

Trhací síla od hydromotorů zdvihu (součást tříbodového závěsu traktoru) bude:

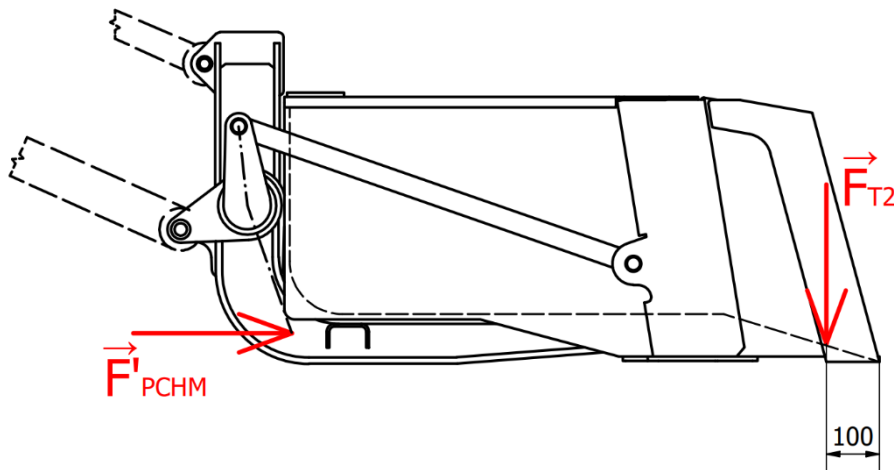
$$F_{T1} = F_{TPH} = 12000 \text{ N}, \quad (63)$$

kde  $F_{T1}$  [N] je trhací síla od hydromotorů zdvihu,

$F_{TPH}$  [N] je zdvihací síla na zadním tříbodovém závěsu,  $F_{TPH} = 12000 \text{ N}$  [7].

### TRHACÍ SÍLA OD HYDROMOTORU NAKLÁPĚNÍ LOPATY

Trhací síla od hydromotoru naklápění lopaty je v normě [2] definována jako maximální ustálená síla, kterou vyvine přímočarý hydromotor vyklápění lopaty ve vzdálenosti  $100 \text{ mm}$  za řeznou hranou lopaty. Spodní část ostří musí být rovnoběžně s vodorovnou rovinou.



Obr. 27: Trhací síla od hydromotoru naklápění lopaty

Při zasouvání pístní tyče hydromotoru bude maximální výklopný moment z Graf 6: Průběh výklopného momentu při zasouvání pístní tyče:

$$\max(M'_{PCHM}) = 4090 \text{ Nm}. \quad (64)$$

Trhací síla od hydromotoru vyklápění (součást lopaty) bude:

$$F_{T2} = \frac{\max(M'_{PCHM})}{(x_b - 100)} \cdot 1000 = \frac{4090}{(415 - 100)} \cdot 1000 = 12990 \text{ N}, \quad (65)$$

kde  $F_{T2}$  [N] je trhací síla od hydromotorů naklápění lopaty,

$x_b$  [mm] je vzdálenost břitu od čepu výklopné části lopaty,  $x_b = 415 \text{ mm}$ .



#### 4.1.4 NOSNOST

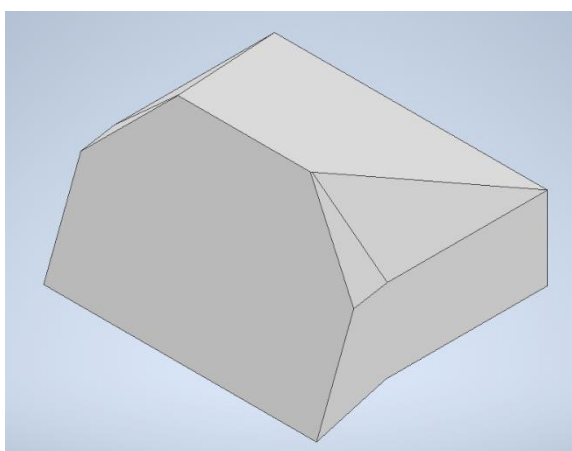
Tíhová síla od břemene odpovídajícího nosnosti lopaty bude:

$$G_n = m_n \cdot g = 650 \cdot 9,81 = 6380 \text{ N}, \quad (66)$$

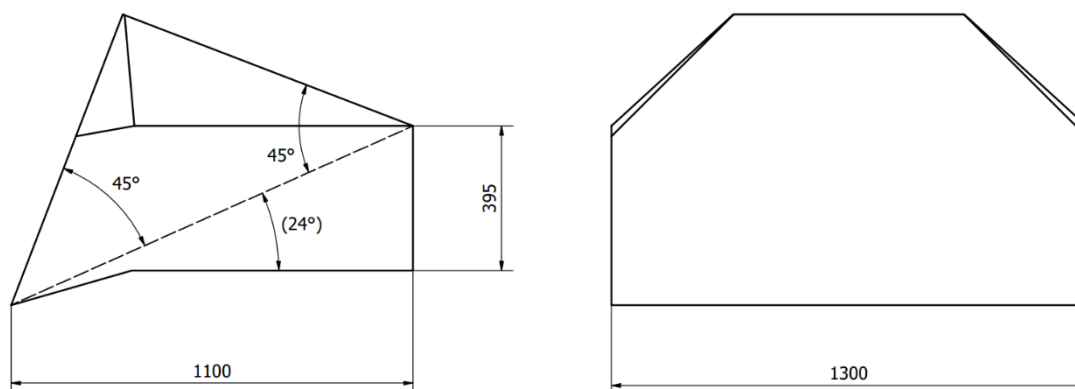
kde  $G_n$  [N] je tíhová síla od břemene odpovídajícího nosnosti lopaty.

#### 4.1.5 OBJEM LOPATY DLE NORMY SAE

Celkový objem lopaty dle normy SAE [4] je na následujícím obrázku ze softwaru Autodesk Inventor:



Obr. 29: Objem lopaty dle SAE



Obr. 28: Objem lopaty dle SAE

Tíhová síla od hmotnosti materiálu odpovídající celkovému objemu lopaty bude:

$$G_{SAE} = (V_Z + V_S) \cdot \rho_S \cdot g = V_C \cdot \rho_S \cdot g, \quad (67)$$

$$G_{SAE} = 0,59 \cdot 1900 \cdot 9,81 = 11000 \text{ N},$$

kde  $G_{SAE}$  [N] je tíhová síla od hmotnosti materiálu odpovídající objemu lopaty dle SAE,

$V_Z$  [m<sup>3</sup>] je zarovnaný objem lopaty,

$V_S$  [m<sup>3</sup>] je sypaný objem lopaty,

$V_C$  [m<sup>3</sup>] je celkový objem lopaty dle SAE,  $V_C = 0,59 \text{ m}^3$  (z 3D modelu)

$\rho_S$  [kg/m<sup>3</sup>] je sypaná hmotnost materiálu v lopatě,  
 $\rho_S = 1900 \text{ kg/m}^3$  pro vlhký písek [12].

#### 4.1.6 ZÁTĚŽNÉ STAVY

##### PŘEPRAVA BŘEMENE

Zátěžné stavy ZS1 a ZS2 představují zatížení lopaty při převozu břemene. ZS1 představuje převoz materiálu po rovině, ZS2 převoz ve svahu s bočním náklonem traktoru o 15°. Oba tyto stavy byly uvažovány s běžným zatížením (s hmotností rovnou nosnosti zařízení) i s extrémním zatížením (maximální hmotnost materiálu v lopatě odpovídající objemu lopaty dle SAE).

##### VYKLÁPĚNÍ

Zátěžné stavy ZS3 a ZS4 představují vyklápění břemene v lopatě. ZS3 představuje vyklápění rovnoměrně rozloženého materiálu, ZS4 vyklápění nerovnoměrně rozloženého materiálu se 40 % hmotnosti vpravo a 60 % hmotnosti vlevo. Oba tyto zatěžné stavy byly uvažovány s běžným i extrémním zatížením od hmotnosti břemene.

##### TAŽNÁ SÍLA

Zátěžné stavy ZS5 a ZS6 představují zatížení prázdné lopaty vodorovnou silou, například při nabírání materiálu nebo nakládání břemene. ZS5 představuje rovnoměrně rozloženou tažnou sílu traktoru, ZS6 tažnou sílu soustředěnou do levého konce hlavního břitu. Oba tyto stavy představují extrémní zatížení.

##### TRHACÍ SÍLA

Zátěžný stav ZS7 představuje rovnoměrně rozložené zatížení prázdné lopaty trhací silou rovnou svíslé síle, kterou dokáže vyvinout třibodový závěs traktoru. Navrhované zařízení není určeno k vytrhávání materiálu, proto jsou výsledky odpovídající tomuto stavu spíše informativní.

Zátěžný stav ZS8 pak představuje lopatu zatíženou maximální hmotností břemene odpovídající objemu lopaty dle SAE, kdy je lopata s břemenem vytrhávána z hromady sypaného materiálu. Součet síly působící na břit a síly odpovídající hmotnosti břemene je roven maximální svíslé síle vyvinuté třibodovým závěsem. Jde tedy také o extrémní zatížení.

Přehled zátěžných stavů se zátěžnými silami je v následující tabulce:

Tab. 17: Zátěžné stavy

Zátěžný stav	Síla	Působíště síly	Poloha výklopné části lopaty
ZS1	$G_{SAE}/G_n$	Těžiště objemu lopaty	Přepravní
ZS2	$G_{SAE}/G_n$ (s odklonem $15^\circ$ )	Těžiště objemu lopaty	
ZS3	$G_{SAE}/G_n$	Těžiště objemu lopaty	Přepravní (počátek vyklápění)
	$F_{PCHM}$	Hydromotor (vysouvání)	
ZS4	$G_{SAE}/G_n$	Lopata (nerovnoměrně)	
	$F_{PCHM}$	Hydromotor (vysouvání)	
ZS5	$T_C$	Břit (rovnoměrně)	Přepravní
	$F'_{PCHM}$	Hydromotor (zasouvání)	
ZS6	$T_C$	Břit (nerovnoměrně)	
	$F'_{PCHM}$	Hydromotor (zasouvání)	
ZS7	$F_{T1}$	Břit (rovnoměrně)	
	$F'_{PCHM}$	Hydromotor (zasouvání)	
ZS8	$G_{SAE}/G_n$	Těžiště objemu lopaty	
	$(F_{T1} - G_{SAE})/(F_{T1} - G_n)$	Břit (rovnoměrně)	

#### 4.1.7 VYUŽITÝ MATERIÁL

Napětí stanovené výpočty v následujících kapitolách musí být nižší než dovolené napětí. Jako výchozí materiál byla zvolena konstrukční ocel S355J2. Dovolené napětí pro tento materiál bude:

$$\sigma_{dov} = \frac{Re}{k_{MSP}} = \frac{355}{1,4} = 253 \text{ MPa}, \quad (68)$$

kde  $\sigma_{dov}$  [MPa] je dovolené napětí materiálu S355J2,

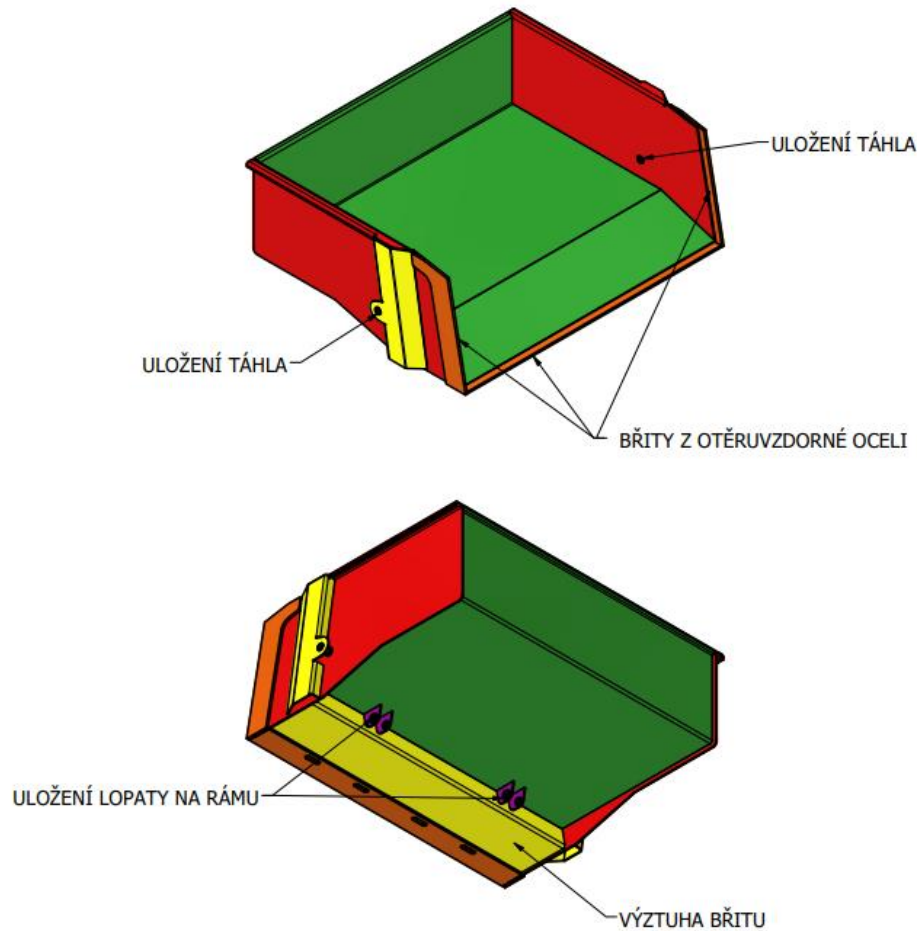
$Re$  [MPa] je mez kluzu materiálu S355J2,  $Re = 355 \text{ MPa}$  [26],

$k_{MSP}$  [-] je součinitel bezpečnosti zahrnující dynamické účinky a únavu, zvoleno  $k_{MSP} = 1,4$ .

## 4.2 NÁVRH LOPATY

### 4.2.1 KONSTRUKCE LOPATY

Výchozí konstrukční návrh je svařenec z plechů a trubek z materiálu S355J2. Výchozí konstrukce lopaty je na následujícím obrázku:



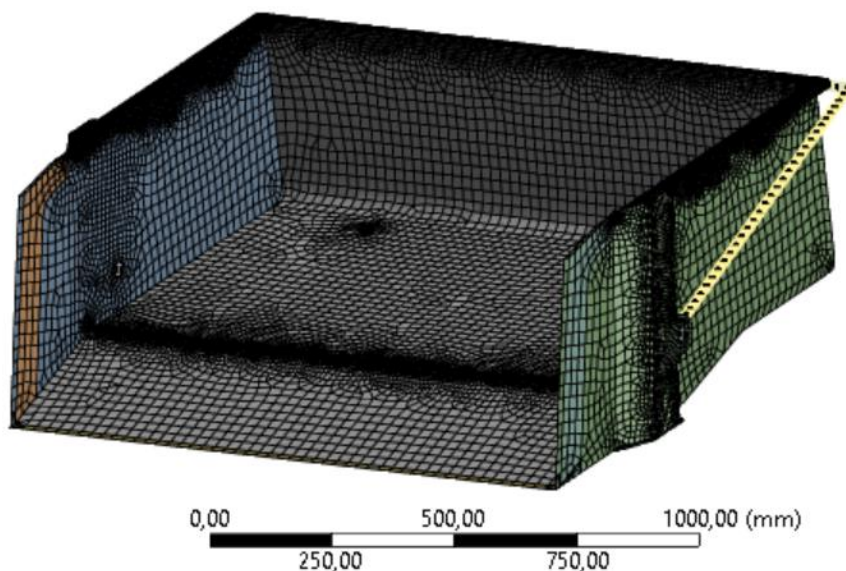
Obr. 30: Výchozí konstrukce lopaty

### 4.2.2 MKP MODEL V SOFTWARE ANSYS

Model pro pevnostní výpočet byl vytvořen v programu ANSYS Workbench 2022 R2. Vzhledem k tomu, že konstrukce lopaty je tvořena z většiny z plechu, byl model vytvořen jako střednicový skořepinový model. Výhodou skořepinového modelu je kratší čas výpočtu, a to při dosažení dostatečné přesnosti výsledků.

## Síť

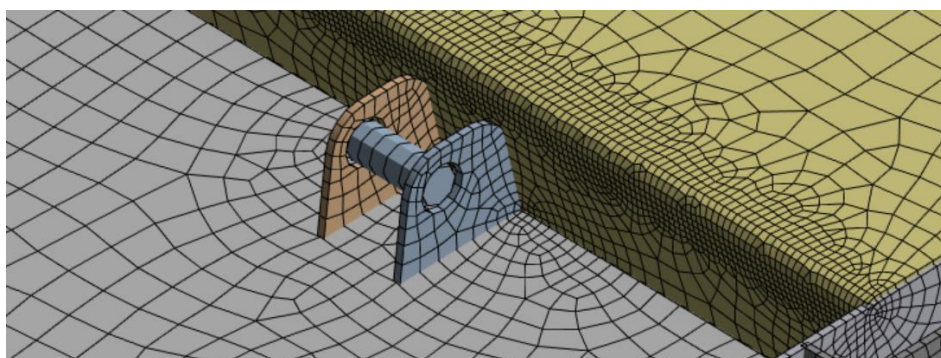
Síť MKP modelu byla vytvořena pomocí automatického síťování v programu ANSYS. Vzhledem k dostatečně kvalitní síti a dostatečnému zjemnění síťe v místech uzlů a spojů, byla zachována automaticky vygenerovaná síť.



