



**FAKULTA  
ŠROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Konstrukční návrh rozrývacího trnu pro  
rypadla ve váhové kategorii 5 – 8t.**

**Structural design concept of a ripper for  
excavator in category from 5 to 8 tuns**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2023**

**Miloš KADLEC**

**Studijní program:** N2301 ŠROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

**Vedoucí práce:** Ing. Martin Havlíček

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kadlec** Jméno: **Miloš** Osobní číslo: **483246**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**  
Specializace: **Transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Konstrukční návrh rozrývacího trnu pro rypadla ve váhové kategorii 5 – 8t.**

Název diplomové práce anglicky:

**Structural design concept of a ripper for excavator in category from 5 to 8 tons**

Pokyny pro vypracování:

V závěrečné práci proveďte rešerši rypadel a jejich technických údajů.

Seznamte se stávajícími konstrukcemi rozrývacích trnů a navrhnete konstrukční řešení trnu s ohledem na využití rypných sil.

Zpracujte 3D model vašeho řešení a doplňte ho kontrolní výpočty vybraných uzlů.

Výsledný model podrobte pevnostní analýze pomocí příslušného výpočtového modelu.

Připravte podklady pro experimentální měření, ve kterém by bylo možné měřit rypné síly rozrývacího trnu.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008, 170 s. ISBN 978-80-01-04138-3.

POSPÍCHAL, Jaroslav. Technické kreslení. Vyd. 3., přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, 84 s. ISBN 978-80-01-03214-5/2008.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Martin Havlíček ústav konstruování a částí strojů FS**

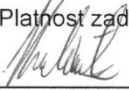
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:


**Ing. Michal Šperňák ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE FS**

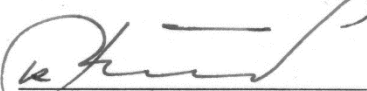
Datum zadání diplomové práce: **11.04.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **05.08.2023**

Platnost zadání diplomové práce:

  
Ing. Martin Havlíček  
podpis vedoucí(ho) práce


  
Ing. František Lopot, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

26.4.2023  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Konstrukční návrh rozrývacího trnu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Havlíčka, s použitím literatury a zdrojů uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne .....

.....

Miloš Kadlec

## Poděkování

V první řadě chci poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Martinovi Havlíčkovi za trpělivost a vstřícnost během vytváření této práce. Dále chci poděkovat své přítelkyni a rodině za podporu během studia. V neposlední řadě chci poděkovat Ing. Janu Kanavalovi, Ph.D., který mi vždy poskytl věcné rady.

## Anotační list

Jméno autora:	Bc. Miloš Kadlec
Název DP:	Konstrukční návrh rozrývacího trnu pro rypadla ve váhové kategorii 5 – 8t.
Anglický název:	Structural design concept of a ripper for excavator in category from 5 to 8 tuns
Rok:	2023
Studijní program:	N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Obor studia:	2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Martin Havlíček
Bibliografické údaje:	počet stran 67 počet obrázků 88 počet tabulek 17 počet příloh 1
Klíčová slova:	rozrývací trn, rozrývací hák, rozrývací zub, rypadlo, rypná síla
Keywords:	ripper, ripper tooth, excavator, digging force
Anotace:	Tato práce se zabývá návrhem rozrývacího trnu pro rypadla 5 až 8 tun. Je vytvořen 3D model trnu a technologický postup. V konstrukčních uzlech jsou provedeny pevnostní výpočty a kontrola. Výsledky jsou srovnány s metodou MKP. Je navrhnut teoretický experiment.
Abstract:	This thesis deals with the design of a ripper for excavators of 5 to 8 tons. A 3D model of the ripper and a technological procedure is created. Strength calculations and checking are carried out at selected structural nodes. The results are compared with the FEM method. A theoretical experiment is devised.

## Obsah

1. Úvod.....	4
2. Rešerše.....	5
2.1. Definice rypadla.....	5
2.2. Rozdělení rypadel.....	5
2.2.1. Rypadlo CAT 306.....	6
2.2.2. Rypadlo CX60C.....	7
2.2.3. Rypadlo HYUNDAI R60CR-9A.....	7
2.3. Rozrývací trn .....	8
2.4. Rychloupínače pro rypadla .....	9
2.4.1. Rychloupínač podkopy Lehnhoff HS08 .....	9
2.4.2. Rychloupínák Miller MIL09M.....	10
2.4.3. Rychloupínač podkopy Verachtert CW-10 .....	10
2.4.4. Rychloupínač podkopy Martin MH10 .....	11
2.4.5. Rychloupínač Vario SM01.....	11
2.5. Rypná síla.....	12
2.5.1. Rypná síla v závislosti na typu horniny.....	12
2.5.2. Předběžný rozměr rozrývacího trnu .....	13
2.5.3. Stanovení velikosti rypného odporu .....	13
2.6. Paprskové technologie.....	14
2.6.1. Řezání kapalinovým paprskem.....	14
2.6.2. Řezání laserem.....	16
2.6.3. Řezání plazmatem .....	18
2.6.4. Srovnání paprskových technologií.....	19
2.7. Tenzometrie .....	20
2.7.1. Rozdělení tenzometrů podle materiálu.....	20
2.7.2. Princip tenzometru.....	21
2.7.3. Použití tenzometrů .....	21
2.7.4. Tenzometrické obvody.....	22
2.7.5. Čtvrtmůstek .....	22
2.7.6. Polomůstek.....	22
2.7.7. Plný můstek.....	23
3. Model .....	24
3.1. Model trnu .....	24
3.2. Model alternativního úchytu .....	31
4. Technologický postup.....	34
4.1. Výběr materiálu.....	34
4.2. Technologie řezání.....	34
4.3. Technologie frézování .....	34
4.4. Technologie sváření.....	34
4.5. Tvrdokovové návary .....	35
4.6. Žárový nástřik .....	35
4.7. Šroubový spoj .....	35
4.8. Čepový spoj.....	35
5. Analytické výpočty .....	36
5.1. Stanovení zatížení.....	36

5.1.1.	Průběžné zatížení.....	36
5.1.2.	Nejvyšší dosažitelné zatížení.....	37
5.2.	Kontrola šroubového pole .....	37
5.2.1.	Kontrola šroubového pole na únavu.....	42
5.3.	Kontrola svarových spojů.....	44
5.3.1.	Kontrola svarového spoje na únavu .....	46
5.4.	Kontrola čepového spoje.....	47
5.4.1.	Kontrola na smyk .....	48
5.4.2.	Kontrola na otláčení.....	48
5.4.3.	Kontrola na ohyb.....	48
6.	MKP analýza.....	49
6.1.	Popis výchozích podmínek.....	49
6.2.	Celkové výsledky .....	50
6.3.	Porovnání s analytickými výpočty .....	53
6.3.1.	Šrouby .....	53
6.3.2.	Svary .....	54
6.3.3.	Čepy .....	55
7.	Teoretický experiment .....	57
7.1.	Zapojení tenzometrů .....	57
7.2.	Výběr místa.....	57
7.3.	Příprava experimentu .....	58
7.4.	Celkový tenzometrický obvod .....	58
8.	Závěr.....	61
	Citovaná literatura.....	62
	Seznam obrázků .....	65
	Seznam tabulek .....	66
	Seznam příloh .....	67

## Seznam zkratek a symbolů

<b>Zkratka</b>	<b>Význam</b>	
MKP	Metoda konečných prvků	
ČSN	Česká státní norma	
ISO	International Organization for Standardization	
EN	Evropská norma	
MAG	Metal Active Gas	
AWS	American Welding Society	

<b>Symbol</b>	<b>Význam</b>	<b>Jednotky</b>
$m$	hmotnost	[kg]
$F_{max}$	maximální síla rypadla	[N]
$l$	vzdálenost	[m]
$P$	výkon	[W]
$F$	síla	[N]
$R_t$	tangenciální složka odporu	[N]
$k_t$	specifický odpor proti rýpání	[-]
$b$	šířka záběru	[mm]
$c$	tloušťka třísky	[mm]
$R_n$	normálová složka odporu	[N]
$k_e$	součinitel pro písky až jíly	[-]
$R$	celkový rypný odpor	[N]
$R_m$	měrný rypný odpor	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$p$	tlak	[bar]
$Q$	průtok	[l·min <sup>-1</sup> ]
$d$	průměr	[mm]
$R_a$	drsnost	[μm]
$v$	rychlost řezání	[mm·min <sup>-1</sup> ]
$\lambda$	vlnová délka	[μm]
$R$	nominální (klidový) odpor tenzometru	[Ω]
$\rho$	rezistivita	[Ω·m]
$S$	průřez vodiče	[mm <sup>2</sup> ]
$l_0$	délka vodiče	[mm]
$\Delta R/R$	relativní změna odporu	[-]
$K$	konstanta tenzometru	[-]
$\varepsilon$	relativní deformace	[-]
$c_1, c_2$	součinitele polovod. tenzometrů	[-]
$a$	velikost koutového svaru	[mm]
$s$	šířka tupého svaru	[mm]
$R_e$	mez kluzu	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$R_m$	mez pevnosti	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$HB$	tvrdost dle Brinella	[-]



$E$	modul pružnosti	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\rho$	hustota	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
$HV$	tvrdost dle Vickerse	[-]
$\mu$	poissonovo číslo	[-]
$t$	teplota	$[\text{°C}]$
$Q$	tepelný příkon	$[\text{kJ}\cdot\text{mm}^{-1}]$
$q_0$	spojité zatížení	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}]$
$T$	posuvná síla	[N]
$M_o$	ohybový moment	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$F_i$	vnitřní síla vyvolaná silou vnější	[N]
$r_i$	rameno síly	[mm]
$C_1$	tuhost přitěžovaných součástí	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}]$
$C_2$	tuhost odlehčovaných součástí	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}]$
$C_{d3}$	tuhost průměru závitu šroubu	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}]$
$C_{Md}$	tuhost dřívku šroubu	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}]$
$d_3$	nejmenší průměr závitu	[mm]
$M_d$	průměr dřívku šroubu	[mm]
$s$	otvor klíče pro hlavu šroubu	[mm]
$\delta$	průměr zatížené plochy	[mm]
$l_p$	tloušťka desky	[mm]
$D_E$	průměr náhradní trubky dle VDI	[mm]
$D_o$	průměr díry pro šroub	[mm]
$q$	součinitel provozního předpětí	[-]
$Q_0$	montážní předpětí	[N]
$F_\tau$	smyková síla	[N]
$M_U$	utahovací moment	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$f$	součinitel tření	[-]
$F_{i2}$	odlehčující síla	[N]
$Q_{i2}$	zbytkové předpětí	[N]
$k_w$	součinitel bezpečnosti přenosu smyk. síly	[-]
$M_z$	kroučící moment v závitu	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$M_{TM}$	třecí moment pod maticí	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$\gamma$	úhel stoupání	$[\text{°}]$
$P$	rozteč závitu	[mm]
$\varphi'$	třecí úhel závitu	$[\text{°}]$
$d_2$	střední průměr závitu	[mm]
$S_3$	plocha nejmenšího průměru závitu	$[\text{mm}^2]$
$\sigma_t$	tahové napětí	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\tau$	smykové napětí	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$W_k$	modul průřezu v krutu	$[\text{mm}^3]$
$\sigma_{red}$	redukované napětí	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$k$	bezpečnost	[-]
$Q_{Im}$	střední hodnota provozní síly	[N]

$Q_{1a}$	amplituda provozní síly	[N]
$\sigma_{Q0}$	provozní předpětí	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_{Qm}$	střední hodnota napětí	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_{Qa}$	amplituda napětí	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\phi$	souhrnný součinitel	[-]
$\sigma_{c(-1)}$	mez únavy	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_{c(-1)}^*$	snížená mez únavy	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\psi_{\sigma}$	součinitel sbíhavosti	[-]
$\sigma_f$	fiktivní napětí	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\psi_{\sigma}^*$	snížený součinitel sbíhavosti	[-]
$k_{\sigma}$	dynamická bezpečnost	[-]
$k_{\tau}$	statická bezpečnost	[-]
$k$	statická bezpečnost	[-]
$W_o$	modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$\alpha_{\perp}$	součinitel anizotropie kolmosti	[-]
$\alpha_{\tau}$	součinitel anizotropie smyku	[-]
$\sigma_o$	ohybové napětí	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_h$	horní hodnota napětí cyklu	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_C$	mez únavy svaru	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$N_C$	limitní počet cyklů	[-]
$m$	exponent šikmé části Wöhlerovy křivky	[-]
$N_K$	počet cyklů do poruchy	[-]
$p$	tlak (otlačení)	[MPa]
$\sigma_{dov}$	dovolené napětí	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$p_{dov}$	dovolený tlak	[MPa]
$u$	deformace	[mm]
$\sigma$	normálové napětí	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\varepsilon_V$	celkové přetvoření	[-]
$\varepsilon_i$	indikované přetvoření	[-]
$\varepsilon_M$	deformace od mechanického zatížení	[-]
$I$	proud	[A]
$U$	napětí	[V]
$f$	frekvence	[Hz]

## 1. Úvod

Hlavním úkolem této diplomové práce je vytvoření konceptu rozrývacího trnu, který je kompatibilní s předem daným univerzálním úchytem. Tento rozrývací trn je určen pro rypadla v kategorii 5 až 8 tun. Úkolem trnu je rozrývání zeminy. První úlohou je vytvoření rešerše, ve které bude stručně popsáno: vybraná rypadla a trny, technologie výroby trnu a principy tenzometrie. Dalším úkolem je vytvoření modelu a k němu příslušný technologický postup, který nastíní proces výroby trnu a jeho montáž. Následně budou vybrané konstrukční uzly analyticky ověřeny výpočty. Výsledky analytických výpočtů budou posléze srovnány s výsledky MKP. Posledním úkolem bude nastínění experimentu pomocí tenzometrů. V práci budou použity znalosti získané během studia.

## 2. Rešerše

V této kapitole budou popsána rypadla, vyráběné rozrývací trny, použitelné technologie pro výrobu trnu a úvod do problematiky tenzometrů.

### 2.1. Definice rypadla

*„Samojízdný stroj na pásovém nebo kolovém podvozku s hlavním rámem, konstruovaný pro současné nesení vpředu namontovaného pracovního zařízení a vzadu namontovaného rýpadlového pracovního zařízení. Při použití rýpadlového zařízení stroj nepojíždí a obvykle rýpe pod úroveň terénu. Pracovní cyklus rýpadlového zařízení obvykle zahrnuje rýpání, zdvihání, otáčení a vysypání materiálu.“ [1]*

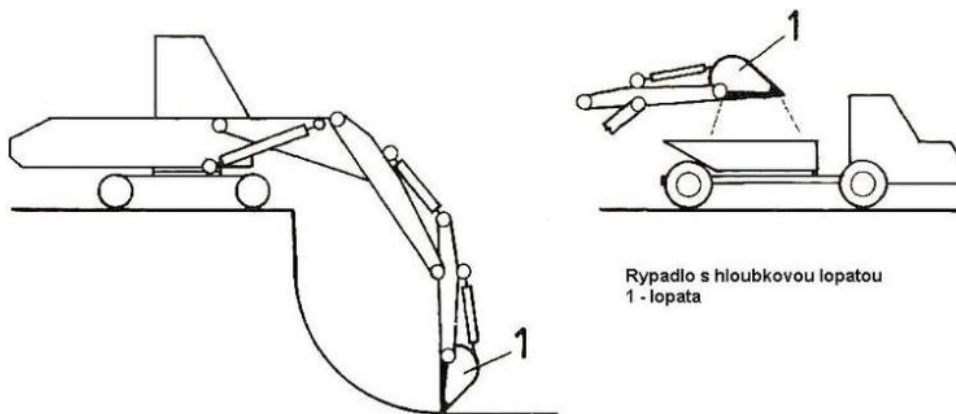
### 2.2. Rozdělení rypadel

Rypadla se podle funkčnosti rozdělují na jednoúčelová, na kterých je stabilně namontován pouze jeden druh pracovního zařízení určeného pro daný druh práce, a víceúčelová, na která lze namontovat různé druhy pracovních zařízení. Dále se rypadla dělí na lopatová, korečková a kolesová. Rešerše se bude dále zaměřovat pouze na rypadla lopatová. Tato rypadla jsou samohybné stroje s otočným svrškem, který se může otáčet v rozsahu 360° kolem svislé osy. Lopatové rýpadlo pomocí lopaty rýpe a přemísťuje materiál bez pohybu spodní pojízdné části stroje. Podvozek může být pásový, kolový, traktorový, automobilový nebo krácející. Výběr podvozku se odvíjí podle výkonové třídy rypadla. Rotace svršku je realizována pomocí pastorku a ozubeného věnce. Svršek rypadla nese kabinu, motor, hydrogenerátor, pracovní zařízení a příslušenství hydrauliky. Pracovní zařízení se skládá z násady, výložníku a lopaty, která může být zaměněna za jiný přídatný nástroj (drapák, vlečný koreček, rozrývací trn, kladivo atd.). Lopata může být upevněna k rýpadlu buď přímo nebo s použitím rychloupínáku, který usnadňuje výměnu pracovních nástrojů. [2] [3]



Obrázek 1: Popis částí rypadla [47]

Rypadla mohou být konstruována s výškovou nebo hloubkovou lopatou. Pro tuto práci jsou uvažována pouze rypadla s hloubkovou lopatou (lopata pod úrovní pojezdu). Tato rypadla mohou být použita k výkopu jam s nepřístupným dnem, hloubení rýh, kanálů, příkopů, úpravy svahů nebo manipulace se zeminou. [2]



Obrázek 2: Schéma rypadla s hloubkovou lopatou [2]

Návrh rozrývacího trnu je koncipován pro rypadla s vahou od 5 do 8 tun. Pro teoretické výpočty, podle kterých bude trn navrhnout, byla vybrána tři rypadla od různých výrobců dostupná na českém trhu. Trn musí být dimenzován tak, aby každé rypadlo mohlo rozrývat zeminu při nejhorsích podmínkách, kterých je schopné dané rypadlo dosáhnout. Pro výpočetní část bude použita nejvyšší nalezená síla.

### 2.2.1. Rypadlo CAT 306

První vybrané rypadlo je od výrobce CAT. Výkon motoru tohoto rypadla je 41,7 kW. Provozní hmotnost  $m$  se pohybuje od 6 485 do 7 175 kg podle specifikace nebo výbavy rypadla. Maximální dosah ramene je 3,71 až 4,11 m do hloubky a 6,295 až 6,685 m vodorovný. Maximální síla rypadla  $F_{max}$  je 51,5 kN. [4]

#### Hydraulic System

Load Sensing Hydraulics with Variable Displacement Piston Pump		
Pump Flow @ 2,400 rpm	151 L/min	40 gal/min
Operating Pressure – Equipment	24 500 kPa	3,553 psi
Operating Pressure – Travel	24 500 kPa	3,553 psi
Operating Pressure – Swing	22 500 kPa	3,263 psi
Auxiliary Circuit – Primary		
Flow	90 L/min	24 gal/min
Pressure	24 500 kPa	3,553 psi
Auxiliary Circuit – Secondary		
Flow	33 L/min	9 gal/min
Pressure	24 500 kPa	3,553 psi
Digging Force – Stick (Standard)	29.5 kN	6,632 lbf
Digging Force – Stick (Long)	26.5 kN	5,957 lbf
Digging Force – Bucket	51.5 kN	11,578 lbf

Obrázek 3: Specifikace rypadla CAT 306 [4]

### 2.2.2. Rypadlo CX60C

Druhé vybrané rypadlo je od výrobce CASE Construction. Rozdílné hodnoty závisí na specifikaci stroje. Toto rypadlo má výkon motoru 48,3 kW. Provozní hmotnost  $m$  je 5 310 až 5 710 kg. Maximální dosah ramene do hloubky je 3,57 m až 3,99 m a vodorovně 6,15 až 6,48 m. Maximální síla rypadla  $F_{max}$  je rovna 40,9 kN. [5]

<b>CX60C</b>	
Výkon hydrauliky (l/min)	2 × 55
Max. výška stroje (mm)	2550
Max. rypná síla násady (kN)	26.5
Max. šířka stroje (mm)	2000
Max. rypná síla lopaty (kN)	40.9
Max. hloubkový dosah (mm)	3990
Max. vodorovný dosah (mm)	6480
Max. délka stroje (mm)	5625
Max. hmotnost stroje (kg)	5710
Výkon motoru (kW)	48.3

Obrázek 4: Specifikace rypadla CX60C [5]

### 2.2.3. Rypadlo HYUNDAI R60CR-9A

Třetí rypadlo pochází od výrobce Hyundai. Rozdílné hodnoty jsou závislé na specifikaci stroje. Výkon motoru tohoto rypadla je 48,3 kW. Provozní hmotnost  $m$  je 5 800 kg. Maximální dosah ramene do hloubky je 3,57 až 3,99 m a vodorovně 6,15 až 6,48 m. Maximální síla tohoto rypadla  $F_{max} = 40,9$  kN. [6]

<b>KOPACIA SILA R60CR-9A</b>		
Rameno	1,48 m	1,9 m
Kopacia síla lopaty	4170 kgf	4170 kgf
	40,9 kN	40,9 kN
Tlačná síla lopaty	9190 lbf	9190 lbf
	2700 kgf	2280 kgf
	26,5 kN	22,4 kN
	5950 lbf	5030 lbf

Obrázek 5: Rypadlo Hyundai R60CR-9A [6]

### 2.3. Rozrývací trn

Rozrývací trn je nástroj pro rypadla, který se používá k rozbíjení kamenů, skal, různých tříd hornin nebo půdy. Rozrývací trn koncentruje veškerou sílu stroje do jednoho bodu a díky tomu dokáže penetrovat do velmi kompaktních povrchů, které by bylo velmi obtížné prorazit běžnou lopatou, a snižuje namáhání stroje. Dále jde trn použít k vykopávání různých předmětů, které je nutné dostat ze země, jako např kameny, kořeny nebo kabely. Taktéž lze trn použít k rozbití zmrzlé půdy. Během standardního pracovního postupu se nejdříve všechny tvrdé vrstvy rozbijí pomocí trnu, následně je používána klasická lžíce. [7]



Obrázek 6: Rozrývací trn engcon [43]



Obrázek 7: Rozrývací trn Lehnhoff [44]



*Obrázek 8: Rozrývací trn Bobcat [45]*

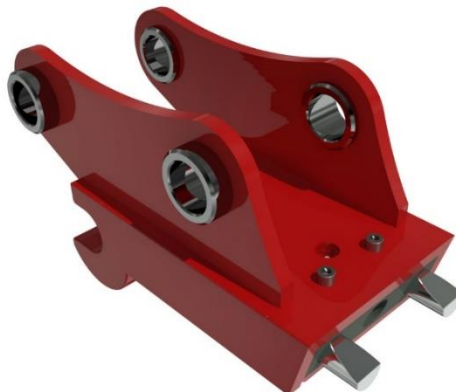
V dnešní době jsou vyráběné rozrývací trny nejčastěji svařence dílů vyrobených z plechů a odlitků. Způsob uchycení je realizován pomocí čepů případně šroubových spojů přímo k rypadlu nebo k rychloupínači. Na špičce trnu je navařen adaptér a na něj je čepovým spojením připraven vyměnitelný zub. Trny jsou zahnuty do směru rýpání.

## **2.4. Rychloupínače pro rypadla**

Další částí řešerše je seznámení se s uchycením trnů dostupných na trhu. Součástí této práce je i navrhnutí vlastního uchycení k jednomu vybranému rychloupínači.

### **2.4.1. Rychloupínač podkopolu Lehnhoff HS08**

Tento rychloupínač je od výrobce Lehnhoff. Korpus je vyroben z lité oceli. Provedení může být buďto mechanické nebo hydraulické. Tato varianta je určena pro rypadla o váze 7,5 až 16 tun. [8]



*Obrázek 9: Rychloupínač Lehnhoff HS08 [8]*

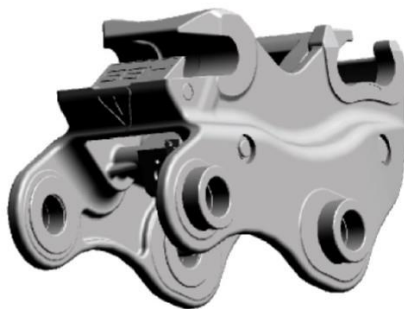


*Tabulka 1: Rozměry rychloupínače Lehnhoff*

Rozměr mezi čepy [mm]	400
Šířka upínače [mm]	290
Průměr čepů [mm]	60

#### 2.4.2. Rychloupínák Miller MIL09M

Rychloupínák Miller MIL09M je určen pro rypadla váhy 5 až 9 tun. Rozměry jsou přizpůsobitelné podle zákazníka. Materiál korpusu je konstrukční ocel S355J2+N. Provedení je mechanické. [9]


*Obrázek 10: Rychloupínák Miller MIL09M [9]*

#### 2.4.3. Rychloupínač podkopy Verachtert CW-10

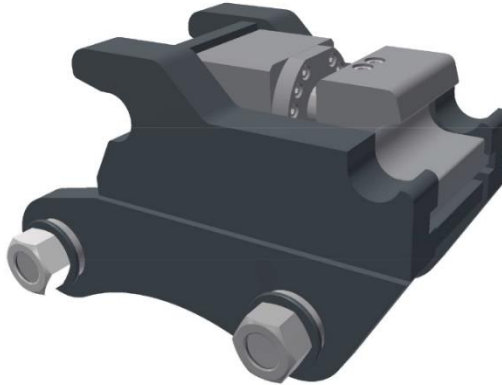
Rychloupínač od výrobce Verachtert je vyráběn v hydraulickém i mechanickém provedení. Materiál korpusu a háku je konstrukční ocel S355J2+N. Tato varianta je pro rypadla o váze 3 až 10,5 tun. [10]


*Obrázek 11: Rychloupínač Verachtert CW-10 [10]*
*Tabulka 2: Rozměry rychloupínače CW-10*

Rozměr mezi čepy [mm]	300
Šířka upínače [mm]	310
Průměr čepů [mm]	50

#### 2.4.4. Rychloupínač podkopy Martin MH10

Rychloupínač Martin je vyráběn ve variantě hydraulické. Materiál korpusu je vyroben z konstrukční oceli S355J2+N. Je určen pro rypadla o váze 3,5 až 10 tun. [11]



Obrázek 12: Rychloupínač podkopy Martin MH10 [11]

Tabulka 3: Rozměry rychloupínače Martin MH10

Rozměr mezi čepy [mm]	285
Šířka upínače [mm]	230
Průměr čepů [mm]	50

#### 2.4.5. Rychloupínač Vario SM01

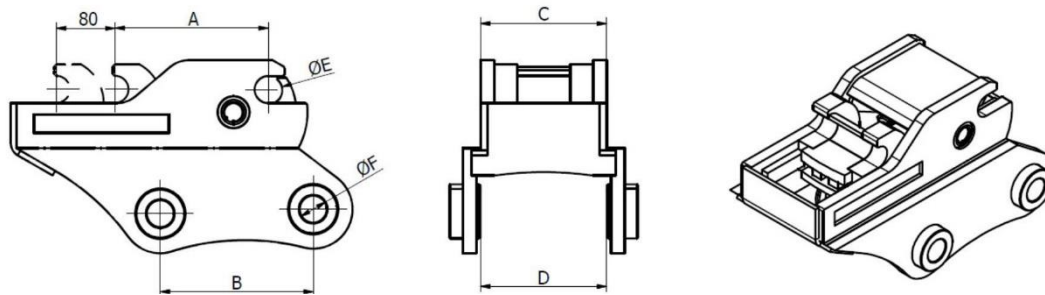
Tento rychloupínač od výrobce Vario je pouze v hydraulickém provedení. Materiál korpusu je vyroben z konstrukční oceli S355J2+N. Určen je pro rypadla o váze od 15 do 30 tun. [12]



Obrázek 13: Rychloupínač Vario SM01 [12]

Tabulka 4: Rozměry rychloupínače Vario SM01

Rozměr mezi čepy A [mm]	380-470
Rozměr mezi čepy nástroje B [mm]	340
Šířka upínače C [mm]	280
Rozměr upínače vnitřní D [mm]	280
Průměr čepů F [mm]	60



Obrázek 14: Rozměry rychloupínače Vario SM01 [12]

Rychloupínač Vario SM01 byl vybrán jako alternativní uchycení a bude pro něj vytvořen alternativní úchyt k trnu v kapitole (3.2).

## 2.5. Rypná síla

Pro maximální hodnotu rypné síly jednotlivých rypadel je nutné určit předběžnou teoretickou hodnotu rypné síly, která vychází z předpokládaných rozměrů trnu. Tato teoretická rypná síla musí být menší než nejnižší maximální síla vybraných rypadel, tedy 40,9 kN.

### 2.5.1. Rypná síla v závislosti na typu horniny

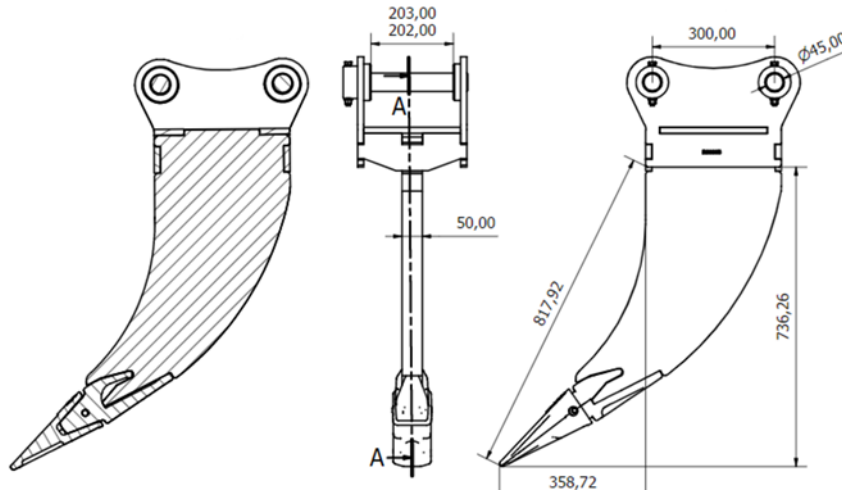
Hodnota rypné síly je přímo závislá na součiniteli třídy horniny. Pro rozrývací trn jsou uvažovány horní hodnoty součinitele pro radlice dozeru.