Obr. 31: MKP síť lopaty (po úpravách konstrukce)

## NÁHRADA ČEPŮ

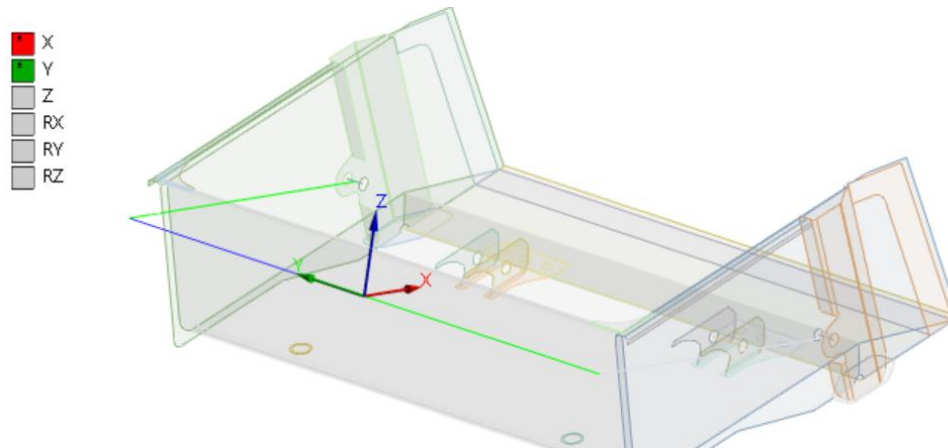
S lopatou jsou spojeny dvě dvojice čepů (A a D). Tyto čepy byly nahrazeny prutovými náhradami o odpovídajícím průřezu. Na koncích jsou čepy spojeny s oky na lopatě sférickými vazbami. Uprostřed jsou čepy A spojeny se základním tělesem (*ground*) pomocí vetknutí, čepy D s táhly také pomocí vetknutí.



Obr. 32: Náhrada čepů

### NÁHRADA TÁHEL A PÁKY

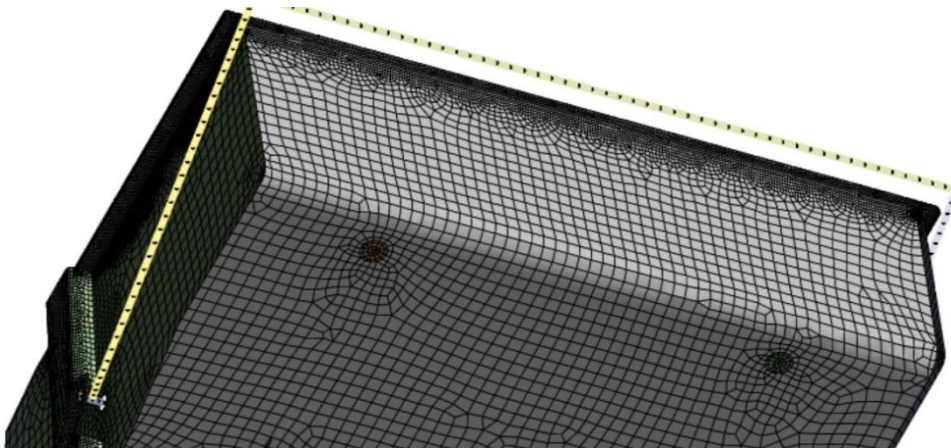
Táhla byla nahrazena prutovými prvky o odpovídajícím průřezu. Na jednom konci jsou spojeny vetknutím s čepy, na druhém konci sférickou vazbou s vahadlem představujícím zjednodušenou náhradu páky. Vahadlo je pak uloženo uprostřed a je mu umožněn jen posun ve směru osy táhel a do strany.



Obr. 33: Náhrada táhel s vahadlem (po úpravách konstrukce)

### NÁHRADA DORAZU

Náhradu dorazu lopaty na rámu představuje kontaktní vazba na odpovídajících místech na dně lopaty, s přiřazenou tuhostí vazby odpovídající tuhosti dorazů.



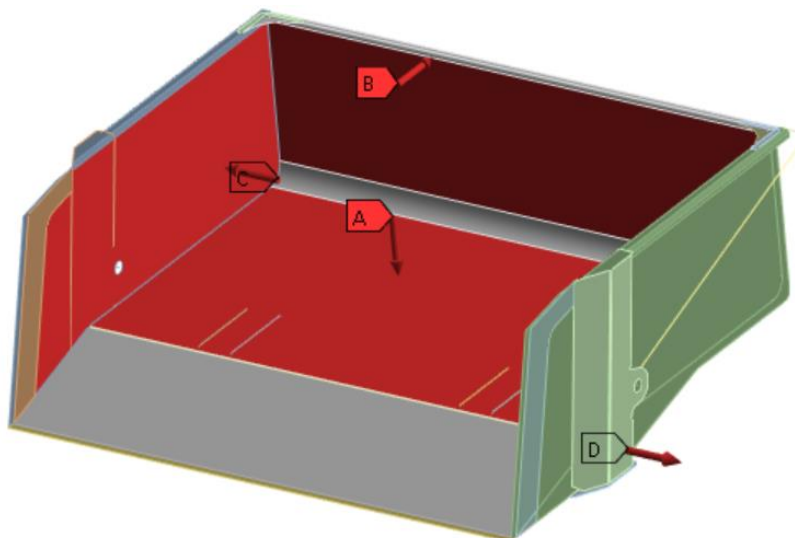
Obr. 34: Síť v místě kontaktu dorazů

## ZATÍŽENÍ

Zatížení tíhou materiálu v lopatě bylo rovnoměrně rozneseno do dna lopaty. Dále byly stanoveny síly, kterými sypký náklad působí na bočnice a na zadní stěnu lopaty. Tyto síly pak byly také rovnoměrně rozneseny do bočnic a do zadní stěny.

tíha  
Time: 1, s  
10.05.2023 16:06

- A** Force: 10880 N
- B** Force 2: 4840, N
- C** Force 3: 4622, N
- D** Force 4: 4622, N



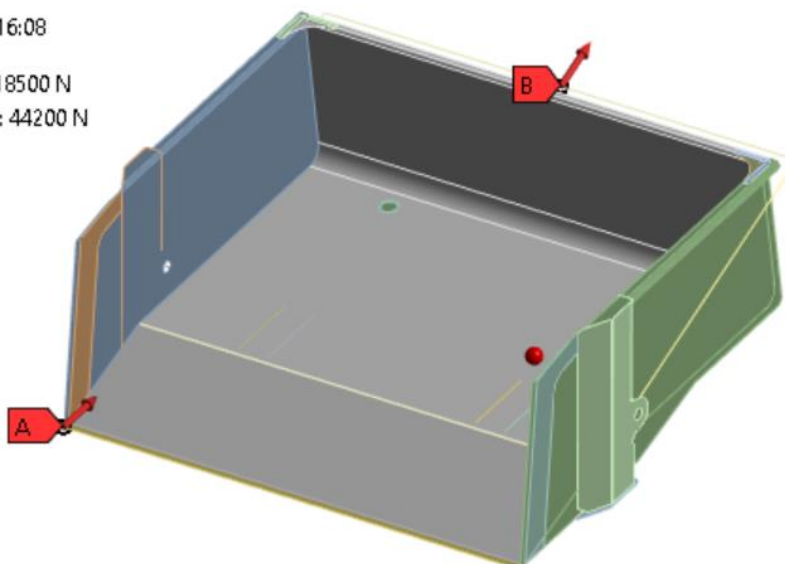
Obr. 35: Zatížení materiálem v lopatě (po úpravě konstrukce)

Trhací a tažné síly byly rozneseny rovnoměrně po délce břitu, respektive do jednoho bodu na levém konci hlavního břitu

Síla od hydromotoru byla nastavena tak, aby odpovídala součtu sil, které vyvine páka do táhel, a umístěna doprostřed zjednodušené náhrady páky ve směru táhel.

Time: 1, s  
10.05.2023 16:08

- A** Force: 18500 N
- B** Force 5: 44200 N



Obr. 36: Zatížení tažnou silou a silou od páky (po úpravě konstrukce)

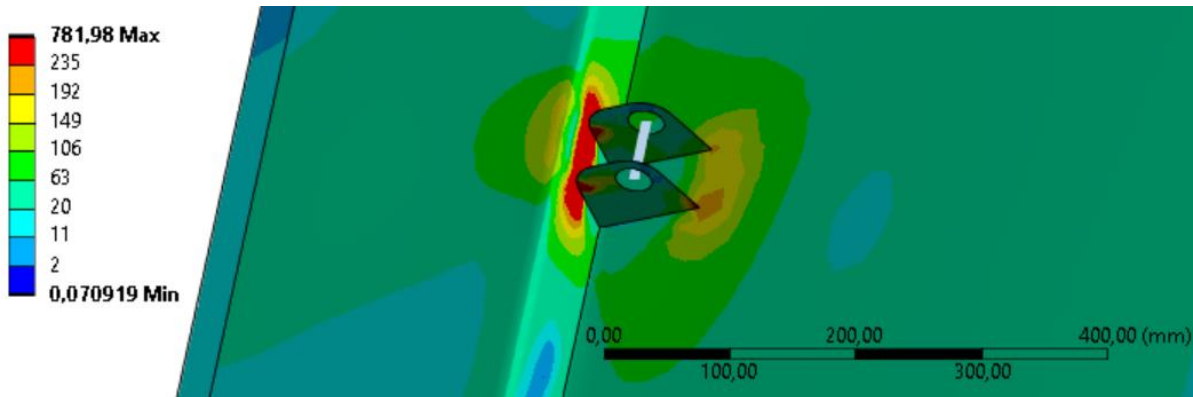


### 4.2.3 ÚPRAVY KONSTRUKCE

Po úvodní sadě výpočtů se některá místa ukázala jako nedostačující, a byly provedeny následující úpravy konstrukce:

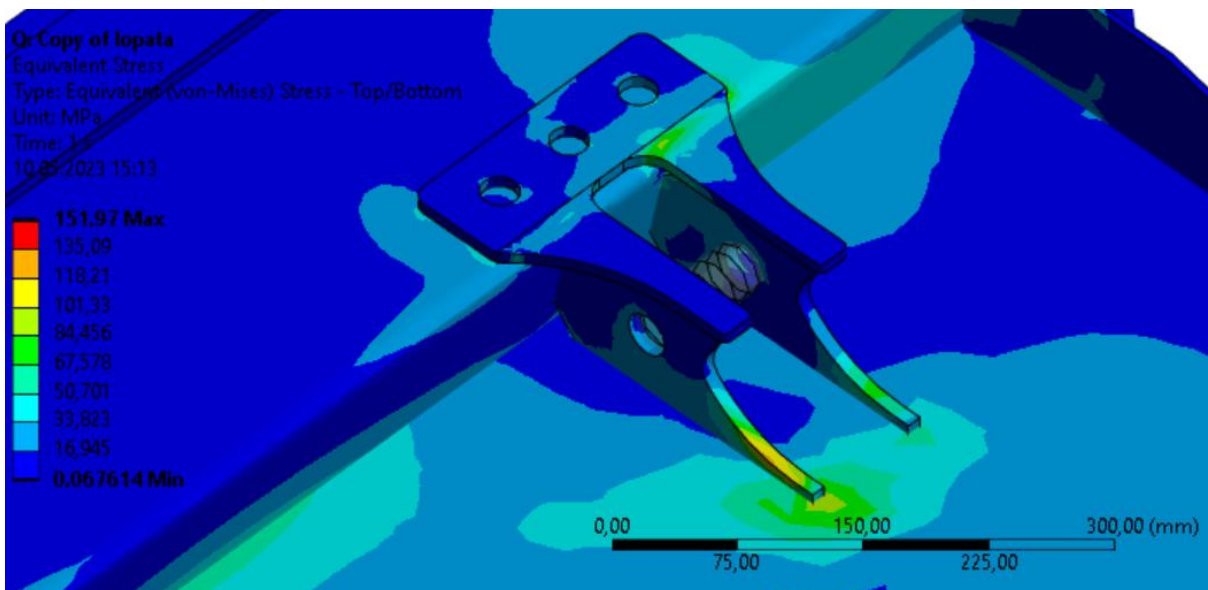
#### ULOŽENÍ LOPATY NA RÁMU

Výchozí návrh (Zátěžný stav ZS3, extrémní zatížení, napětí HMH [MPa]):



Obr. 37: Výchozí návrh uložení lopaty na rámu

Úprava (Zátěžný stav ZS3, extrémní zatížení, napětí HMH [MPa]):

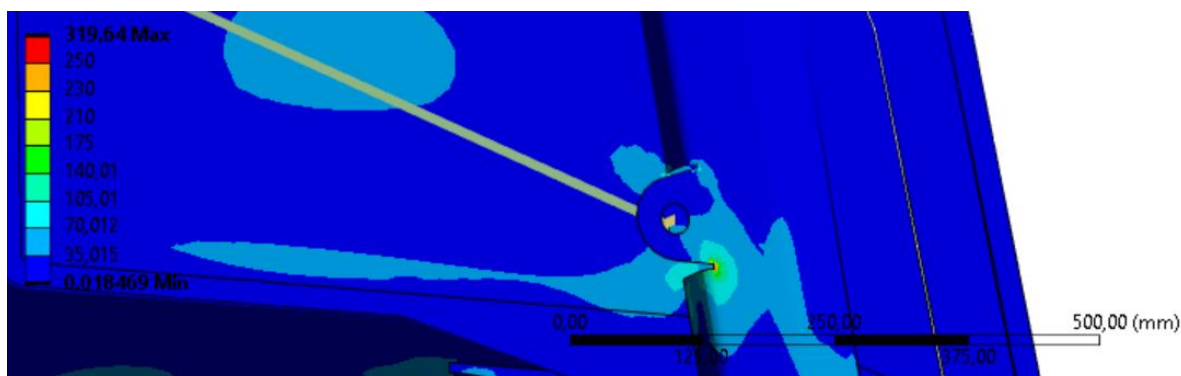


Obr. 38: Upravené uložení lopaty na rámu



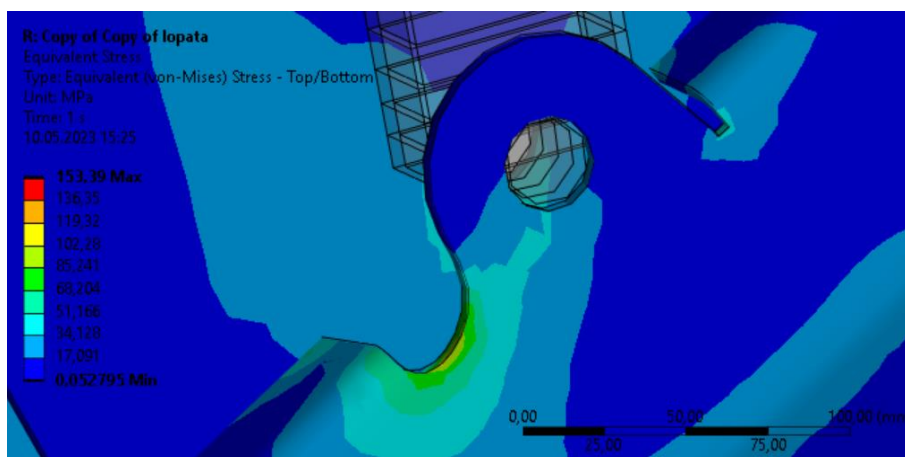
## ULOŽENÍ TÁHLA

Výchozí návrh (Zátěžný stav ZS4, extrémní zatížení, napětí HMH [MPa]):



Obr. 39: Výchozí návrh uložení táhla

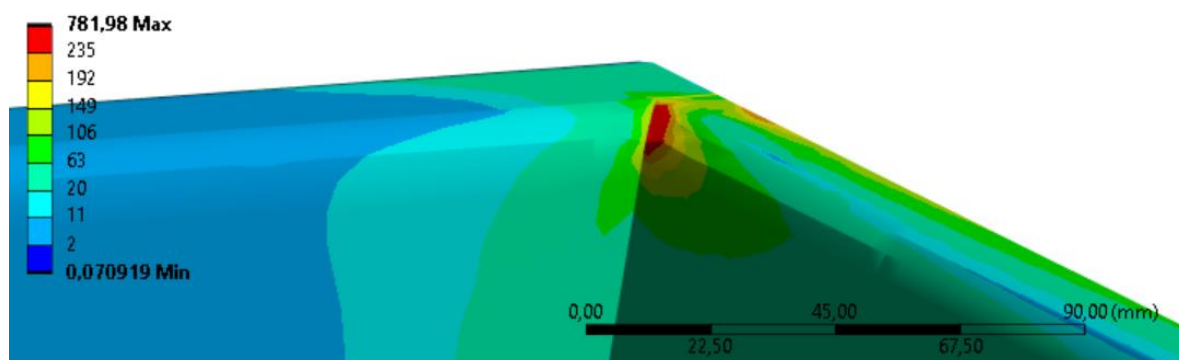
Úprava (Zátěžný stav ZS4, extrémní zatížení, napětí HMH [MPa]):



Obr. 40: Úprava uložení táhla

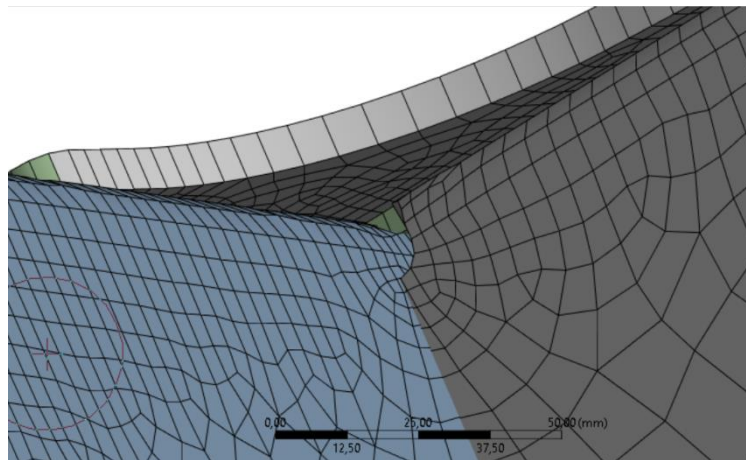
## PŘECHOD MEZI HORNÍMI LEMY BOČNIC A ZADNÍ STĚNY