Tabulka 5: Součinitele odporu v závislosti na třídě horniny [38]

popis horniny	třída horniny	pracovní nástroj		
		lopata rypadla	nože skrejpru	radlice dozeru
kyprý, suchý písek	1	0,015-0,025	0,020-0,04	0,028-0,045
písek, hornina hlinitopísčítá lehká, písčitohlinitá vlhká	1 - 2	0,03-0,07	0,05-0,01	0,06-0,12
písčitohlinitá hornina, drobný štěrk, vlhká lehká hlína	2	0,06-0,13	0,095-0,18	0,1-0,2
střední hlína, pevná písčitohlinitá hornina, příp. těžká rozrytá	3	0,125-0,195	0,17-0,3	0,16-0,32
těžké horniny	4	0,2-0,3	0,32-0,49	0,31-0,42

### 2.5.2. Předběžný rozměr rozrývacího trnu

Pro teoretickou hodnotu odporu byl vybrán rozrývací trn pro rypadla v kategorii 5 až 8 tun. Jako tento trn byl vybrán Bobcat E85. Šířka tohoto trnu  $b$  je 50 mm a výška  $h$  je 736,26 mm.



Obrázek 15: Trn Bobcat E85 [37]

### 2.5.3. Stanovení velikosti rypného odporu

**Stavení velikosti rypného odporu  $R$**

a) tangenciální složka odporu  $R_t$   
 $R_t = k_t \cdot b \cdot c$  [N]  
 $b$ ...šířka záběru (m),  $c$ ...tloušťka třísky (m),  
 $k_t$ ...specifický odpor proti rypání (Pa)

b) normálová složka odporu  
 $R_n = k_e \cdot r_t$  [N];  
 $k_e = 0,2 - 0,8$  (písky až jíly)

c) výsledný odpor  $r$   
 $R = (r_t^2 + r_n^2)^{1/2}$  [N]

Obrázek 16: Schéma rozložení rypného odporu [38]

Tangenciální složka odporu  $R_t$  je stanovena vztahem, kde  $b$  je šířka záběru,  $c$  tloušťka třísky a  $k_t$  specifický odpor proti rypání.

$$R_t = k_t \cdot b \cdot c \quad (1)$$

Pro normálovou složku odporu  $R_n$  platí vztah s použitím součinitele  $k_e$  pro písky až jíly v rozsahu od 0,2 do 0,8.

$$R_n = k_e \cdot R_t \quad (2)$$

Následující vztah platí pro výsledný odpor.

$$R = \sqrt{R_t^2 + R_n^2} \quad (3)$$

Tabulka 6: Hodnoty rypného odporu podle třídy horniny

popis horniny	třída horniny	Rypný odpor R [N]
kyprý, suchý písek	1	2121
písek, hornina hlinitopísčítá, písčitohlinitá vlhká	1-2	5657
písčitohlinitá hornina, drobný štěrk, vlhká lehká hlína	2	9429
střední hlína, pevná písčitohlinitá hornina, příp. těžce rozrytá	3	15086
těžké horniny	4	19800

Pro stanovení hodnot rypného odporu byly použity zjednodušené rozměry trnu Bobcat E85 (2.5.3) a zároveň nejvyšší specifické odpory proti rypání  $k_t$  dle třídy horniny a nejvyšší součinitel  $k_e$  pro jíly z důvodu, aby mohl být trn dimenzován pro použití za nejhorších možných podmínek.

Pro některé analytické výpočty byl zaveden měrný rypný odpor  $R_m$ , pro který jsou opět uvažovány nejvyšší hodnoty součinitelů s rozdílem, že se vztahují pouze na jednom milimetr čtvereční. Výsledný vztah má následující podobu:

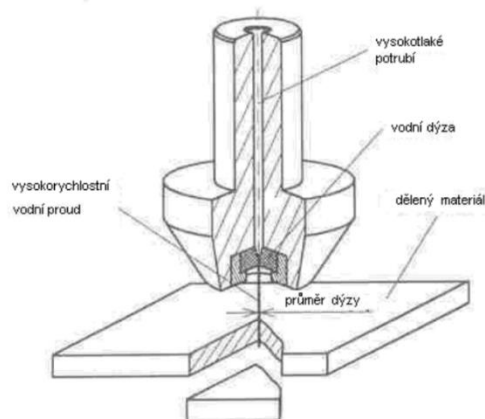
$$R_m = \sqrt{k_t^2 + k_e^2} = \sqrt{0,42^2 + 0,8^2} = 0,53786 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4)$$

## 2.6. Paprskové technologie

Další součástí rešerše je úvod do paprskových technologií řezání materiálů. Dle charakteristik daných technologií a specifikace trnu bude poté určen předběžný teoretický technologický postup výroby.

### 2.6.1. Řezání kapalinovým paprskem

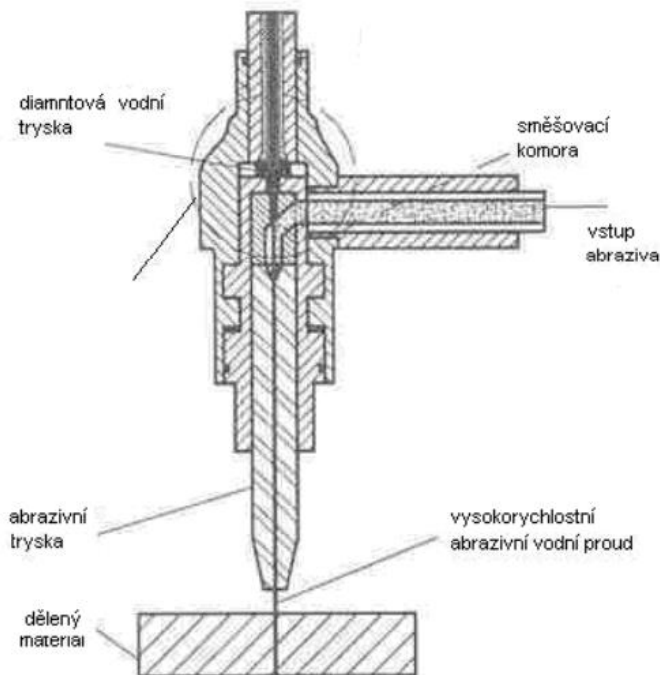
Podstatou této metody dělení materiálu tlakem vodního paprsku je obrousování děleného materiálu. Fyzikální princip je založen na přeměně kinetické energie molekul kapaliny na mechanickou práci, za současného působení kavitační koroze. Paprsek vzniká v řezací hlavě, která je zakončena tryskou. Z pracovní trysky vystupuje paprsek pracovní kapaliny při tlacích  $p = 800$  až  $4\ 100$  bar a průtokem vody  $Q = 1,2$  až  $7,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Při určitých podmínkách v kapalině vznikají bubliny tvořené sytou párou, které při zániku produkují rázy, takto dochází k vytrhávání částic z povrchu součástí, dochází tedy ke kavitaci.



Obrázek 17: Řezání čistým vodním paprskem [13]

Nejdříve je paprskem proražen otvor v děleném materiálu a následným pohybem dochází k vytvoření řezné spáry. Pro řezání materiálů kapalinovým paprskem se může použít čistý kapalinový paprsek nebo abrazivní kapalinový paprsek (kapalina obsahující zrna brousícího materiálu). Pracovní kapalinou může být jakákoliv kapalina. Specifikace druhu pracovní kapaliny je určena druhem řezaného materiálu. Jako abrazivní zrna se používají zrna křemičitého písku, olivínu, granátu, kubického nitridu boru apod. o velikosti 0,2 až 0,5 mm.

Úběr materiálu je realizován u paprsku čisté kapaliny změnou kinetické energie molekul kapaliny a kavitací, u abrazivního ještě působením brousících zrn na obrobek. Čistý kapalinový paprsek je používán pro řezání měkkých a málo houževnatých materiálů. Maximální tloušťka řezaného materiálu je závislá na druhu materiálu obrobku, tlaku kapaliny a rychlosti řezání. Šířka řezné spáry je 0,1 až 0,3 mm. Výhodou technologie čistého paprsku je možnost vytvořit velmi tenký paprsek ( $d = 0,1016$  až  $0,254$  mm běžné rozmezí), a tedy vzniká malé množství odpadu. Tímto druhem paprsku je možné vyrobit složité tvary obrobku. Během řezání nevzniká teplo, nedochází tedy ke škodlivému tepelnému namáhání.



Obrázek 18: Řezání abrazivním kapalinovým paprskem [13]

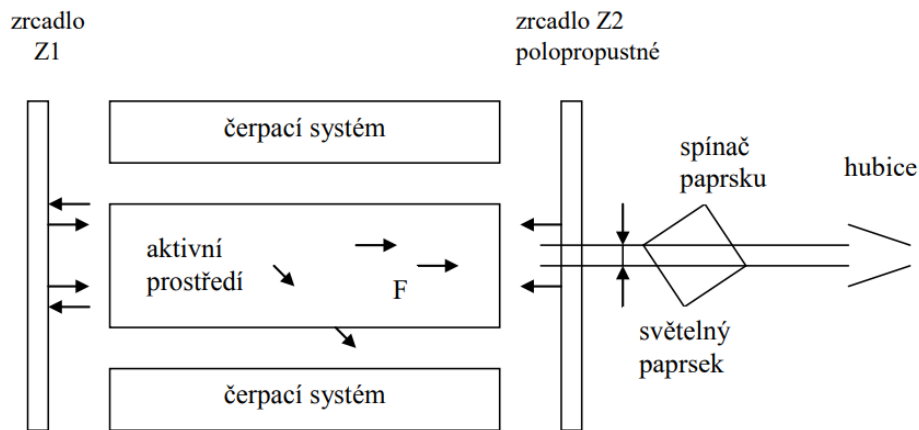
Abrazivní kapalinový paprsek je používán pro řezání tvrdých a houževnatých materiálů. Tento typ paprsku pracuje s proudem vody, který je urychlen přes první trysku tzv. vodní trysku. Poté paprsek prochází směšovací komorou. Ve směšovací komoře vzniká podtlak, díky kterému dochází ke strhávání abraziva. Následně paprsek s abrazivem proudí do zaostřovací trysky. Je možné řezat materiály o tloušťce více než 100 mm. Maximální tloušťka řezaného materiálu je závislá na druhu materiálu obrobku, pracovním tlaku kapaliny, na průtokovém množství směsi kapaliny a zrn, na množství zrn v kapalině, na druhu a velikosti zrn brousícího materiálu a na rychlosti řezání. Šířka řezné spáry je 1,1 až

2,5 mm. Rychlost řezání  $v$  se pohybuje podle tloušťky a druhu řezaného materiálu od  $5 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$  u kovů do  $2\,000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$  u překližky.

Maximální přesnost řezaných tvarů a rozměrů je  $\pm 0,1 \text{ mm}$  u tenkých obrobků do tloušťky asi  $10 \text{ mm}$ , u obrobků s větší tloušťkou je přesnost menší v rádiusových přechodech až  $1 \text{ mm}$ . Drsnost obrobeného povrchu  $R_a$  2,5 až  $12 \mu\text{m}$  je proměnlivá podle tloušťky řezaného materiálu. Nejlepší je na straně vstupu paprsku do materiálu, a to do jedné třetiny a nejhorší na straně výstupu paprsku z materiálu. [13] [14] [15]

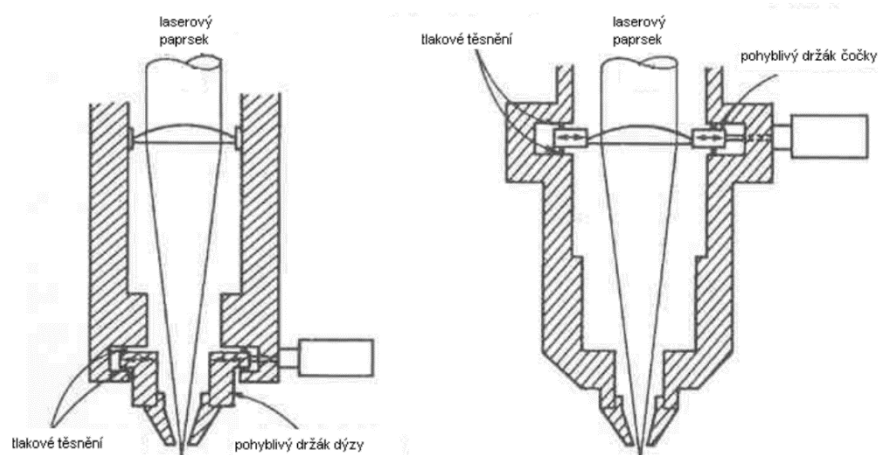
### 2.6.2. Řezání laserem

Paprsek laseru je při řezání materiálu přiváděn do místa řezu soustavou zrcadel a v pracovní hlavě je následně zaostřován čočkou. Foton  $F$  ve směru osy trubice strhává další fotony ve stejném směru, část těchto fotonů projde polopropustným zrcadlem  $Z_2$  a zbytek se odrazí a strhne další fotony, které se následně odrazí od zrcadla  $Z_1$ . Takto se děj opakuje a světlo se v aktivním prostředí zesiluje.



Obrázek 19: Schéma principu laserového paprsku [13]

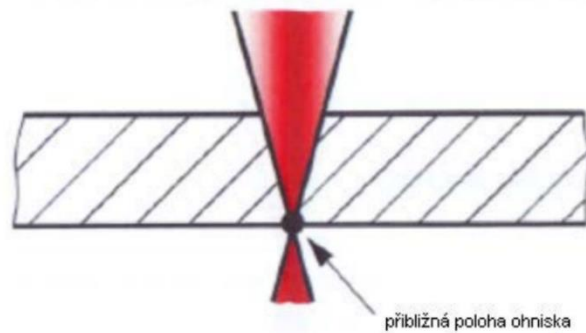
Světlo v této technologii má monochromatický charakter, dobrou směrovost paprsku a vysoký zářivý výkon. Aktivní prostředí může být tvořeno pevnými (oxid hlinitý  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , Nd-YAG izotermický krystal  $\text{Y}_3\text{Al}_5\text{O}_{12}$ ) nebo plynnými látkami (argon, helium-neon, oxid uhličitý  $\text{CO}_2$ ). Čerpací systém umožňuje vybuzení atomů pro laserový efekt.



Obrázek 20: Uspořádání laserových hlav [13]

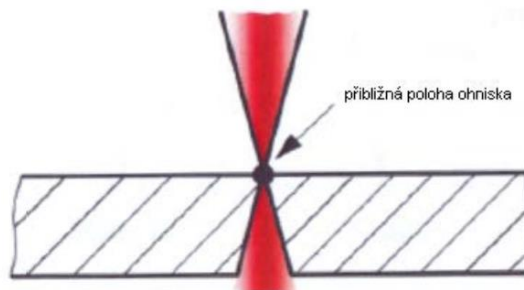
Uspořádání laserových hlav může být s pohyblivým držákem dýzy nebo s pohyblivým držákem čočky. V řezné hlavě je vedený paprsek zaostřován zinkovou selenidovou čočkou a dokáže soustředit paprsek o vlnové délce  $\lambda = 10,6 \mu\text{m}$ . U moderních laserových řezacích strojů je hlava schopna kopírovat nerovnosti řezaného materiálu.

Tavné (fúzní) laserové řezání nastává, pokud je v místě řezání materiál roztaven a následně odfukován (Obrázek 21). Materiál je odstraňován v tekuté podobě. Tento druh řezání je pomalejší než pálicí.



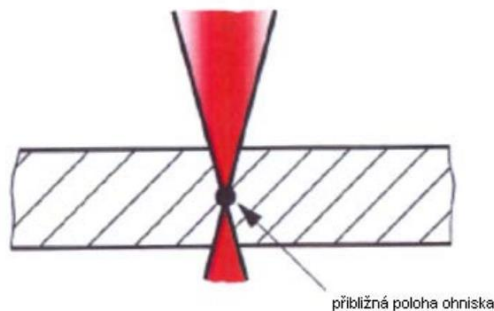
Obrázek 21: Tavné laserové řezání [13]

K sublimačnímu řezání laserem dochází vlivem vysoké intenzity laserového záření, takto je materiál odstraňován především odpařováním (Obrázek 22). Tato metoda je vhodná pro dřevo a keramiku.