Výchozí návrh (Zátěžný stav ZS3, extrémní zatížení, napětí HMH [MPa]):

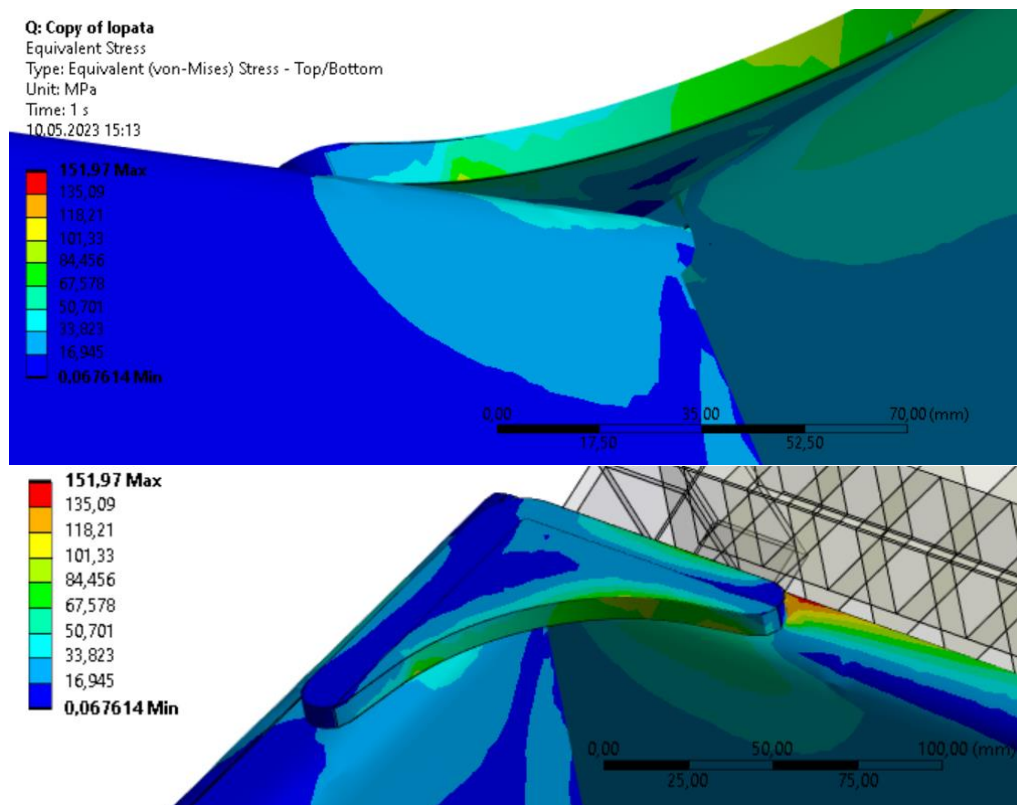


Obr. 41: Výchozí návrh rohu

Úprava (Zátěžný stav ZS3, extrémní zatížení, napětí HMH [MPa]):



Obr. 43: Navržená úprava rohu

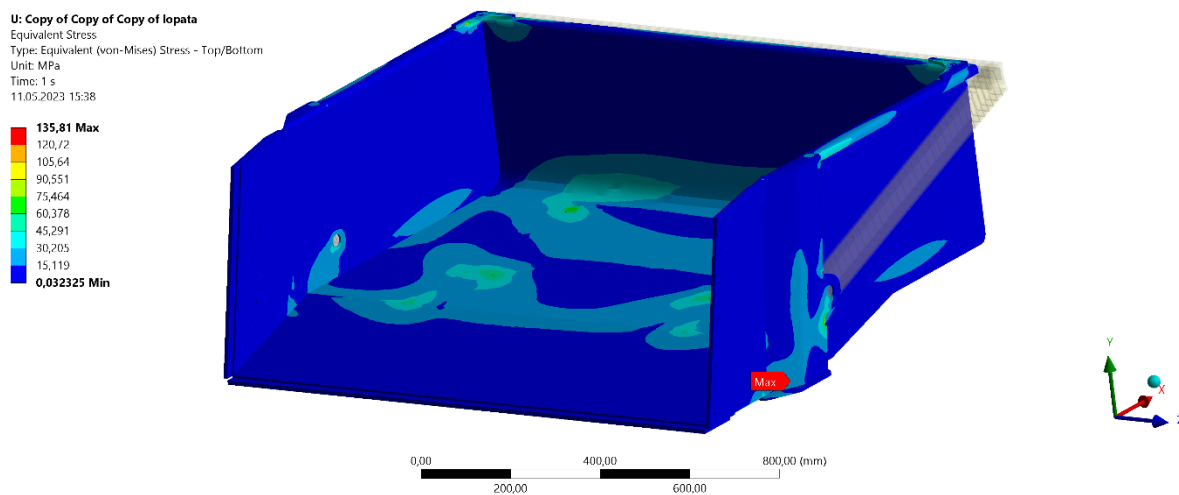


Obr. 42: Napětí v místě úpravy

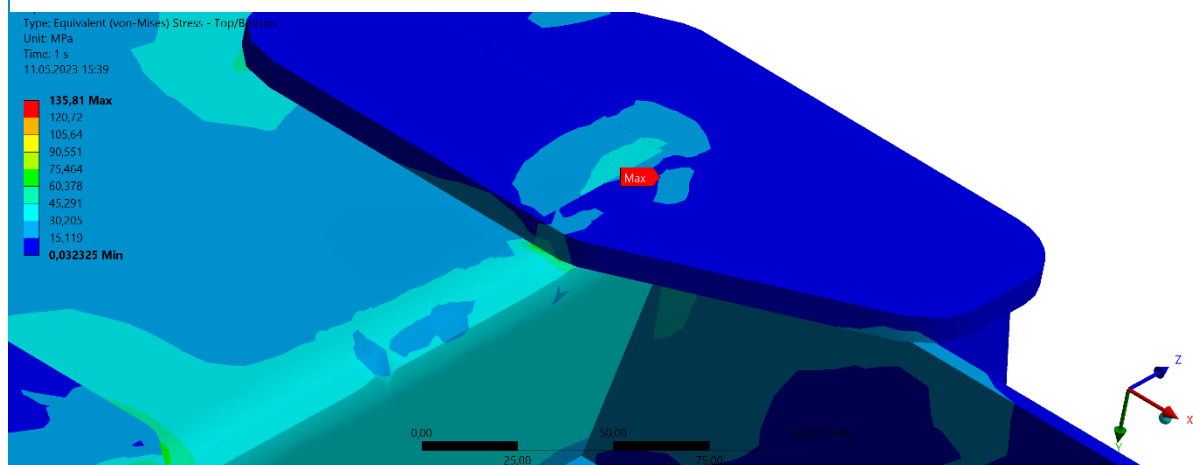
#### 4.2.4 VÝSLEDKY VÝPOČTŮ

Napětí stanovené softwarem ANSYS odpovídá teorii HMM (v ANSYSu uvedena jako *Von Mises*). V následující části jsou uvedeny výsledky pro běžný provozní stav (ZS4 s běžným zatížením) a stav s maximálním napětím (ZS2 s extrémním zatížením). Ostatní výsledky jsou uvedeny v příloze 4.

#### ZÁTĚŽNÝ STAV ZS4 (BĚŽNÝ PROVOZNÍ STAV)



Obr. 44: Napětí HMM (ZS4, běžné zatížení)



Obr. 45: Napětí HMM – detail (ZS4, běžné zatížení)

## ZÁTĚŽNÝ STAV ZS2 (MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ)

W: Copy of lopata

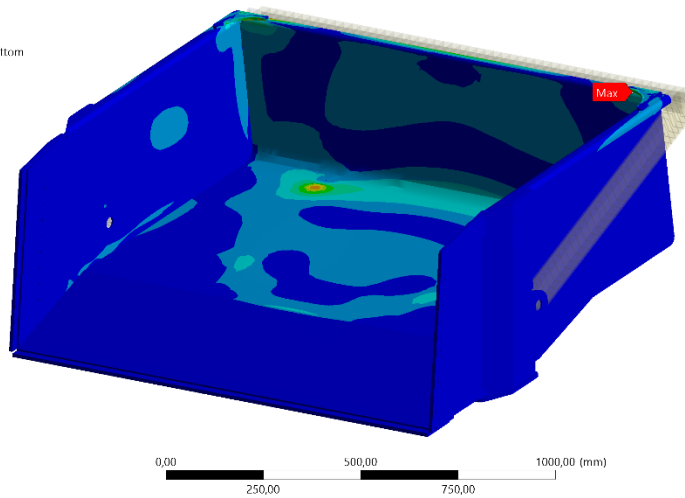
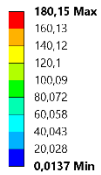
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1 s

11.05.2023 15:20



Obr. 46: Napětí HMH – maximum (ZS2, extrémní zatížení)

W: Copy of lopata

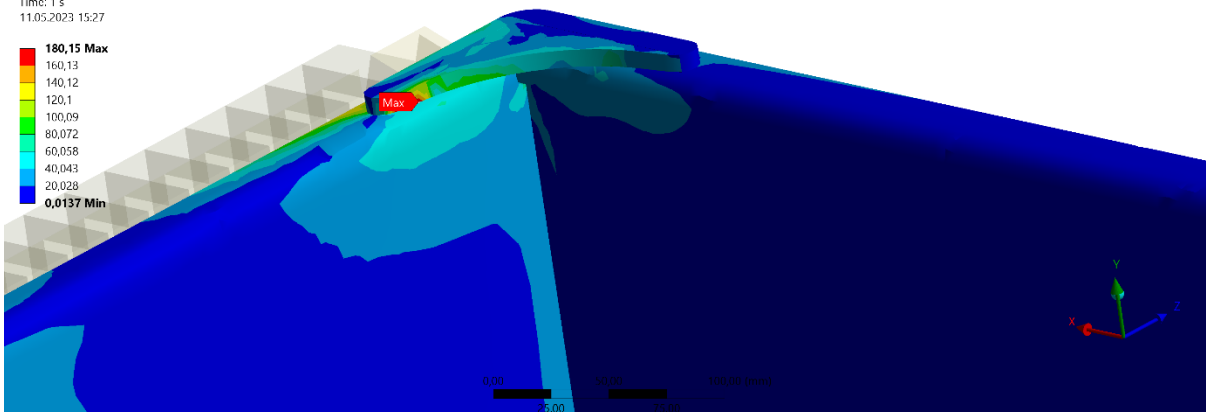
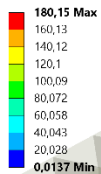
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1 s

11.05.2023 15:27



Obr. 47: Napětí HMH – maximum, detail (ZS2, extrémní zatížení)

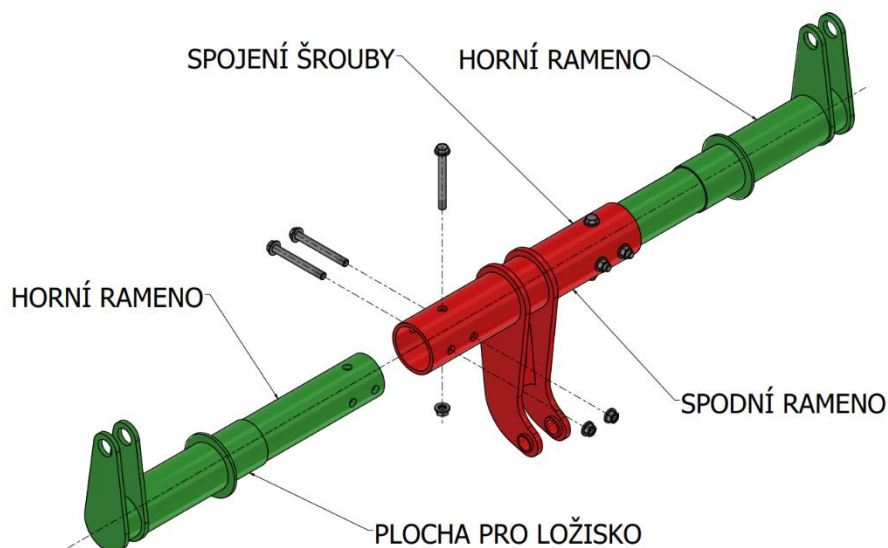
## ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

S využitím všech navržených úprav lopata na pevnost a únavu vyhovuje. Maximální napětí se vyskytuje při zátěžném stavu ZS2 s extrémním zatížením, a to **180 MPa**. Lokální špičky napětí se vyskytují v místě zatížení břitu bodovou silou, které ale neodpovídají skutečnosti, kdy nemůže být zatížení čistě bodové. V okolí zátěžné síly je již napětí nízké.

## 4.3 NÁVRH PÁKY

### 4.3.1 KONSTRUKCE PÁKY

Páka je provedena jako svařenec z plechu a trubek. Jako výchozí materiál byla zvolena opět ocel S355J2. Vzhledem ke konstrukci výklopného mechanismu a možnosti výměny páky a ložisek je nutné, aby byla páka rozebíratelná. Jako nejvhodnější řešení se ukázalo spojení dvou vnějších, horních ramen s plochou pro ložisko, se spodním ramenem umístěným uprostřed. Zvolená konstrukce páky je na následujícím obrázku:



Obr. 48: Konstrukce páky

### 4.3.2 NÁVRH SPOJE

Maximální kroutící moment přenášený jednou stranou páky bude:

$$M_{Kmax} = F_C \cdot \frac{L_3}{1000} \cdot \sin(\alpha_{34}) = 22543 \cdot \frac{150}{1000} \cdot \sin(67,6^\circ) = 3130 \text{ Nm} \quad (69)$$

kde  $M_{Kmax}$  [Nm] je maximální kroutící moment přenášený jednou stranou páky,

$F_C$  [N] je zatížení čepu C,

$\alpha_{34}$  [°] je úhel mezi horním ramenem páky a táhlem v přepravní poloze,  
 $\alpha_{34} = 67,6^\circ$ .

Síla namáhající šroub na střih pak bude:

$$T_{Kmax} = \frac{M_{Kmax}}{D_t \cdot n_\xi} \cdot 1000 = \frac{3130}{75 \cdot 3} \cdot 1000 = 13910 \text{ N}, \quad (70)$$

kde  $T_{Kmax}$  [N] je síla namáhající šroub na střih,

$D_t$  [mm] je průměr stykové plochy horního a spodního ramene páky,

$n_\xi$  [-] je počet šroubů ve spoji horního a spodního ramene páky.

Maximální smykové napětí ve šroubu bude:

$$\tau_\xi = \frac{4 \cdot T_{Kmax}}{3 \cdot \frac{\pi \cdot d_\xi^2}{4}} = \frac{16 \cdot T_{Kmax}}{3 \cdot \pi \cdot d_\xi^2} = \frac{16 \cdot 13910}{3 \cdot \pi \cdot 12^2} = 164 \text{ MPa}, \quad (71)$$

kde  $\tau_\xi$  [MPa] je maximální smykové napětí ve šroubu,

$d_\xi$  [mm] je průměr dříku šroubu,  $d_\xi = 12 \text{ mm}$ .

Bezpečnost šroubu vzhledem k meznímu stavu pružnosti bude:

$$k_{MSP,\xi} = \frac{Re_\xi}{\sigma_{red,\xi}} = \frac{Re_\xi}{2 \cdot \tau_\xi} = \frac{640}{2 \cdot 164} = 1,95 > 1,4 \rightarrow \text{vyhovuje}, \quad (72)$$

kde  $k_{MSP,\xi}$  [-] součinitel bezpečnosti šroubu,

$Re_\xi$  [MPa] je mez kluzu šroubu,  $Re_\xi = 640 \text{ MPa}$  pro šrouby třídy 8.8 [24],

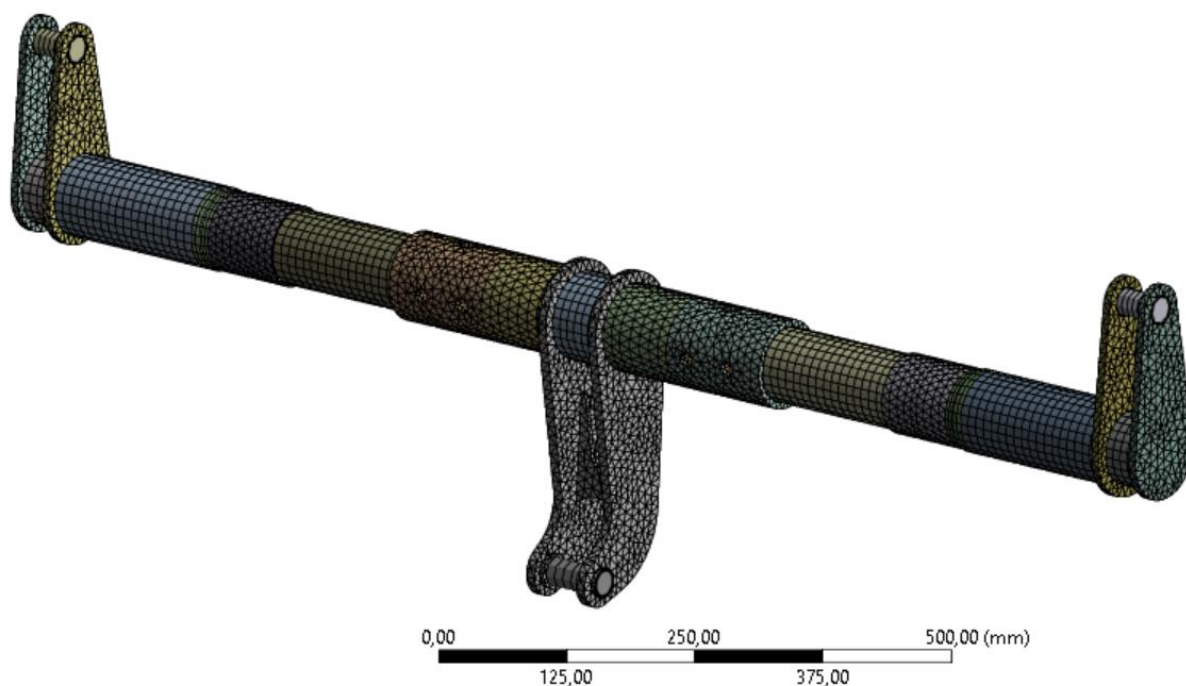
$\sigma_{red,\xi}$  [MPa] je redukované napětí ve šroubu, při namáhání pouze na smyk  $\sigma_{red,\xi} = 2 \cdot \tau_\xi$ .

### 4.3.3 MKP MODEL V SOFTWARE ANSYS

Model pro pevnostní výpočet byl opět vytvořen v programu ANSYS Workbench 2022 R2. V tomto případě ovšem byl model vytvořen jako objemový. Důvodem jsou menší celkové rozměry páky vůči tloušťkám.

#### Síť

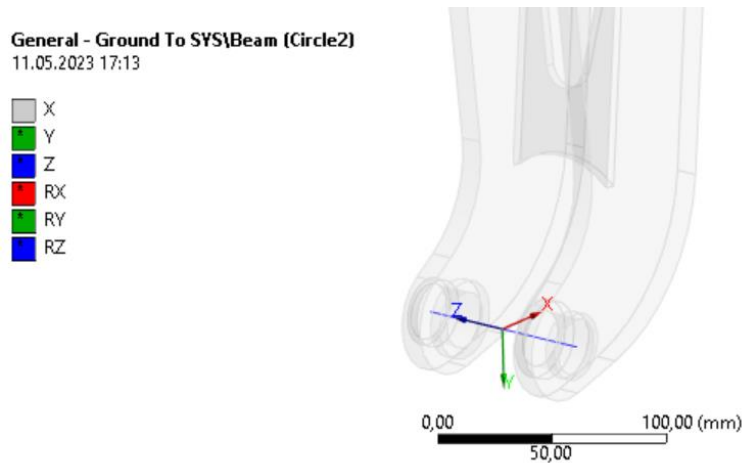
Síť MKP modelu páky získaná automatickým síťováním neměla dostatečnou kvalitu. Z toho důvodu byly na síti provedeny úpravy, a to změna metody síťování na některých plochách z čtyřuzlových prvků (*tetrahedron*) na šestiuzlové prvky (*hex*). Dále byla zjemněna síť na všech plochách.



Obr. 49: Síť MKP modelu páky

## NÁHRADA ČEPŮ

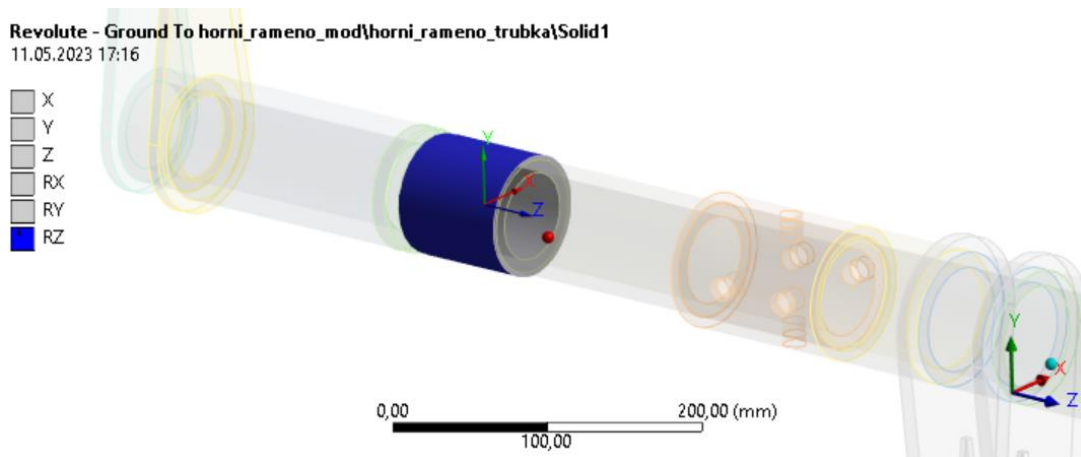
V rámci páky byly nahrazeny čepy C a F, a to opět prutovými prvky s odpovídajícím průřezem. Zavazbení čepů vůči páce bylo provedeno obdobně jako u čepů lopaty. Čep F byl pak zavazben vůči základnímu tělesu tak, aby posunutí bylo zajištěno jen ve směru osy hydromotoru.



Obr. 50: Vazba čepu F

## NÁHRADA LOŽISEK A ŠROUBŮ

Šroubové spoje byly nahrazeny válcovou vazbou (*cylindrical*) válcových ploch v dírách na šrouby. Ložiska byla nahrazena rotačními vazbami (*revolute*) mezi plochami určenými pro uložení páky a základním tělesem (*ground*).



Obr. 51: Náhrada ložiska

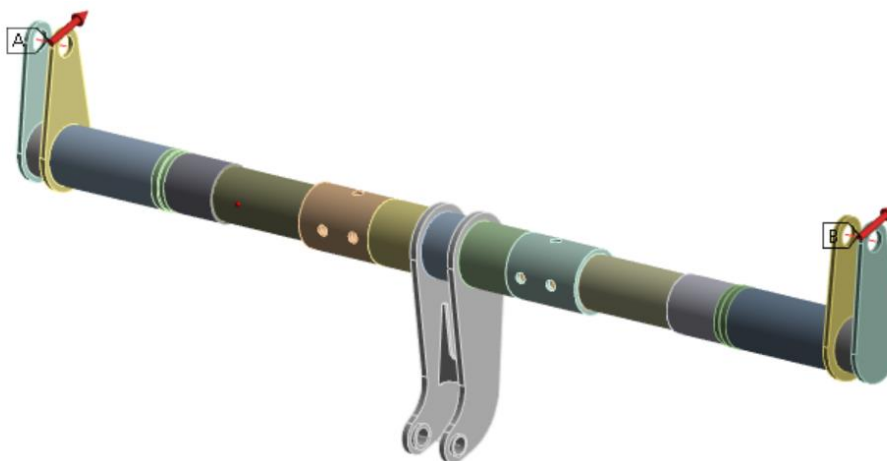


## ZATÍŽENÍ

Páka je zatížena pouze silami z táhel. Tyto síly byly nastaveny tak, aby odpovídaly reakcím získaným z vazeb z modelu lopaty. Tyto reakce jsou uvedeny v příloze 3.

**A: paka**  
vyklopeni\_rovni  
Time: 1, s  
11.05.2023 17:20

**A** Force: 22083 N  
**B** Force 2: 22083 N



Obr. 52: Zatížení páky

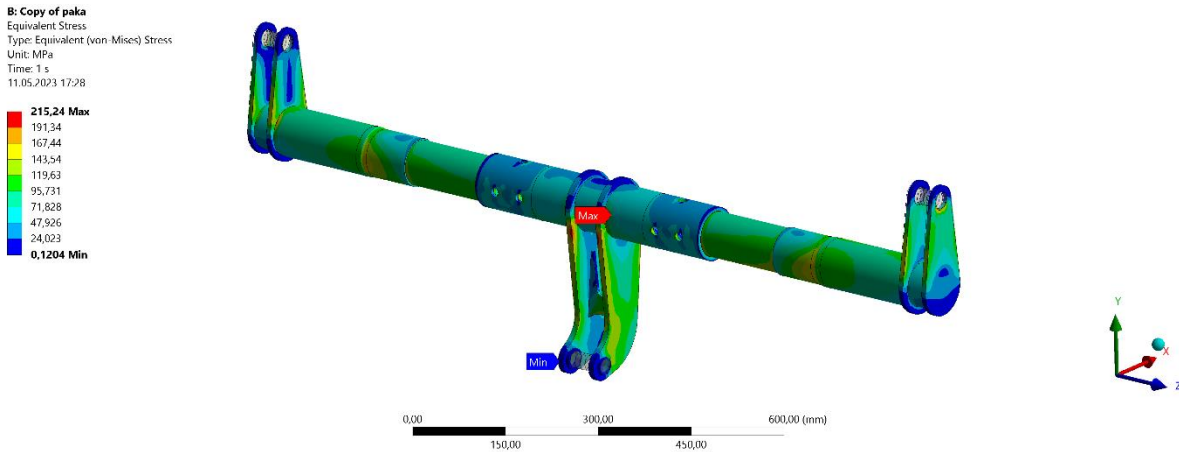
### 4.3.4 ÚPRAVY KONSTRUKCE

V rámci páky byla před vytvořením 3D modelu určena trubka, která dokáže přenést dostatečný kroučící moment ze spodního ramene do horních ramen. Z toho důvodu bylo po úvodní sadě MKP výpočtů nutné pouze zvětšit tloušťky plechů na ramenech.

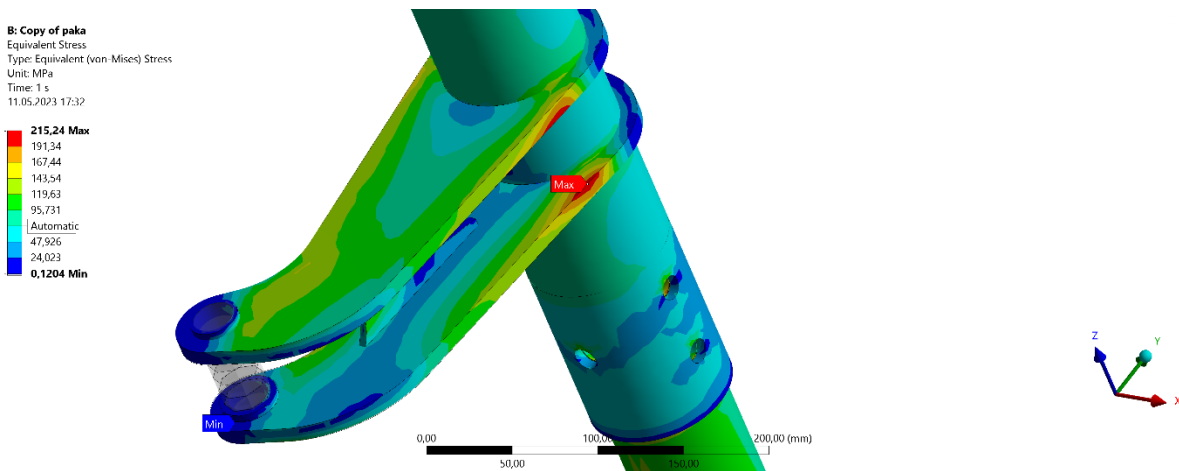
### 4.3.5 VÝSLEDKY VÝPOČTŮ

Napětí na páce stanovené softwarem ANSYS odpovídá teorii HMH (v ANSYSu uvedena jako *Von Mises*). Jako nejhorší stav z hlediska napětí se ukázal běžný provoz, a to zátěžný stav ZS4. Ostatní výsledky jsou uvedeny v příloze 5.

#### ZÁTĚŽNÝ STAV ZS4 (BĚŽNÝ PROVOZNÍ STAV, MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ)



Obr. 53: Napětí HMH – maximum (ZS4)



Obr. 54: Napětí HMH – maximum, detail (ZS4)

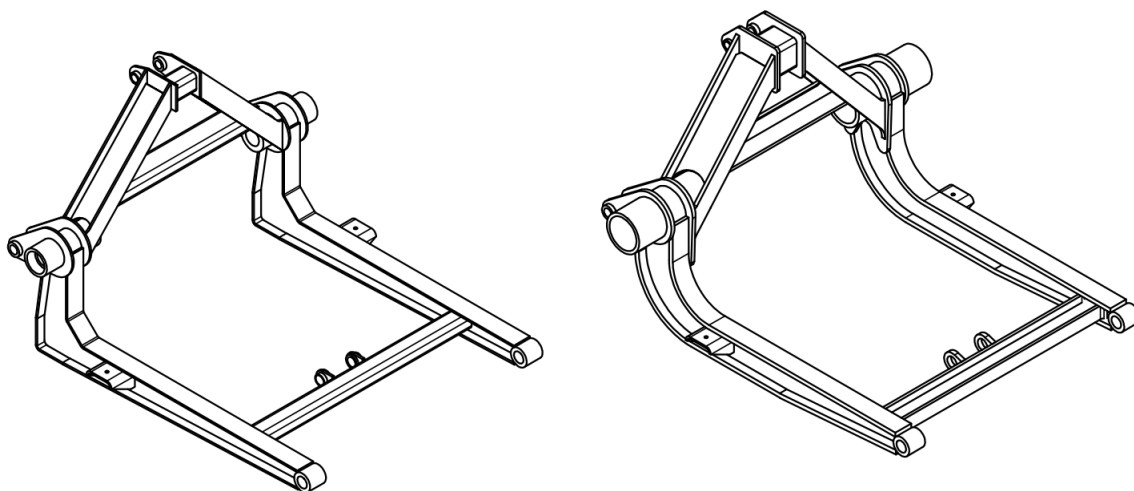
### 4.3.6 ZHODNOCENÍ VÝPOČTŮ

Vzhledem k předběžnému analytickému výpočtu potřebné trubky bylo nutné v průběhu výpočtu pouze zvětšovat tloušťky plechů na ramenech. Navržená páka vyhovuje na pevnost i únavu ve všech uvažovaných stavech. Nicméně napětí od kombinovaného namáhání krutem a ohybem klade na páku vysoké nároky. Proto i přes masivní konstrukci je páka téměř na limitu své nosnosti, zejména v místě uložení do rámu.

## 4.4 NÁVRH RÁMU

### 4.4.1 KONSTRUKCE RÁMU

Rám je proveden jako svařenec z plechu a trubek. Jako výchozí materiál byla zvolena opět ocel S355J2. Výchozí konstrukce rámu je na následujícím obrázku:



Obr. 55: Výchozí (vlevo) a upravená (vpravo) konstrukce rámu

### 4.4.2 MKP MODEL V SOFTWARE ANSYS

Model pro pevnostní výpočet byl opět vytvořen v programu ANSYS Workbench 2022 R2. Ze stejných důvodů jako v případě lopaty byl zvolen skořepinový střednicový model.

#### Síť

Síť MKP modelu byla opět vytvořena pomocí automatického síťování v programu ANSYS. Vzhledem k dostatečně kvalitní síti a dostatečnému zjemnění sítě v místech uzlů a spojů, byla zachována automaticky vygenerovaná síť.



Obr. 56: Síť MKP modelu rámu (po konstrukčních úpravách)

## NÁHRADA ČEPŮ

V rámci rámu byly nahrazeny čepy třibodového závěsu malotraktoru, a to opět jako prutové prvky s odpovídajícím kruhovým průřezem. Ostatní čepy jsou součástí MKP modelů lopaty a páky, proto byl rám přímo v místech ložisek zatížen reakcemi získanými z těchto modelů.

## ZATÍŽENÍ

Rám je zatížen silami přímo od lopaty v místě uložení čepů A a dorazů, dále od páky v místech uložení páky B a od hydromotoru v místě jeho uložení E. Všechny tyto síly byly zadány z reakcí získaných z MKP modelů lopaty a páky. Tyto reakce jsou uvedeny v příloze 3.