Obrázek 22: Sublimační laserové řezání [13]

Poslední možností řezání pomocí laseru je pálení, při kterém dochází k ohřátí materiálu na zápalnou teplotu tak, že daný materiál může s přiváděným reaktivním plynem shořet v exotermické reakci (Obrázek 23). Tato metoda je rychlejší než fúzní řezání, avšak kvalita povrchu je horší a tepelné ovlivnění je větší.



Obrázek 23: Pálicí laserové řezání [13]

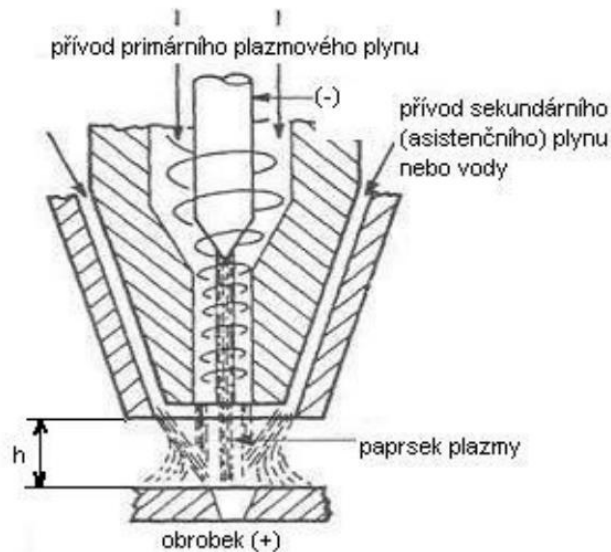


Rychlost řezání se odvíjí dle způsobu řezání, výstupního výkonu paprsku laseru, požadované kvality řezu, tloušťky a druhu materiálu obrobku. Drsnost povrchu dosahuje hodnot  $R_a = 3,6$  až  $12 \mu\text{m}$ , tloušťka tepelně ovlivněné oblasti je  $0,05$  až  $0,2$  mm. Šířka řezné spáry je dána druhem laseru, materiálem a tloušťkou řezaného materiálu, pohybuje se v rozmezí  $0,02$ – $0,2$  mm.

Pro řezání materiálů jsou používány  $\text{CO}_2$  lasery o výkonu  $600$  až  $2000$  W, které umožňují řezat konstrukční ocel až do tloušťky  $20$  mm, korozivzdornou ocel do tloušťky  $10$  mm a slitiny hliníku do tloušťky  $5$  mm. Pro řezání s větší přesností a s menší šířkou řezné spáry se používají Nd-YAG lasery o výkonu  $100$  až  $1\,000$  W, pomocí kterých lze řezat konstrukční ocel do tloušťky  $6$  mm, korozivzdornou ocel do tloušťky  $3$  mm a slitiny hliníku do tloušťky  $2$  mm. [13] [16]

### 2.6.3. Řezání plazmatem

Princip této technologie je založen na ohřevu nebo tavení materiálu za extrémně vysokých teplot nad  $10\,000$  °C, které vznikají rozkladem molekul plynu při jejich průchodu elektrickým obloukem. Plazma je označení pro směs volných elektronů, pozitivně nabitých iontů a neutrálních atomů při vysokých teplotách. Hoření v oblouku nastává mezi netavicí se katodou vyrobenou z wolframu a anodou, která je tvořena obráběným materiálem nebo tělesem hořáku. Paprsek plazmy o průměru řádově  $1$  mm vychází z hořáku vysokou rychlostí. Během řezání je materiál vyfukován z místa řezu.



Obrázek 24: Konfigurace plazmového hořáku [13]

Zařízení pro technologii plazmového řezání se skládá ze zdroje energie, ionizátoru, plazmového hořáku a NC nebo CNC řídicího systému. Podle typu použitého oblouku se plazmové zařízení dělí na transferovaný plazmový oblouk a netransferovaný plazmový oblouk. Transferovaný plazmový oblouk je využíván pro obrábění vodivých materiálů a vzniká mezi elektrodou uvnitř plazmového hořáku a daným materiálem. Netransferovaný plazmový oblouk vzniká mezi dvěma elektrodami v samotném plazmovém hořáku. Plazmový hořák musí zajišťovat přívod proudu na elektrodu, přívod pracovních plynů, nasměrování paprsku a tvarování plazmového oblouku.

Daný pracovní cyklus je řízen CNC systémem, který ovládá všechny pracovní parametry. Za dodržení optimálních pracovních podmínek je možné dosáhnout přijatelné jakosti stěn bez otřepů na spodní straně řezu. Přesnost metody dosahuje  $\pm 0,25$  mm. Kvalita řezu se odvíjí od maximální tloušťky řezaného materiálu, metody plazmového řezání, napájecího proudu a napětí, rychlosti řezání a druhu řezaného materiálu. Drsnost povrchu může být  $R_a 12,5$  a horší. Taktéž při této metodě dochází k vytvoření tepelně ovlivněné vrstvy (cca 2 mm), je tedy nutné započítávat s přídatkem na dokončení obrábění. Maximální tloušťka řezaného materiálu je 130 mm pro korozivzdorné oceli, pro slitiny hliníku a mědi až 150 mm. Z ekologického hlediska tato technologie negativně ovlivňuje pracovní prostředí, během procesů dochází k tvorbě škodlivých výparů. Možnost, jak tomuto předejít je umístit proces řezání pod vodu. [13] [17]

#### 2.6.4. Srovnání paprskových technologií

Tabulka 7: Srovnání paprskových technologií [13]

Parametr	Paprsková metoda		
	Plasma (PAM).	Laser (LBM)	Voda (AWJ)
Dělitelné materiály	Železné a neželezné kovy	Materiály kromě těch s vysokou světelnou odrazivostí	Téměř všechny materiály
Teplota řezu	Horký řez	Teplý řez	Studený řez
Vliv teplota řezu na materiál	Velký	Malý	Žádný
Kolmost řezu	Velký nepravidelný sklon	Mírný sklon	Mírný sklon
Výronek na řezné spáře	Řez většinou bez výronku	Řez většinou bez výronku	Řez vždy bez výronku
Kvalita řezané plochy	Výrazné vlny „striace“	Malá drsnost	Velmi malá drsnost dle řezné rychlosti nahoře, ale dole vlny „striace“
Vliv tvrdosti řezaného materiálu na rychlost	Nemá vliv	Nemá vliv	Mírně snižuje řeznou rychlost
Řezání plastů	Nelze	Omezeně	Je vhodné
Řezání kompozitních materiálů,	Je možné, pokud jsou na bázi kovů	Je možné, pokud mají složky stejnou teplotu tavení	Je vhodné
Řezání keramika, skla, kamene	Nelze	Omezeně	Je vhodné
Reliéfní obrábění	Nelze	Je možné	Velmi omezeně
Velikost materiálu	Velké dílce	Velké i malé dílce	Velké i malé dílce
Tloušťka materiálu standardní	Střední a silné polotovary	Malé a střední polotovary do 25 mm	Všechny tl. Od fólií až po silné polotovary (300 mm)
Vliv na pracovní prostředí	Velké exhalace a hluk	Malé exhalace a hluk	Hluk
Jakost povrchu $R_a$ cca. měřitelné u malých tl.	12,4	Až 3,2	Až 3,2
Běžné tolerance rozměrů cca. u malých tl.	Velký rozptyl až $\pm 0,25$	Až $\pm 0,1$	$\pm 0,1$

Trn je tvořen plechy s tloušťkou maximálně 15 mm, jako primární technologie řezání daných dílů byl tedy vybrán laserový paprsek.

## 2.7. Tenzometrie

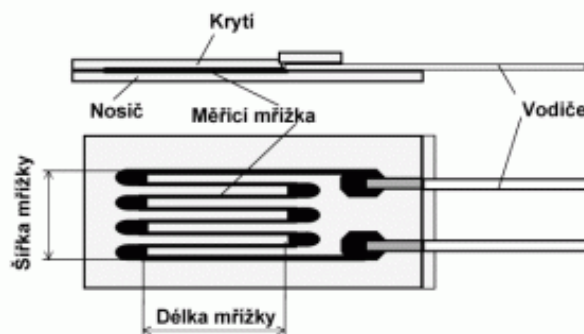
Prvkem této diplomové práce je vytvoření teoretického experimentu, kterým by bylo možné změřit rozložení napětí v samotném trnu. V případě, že by k tomuto experimentu došlo, byly by výsledné hodnoty porovnány s teoretickými hodnotami.

### 2.7.1. Rozdělení tenzometrů podle materiálu

Tenzometry se vyrábějí kovové (drátkové, fóliové a vrstvené) a polovodičové. Drátkové tenzometry jsou nalepeny na papírové podložce případně jsou volně, v dnešní době se již nepoužívají.

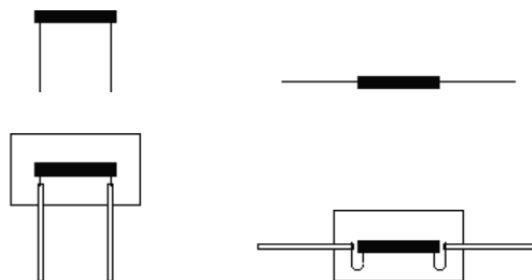
Momentálně jsou nejčastěji používány tenzometry fóliové. Tyto fóliové tenzometry jsou nejčastěji uvnitř zapouzdřených průmyslových snímačů. Jsou vyráběny v různých tvarech pro měření objektů všech tvarů a působení sil z různých směrů. Měřicí odporový meandr o tloušťce 3 až 6  $\mu\text{m}$  s danou délkou, šířkou a hodnotou klidového odporu  $R$  je upevněn na nosné izolační vrstvě o tloušťce cca 20 až 50  $\mu\text{m}$ , která je vyrobena z polyamidu nebo sklem vyztuženého fenolového filmu. Ze senzoru jsou vyvedeny pájitelné plošky nebo přímo vodiče. Na povrchu senzoru je krycí vrstva tloušťky 30  $\mu\text{m}$ .

U vrstvených tenzometrů se kovová vrstva nanáší přímo na objekt, jsou používány jen pro speciální aplikace. [18] [19] [20]



Obrázek 25: Fóliový tenzometr s viditelným meandrem [18]

Polovodičové tenzometry jsou monokrystalické či polykystalické (naprašované). Nejčastější provedení je tyčinka krystalu s drátkovými vývody. Provedení bývá jednoosé. Tenzometr bývá uložen na podložce nebo volně. Citlivost bývá 60 krát vyšší než u tenzometrů fóliových. [20] [21]



Obrázek 26: Provedení polovodičového tenzometru [21]

*Tabulka 8: Konstanta tenzometru podle materiálu [19]*

Materiál	Konstanta
Konstantan	2,1
Platina	6,1
Platina – Iridium	5,1
Platina – Wolfram	4

### 2.7.2. Princip tenzometru

Samotný princip kovového tenzometru spočívá ve změně odporu mechanicky namáhaného vodiče délky  $l_0$ , průřezu  $S$  a rezistivity  $\rho$ . Změny odporu jsou nejčastěji dány změnou parametru délky vodiče  $\Delta l$ . Pro jednoznačnost se používá relativní změna odporu  $\Delta R/R$ , kde  $R$  je nominální odpor tenzometru v nenamáhaném stavu. Tato změna odporu je rovna součinu konstanty (deformační citlivost) tenzometru  $K$  a relativní deformace  $\varepsilon$ . [18] [19]

$$R = \rho \cdot \frac{l_0}{S} \quad (5)$$

$$\frac{\Delta R}{R} = K \cdot \varepsilon \quad (6)$$

Pro polovodičové tenzometry je závislost nelineární. Hodnoty koeficientů jsou  $c_1 = 400$  a  $c_2 = 4\,000$ . [19] [21]

$$\frac{\Delta R}{R} = c_1 \cdot \varepsilon + c_2 \cdot \varepsilon^2 \quad (7)$$

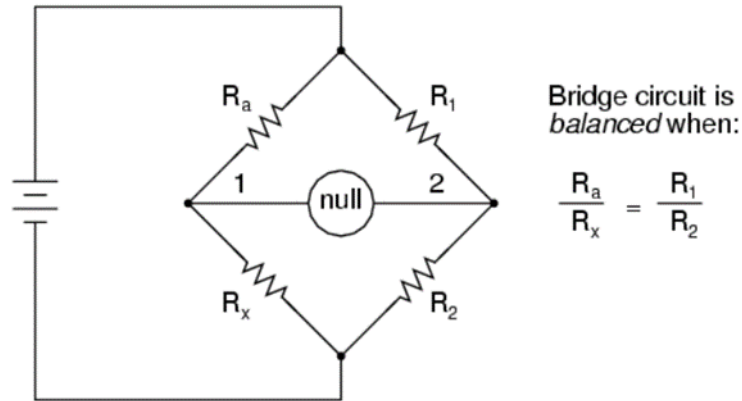
### 2.7.3. Použití tenzometrů

Kovové tenzometry se používají jako: průmyslové tenzometrické snímače zatížení a vážní systémy v průmyslu, pro měření deformací objektů, síly, tlaku, kroutícího momentu, momentu síly, mechanického napětí spojů (např. svařovaných nebo lepených), měření zatížení nosníků, mostů, domů apod, měření vibrací a deformace křidel a trupu letadel, automobilů, lopatek turbín, měření a detekce pnutí vlivem teploty, externího zatížení, měření rozsáhlých deformačních polí složitě namáhaných mechanických konstrukcí, dále také jako kontrola pevnostních výpočtů a obraz skutečného mechanického namáhání. [18]

Polovodičové tenzometry mají využití: měření deformací objektů, měření síly, tlaku, kroutícího momentu, momentu síly, mechanického napětí spojů (např. svařovaných nebo lepených) přesné váhy využívané například v automobilovém průmyslu, jsou používány jako nedílná součást některých integrovaných senzorů tlaku, síly, váhy, nebo také k měření vibrací a deformací, měření a detekce pnutí vlivem teploty, externího zatížení, měření rozsáhlých deformačních polí složitě namáhaných mechanických konstrukcí, přesné snímače zatížení. [21]

### 2.7.4. Tenzometrické obvody

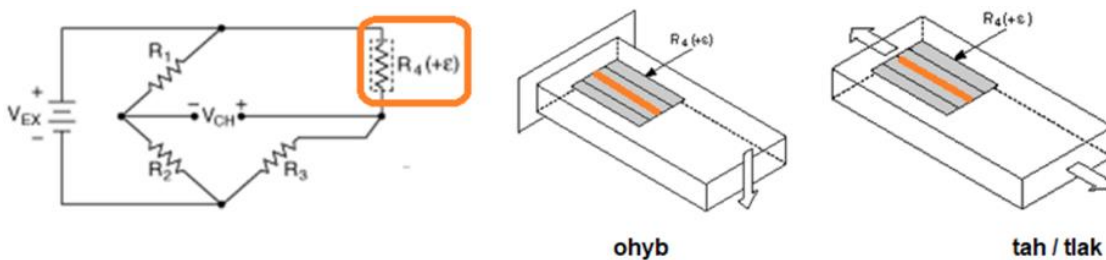
Změna odporu se nejčastěji převádí na změnu napětí. V případě tenzometrů je tato změna velmi malá, proto se používá Wheatstonův můstek. Wheatstonův můstek je tvořen čtyřmi tenzometry, na jednu diagonálu je přivedeno napájení a na druhé je měřeno napětí. Tyto čtyři tenzometry je možné nahradit pevnými odpory, podle kterých se nazývá typ zapojení. [19] [20]