**N: Copy of Copy of ram\_sym\_vyklop**

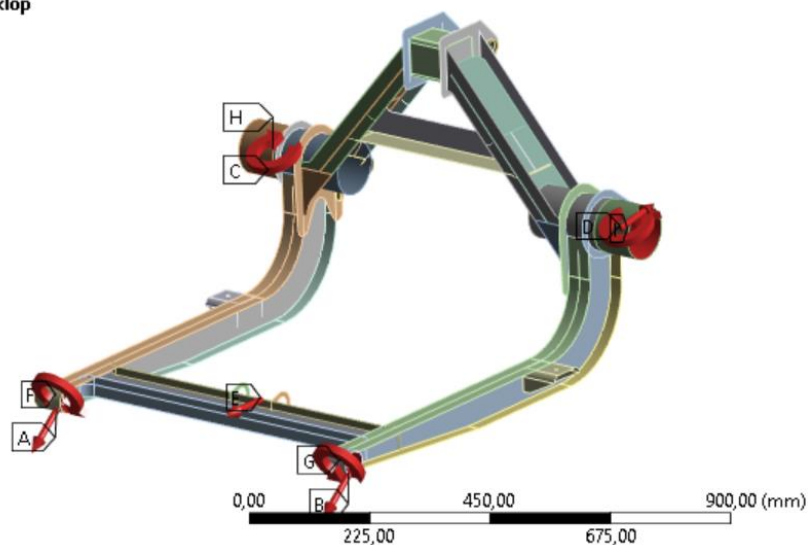
vyklopeni\_sym

Time: 1, s

Items: 10 of 13 indicated

11.05.2023 17:48

<b>A</b>	A_L: 22334 N
<b>B</b>	A_R: 22334 N
<b>C</b>	B_L: 33116 N
<b>D</b>	B_R: 33116 N
<b>E</b>	F: 29500 N
<b>F</b>	MA_L: 8,2207e+005 N-mm
<b>G</b>	MA_R: 8,2207e+005 N-mm
<b>H</b>	MB_L: 3,7501e+006 N-mm
<b>I</b>	MB_R: 3,7501e+006 N-mm



Obr. 57: Zatížení rámu (ZS3, po konstrukčních úpravách)

## 4.4.3 ÚPRAVY KONSTRUKCE

### PODÉLNÉ NOSNÍKY

Po úvodní sadě výpočtů byly opět provedeny úpravy konstrukce. Jako nejkritičtější místo se ukázalo zalomení hlavních nosníků, jak je vidět na následujícím obrázku:

**A: Static Structural**

Equivalent Stress

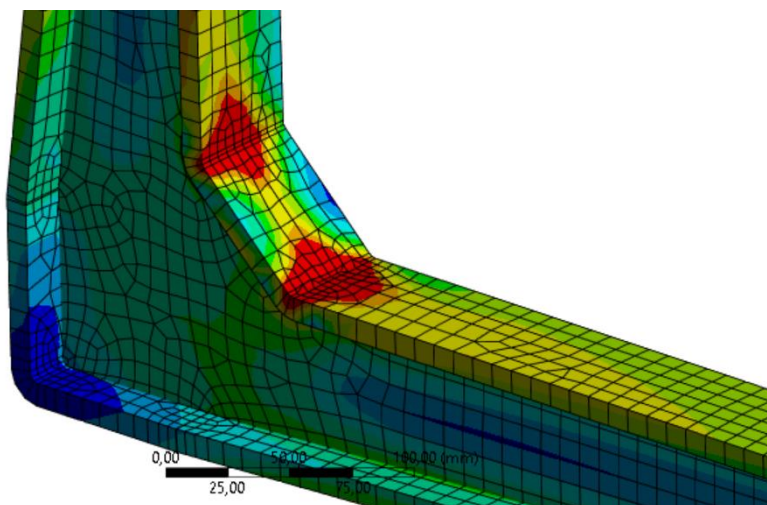
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1 s

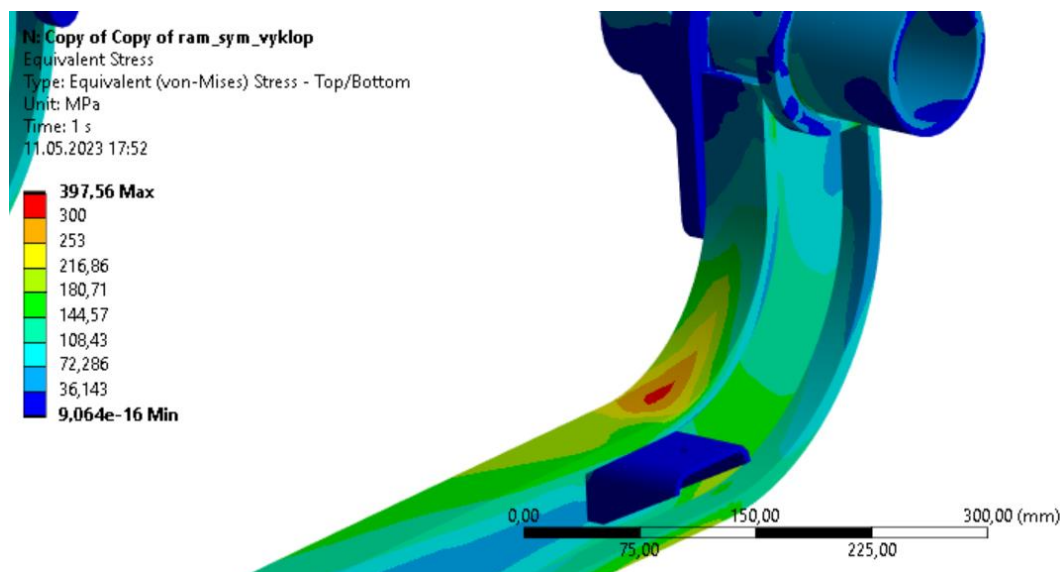
11.05.2023 18:13

1222,4 Max
250
218,75
187,51
156,26
125,01
93,763
62,516
31,268
0,020806 Min



Obr. 58: Výchozí konstrukce podélníků (ZS3, extrémní zatížení, napětí HMH)

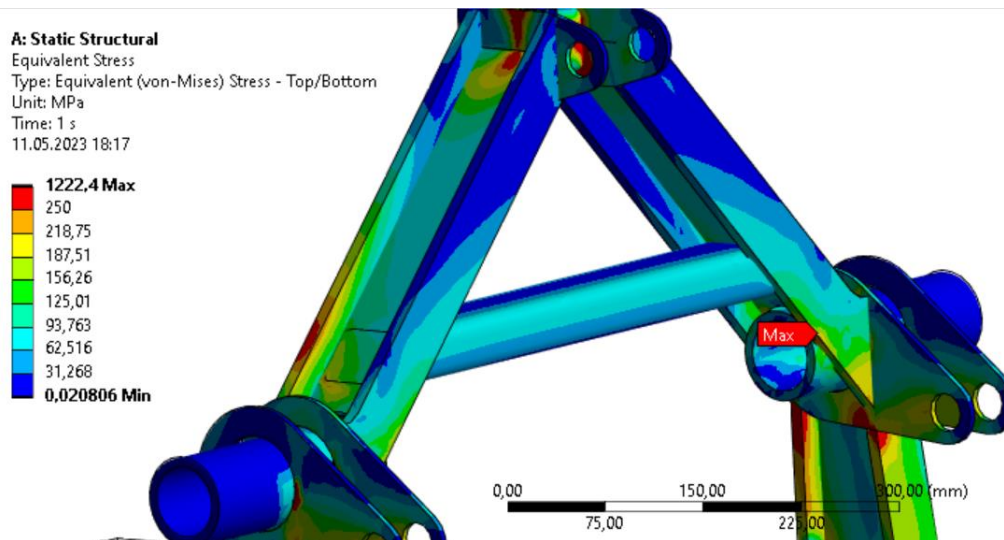
Byla navržena úprava tvaru přechodu společně se zvětšením tloušťky pásnic a stojiny, nicméně napětí i tak zůstalo vysoké:



Obr. 59: Úprava podélníku (ZS3, extrémní zatížení, napětí HMH)

### ULOŽENÍ PÁKY A SPODNÍCH RAMEN TŘÍBODOVÉHO ZÁVĚSU

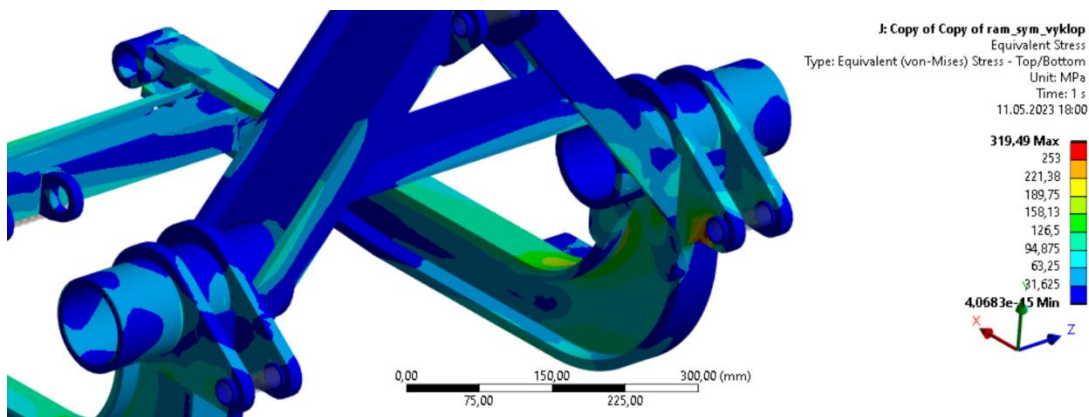
Nejsložitější uzel celého rámu představuje místo spoje trubky (uložení páky) s uložením spodních ramen tříbodového závěsu, hlavními nosníky a nosníky vedoucími k uložení horního ramene tříbodového závěsu, jak je vidět na následujícím obrázku:



Obr. 60: Výchozí konstrukce uzlu (ZS3, extrémní zatížení, napětí HMH)

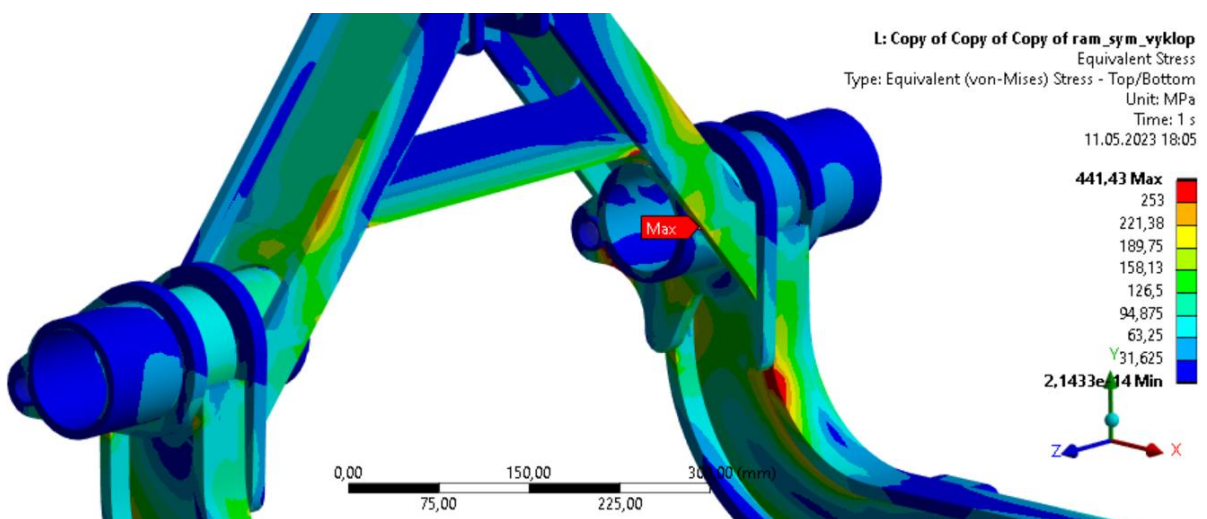


V tomto místě byly upraveny tloušťky plechů a šířky pásnic. Dále byl změněn tvar oka pro uložení spodních ramen tříbodového závěsu, ukončení pásnic horních nosníků a horní příčník:



Obr. 61: Úprava uzlu (ZS6, napětí HMH)

Nicméně i v tomto uzlu se nepodařilo snížit napětí pod dovolené napětí  $\sigma_{dov}$ , a to konkrétně v případě zátěžného stavu ZS7:



Obr. 62: Vysoké napětí v uzlu (ZS7, napětí HMH)

Bylo otestováno několik variant snížení tuhosti v místě uzlu a změn tlouštěk plechů, nicméně žádná další změna se neukázala jako vhodná.

**VYUŽITÍ PEVNĚJŠÍHO MATERIÁLU**

Z důvodů popsaných výše budou některé části rámu provedeny z vysokopevnostní oceli Strenx 700 E/F od SSAB. Ta má následující vlastnosti:

Tab. 18: Mez kluzu oceli Strenx 700 E/F [22]

Rozsah tlouštěk [mm]	4-53	53,1-100	100,1-160
Mez kluzu $R_{P0,2}$ [MPa]	700	650	650

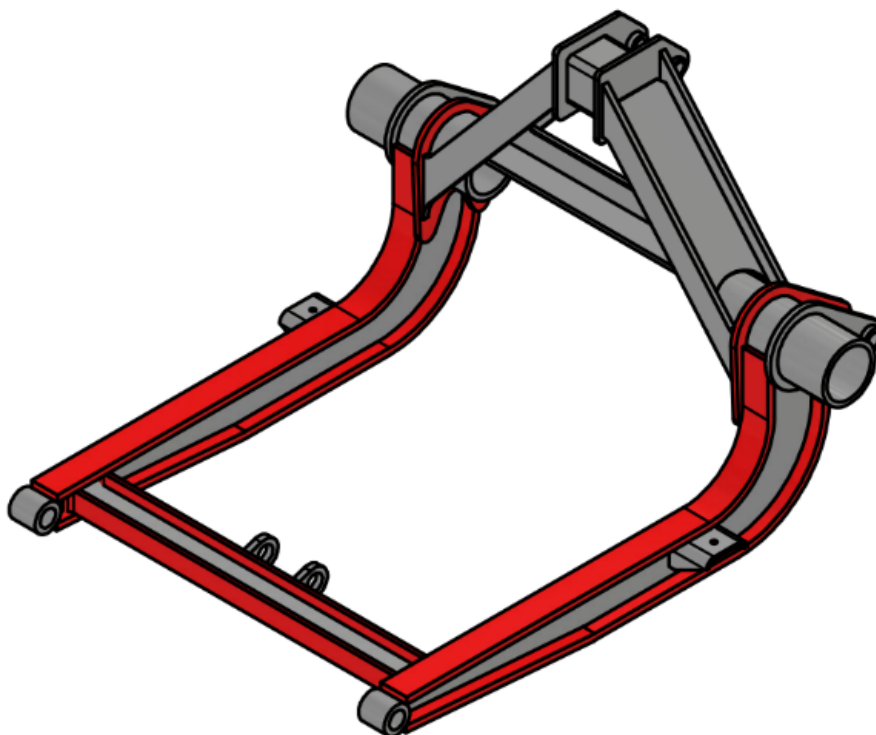
Z toho vyplývá dovolené napětí této oceli jako:

$$\sigma_{dov(Strenx)} = \frac{R_{P0,2}}{k_{MSP}} = \frac{700}{1,4} = 500 \text{ MPa.} \quad (73)$$

kde  $\sigma_{dov(Strenx)}$  [MPa] je dovolené napětí materiálu Strenx 700 E/F

$R_{P0,2}$  [MPa] je mez kluzu materiálu Strenx,  $R_{P0,2} = 700 \text{ MPa}$  [22]

Následující obrázek ukazuje využití materiálu na jednotlivé prvky rámu. Díly z materiálu Strenx 700E/F jsou zvýrazněny červeně:



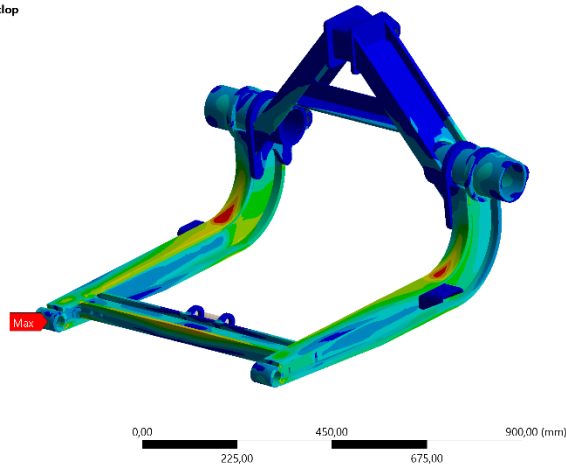
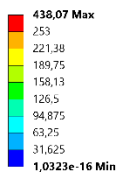
Obr. 63: Využití materiálu Strenx na rámu

#### 4.4.4 VÝSLEDKY VÝPOČTŮ

V následující části jsou uvedeny výsledky pro běžný provozní stav (ZS4 s provozním zatížením) a stav s maximálním napětím (ZS4 s extrémním zatížením). Ostatní výsledky jsou uvedeny v příloze 6.

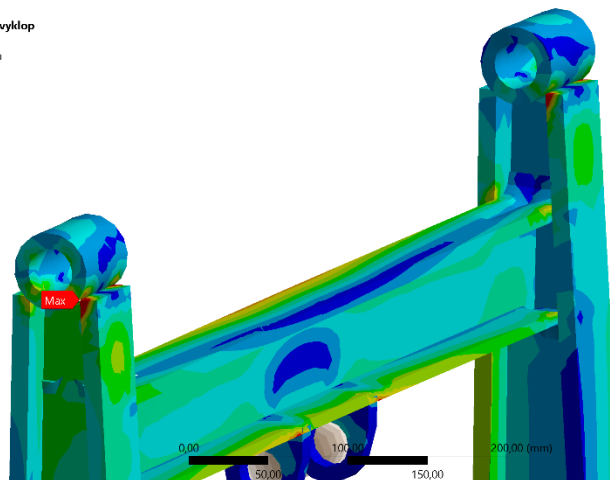
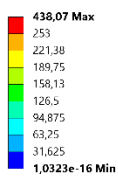
#### ZÁTĚŽNÝ STAV ZS4 (BĚŽNÝ PROVOZNÍ STAV, MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ)

S: Copy of Copy of Copy of Copy of ram\_sym\_vyklop  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
 Unit: MPa  
 Time: 1 s  
 12.05.2023 17:16



Obr. 65: Napětí HMH (ZS4, provozní zatížení)

S: Copy of Copy of Copy of Copy of ram\_sym\_vyklop  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
 Unit: MPa  
 Time: 1 s  
 12.05.2023 17:17

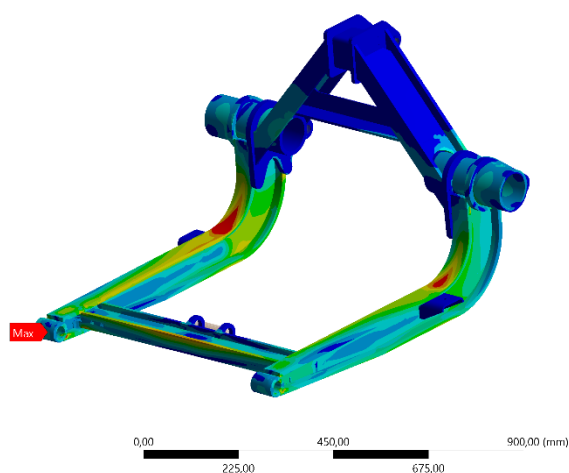


Obr. 64: Napětí HMH – detail (ZS4, provozní zatížení)



R: Copy of Copy of Copy of ram\_sym\_vyklop  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
 Unit: MPa  
 Time: 1 s  
 12.05.2023 17:06

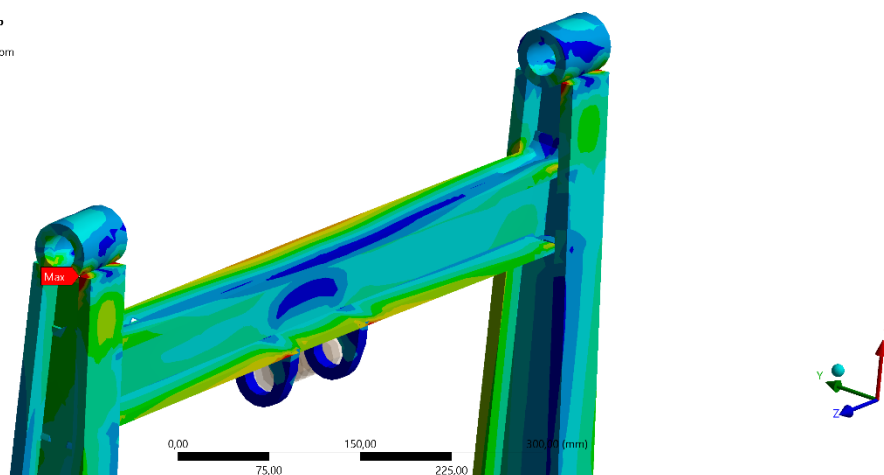
495,59 Max  
 253  
 221,38  
 189,75  
 158,13  
 126,5  
 94,875  
 63,25  
 31,625  
 8,0173e-17 Min



Obr. 66: Napětí HMH – maximum (ZS4, extrémní zatížení)

R: Copy of Copy of Copy of ram\_sym\_vyklop  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
 Unit: MPa  
 Time: 1 s  
 12.05.2023 17:26

495,59 Max  
 253  
 221,38  
 189,75  
 158,13  
 126,5  
 94,875  
 63,25  
 31,625  
 8,0173e-17 Min



Obr. 67: Napětí HMH – maximum, detail (ZS4, extrémní zatížení)

#### 4.4.5 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Rám se ukázal jako nejproblémovější část zařízení z hlediska pevnosti. Většinu problematických míst se podařilo vyřešit, nicméně při zatížení maximální trhací silou (ZS7) se nepodařilo snížit napětí pod mez kluzu v místě svaru (viz obrázek 62). Nicméně vzhledem k tomu, že lopata není určena k vytrhávání, jsou výsledky tohoto stavu spíše informativní. V případě zatížení trhací silou při vytrhávání nákladu z hromady (ZS8), představující správné používání lopaty, rám na pevnost vyhovuje.

Vysoké napětí se dále objevuje v případě vyklápění (zátěžné stavy ZS3 a ZS4) v místě spojení oka na čep A se zbytkem rámu. V tomto místě má ale na přesnost velký vliv blízkost zatížení a zanedbání pozvolnějšího přechodu díky svaru. Navíc má na vysoké napětí v tomto místě vliv zatížení momentem od lopaty, kdy nebyla zohledněna tuhost a vůle vazby při zjišťování reakcí. Z toho důvodu bude skutečné napětí v tomto místě nižší.

## 4.5 NÁVRH TÁHLA

### 4.5.1 NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ

Táhlo je namáháno na tlak silou odpovídající zatížení čepů C a D:

$$N = F_C = 22543 \text{ N}, \quad (74)$$

kde  $N$  [N] je normálová síla v táhle.

Normálové napětí od tlaku bude konstantní v celém průřezu:

$$\sigma = \frac{N}{S}, \quad (75)$$

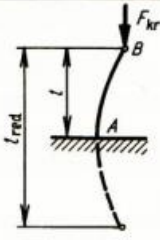
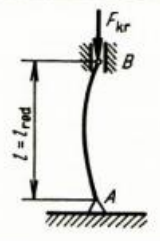
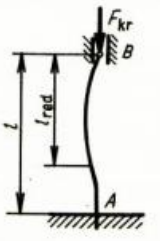
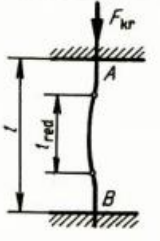
kde  $\sigma$  [MPa] je normálové napětí v táhle,

$S$  [mm<sup>2</sup>] je plocha průřezu táhla.

Z toho při použití materiálu S355J2 vychází minimální plocha průřezu jako:

$$S = \frac{N}{Re} = \frac{40008}{355} = 63,5 \text{ mm}^2. \quad (76)$$

## 4.5.2 VZPĚR

Druh vzpěru podle způsobu uložení	Způsob uložení konců prutu		Kritická síla $F_{kr}$ vztažená na		redukovaná (vzpěrná) délka $l_{red}$	příklad praktického použití
	A	B	délku prutu	redukovanou (vzpěrnou) délku $l_{red}$		
	vetknutý	vlný		$\frac{\pi^2 E J_{min}}{4 l^2}$	$l_{red} = 2l$	pilota, šroub v matici zvedáku
	kloub	kloub		$\frac{\pi^2 E J_{min}}{l^2}$	$l_{red} = l$	ojnice (v rovině kyvu) pístní tyč
	vetknutý	kloub		$\frac{2\pi^2 E J_{min}}{l^2}$	$l_{red} = \frac{l}{2}$	dlouhé ložisko v bodě A (pístní tyč)
	vetknutý	vetknutý		$\frac{4\pi^2 E J_{min}}{l^2}$	$l_{red} = \frac{l}{2}$	ojnice (v rovině kolmé k rovině kyvu)

Obr. 68: Eulerův vzpěr pro různá uložení prutu [23]

V rovině XY táhlo odpovídá prutu uloženému na obou koncích v kloubu. Kritická síla na vzpěr pro takto uložený prut je:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_z}{l_t^2}, \quad (77)$$

kde  $F_{kr}$  [N] je kritická síla na vzpěr,

$E$  [MPa] je modul pružnosti v tahu,  $E = 210000 \text{ MPa}$  pro ocel,

$l_t$  [mm] je délka táhla,  $l_t = L_4 = 790 \text{ mm}$ ,

$J_z$  [mm<sup>4</sup>] je kvadratický moment průřezu v ose z.

Z toho vychází minimální kvadratický moment průřezu jako:

$$J_z = \frac{l_t^2 \cdot N}{\pi^2 \cdot E} = \frac{790^2 \cdot 22543}{\pi^2 \cdot 210000} = 6788 \text{ mm}^4. \quad (78)$$

V rovině kolmé na XY táhlo odpovídá prutu uloženému na obou koncích vetknutím. Kritická síla pro takto uložený prut je:

$$F_{kr} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J_Y}{l_t^2}, \quad (79)$$

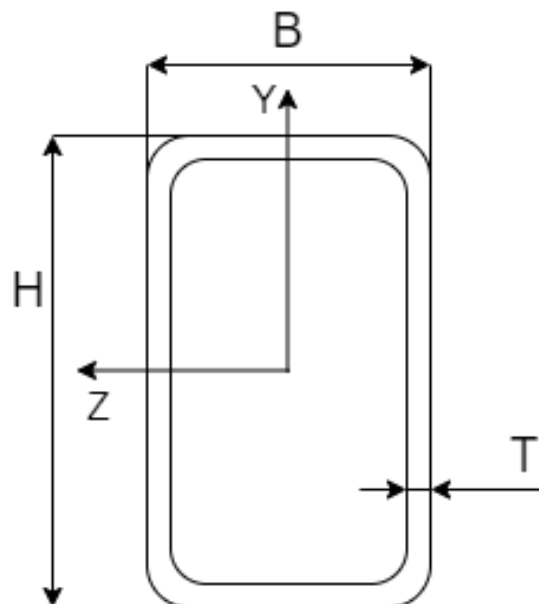
kde  $J_Y$  [mm<sup>4</sup>] je kvadratický moment průřezu v ose y.

Z toho vychází minimální kvadratický moment průřezu jako:

$$J_Y = \frac{l_t^2 \cdot N}{2 \cdot \pi^2 \cdot E} = \frac{790^2 \cdot 22543}{2 \cdot \pi^2 \cdot 210000} = 3394 \text{ mm}^4 \quad (80)$$

#### 4.5.3 VOLBA PRŮŘEZU

Průřez byl volen z katalogu firmy Feron [20], konkrétně z obdélníkových dutých profilů. Byl zvolen následující profil splňující výše spočtené minimální parametry:



Obr. 69: Rozměry průřezu [20]

Tab. 19: Rozměry průřezu [20]

$H$ [mm]	$B$ [mm]	$T$ [mm]	$S$ [mm <sup>2</sup> ]	$J_Z$ [mm <sup>4</sup> ]	$J_Y$ [mm <sup>4</sup> ]
60	30	2	334	150500	50800

Bezpečnost zvoleného profilu vzhledem k meznímu stavu pružnosti bude:

$$k_{MSP} = \frac{Re}{\sigma} = \frac{S \cdot Re}{N} = \frac{334 \cdot 355}{22543} = 5,3 > 1,4 \rightarrow \text{vyhovuje.} \quad (81)$$

Štíhlost prutu bude [23]:

$$\lambda = \frac{l_t \cdot \sqrt{S}}{\sqrt{J_Y}} = \frac{790 \cdot \sqrt{334}}{\sqrt{50800}} = 64,1, \quad (82)$$

kde  $\lambda$  [-] je štíhlost prutu.

Mezní štíhlost ocelového prutu bude [23]:

$$\lambda_{mez} = 105 > \lambda \rightarrow \text{nepružný vzpěr,} \quad (83)$$

kde  $\lambda_{mez}$  [-] je mezní štíhlost prutu.

Z výše uvedené rovnice vyplývá, že se prut nachází v oblasti nepružného vzpěru. V takovém případě lze podle [3] uvažovat jako horní hranici mez úměrnosti. Bezpečnost zvoleného profilu vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability pak bude:

$$k_{MSVS} = \frac{\sigma_u}{\sigma} = \frac{\sigma_u \cdot S}{N} = \frac{210 \cdot 344}{22543} = 3,2 > 1,4 \rightarrow \text{vyhovuje,} \quad (84)$$

kde  $k_{MSVS}$  [-] je bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability,

$\sigma_u$  [MPa] je mez úměrnosti prutu,  $\sigma_u \cong 210$  MPa pro konstrukční ocel [3].

**MAXIMÁLNÍ MOŽNÉ ZATÍŽENÍ**

V případě, že jedno táhlo bude nezatížené z důvodu nerovnoměrného zatížení a/nebo nepřesností, bude druhé táhlo zatíženo silou:

$$F_C = N = 44200 \text{ N.} \quad (85)$$

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti pak bude:

$$k_{MSP} = \frac{Re}{\sigma} = \frac{S \cdot Re}{N} = \frac{334 \cdot 355}{44200} = 2,7 > 1,4 \rightarrow \text{vyhovuje.} \quad (86)$$

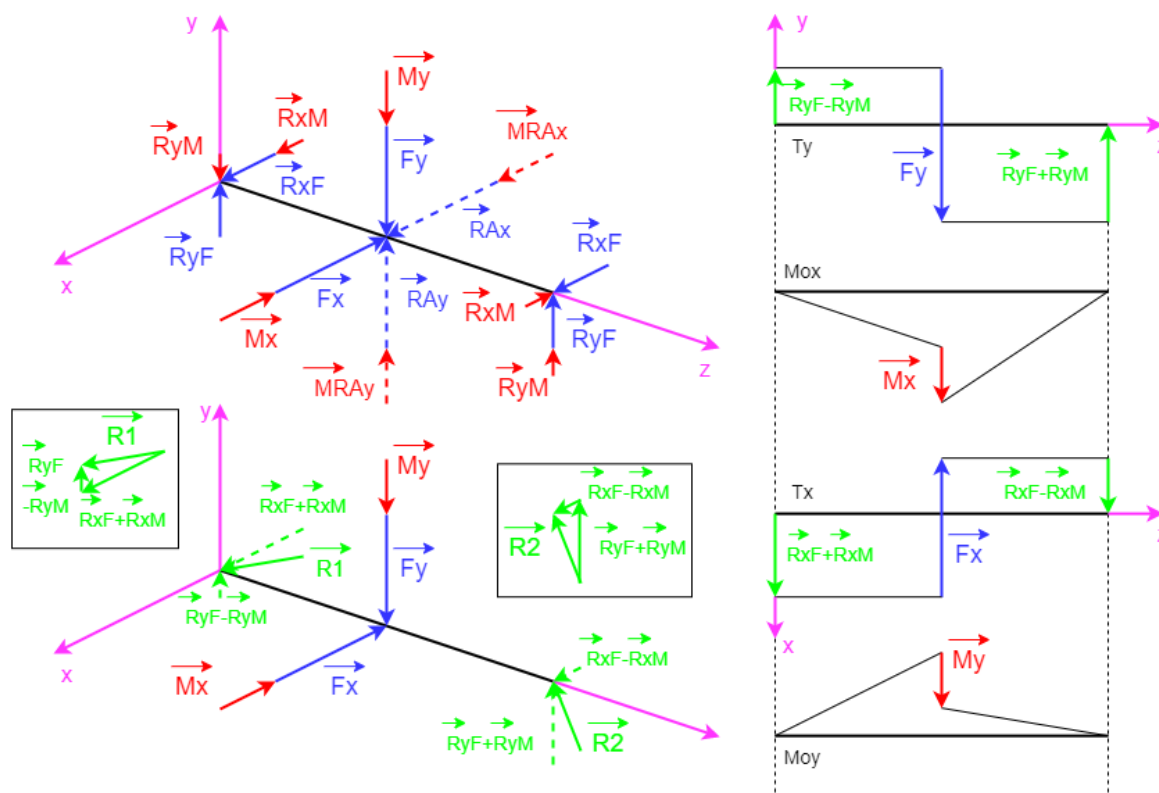
Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability pak bude:

$$k_{MSVS} = \frac{\sigma_u}{\sigma} = \frac{\sigma_u \cdot S}{N} = \frac{210 \cdot 344}{44200} = 1,6 > 1,4 \rightarrow \text{vyhovuje.} \quad (87)$$

## 4.6 NÁVRH ČEPŮ

### 4.6.1 ČEP A

Výsledné vnitřní účinky na čepu A od zatížení silou  $F$  a momentem  $M$ , odpovídající reakcím zjištěným z MKP modelů:



Obr. 70: VVÚ čepu

Reakce na zatížení silou  $F$  v uložení čepu se určí ze vztahů:

$$R_{xF} = \frac{F_x}{2}, \quad (88)$$

kde  $R_{xF}$  [N] je reakce v uložení čepu ve směru  $x$  na zatížení silou,

$F_x$  [N] je složka zátěžné síly ve směru  $x$ .

$$R_{yF} = \frac{F_y}{2}, \quad (89)$$

kde  $R_{yF}$  [N] je reakce v uložení čepu ve směru  $y$  na zatížení silou,

$F_y$  [N] je složka zátěžné síly ve směru  $y$ .

Reakce na zatížení momentem  $M$  v uložení čepu se určí ze vztahů:

$$R_{XM} = \frac{M_X}{l_{(A)}}, \quad (90)$$

kde  $R_{XM}$  [N] je reakce v uložení čepu ve směru  $x$  na zatížení momentem,

$M_X$  [N] je složka zátěžného momentu ve směru  $x$ ,

$l_{(A)}$  [m] je délka čepu A,  $l_{(A)} = 83 \text{ mm} = 83 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ .

$$R_{YM} = \frac{M_Y}{l_{(A)}}, \quad (91)$$

kde  $R_{YM}$  [N] je reakce v uložení čepu ve směru  $y$  na zatížení momentem,

$M_Y$  [N] je složka zátěžného momentu ve směru  $y$ .

Maximální součet reakcí na sílu a na moment v jednotlivých směrech bude:

$$R_{Xmax} = \max(R_{XF} + R_{XM}; R_{XF} - R_{XM}), \quad (92)$$

kde  $R_{Xmax}$  [N] je maximální součet reakcí ve směru  $x$ .

$$R_{Ymax} = \max(R_{YF} + R_{YM}; R_{YF} - R_{YM}), \quad (93)$$

kde  $R_{Ymax}$  [N] je maximální součet reakcí ve směru  $y$ .

Maximální celková reakce na sílu a na moment bude:

$$R_{max} = \max\left(\sqrt{(R_{XF} + R_{XM})^2 + (R_{YF} - R_{YM})^2}; \sqrt{(R_{XF} - R_{XM})^2 + (R_{YF} + R_{YM})^2}\right), \quad (94)$$

kde  $R_{max}$  [N] je maximální celková reakce.



**NAMÁHÁNÍ NA SMYK**

Kritický průřez bude v místě působení síly  $F$  a momentu  $M$ , kritické místo bude na povrchu. Maximální posouvající síla na čepu A bude:

$$T_{\max(A)} = R_{\max} = 28623 \text{ N}, \quad (95)$$

kde  $T_{\max(A)}$  [N] je maximální posouvající síla na čepu A.

Minimální průměr čepu na smyk bude:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{16 \cdot T_{\max(A)}}{3 \cdot \pi \cdot \tau_{(Re)}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot T_{\max(A)}}{3 \cdot \pi \cdot Re_{(\text{čep})}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 28623}{3 \cdot \pi \cdot 355}} = 8,3 \text{ mm}, \quad (96)$$

kde  $d_{\min}$  [mm] je minimální průměr čepu,

$\tau_{(Re)}$  [MPa] je smykové napětí materiálu čepu odpovídající mezi kluzu, z redukovaného napětí  $\tau_{(Re)} = \frac{Re}{2}$ ,

$Re_{(\text{čep})}$  [MPa] je mez kluzu materiálu čepu,  $Re_{(\text{čep})} = 355 \text{ MPa}$  pro ocel E355 [27].

**NAMÁHÁNÍ NA OHYB**

Kritický průřez bude v místě působení síly  $F$  a momentu  $M$ , kritické místo bude na povrchu. Maximální ohybový moment bude:

$$M_{O\max(A)} = T_{\max(A)} \cdot \frac{l_{(A)}}{2} = 28623 \cdot \frac{83 \cdot 10^{-3}}{2} = 1188 \text{ Nm}, \quad (97)$$

kde  $M_{O\max(A)}$  [Nm] je maximální ohybový moment na čepu A.