Obrázek 27: Wheatstonův můstek [39]

### 2.7.5. Čtvrtmůstek

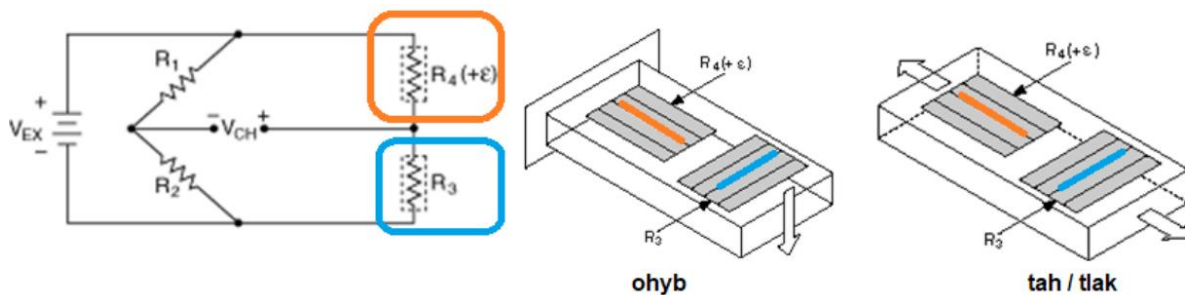
V tomto obvodu je zapojen jeden aktivní tenzometr a tři pevné odpory. Takto je možné měřit tah i ohyb. [20]



Obrázek 28: Čtvrtmůstek [20]

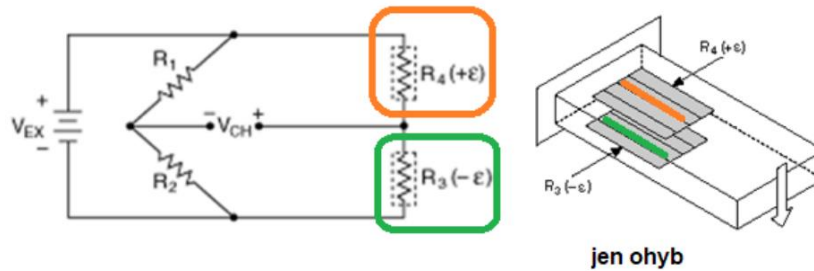
### 2.7.6. Polomůstek

V první variantě polomůstku je použit jeden pasivní tenzometr a druhý tenzometr je použit ke kompenzaci teploty. Takto lze měřit tah i ohyb. [20]



Obrázek 29: Polomůstek 1. varianta [20]

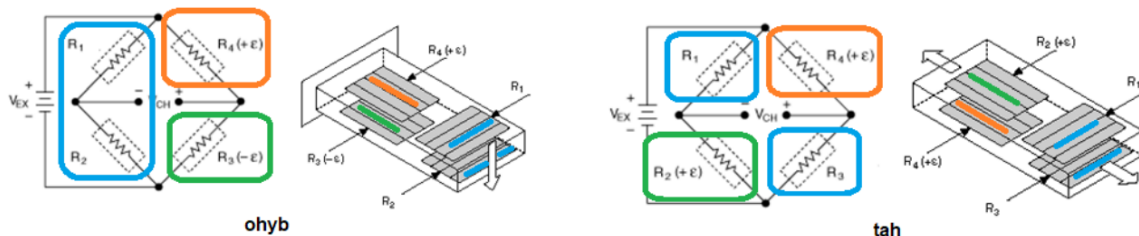
V této druhé variantě polomůstku jsou použity dva aktivní tenzometry a dva pevné odpory, takto lze měřit pouze ohyb. Při této variantě je citlivost dvojnásobná. [20]



Obrázek 30: Polomůstek 2. varianta [20]

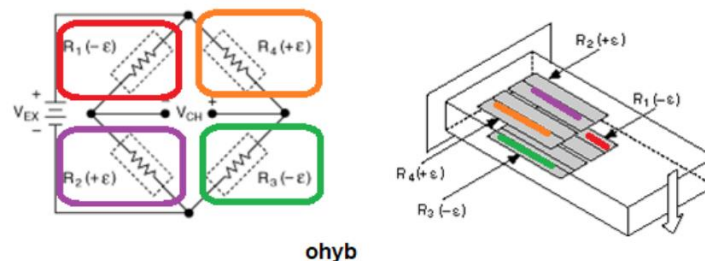
### 2.7.7. Plný můstek

V této variantě jsou použity dva aktivní tenzometry a dva tenzometry pro kompenzaci teploty. Tento obvod je použitelný pro ohyb i tlak. Citlivost měření je dvojnásobná. [20]



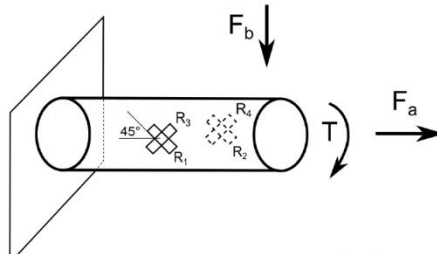
Obrázek 31: Plný můstek 1. varianta [20]

V této druhé variantě jsou použity čtyři aktivní tenzometry. Teplota je kompenzována a citlivost měření je čtyřnásobná. Takto lze měřit pouze ohyb. [20]



Obrázek 32: Plný můstek 2. varianta [20]

Pro zjištění odpovídající hodnoty je nutné natočit tenzometr do daného směru působení. Pokud se předpokládané síly či deformace mění ve více směrech používají se tenzometry, které obsahují více meandrů natočených do různých směrů. Jednoduchý tenzometr umožňuje měřit pouze v jednom směru, tenzometrický kříž umožňuje měřit směry x a y, pro měření v libovolných úhlech se používají tenzometrické růžice. [18] [19]

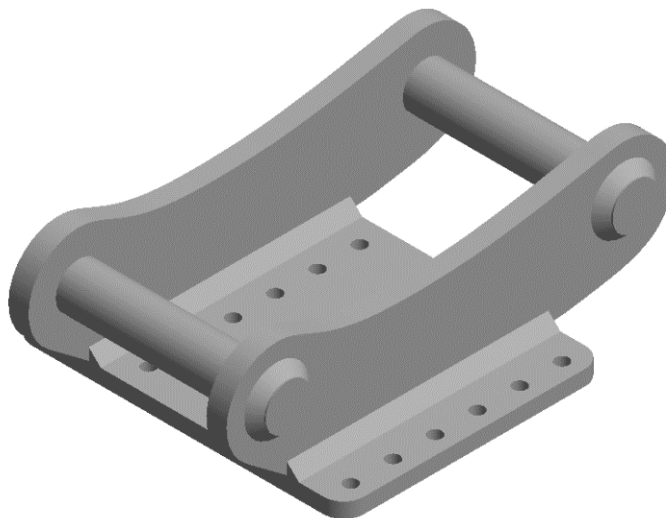


Obrázek 33: Zapojení tenzometru pro krouticí moment [19]

### 3. Model

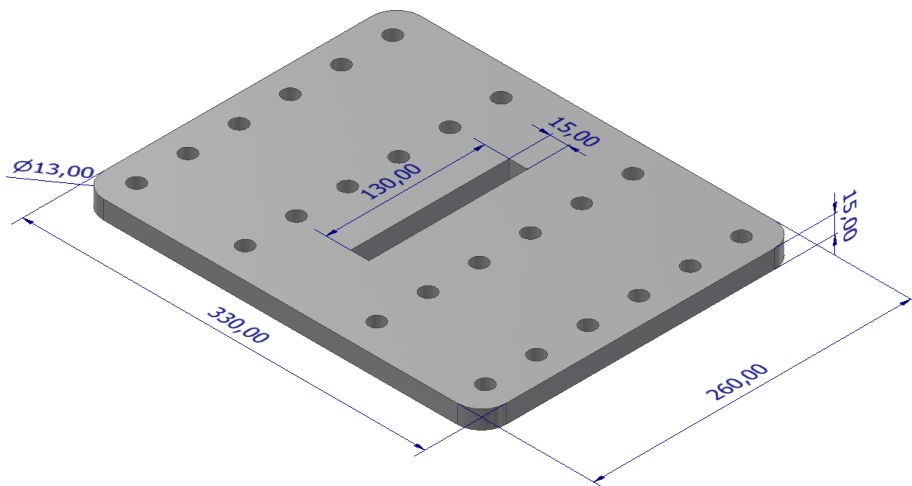
#### 3.1. Model trnu

V této kapitole bude popsána konstrukce modelu trnu a jeho montáž po jednotlivých krocích. Koncept rozrývacího trnu je konstruován na předem daný univerzální úchyt (Obrázek 34). Rozrývací trn bude dimenzován tak, aby snesl maximální sílu rypadla a aby tuto nejvyšší sílu byly schopné přenést svarové a šroubové spoje.



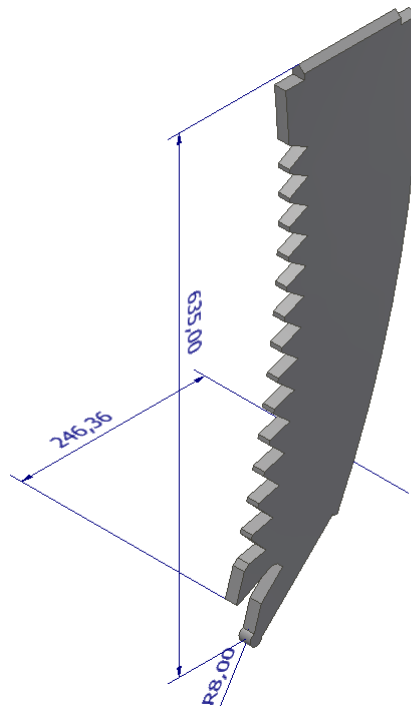
Obrázek 34: Univerzální úchyt

Tento univerzální úchyt je svařenec tří plechů a dvou čepů o průměru 45 mm. Vzdálenost těchto čepů je 345 mm. Na spodním plechu úchytu, který má tloušťku 15 mm, se nalézají 24 děr průměru 13 mm. Plechy, ve kterých jsou uloženy čepy, mají tloušťku 20 mm.



Obrázek 35: Úchytný plech

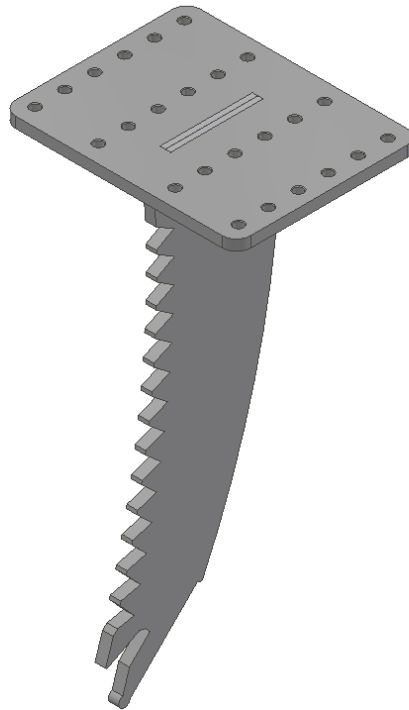
První částí trnu, která bude dosedat na tento úchyt, je úchytný plech (Obrázek 35). Tento plech je 330 mm dlouhý a 260 mm široký, tloušťka plechu je 15 mm. Rozmístění děr a jejich průměr jsou shodné jako u univerzálního úchytu. Uprostřed plechu je otvor šířky 15 mm a délky 130 mm určený jako zámek pro prostřední plech trnu.



Obrázek 36: Prostřední plech trnu

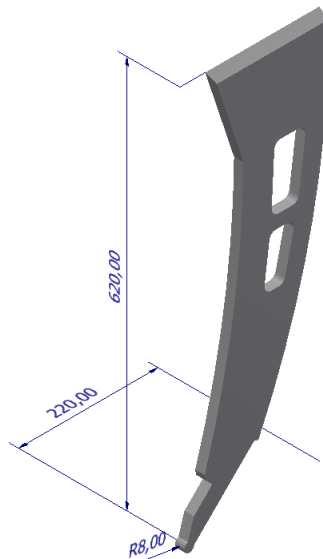
Prostřední plech (Obrázek 36) má tloušťku 15 mm, jeho výška je 643 mm a jeho šířka je 247 mm. Na jeho čelní straně jsou vyřezány zuby pro snadnější rozrážení zeminy. Rozměry plechu na spodní straně jsou vyřezány tak, aby k němu mohl být navařen adaptér pro zub. Na horní ploše plechu se nachází výstupek o výšce 15 mm, šířce 15 mm a délce 130 mm, který zapadne do zámku úchytného plechu. Tento výstupek je z obou stran sražen o 7,5 mm při sklonu 45°.





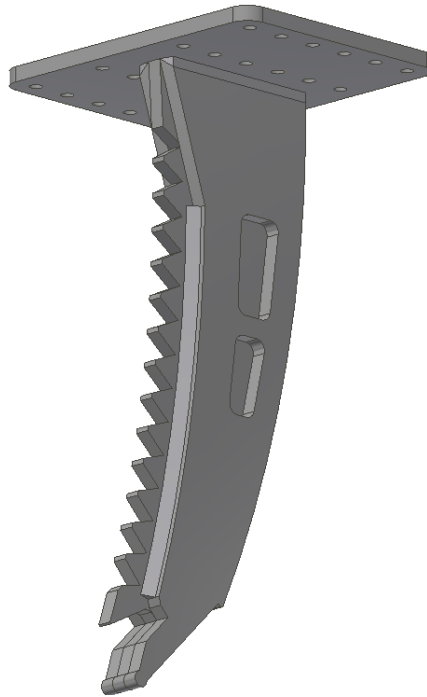
Obrázek 37: Montáž 1. fáze

Prostřední plech trnu je svým výstupkem vložen do úchytného plechu a následně je shora svařen dvěma  $\frac{1}{2}$  V svary o šířce  $s = 7,5$  mm a délce 130 mm (Obrázek 37).



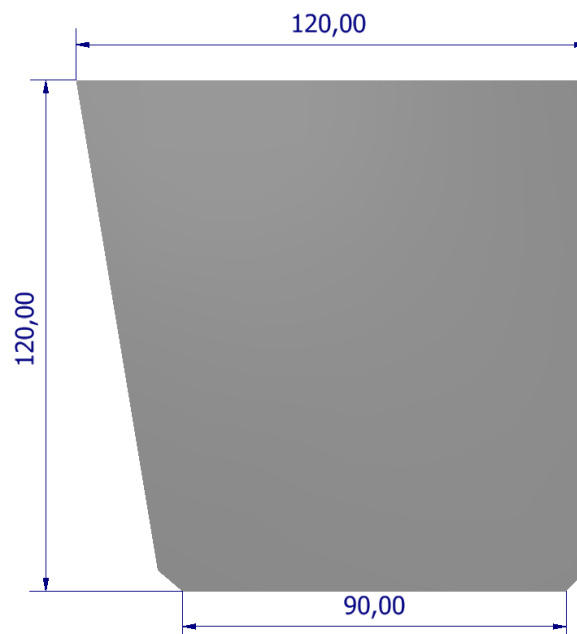
Obrázek 38: Boční plech

Dalšími součástmi trnu jsou boční plechy (Obrázek 38) o tloušťce 15 mm, výšce 628 mm a šířce 224 mm. Tyto plechy se v sestavě nacházejí dva, dosedají z obou stran na prostřední plech. Při pohledu shora jsou plechy zkoseny o 10 mm jeden na levé a druhý na pravé hraně. Do sestavy trnu jsou oba vloženy tak, aby delší stranou (nezkosenou) dosedaly na plech prostřední.