Minimální průměr čepu na ohyb bude:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O\max(A)} \cdot 1000}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1188 \cdot 1000}{\pi \cdot 355}} = 32,4 \text{ mm}. \quad (98)$$

**VOLBA PRŮMĚRU**

Vzhledem k rozměrům polotovaru a ložisek, a vyšší bezpečnosti, byl zvolen průměr čepu:

$$d_{pin} = 40 \text{ mm}, \quad (99)$$

kde  $d_{pin}$  [mm] je zvolený průměr čepu.

Maximální napětí od smyku bude:

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot T_{max(A)}}{3 \cdot \frac{\pi \cdot d_{pin}^2}{4}} = \frac{16 \cdot T_{max(A)}}{3 \cdot \pi \cdot d_{pin}^2} = \frac{16 \cdot 28623}{3 \cdot \pi \cdot 40^2} = 30,4 \text{ MPa}, \quad (100)$$

kde  $\tau_{max}$  [MPa] je maximální smykové napětí v čepu.

Maximální napětí od ohybu bude:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{Omax(A)} \cdot 1000 \cdot \frac{d_{pin}}{2}}{\pi \cdot \frac{d_{pin}^4}{64}} = \frac{32 \cdot M_{Omax(A)} \cdot 1000}{\pi \cdot d_{pin}^3}, \quad (101)$$

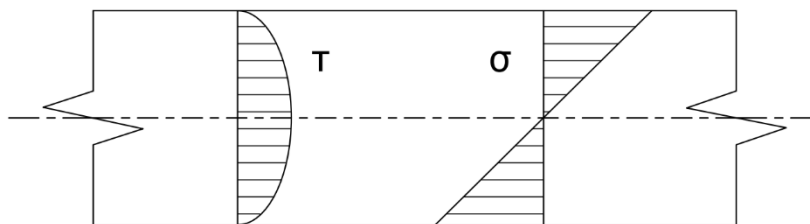
$$\sigma_{max} = \frac{32 \cdot 1188 \cdot 1000}{\pi \cdot 40^3} = 189 \text{ MPa},$$

kde  $\sigma_{max}$  [MPa] je maximální normálové napětí v čepu.

Bezpečnost čepu vzhledem k meznímu stavu pružnosti bude:

$$k_{MSP} = \frac{Re}{\max(\sigma_{max}, 2 \cdot \tau_{max})} = \frac{355}{189} = 1,88 > 1,4 \rightarrow \text{vyhovuje}. \quad (102)$$

Průběh napětí od smyku a ohybu v průřezu bude:



Obr. 71: Průběh napětí v průřezu

**OTLAČENÍ**

Pro tlak na stykové ploše čepu s pouzdrům platí:

$$p_S = \frac{F_S}{S_S} = \frac{R_{\max}}{d_{pin} \cdot t_S} = \frac{28623}{40 \cdot 16} = 44,7 \text{ MPa}, \quad (103)$$

kde  $p_S$  [MPa] je tlak na stykové ploše,

$t_S$  [mm] je délka pouzdra,  $t_S = 16 \text{ mm}$ ,

$F_S$  [N] je síla přenášená stykovou plochou,

$S_S$  [mm<sup>2</sup>] je styková plocha.

Bezpečnost čepu vzhledem k meznímu stavu otláčení bude:

$$k_{MSO} = \frac{p_{dov}}{p_S} = \frac{80}{44,7} = 1,79 > 1,4 \rightarrow \text{vyhovuje}, \quad (104)$$

kde  $k_{MSO}$  [-] je bezpečnost vzhledem k meznímu stavu otláčení,

$p_{dov}$  [MPa] je dovolený tlak na stykové ploše,  $p_{dov} = 80 \text{ MPa}$  pro E355 [18].

#### 4.6.2 ČEPY C, D, E A F

Pro návrh čepů C, D, E a F byl využit stejný postup jako v případě čepu A. Průměry čepů E a F určuje hydromotor, takže výsledné nízké bezpečnosti jsou zaviněny zatížením bodovou silou ve výpočtu místo kontaktu v realitě. Výsledné hodnoty ukazuje následující tabulka:

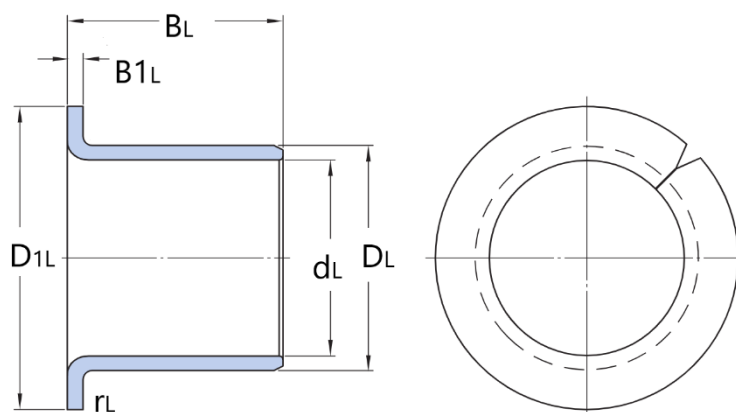
Tab. 20: Návrh čepů

Čep	A	C a D	E	F
Délka $l$ [mm]	77	45	83	63
Délka pouzdra $t_s$ [mm]	16	10	20	20
Mez kluzu $Re_{(čep)}$ [MPa]	355	355	355	355
Dovolený tlak ve styku $p_{dov}$ [MPa]	80	80	80	80
Posouvající síla $T$ [N]	28623	11272	22590	22590
Minimální průměr na smyk $d_{min}$ [mm]	8,3	5,2	7,3	7,3
Ohybový moment $M_O$ [Nm]	1188	254	937	712
Minimální průměr na ohyb $d_{min}$ [mm]	32,4	19,4	30,0	27,3
Zvolený průměr čepu $d_{pin}$ [mm]	40	30	25	23
Smykové napětí $\tau_{max}$ [MPa]	30,4	21,3	61,4	72,5
Normálové napětí $\sigma_{max}$ [MPa]	189	96	611	596
Bezpečnost $k_{MSP}$ [-]	1,88	3,71	0,58	0,60
Tlak ve styku $p_s$ [MPa]	44,7	37,6	45,2	49,1
Bezpečnost $k_{MSO}$ [-]	1,79	2,13	1,77	1,63

## 4.7 NÁVRH LOŽISEK

### LOŽISKO B

V následující části je navrženo ložisko mezi rámem a pákou. Vzhledem ke kyvnému pohybu páky a provozu v prašném prostředí bylo zvoleno bronzové ložisko PRMF 808580 od firmy SKF [21]. Parametry ložiska dané výrobcem jsou následující:



Obr. 72: Značení rozměrů ložiska [21]

Tab. 21: Parametry ložiska SKF PRMF 808580 [21]

$d_L$ [mm]	$D_L$ [mm]	$D_{1L}$ [mm]	$B_L$ [mm]	$B_{1L}$ [mm]	$r_L$ [mm]	$K$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$K_0$ [N/mm <sup>2</sup> ]
80	85	95	80	2,5	max 2,5	40	120

Měrné zatížení ložiska je následující [1]:

$$p_{max} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_L}{d_L \cdot B_L} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{33574}{80 \cdot 80} = 5,2 \text{ MPa} = 5,2 \text{ N/mm}^2, \quad (105)$$

kde  $p_{max}$  [MPa] je měrné zatížení ložiska,

$F_L$  [N] je největší radiální síla působící na ložisko,  
z MKP modelu  $F_L = 33574 \text{ N}$ ,

$d_L$  [mm] je vnitřní průměr ložiska,

$B_L$  [mm] je šířka ložiska.

Měrné zatížení ložiska pak musí být nižší než dovolená hodnota dynamického měrného zatížení:

$$p_m < K, \quad (106)$$

$$5,2 \text{ N/mm}^2 < 40 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{vyhovuje,}$$

Kde  $K$  [ $\text{N/mm}^2$ ] je dynamická únosnost ložiska.

### LOŽISKA A, C, D, E A F

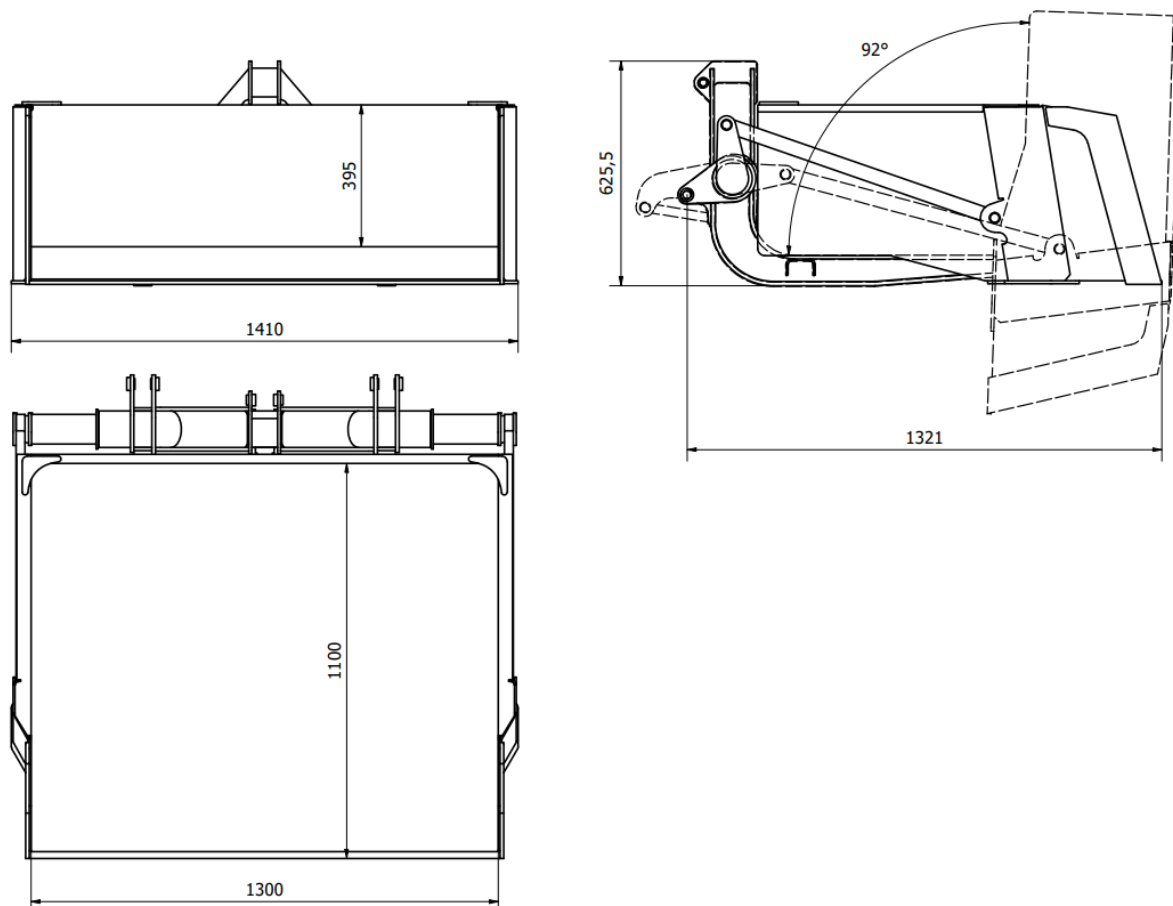
Stejným způsobem byla navržena ložiska do ostatních čepů na lopatě. Jejich výpočet podle rovnic zmíněných výše ukazuje následující tabulka:

Tab. 22: Návrh ložisek

Ložisko	Typ ložiska [21]	SKF PRMF 404425 (zdvojené)	SKF PRMF 808580	SKF PRMF 303430	SKF PRMF 455045 (zdvojené)	SKF PRMF 455045 (zdvojené)
	Umístění	A	B	C/D	E	F
Vnitřní průměr ložiska $d_L$ [mm]		40	80	30	25	23
Šířka ložiska $B_L$ [mm]		2×25	80	30	2×25	2×20
Statická únosnost $K_0$ [ $\text{N/mm}^2$ ]		120	120	120	120	120
Dynamická únosnost $K$ [ $\text{N/mm}^2$ ]		40	40	40	40	40
Zatížení $F_L$ [N]		48569	33574	22543	22590	22590
Tlak (MPa)		24,3	5,2	25,0	18,1	24,6
Bezpečnost statická		4,9	22,9	4,8	6,6	4,9
Bezpečnost dynamická		1,6	7,6	1,6	2,2	1,6

#### 4.8 VÝSLEDNÁ SESTAVA

Následující obrázek ukazuje výslednou sestavu:



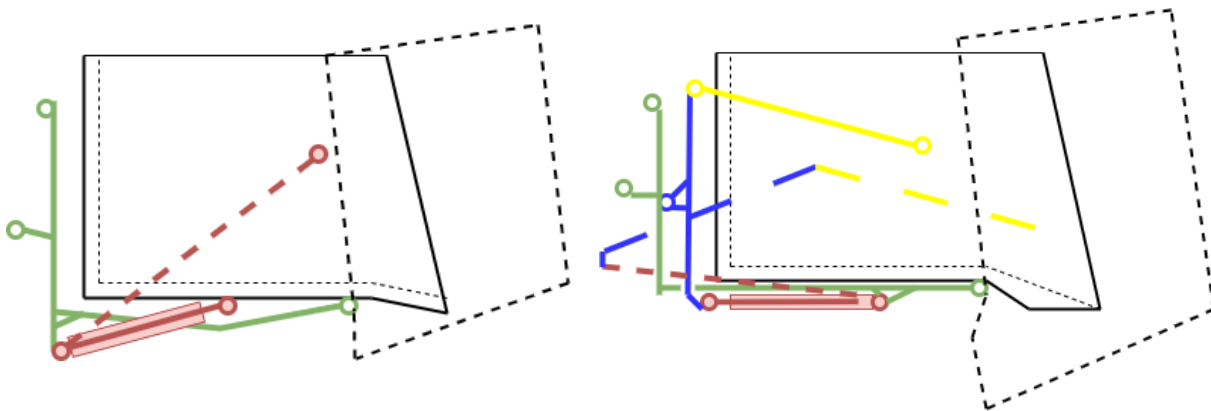
Obr. 73: Výsledná sestava

## ZÁVĚR

V první části této práce byla provedena nejprve stručná rešerše přídavných zařízení na malotraktory, a dále rešerše transportních boxů a lopat s vlastním výklopným mechanismem, určených pro malotraktory. V rámci rešerše byly zmíněny výhody a nevýhody jednotlivých, v současnosti používaných řešení výklopného mechanismu.

V druhé části práce byl na základě rešerše zvolen a navržen konvenční výklopný mechanismus. Následně byl zvolen přímočarý hydromotor, nalezeny optimální rozměry mechanismu a stanovena nosnost. Vzhledem k požadované nosnosti se ukázalo jako nutné využít dvou stejných hydromotorů, což by zvýšilo cenu zařízení.

Z toho důvodu byl ve třetí části práce navržen výklopný mechanismus dle vlastní koncepce, využívající přepákování mezi hydromotorem a lopatou. Následně byl zvolen hydromotor a sestaven skript v programu **MatLab**, který určil kombinaci rozměrů mechanismu s nejvyšším výklopným momentem.



Obr. 74: Konvenční uspořádání mechanismu (vlevo) a vlastní návrh mechanismu (vpravo)

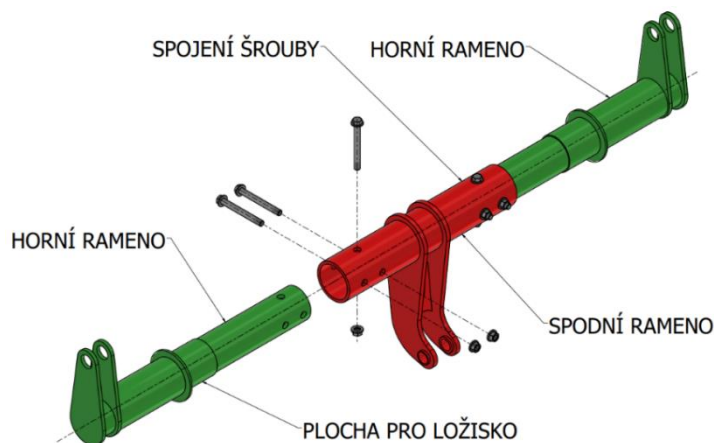
V dalším kroku byla stanovena nosnost navrženého mechanismu. Ten se ukázal značně předimenzovaný, a proto byl zvolen hydromotor s menším průměrem a ověřena nosnost. Dále byla zkontrolována i nosnost v případě vyklápění nákladu proti svahu a také v případě návratu lopaty zpět do přepravní polohy. Bylo také ověřeno, že se mechanismus v celém rozsahu výklopného pohybu nedostane do blízkosti tzv. **mrtvé polohy**.

Ve čtvrté části práce byly navrženy hlavní části konstrukce zařízení – lopata, rám, táhla a páka. Byly stanoveny zátěžné síly působící na lopatu a z nich sestaveny zátěžné stavy. Trhací síly byly stanoveny dle normy **ČSN ISO 8313** [2], vodorovné síly z tažné síly traktoru a z řezných odporů. Byl také stanoven **objem lopaty dle normy SAE** [4].

Jako základní materiál všech částí zařízení byla zvolena ocel **S355J2**. Hlavní a vedlejší břity lopaty budou realizovány z **otěruvzdorné oceli Hardox** od SSAB. Pevnostní výpočet lopaty, rámu a páky byl proveden v softwaru **ANSYS Workbench**. Zatížení páky bylo zadáno na základě reakcí z MKP modelů lopaty, zatížení rámu z reakcí od lopaty i páky.

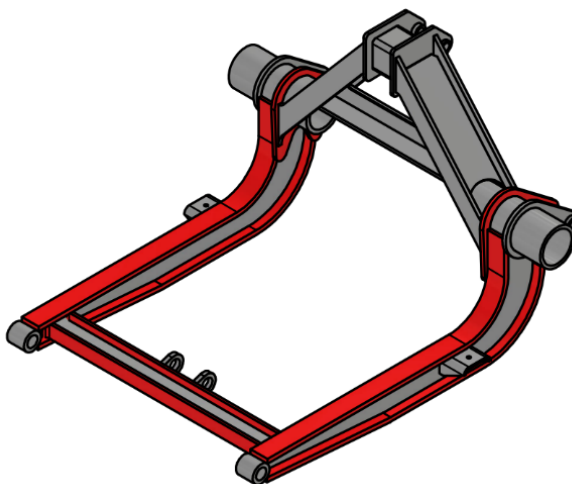


Po první sérii výpočtů úspěšně navrženo několik úprav konstrukce lopaty a rámu v místech s vysokým napětím. Lopata a páka z hlediska pevnosti a únavy vyhovují ve všech uvažovaných zátěžných stavech, nicméně vzhledem k velkým silám musí být konstrukce páky vůči celkovým rozměrům masivní. Kvůli snadnější montáži a údržbě byla páka navržena jako rozebíratelná a byly navrženy i šroubové spoje částí páky šrouby **M12 pevnostní třídy 8.8**.



Obr. 75: Rozebíratelná páka

Vysoké napětí v zalomení hlavního nosníku rámu se nepodařilo snížit ani úpravou geometrie, ani úpravou tloušťek plechů. Z toho důvodu bude na některé části rámu využit pevnější materiál **Strenx 700 E/F** od firmy SSAB spolu s pevnějšími svary. Nicméně problematický rám s vyšší hmotností a nutností využití pevnějšího materiálu zvyšuje cenu zařízení.



Obr. 76: Využití materiálu Strenx (červeně) v rámu (vlevo)

Následně bylo na základě reakcí navrženo táhlo z dutého profilu s obdélníkovým průřezem, které vyhovuje jak na pevnost a únavu, tak i na vzpěrnou stabilitu. Dále byly navrženy všechny čepy, a to z oceli **E355**. K uložení čepů byla zvolena a zkontrolována **bronzová kluzná ložiska od firmy SKF** do všech čepových spojení. Na závěr byla zpracována výkresová dokumentace, a to **výkres celkové sestavy** a **výkres svařence rámu**.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] ČSN ISO 8313. Stroje na zemné práce. Nakladače. Spôsoby merania preklápacích zaťažení a síl na nástroji. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [3] MALÁŠEK, J. Dopravní a manipulační zařízení: Studijní text – skripta. Brno: Ústav automobilního a dopravního inženýrství, FSI, VUT v Brně, 2016. 269s.
- [4] KAŠPÁREK, J. Stroje pro zemní práce: Studijní text – skripta. Brno: Ústav automobilního a dopravního inženýrství, FSI, VUT v Brně, 2021. Dostupné online z: <https://moodle.vut.cz/mod/folder/view.php?id=168867>
- [5] HOJEK, J. Návrh neseného podkopy za traktor. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2017. 78 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
- [6] ČSN ISO 730-1. Zemědělské kolové traktory. Zadní tříbodový závěs. Část 1: Kategorie 1, 2 a 3. Praha: Federální úřad pro normalizaci a měření, 1992.
- [7] Malotraktory Šálek s.r.o. [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z: <https://www.agroservispv.cz/cs/>
- [8] MILICHOVSKÝ, K. Pásový dopravník pro dopravu kusového materiálu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 72 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
- [9] Researchgate – Bulk density of forest energy chips [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/322643959\\_Bulk\\_density\\_of\\_forest\\_energy\\_chips](https://www.researchgate.net/publication/322643959_Bulk_density_of_forest_energy_chips)
- [10] ScienceDirect [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0032591018301153#bb0150>
- [11] DreamCivil [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z: <https://dreamcivil.com/density-of-sand/>
- [12] Hmotnosti a jiné charakteristiky staviv, stavebních výrobků, hornin, zemin a stavebních materiálů [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z: <https://people.fsv.cvut.cz/~novakjo6/Data/Pomucky/Objemov%C3%A9%20hmotnosti.pdf>
- [13] ROSENSTEINER GmbH [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z: [https://rosensteiner.at/fileadmin/\\_processed\\_/c/6/csm\\_ROS\\_Samurai\\_halb\\_gekippt\\_rechts\\_Logo\\_2022\\_LR\\_c8741f3959.png](https://rosensteiner.at/fileadmin/_processed_/c/6/csm_ROS_Samurai_halb_gekippt_rechts_Logo_2022_LR_c8741f3959.png)
- [14] Quicke – Ålö AB [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z: [http://quicke.co.nz/uploaded/Implements/Buckets/hightipbucket\\_gridimage.jpg](http://quicke.co.nz/uploaded/Implements/Buckets/hightipbucket_gridimage.jpg)

- [15] Mitrenga a.s. [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z:  
<https://www.mitrenga.cz/hydraulicka-lopata-neseny-kontejner-170>
- [16] CLAAS KGaA mbH [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z:  
[https://www.claas.kz/blueprint/servlet/resource/blob/2475412/a4d6039bf2d361da99c8f97e88765a30/415001\\_23-dataRaw.pdf](https://www.claas.kz/blueprint/servlet/resource/blob/2475412/a4d6039bf2d361da99c8f97e88765a30/415001_23-dataRaw.pdf)
- [17] Converter [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z:  
<http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>
- [18] E-konstruktor [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z: <https://e-konstruktor.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [19] ŠULÁK, P. Vysokovýklopná lopata dřevní štěpky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojíního inženýrství, 2021. 87 s.  
Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.
- [20] Feron a.s. [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z: <https://www.ferona.cz/>
- [21] SKF AB [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz>
- [22] SSAB AB [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z: <https://www.ssab.com/cs-cz/obchodni-znacky-vyroby/strenx/nabidka-produktu/700/e-f>
- [23] SVOBODA, J. Mechanika, pružnost pevnost [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z:  
<https://docplayer.cz/7203160-Vzper-mezni-stav-stability-pevnostni-podminky-pro-tlak-nepruzny-a-pruzny-vzper-ing-jaroslav-svoboda.html>
- [24] Šrouby online [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z: <https://www.sroubyonline.cz/jak-poznam-pevnostni-sroub>
- [25] Union Internationale des Chemins de fer (UIC) [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z:  
<https://uic.org/>
- [26] Kovintrade Praha spol. s r.o. [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z:  
<https://www.kovintrade.cz/s355j2/>
- [27] CZ FERRO – STEEL, spol. s r.o. [online] [cit 2023-17-5]. Dostupné z:  
<http://www.czferrosteel.cz/pdf/profily1-E355.pdf>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$B_L$	[mm]	Šířka ložiska
$D_t$	[mm]	Průměr stykové plochy horního a spodního ramene páky
$d$	[mm]	Průměr pístní tyče
$d_{\xi}$	[mm]	Průměr dřívku šroubu
$d_L$	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
$d_{min}$	[mm]	Minimální průměr čepu
$d_{pin}$	[mm]	Zvolený průměr čepu
$E$	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
$F_C$	[N]	Zatížení čepu C
$F_L$	[N]	Největší radiální síla působící na ložisko
$F_{PCHM}$	[N]	Síla, kterou poskytuje hydromotor při tlaku $p_{nom}$
$F_S$	[N]	Síla přenášená stykovou plochou
$F_{T1}$	[N]	Trhací síla od hydromotorů zdvihu
$F_{T2}$	[N]	Trhací síla od hydromotorů naklápění lopaty
$F_{TPH}$	[N]	Zdvihací síla na zadním třibodovém závěsu
$F_X$	[N]	Složka zátěžné síly ve směru $x$
$F_Y$	[N]	Složka zátěžné síly ve směru $y$
$F_{kr}$	[N]	Kritická síla na vzpěr
$F'_{PCHM}$	[N]	Síla, kterou poskytuje hydromotor při zasouvání pístní tyče
$f_S$	[-]	Statický součinitel smykového tření
$G_2$	[N]	Tíha výklopné části lopaty s břemenem
$G_{SAE}$	[N]	Tíhová síla od hmotnosti materiálu odpovídající objemu lopaty dle SAE
$G_n$	[N]	Tíhová síla od břemene odpovídajícího nosnosti lopaty
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$H_c$	[mm]	Celková výška celého zařízení
$J_Y$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu v ose $y$
$J_Z$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu v ose $z$
$K$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Dynamická únosnost ložiska
$k_{MSO}$	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu otláčení
$k_{MSP,\xi}$	[-]	Součinitel bezpečnosti šroubu
$k_{MSP}$	[-]	Součinitel bezpečnosti zahrnující dynamické účinky a únavu
$k_{MSVS}$	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability

$L_1$	[mm]	Vzdálenost čepů na základovém rámu
$L_{15}$	[mm]	Vzdálenost čepů B a E
$L_{1x}$	[mm]	Souřadnice polohy čepu B ve směru osy $x$
$L_{1y}$	[mm]	Souřadnice polohy čepu B ve směru osy $y$
$L_2$	[mm]	Vzdálenost čepů na výklopné části lopaty
$L_{2x}$	[mm]	Souřadnice polohy čepu D ve směru osy $x$
$L_{2y}$	[mm]	Souřadnice polohy čepu D ve směru osy $y$
$L_3$	[mm]	Délka ramene páky na straně lopaty
$L_4$	[mm]	Délka táhla
$L_{5x}$	[mm]	Souřadnice polohy čepu E ve směru osy $x$
$L_{5y}$	[mm]	Souřadnice polohy čepu E ve směru osy $y$
$L_6$	[mm]	Délka ramene páky na straně hydromotoru
$L_{PCHM}$	[mm]	Vzdálenost čepů hydromotoru při plně zasunutě pístní tyči
$l_{(A)}$	[m]	Délka čepu A
$l_5$	[mm]	Vzdálenost čepů B a D ve vyklopené poloze
$l_6$	[mm]	Vzdálenost čepů A a C ve vyklopené poloze
$l_t$	[mm]	Délka táhla
$M_C$	[kg]	Hmotnost malotraktoru včetně lopaty
$M_{Ki}$	[Nm]	Moment přenášený pákou v $i$ -té poloze mechanismu
$M_{Kmax}$	[Nm]	Maximální kroutící moment přenášený jednou stranou páky
$M_{Omax(A)}$	[Nm]	Maximální ohybový moment na čepu A
$M_{PCHM}$	[Nm]	Výklopný moment vůči ose rotace (čepu) výklopné části lopaty
$M_X$	[N]	Složka zátěžného momentu ve směru $x$
$M_Y$	[N]	Složka zátěžného momentu ve směru $y$
$M'_{PCHM}$	[Nm]	Výklopný moment, který poskytuje hydromotor při zasouvání pístní tyče
$m_c$	[kg]	Maximální hmotnost celého zařízení včetně břemene
$m_l$	[kg]	Hmotnost výklopné části lopaty
$m_n$	[kg]	Požadovaná nosnost zařízení
$m_t$	[kg]	Hmotnost malotraktoru
$m_v$	[kg]	Hmotnost výklopné části lopaty s břemenem
$N$	[N]	Normálová síla v táhle
$N_{4i}$	[N]	Síla v táhle v $i$ -té poloze mechanismu
$n_{\xi}$	[-]	Počet šroubů ve spoji horního a spodního ramene páky

$p_S$	[MPa]	Tlak na stykové ploše
$p_{dov}$	[MPa]	Dovolený tlak na stykové ploše
$p_{max}$	[MPa]	Měrné zatížení ložiska
$p_{nom}$	[MPa]	Pracovní tlak hydrauliky malotraktoru
$R_{XF}$	[N]	Reakce v uložení čepu ve směru $x$ na zatížení silou
$R_{XM}$	[N]	Reakce v uložení čepu ve směru $x$ na zatížení momentem
$R_{Xmax}$	[N]	Maximální součet reakcí ve směru $x$
$R_{YF}$	[N]	Reakce v uložení čepu ve směru $y$ na zatížení silou
$R_{YM}$	[N]	Reakce v uložení čepu ve směru $y$ na zatížení momentem
$R_{Ymax}$	[N]	Maximální součet reakcí ve směru $y$
$Re$	[MPa]	Mez kluzu materiálu S355J2
$Re_{(čep)}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu čepu
$Re_{\xi}$	[MPa]	Mez kluzu šroubu
$R_{max}$	[N]	Maximální celková reakce
$R_{P0,2}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu Strenx
$r'_{G2}$	[mm]	Největší rameno, na kterém působí tíha $G_2$ vůči čepu lopaty
$r_{G2}$	[mm]	Rameno, na kterém působí tíha $G_2$ vůči čepu lopaty na počátku zdvihu
$r_{PCHM}$	[m]	Rameno, na kterém působí síla $F_{PCHM}$ vůči čepu lopaty
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu táhla
$S'_{PCHM}$	[mm <sup>2</sup> ]	Mezikruhová plocha pístu
$S_S$	[mm <sup>2</sup> ]	Styková plocha
$T_{max(A)}$	[N]	Maximální posouvající síla na čepu A
$T_C$	[N]	Tažná síla stroje
$T_{Kmax}$	[N]	Síla namáhající šroub na střih
$t_S$	[mm]	Délka pouzdra
$V_C$	[m <sup>3</sup> ]	Celkový objem lopaty dle SAE
$V_S$	[m <sup>3</sup> ]	Sypný objem lopaty
$V_Z$	[m <sup>3</sup> ]	Zarovnaný objem lopaty
$W_{max}$	[mm]	Maximální šířka celého zařízení
$x_T$	[mm]	Souřadnice těžiště výklopné části lopaty s břemenem ve směru $x$
$x_b$	[mm]	Vzdálenost břitu od čepu výklopné části lopaty
$y_T$	[mm]	Souřadnice těžiště výklopné části lopaty s břemenem ve směru $y$
$z'_{G2}$	[mm]	Zdvih hydromotoru při maximálním rameni $r'_{G2}$ ,

$z_i$	[mm]	Vysunutí hydromotoru v $i$ -té poloze mechanismu
$z_{max}$	[mm]	Zdvih hydromotoru
$\alpha$	[°]	Úhel vyklopení lopaty
$\alpha_0$	[°]	Úhel mezi rameny $L_1$ a $L_2$ v přepravní poloze
$\alpha_1$	[°]	Úhel mezi rovinou XZ a spojnicí čepů A-B v přepravní poloze
$\alpha_{15}$	[°]	Úhel mezi spojnicí čepů A-B a spojnicí čepů B-D v přepravní poloze
$\alpha_2$	[°]	Úhel mezi rovinou XZ a spojnicí čepů A-D v přepravní poloze
$\alpha_3$	[°]	Úhel mezi rovinou XZ a ramenem páky $L_3$ v přepravní poloze
$\alpha_{34}$	[°]	Úhel mezi horním ramenem páky a táhlem v přepravní poloze
$\alpha_{35}$	[°]	Úhel mezi spojnicí čepů B-D a ramenem páky $L_3$ v přepravní poloze
$\beta$	[°]	Úhel pohybu páky mezi přepravní a vyklopenou polohou
$\beta_{13}$	[°]	Úhel mezi spojnicí čepů A-B a ramenem páky $L_3$ ve vyklopené poloze
$\beta_{16}$	[°]	Úhel mezi spojnicí čepů A-B a spojnicí čepů A-C ve vyklopené poloze
$\beta_2$	[°]	Úhel mezi rovinou XZ a spojnicí čepů A-D ve vyklopené poloze
$\beta_{26}$	[°]	Úhel mezi spojnicí čepů A-D a spojnicí čepů A-C ve vyklopené poloze
$\beta_3$	[°]	Úhel mezi rovinou XZ a ramenem páky $L_3$ ve vyklopené poloze
$\delta_{24i}$	[°]	Úhel mezi táhlem a spojnicí bodů A-D v $i$ -té poloze mechanismu
$\delta_{34i}$	[°]	Úhel mezi táhlem a ramenem páky $L_3$ v $i$ -té poloze mechanismu
$\lambda$	[-]	Štíhlost prutu
$\lambda_{mez}$	[-]	Mezní štíhlost prutu
$\rho_S$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Sypná hmotnost materiálu v lopatě
$\sigma$	[MPa]	Normálové napětí v táhle
$\sigma_{dov(Strenx)}$	[MPa]	Dovolené napětí materiálu Strenx 700 E/F
$\sigma_{dov}$	[MPa]	Dovolené napětí materiálu S355J2
$\sigma_{max}$	[MPa]	Maximální normálové napětí v čepu
$\sigma_{red,š}$	[MPa]	Redukované napětí ve šroubu
$\sigma_u$	[MPa]	Mez úměrnosti prutu
$\tau_{(Re)}$	[MPa]	Smykové napětí materiálu čepu odpovídající mezi kluzu
$\tau_{š}$	[MPa]	Maximální smykové napětí ve šroubu
$\tau_{max}$	[MPa]	Maximální smykové napětí v čepu
$\varphi$	[°]	Úhel svahu, na kterém traktor stojí, měřený v podélném směru
$\psi_K$	[°]	Úhel mezi spojnicí čepů B-E a ramenem páky $L_6$ ve vyklopené poloze
$\psi_Z$	[°]	Úhel mezi spojnicí čepů B-E a ramenem páky $L_6$ v přepravní poloze

## SEZNAM PŘÍLOH

- **PŘÍLOHY**
  - **P1** – Tabulka se závislostí úhlu vyklopení na rozměrech mechanismu
  - **P2** – Výpočtový skript v programu MatLab
  - **P3** – Reakce získané z MKP modelů lopaty a páky
  - **P4** – Výsledky MKP výpočtu lopaty
  - **P5** – Výsledky MKP výpočtu páky
  - **P6** – Výsledky MKP výpočtu rámu
  
- **VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE**
  - Výkres celkové sestavy
  - Výkres svařence rámu