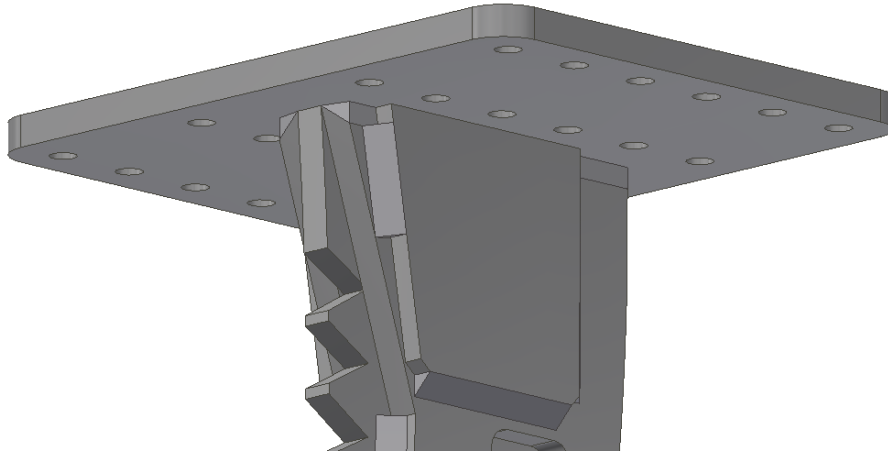
Obrázek 39: Montáž 2. fáze

Jak již bylo zmíněno, boční plechy dosedají na prostřední plech, ke kterému jsou navařeny koutovými svary o velikosti  $a = 10$  mm a délkou 540 mm, k plechu úchytnému jsou navařeny  $\frac{1}{2}$  V svarem šířkou  $s = 10$  mm a délkou 180 mm (Obrázek 39).



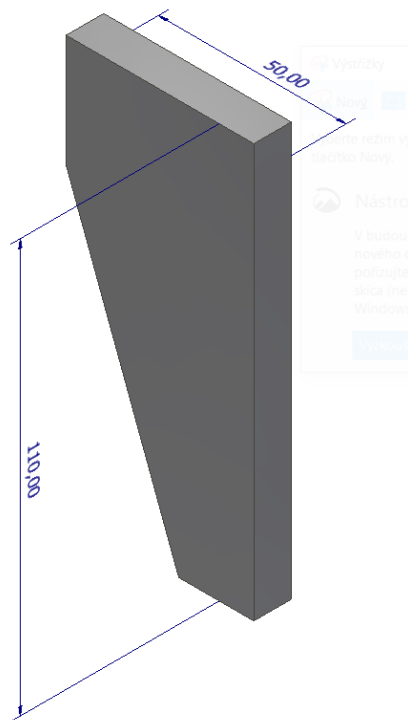
Obrázek 40: Výztužný plech

Výztužný plech (Obrázek 40) o tloušťce 10 mm se v sestavě nachází opět dvakrát. Šířka horní hrany je 120 mm, šířka spodní hrany je pak 100 mm. Plech je takto zúžen jen na jedné straně. Dále se na spodní hraně nachází dvě sražení o velikosti 5 mm, výška plechu je 120 mm.



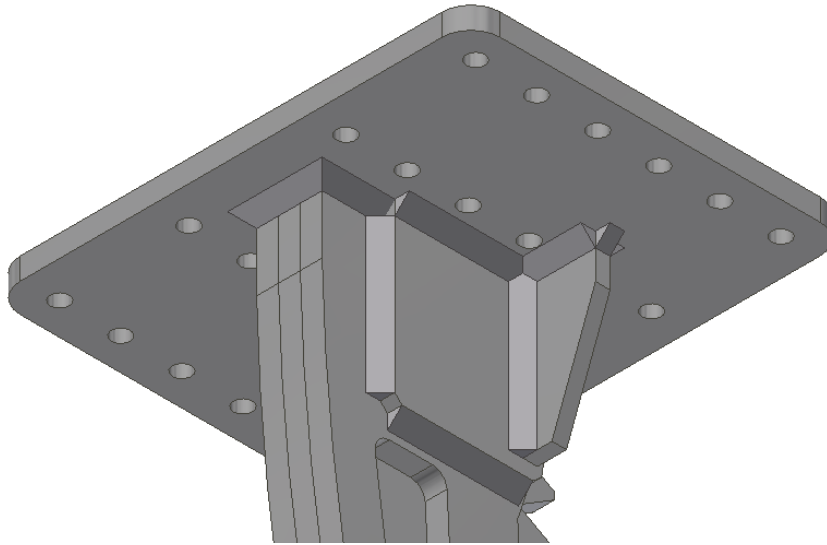
Obrázek 41: Montáž 3. fáze

Tyto výztužné plechy jsou ze stran navařeny na plechy boční koutovými svary o velikosti  $a = 10$  mm (Obrázek 41). Jsou orientovány stranou se sklonem ve směru rýpání. Tyto plechy jsou umístěny na přední část trnu ve směru rýpání, aby trn lépe snášel ohyb, který je způsoben rypným odporem.



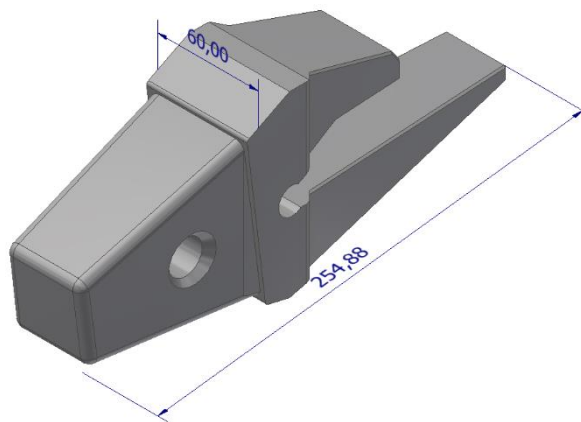
Obrázek 42: Výztuž žebro

Žebro výztuže (Obrázek 42) o tloušťce 10 mm je široké 50 mm a vysoké 110 mm. Směrem ke spodní hraně se žebro postupně zužuje.



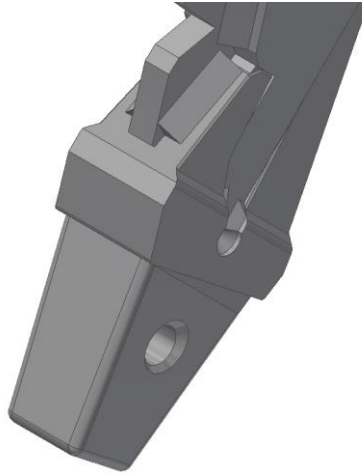
*Obrázek 43: Montáž 4. fáze*

Žebra jsou navařena na úchytný plech a plechy výztužné koutovými svary o velikosti  $a = 10$  mm (Obrázek 43). Dále se v této fázi svařují plechy výztužné k plechu úchytnému. Žebra jsou umístěna opět do přední části trnu, aby trn lépe snášel napětí vznikající ohybem.



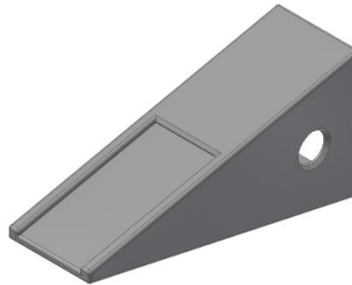
*Obrázek 44: Adaptér pro zub*

Další součástí trnu je adaptér (Obrázek 44). Jedná se o odlitek. Tuto součást se z ekonomického hlediska vyplatí koupit. Model je vytvořen přibližný podle dostupných informací a rozměrů. [22] Tento adaptér je kompatibilní se zubem J250 od výrobce Caterpillar.



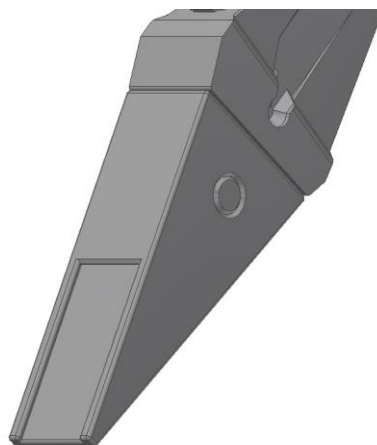
*Obrázek 45: Montáž 5. fáze*

Tento adaptér je navařen na spodek prostředního a bočních plechů kombinací koutových a tupých svarů (Obrázek 45).



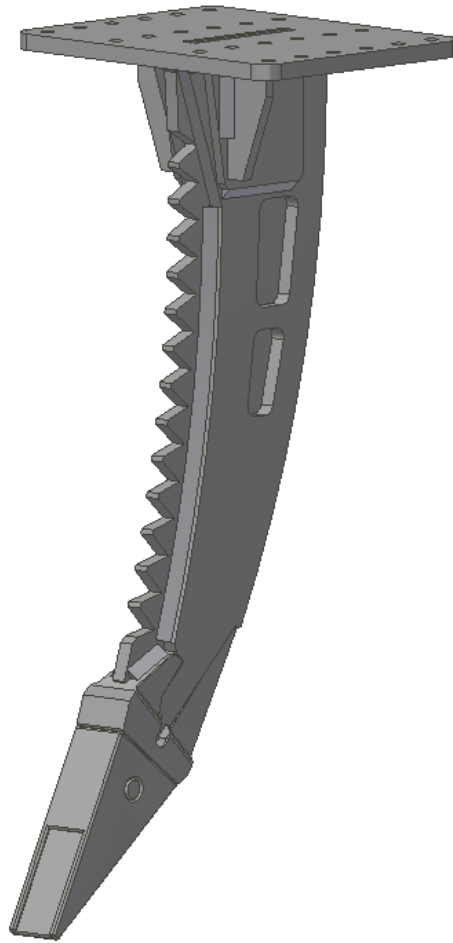
*Obrázek 46: Zub J250*

Zub J250 je také kupovaná součást (Obrázek 46). Opět jde o odlitek a model je vymodelován podle dostupných rozměrů. [23]



*Obrázek 47: Montáž 6. fáze*

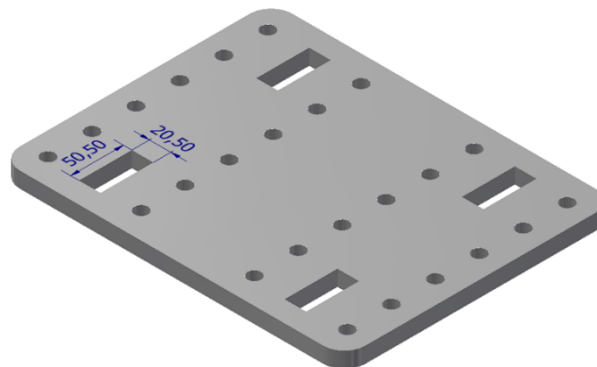
Tento zub je následně nasazen na adaptér (Obrázek 47). Pojištění je zajištěno čepem. Tento zub je možné v případě, že dojde k jeho opotřebení, vyměnit. Toto je poslední krok montáže a trn je takto kompletní (Obrázek 48).



Obrázek 48: Finální model trnu

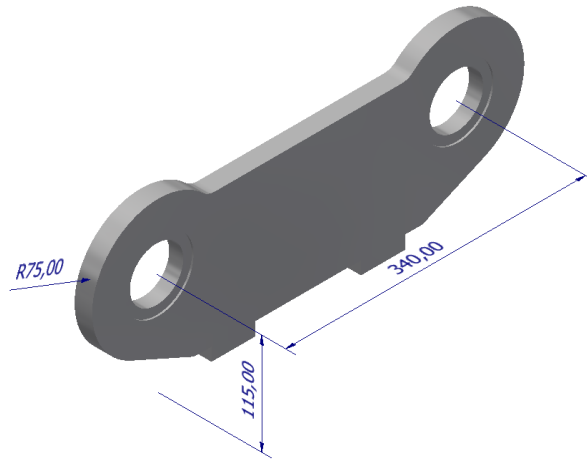
### 3.2. Model alternativního úchytu

Aby mohl být úchyt kompatibilní s rychloupínačem Vario SM01, musí být šířka zakončení úchytu maximálně 280 mm, čepy tohoto rychloupínače mají průměr 60 mm a jejich rozteč je 280 mm. Zároveň tento úchyt musí vyhovovat již popsanému trnu, proto je způsob pojištění opět realizován šroubovým polem o 24 šroubech M12. Tento plech, který dosedá na trn, je shodný s úchytým plechem univerzálního úchytu (Obrázek 49).



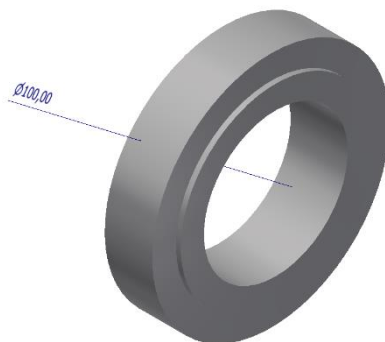
Obrázek 49: Úchytý plech alternativního úchytu

Boční plech má tloušťku 20 mm, šířku 490 mm, výšku 190 mm. V plechu se nachází dvě průchozí díry o průměru 60,5 mm. Okolo těchto otvorů jsou kruhová vybrání s hloubkou 2 mm a průměrem 80 mm, do kterých zapadají výztuže. Na spodní straně jsou dva výstupky, které zapadají do úchytného plechu alternativního úchytu (Obrázek 50).



*Obrázek 50: Boční plech alternativního úchytu*

Další částí jsou výztuže otvorů bočních plechů. Vnitřní průměr je 60,5 mm a vnější průměr je 100 mm. Na obou stranách se nachází výstupy s výškou 2 mm a průměrem 80 mm, které zapadají do bočních plechů. Šířka této součásti je 22 mm (Obrázek 51).



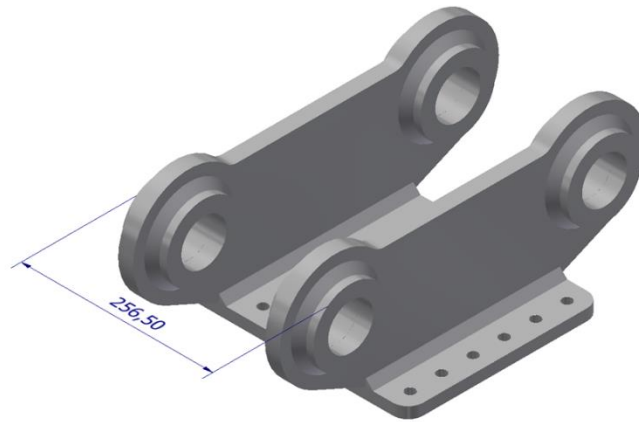
*Obrázek 51: Výztuž bočních plechů*

Tyto výztuže se nachází čtyři na jednom bočním plechu (dvě na každé straně), jsou spojeny koutovými svary o velikosti  $a = 10$  mm (Obrázek 52).



*Obrázek 52: Boční plech s výztužemi*

Boční plechy zapadají výstupky do úchytného plechu, dále jsou svařeny čtyřmi koutovými svary o velikosti  $a = 10$  mm (Obrázek 53). Celková šířka, která dosedá na stroj, vyhovuje vybranému rychloupínači.



*Obrázek 53: Sestava alternativního úchytu*



*Obrázek 54: Finální model trnu s alternativním úchytem*



## 4. Technologický postup

V této kapitole budou popsány vybrané technologie k vyrobení trnu.

### 4.1. Výběr materiálu

Většina konstrukčních dílů jsou plechy. Jako vhodný materiál byl zvolen Hardox 400, který zajišťuje ořezuvzdornost. Pro tento materiál jsou v tabulce (Tabulka 9) uvedené mechanické vlastnosti. [24]

Tabulka 9: Mechanické vlastnosti Hardox 400

Mez kluzu $R_e$ [N·mm <sup>-2</sup> ]	Mez pevnosti $R_m$ [N·mm <sup>-2</sup> ]	Tvrdoost dle Brinella HB [-]	Modul pružnosti $E$ [N·mm <sup>-2</sup> ]	Hustota $\rho$ [kg·m <sup>-3</sup> ]	Poissonovo číslo $\mu$ [-]
1 000	1 250	360–440	190 000	8 000	0,29

### 4.2. Technologie řezání

Plechý sestavy trnu nemají tloušťku větší než 15 mm. Po zvážení vlastností jednotlivých technologií byla vybrána řezání laserovým paprskem (podrobněji v kapitole 2.6). Tímto způsobem je možné vyrobit všechny požadované rozměry daných dílů. Vzhledem k tomu, že Hardox 400 obsahuje pouze nízké množství legur, je možné použít stejný technologický postup jako pro řezání běžných konstrukčních ocelí. Tolerance této technologie je  $\pm 0,1$  mm a drsnost je  $R_a 3,2$   $\mu$ m.

### 4.3. Technologie frézování

Některé součásti mají některé hrany sražené, boční plechy a výztuže alternativního úchytu mají kruhové vybrání materiálu. Pro tyto povrchy je nejjednodušším způsobem výroby frézování. Použita bude čelní fréza.

### 4.4. Technologie sváření

V sestavě trnu jsou použity jak tupé, tak koutové svary. Spojovány pomocí svarů budou plechy z materiálu Hardox 400 a adaptér pro zub, který je odlitek. Nejdříve je nutné styčné spáry dílců očistit od cizího materiálu včetně vlhkosti a zbytku maziv. Během svařování je nutné předejít vzniku vodíkových trhlin. Toto předejití může být realizováno například dodržením správné hodnoty předehřevu a teploty interpass, pro Hardox 400 o tloušťce plechu 15 mm odpovídá tato teplota 20°C, nebo použitím přídavného svařovacího materiálu s malým obsahem vodíku. Svařováním při dodržení doporučeného tepelného příkonu je možné docílit dobrých mechanických vlastností v tepelně ovlivněné oblasti. Pro Hardox 400 o tloušťce plechu 15 mm je doporučený tepelný příkon  $Q = 1,5$  kJ·mm<sup>-1</sup>. Na svařování ocelí typu Hardox lze použít nelegované či nízkolegované přídavné materiály. Použitím přídavného materiálu o nižší pevnosti je možné zajistit vyšší houževnatost svarového spoje, nižší zbytkové pnutí či odpor proti vzniku vodíkových trhlin. Pro oceli Hardox se obvykle používají přídavné materiály o nižší pevnosti. Pro svařování sestavy trnu může být použita například metoda MAG, pro kterou je používán materiál dle normy EN ISO14343-A: W 18 8 Mn o mezi kluzu  $R_e = 420$  N·mm<sup>-2</sup>. Pro metodu MAG je používána směs ochranného plynu složeného z argonu a 15 až 25 % CO<sub>2</sub>. [25] [26]

#### 4.5. Tvrdokovové návary

Tvrdokovové návary s přídatnými materiály zajišťují vyšší otěruvzdornost svařovaných spojů. Mezi svar nebo plech a tvrdokovové návary se umísťuje přechodová vrstva s velmi vysokou houževnatostí. Pro oceli typu Hardox by se měly používat nerezavějící přídatné materiály vyhovující normám AWS 307 a AWS 309. [25]

#### 4.6. Žárový nástřik

Žárový nástřik je realizován z důvodu zvýšení korozivzdornosti. Vybraná metoda žárového nástřiku je elektrooblouková metalizace. Principem této metody je tavení dvou vodivých materiálů teplem, které vzniká při hoření elektrického oblouku mezi těmito vodivými materiály. Nástřik může být na bázi zinku či hliníku.

#### 4.7. Šroubový spoj

Z důvodu bezpečnosti byl vybrán ŠROUB SE ŠESTIHRANNOU HLAVOU ISO 4014-M12x55-12.9. Používané mechanické vlastnosti jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 10: Mechanické vlastnosti vybraného šroubu M12

Mez pevnosti $R_m$ [ $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$ ]	Mez kluzu $R_e$ [ $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$ ]	Youngův modul $E$ [ $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$ ]
1 200	1 080	210 000

K tomuto šroubu je určena matice ŠESTIHRANNÁ MATICE ISO 4032-M12-12 a podložka o minimální tvrdosti 385 HV.

#### 4.8. Čepový spoj

Součástí univerzálního úchytu jsou dva čepy o průměru 45 mm. Pro alternativní úchyt mají čepy průměr 60 mm. Jako materiál čepů byla zvolena konstrukční ocel 11 600. s mezí kluzu  $R_e = 325 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . [27]

## 5. Analytické výpočty

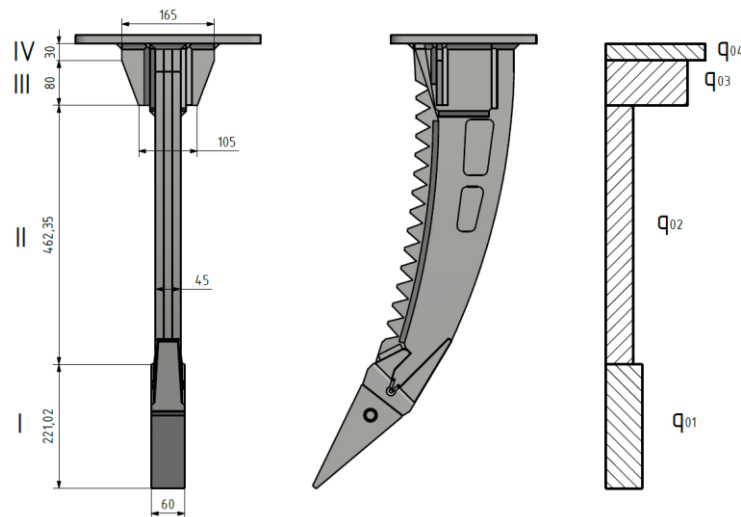
Během rešerše byly získány maximální síly, kterých mohou dosáhnout jednotlivá rypadla, a proto je nutné provést analytické výpočty, kterými lze ověřit namáhání trnu ve vybraných konstrukčních uzlech. Pro kontrolu je použita nejvyšší maximální síla rypadla.

### 5.1. Stanovení zatížení

Nejdříve byla stanovena zatížení, která budou použita pro následující výpočty.

#### 5.1.1. Průběžné zatížení

Pro první předpoklad výpočtu zatížení je uvažováno, že by byl rypný odpor rozložen rovnoměrně po ploše trnu, tedy při bočním pohledu na trn lze výpočet uvažovat jako vetknutý nosník zatížený spojitým konstantním měrným rypným odporem  $R_m$ . Hodnota spojitého zatížení  $q_0$  je vztažena na šířku trnu v daném intervalu násobenou hodnotou měrného odporu.



Obrázek 55: Rozložení průběžného zatížení trnu

Hodnota měrného rypného odporu je rovna  $R_m = 0,53785 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Šířka trnu prvního intervalu je 60 mm, vynásobením šířky a měrného rypného odporu lze získat spojitě zatížení  $q_{01} = 32,271 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ , délka prvního intervalu je  $l_1 = 212,02 \text{ mm}$ . Výsledná posuvná síla a moment prvního intervalu tedy vychází:

$$T_1 = q_{01} \cdot l_1 = 32,271 \cdot 212,02 = 6\,842 \text{ N} \quad (8)$$

$$M_{01} = q_{01} \cdot \frac{l_1^2}{2} = 32,271 \cdot \frac{212,02^2}{2} = 725\,331 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (9)$$

Šířka trnu druhého intervalu je 45 mm. Spojitě zatížení pro tento interval je rovné  $q_{02} = 24,20325 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ . Délka intervalu  $l_2 = 462,35 \text{ mm}$ . Posuvná síla a moment pro druhý interval jsou stanoveny vztahy:

$$T_2 = q_{02} \cdot l_2 + T_1 = 24,20325 \cdot 462,35 + 6\,842 = 18\,033 \text{ N} \quad (10)$$

$$M_{02} = q_{02} \cdot \frac{l_2^2}{2} + q_{01} \cdot l_1 \cdot \left( l_2 + \frac{l_1}{2} \right) = 24,20325 \cdot \frac{462,35^2}{2} + 32,271 \cdot 212,02 \cdot \left( 462,35 + \frac{212,02}{2} \right) = 2\,586\,994 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (11)$$

Průměrná šířka trnu třetího intervalu je 135 mm, Spojité zatížení je rovné  $q_{03} = 72,60975 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ , délka intervalu  $l_3 = 80 \text{ mm}$ . Výsledná posuvná síla a moment vychází:

$$T_3 = q_{03} \cdot l_3 + T_2 + T_1 = 72,60975 \cdot 80 + 11\,190 + 6\,842 = 23\,842 \text{ N} \quad (12)$$

$$M_{o3} = q_{03} \cdot \frac{l_3^2}{2} + q_{02} \cdot l_2 \cdot \left(l_3 + \frac{l_2}{2}\right) + q_{01} \cdot l_1 \cdot \left(l_3 + l_2 + \frac{l_1}{2}\right) = 72,60975 \cdot \frac{80^2}{2} + \dots = 8\,150\,846 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (13)$$

Šířka trnu čtvrtého intervalu je 165 mm, spojitě zatížení  $q_{04} = 88,74525 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ , délka intervalu  $l_3 = 30 \text{ mm}$ . Výsledná posuvná síla a moment tedy vychází:

$$T_4 = q_{04} \cdot l + T_3 + T_2 + T_1 = 88,74525 \cdot 30 + 5\,809 + 11\,190 + 6\,842 = 26\,504 \text{ N} \quad (14)$$

$$M_{o4} = q_{04} \cdot \frac{l^2}{2} + q_{03} \cdot l_3 \cdot \left(l_4 + \frac{l_3}{2}\right) + q_{02} \cdot l_2 \cdot \left(l_4 + l_3 + \frac{l_2}{2}\right) + q_{01} \cdot l_1 \cdot \left(l_4 + l_3 + l_2 + \frac{l_1}{2}\right) = 88,74525 \cdot \frac{30^2}{2} + \dots = 8\,906\,037 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (15)$$

### 5.1.2. Nejvyšší dosažitelné zatížení

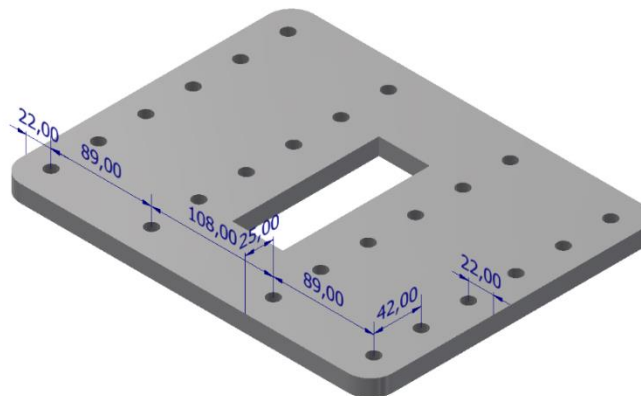
Tento případ může nastat, pokud by trn narazil svým koncem zubu na objekt, jehož rypný odpor značně převyšuje maximální sílu rypadla. V tomto případě by byl trn zatížen na konci zubu maximální silou rypadla  $F_{max}$ . Tato síla je dle rešerše (2.2.1) rovná hodnotě 51,5 kN. Délka trnu až po zub je po zaokrouhlení 789 mm. Posuvná síla a moment tedy vychází podle následujících vztahů:

$$T = F_{max} = 51,5 \text{ kN} \quad (16)$$

$$M_o = F_{max} \cdot l = 51\,500 \cdot 789 = 40\,633\,500 \text{ Nmm} = 40\,634 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (17)$$

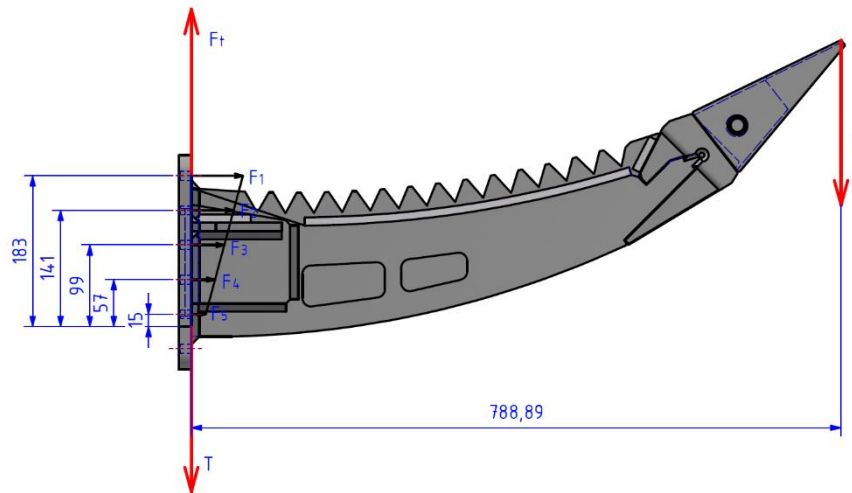
## 5.2. Kontrola šroubového pole

Šroubové pole je umístěné na úchytném plechu, který je šrouby spojen s univerzálním úchytem 24 šrouby M12.



Obrázek 56: Úchytný plech se šroubovým polem

Samotný plech má délku 330 mm a šířku 260 mm, dále se vychází z předpokladu, že ohyb nastane v jedné pětíně plechu od spodní hrany. Pro tento plech je tato vzdálenost 52 mm.



Obrázek 57: Momentová rovnováha trnu

Nejdříve je určena momentová rovnováha vůči ose ohýbání, ve které jsou síly  $F_i$  v osách šroubů přenásobeny vzdálenosti od osy a jejich suma je rovna ohybovému momentu  $M_o$ . Řad šroubů je 6, momentová rovnice se vztahuje na 5 z nich. Šestá řada se nachází pod osou ohybu a šrouby této řady jsou ohybem odlehčovány.

$$M_o = 4F_1 \cdot r_1 + 4F_2 \cdot r_2 + 4F_3 \cdot r_3 + 4F_4 \cdot r_4 + 4F_5 \cdot r_5 \quad (18)$$

Síla lineárně roste v závislosti na vzdálenosti od osy momentu. Použitím tohoto předpokladu je možné jednotlivé síly vyjádřit v poměru:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{r_1}{r_2} \rightarrow F_2 = F_1 \frac{r_2}{r_1} \quad (19)$$

Rovnice pro vyjádření největší síly  $F_1$ :

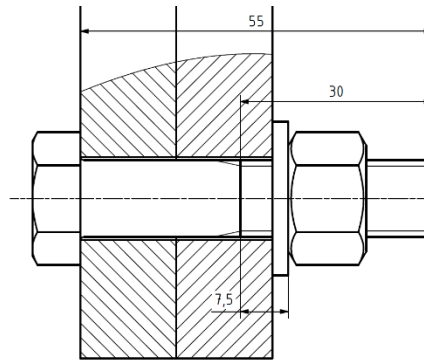
$$F_1 = \frac{M_o r_1}{4r_1^2 + 4r_2^2 + 4r_3^2 + 4r_4^2 + 4r_5^2} = \frac{40\,633\,500 \cdot 183}{4 \cdot 183^2 + 4 \cdot 141^2 + 4 \cdot 99^2 + 4 \cdot 57^2 + 4 \cdot 15^2} = 27\,894 \text{ N} \quad (20)$$

Po získání síly  $F_1$  je možné přes poměrovou rovnici vyjádřit ostatní síly ve šroubových řadách. Šestá řada je pod osou ohybu, a tedy se uvažuje tato vnitřní síla jako nulová.

Tabulka 11: Vnitřní síly podle řady šroubů vyvolané vnější silou

$i$	1	2	3	4	5	6
$F_i$ [N]	27 894	21 492	15 090	8 688	2 286	0

$C_1$  a  $C_2$  jsou tuhosti šroubu a desky. Pro spoj je vybrán ŠROUB ISO 4016 M12x55-12.9. Hodnota Youngova modulu pružnosti je  $E = 210\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .  $C_{d3}$  je tuhost závitu šroubu a  $C_{Md}$  je tuhost dřívku šroubu. Nejmenší průměr závitu  $d_3$  je roven 9,853 mm. Průměr dřívku šroubu  $M_D$  je 12 mm.



Obrázek 58: Schéma šroubu M12

Dle schéma je délka závitu 7,5 mm a délka dříku 25 mm. Tyto rozměry byly určeny s použitím strojnických tabulek. Pro tuhosti  $C_{d3}$  a  $C_{Md}$  platí následující rovnice:

$$C_{d3} = \frac{\pi \cdot d_3^2 \cdot E_S}{4 \cdot l_z} = \frac{\pi \cdot 9,853^2 \cdot 210\,000}{4 \cdot 7,5} = 2\,134\,936 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (21)$$

$$C_{Md} = \frac{\pi \cdot d_{Md}^2 \cdot E_S}{4 \cdot l_d} = \frac{\pi \cdot 12^2 \cdot 210\,000}{4 \cdot 25} = 950\,018 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (22)$$

Pro celkovou tuhost šroubu  $C_I$  platí následující vztah:

$$\frac{1}{C_I} = \frac{1}{C_{d3}} + \frac{1}{C_{Md}} \quad (23)$$

Dosazením a úpravou tohoto vztahu je výsledná tuhost šroubu  $C_I = 657\,458 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ .

Tuhost desky  $C_2$  tloušťky 15 mm. Průměr díry pro šroub je 13 mm. Otvor klíče pro hlavu šroubu M12 je  $s = 18 \text{ mm}$ , pro určení byla využita metoda Rötšcherovy náhradní trubky a předpoklad pro výpočet průměru  $D_E$  dle VDI. Jako materiál desek je vybrán Hardox 400. Hodnota Youngova modulu pružnosti tohoto materiálu je  $E = 190\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ . [28]

$$D_E = \delta + \frac{1}{10} l_p = 18 + 1,5 = 19,5 \text{ mm} \quad (24)$$

$$C_2 = \frac{\pi(D_E^2 - D_0^2) \cdot E}{4 \cdot l_p} = \frac{\pi(19,5^2 - 13^2) \cdot 190\,000}{4 \cdot 15} = 2\,101\,595 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (25)$$

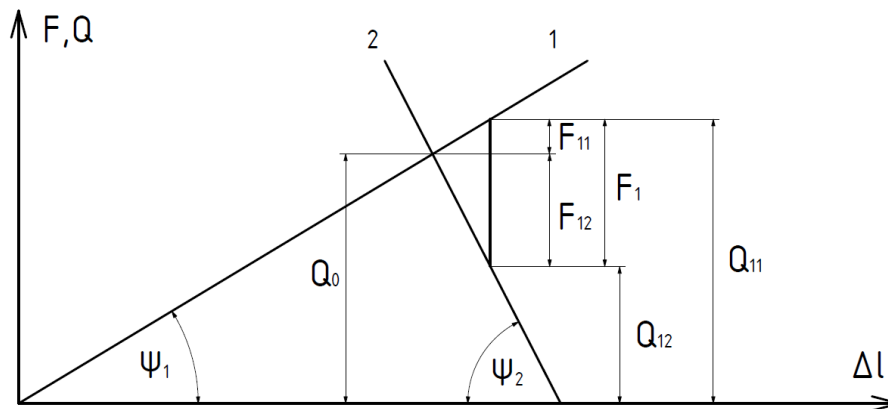
Dále je nutné určit hodnotu osového předpětí, na které bude utáhnut každý šroub šroubového spoje. Součinitel provozního předpětí pro požadavek kompaktnosti a proměnných sil  $q$  byl zvolen 0,5.

$$Q_0 = q \cdot F_1 + \frac{C_2}{C_1 + C_2} \cdot F_1 = F_1 \cdot \left( q + \frac{C_2}{C_1 + C_2} \right) = 27\,894 \cdot \left( 0,5 + \frac{2\,101\,595}{657\,458 + 2\,101\,595} \right) = 35\,194 \text{ N} \quad (26)$$

Avšak tato hodnota montážního předpětí  $Q_0$  by nemusela být dostatečná pro přenos smykové síly  $F\tau$ . Pro urychlení procesu výpočtu bude použita doporučená hodnota montážního předpětí  $Q_0$  a k ní příslušný utahovací moment  $M_U$  podle VDI.  $Q_0 = 70\,000 \text{ N}$ .  $M_U = 175 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Tyto hodnoty jsou pro šrouby s dříkem s metrickým závitem dle ISO 262, rozměry hlav šestihranných šroubů podle normy ISO 4014 ÷ 4018 a díry pro šrouby se střední vřlí podle normy EN 20273. Hodnota součinitele tření je uvažována  $f = 0,16$ . [29]

Tabulka 12: Tabulka součinitelů tření [29]

Kovově lesklý Černý oxid Fosfátovaný Galvanické pokovení, např.: Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Povlaky zinkovými šupinami Al a Mg slitiny	Pevná maziva, např.: MoS <sub>2</sub> , grafit, PTFE, PA, PE, PI v mazacích ladicích jako vrchní pokrytí nebo v pastách; Zkapalněný vosk voskové disperze, mazací tuky; Oleje, stav při dodání	0,08 až 0,16
Žárové pokovení	MoS <sub>2</sub> , grafit; Voskové disperze	
Organické povlaky	S integrovaným pevným mazivem nebo voskovou disperzí	
Austenitická ocel	Pevná maziva nebo vosky; pasty	



Obrázek 59: Rötscherův diagram pro šroub první řady

Tabulka 14: Legenda Rötscherova diagramu

$Q_0$	Osové (montážní) předpětí šroubu	$F_{11}$	Síla přitěžující součásti přitěžované (šroub)
$Q_{11}$	Maximální vnitřní síla ve šroubu	$F_{12}$	Síla odlehčující součásti odlehčované (deska)
$Q_{12}$	Provozní (zbytkové) napětí šroubového spoje	$\Psi_1$	Konstanta tuhosti součástí přitěžovaných (šroub)
$F_1$	Vnější síla zatěžující šroubový spoj	$\Psi_2$	Konstanta tuhosti součástí odlehčovaných (deska)

Dále je odhadován vliv relaxace, a tedy snížení těchto hodnot o jednu třetinu. Hodnota osového předpětí po korekci je:  $Q_0 = 46\,667$  N. Vzhledem k použité pevnostní třídě šroubů nebude vliv relaxace tak velký, použitý utahovací moment by se tedy snížil, aby předpětí šroubů bylo shodné. Pro ověření schopnosti spoje přenést smykovou (posuvnou) sílu  $F$  je nutné určit provozní (zbytkové) napětí šroubového spoje  $Q_2$  jednotlivých řad šroubů. Nejdříve bude určena síla odlehčující desky s využitím vypočtených tuhostí součástí pro všechny řady šroubů.

$$F_{12} = \frac{C_2}{C_1 + C_2} \cdot F_1 = \frac{2\,101\,595}{657\,458 + 2\,101\,595} \cdot 27\,894 = 21\,247 \text{ N} \quad (27)$$

Tabulka 15: Odlehčující síla podle řady šroubů

$i$	1	2	3	4	5	6
$F_{12}$ [N]	21 247	16 371	11 494	6 618	1 742	0

Provozní (zbytkové) napětí šroubového spoje  $Q_{12}$  se získá odečtením odlehčující síly  $F_{12}$  od předpětí šroubu  $Q_0$ .

$$Q_{12} = Q_0 - F_{12} = 46\,667 - 21\,247 = 13\,947 \text{ N} \quad (28)$$

*Tabulka 16: Provozní napětí podle řady šroubů*

<i>i</i>	1	2	3	4	5	6
$Q_{i2}$ [N]	25 420	30 296	35 172	40 049	44 925	46 667

Při ověření spoje na přenos smykové síly  $F_{max}$  je použit součinitel bezpečnosti přenosu  $k_w$ , který se volí mezi 1,3 až 1,5. Pokud tento součinitel vyjde v tomto intervalu případně vyšší, je spoj dimenzován dostatečně. Součinitel tření v kontaktní ploše je uvažován  $f=0,16$ .

$$F_\tau \cdot k_w = 4 \cdot f \cdot (Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} + Q_{24} + Q_{25} + Q_{26}) \quad (29)$$

$$k_w = \frac{4 \cdot f \cdot (Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} + Q_{24} + Q_{25} + Q_{26})}{F_\tau} =$$

$$\frac{4 \cdot 0,16 \cdot (25\,420 + 30\,296 + 35\,172 + 40\,049 + 44\,925 + 46\,667)}{51\,500} = 2,765 \quad (30)$$

Tento součinitel přenosu bezpečnosti je vyhovující. Dalším úkolem je ověřit, zdali šrouby vyhovují této hodnotě předpětí. Pro tyto výpočty bude použito montážní předpětí. Moment utahování musí být větší než kroutící moment v závitě a třecí moment pod maticí.

$$M_U = M_Z + M_{TM} \quad (31)$$

Nejprve je nutné určit úhel stoupání  $\gamma$ . Pro tento vztah je využita hrubá rozteč  $P = 1,75$  mm a střední průměr závity  $d_2$ .

$$tg\gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} \rightarrow \gamma = 2,93549^\circ \quad (32)$$

Třecí úhel závity je uvažován  $\varphi' = 0,15$ , převedeno na stupně  $\varphi' = 8,59437^\circ$ . Rozteč je rovna 1,75. Pro kroutící moment v závitě platí rovnice:

$$M_Z = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\gamma + \varphi') = 46\,667 \cdot \frac{11,350}{2} \cdot tg(2,93549^\circ + 8,59437^\circ) = 51\,707 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (33)$$

Pro třecí moment pod maticí bude využita získaná hodnota předpětí, součinitel tření pod maticí je přepokládán  $\mu_M = 0,16$ , třecí poloměr matice  $\rho_M$  se získá z průměru poloměrů díry  $d = 13$  mm a rozměru matice  $s = 18$  mm, tedy 15,5 mm.

$$M_{TM} = Q_0 \cdot \mu_M \cdot \rho_M = 46\,667 \cdot 0,16 \cdot 15,5 = 115\,733 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (34)$$

Dále je nezbytné zjistit hodnotu bezpečnosti namáhání šroubu na tlak a na krut. Pro výpočet tahového napětí je použito předpětí  $Q_0$  a plocha nejmenšího průměru závity  $S_3$ .

$$\sigma_t = \frac{Q_0}{S_3} = \frac{Q_0}{\frac{\pi d_3^2}{4}} = \frac{46\,667}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} = 503,521 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (35)$$

Nominální smykové napětí získáme pomocí kroutícího momentu v závitě a průřezové charakteristiky dříku šroubu.

$$\tau = \frac{M_Z}{w_k} = \frac{M_Z}{\frac{\pi d_3^3}{16}} = \frac{51\,707}{\frac{\pi \cdot 9,853^3}{16}} = 205,431 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (36)$$



Redukované napětí získáme hypotézou HMM.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{503,521^2 + 3 \cdot 205,431^2} = 543,815 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (37)$$

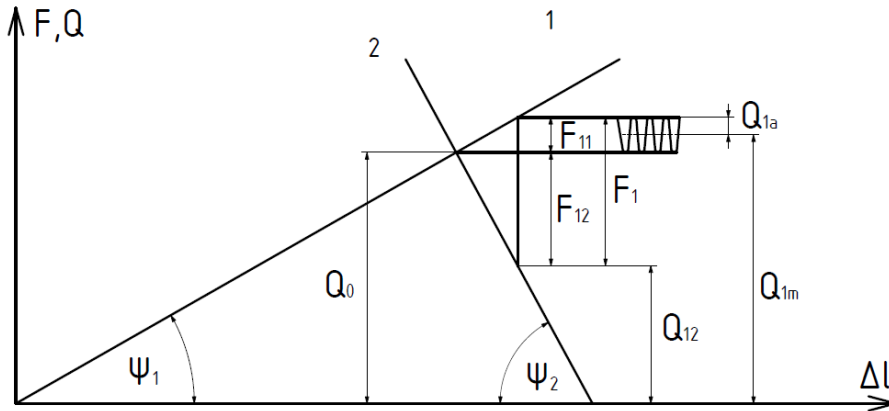
Pro šrouby pevnostní třídy 12.9 je mez kluzu či dovolené napětí  $\sigma_D = 1\,080 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ . Výsledná bezpečnost tedy vychází:

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{red}} = \frac{1080}{543,815} = 1,986 \quad (38)$$

Velikost bezpečnosti je větší než bezpečnost minimální, tedy takto dimenzovaný spoj vyhovuje teoretickému maximálnímu zatížení [30] [31].

### 5.2.1. Kontrola šroubového pole na únavu

Další kontrolou šroubového spoje je kontrola na únavu. Průběh napětí je uvažován jako mívivý. Provozní síly (střední napětí a amplituda) jsou určeny následujícími vztahy:



Obrázek 60: Rötscherův diagram s mívivým zatížením pro šroub první řady

$$Q_{1m} = Q_0 + \frac{1}{2} \cdot \frac{c_1}{c_1 + c_2} F_1 = 46\,667 + \frac{1}{2} \cdot \frac{657\,458}{657\,458 + 2\,101\,595} \cdot 27\,894 = 49\,990,090 \text{ N} \quad (39)$$

$$Q_{1a} = \frac{1}{2} \cdot \frac{c_1}{c_1 + c_2} F_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{657\,458}{657\,458 + 2\,101\,595} \cdot 27\,894 = 3\,323,424 \text{ N} \quad (40)$$

Provoznímu předpětí a provozním silám odpovídají napětí v jádře šroubu, které je charakterizováno průměrem  $d_3$ .

$$\sigma_{Q_0} = \frac{Q_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{46\,667}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} = 610,040 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (41)$$

$$\sigma_{Q_m} = \frac{Q_{1m}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{49\,990,090}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} = 655,627 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (42)$$

$$\sigma_{Q_a} = \frac{Q_{1a}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{3\,323,424}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} = 43,587 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (43)$$

Velikost meze pevnosti pro šroub třídy 12.9 je  $1\,200\text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Mez únavy byla stanovena vztahem:

$$\sigma_{C(-1)} = 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 1\,200 = 420\text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \quad (44)$$

Součinitel  $\phi$  pokrývá součinitel vrubu, velikosti a povrchu i charakteristiku dynamického zatížení. Pro sníženou mez únavy platí následující vztah:

$$\sigma_{C(-1)}^* = \frac{\sigma_{C(-1)}}{\phi} = \frac{420}{4,5} = 93,333\text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \quad (45)$$

Součinitel sbíhavosti je možné získat vztahem:

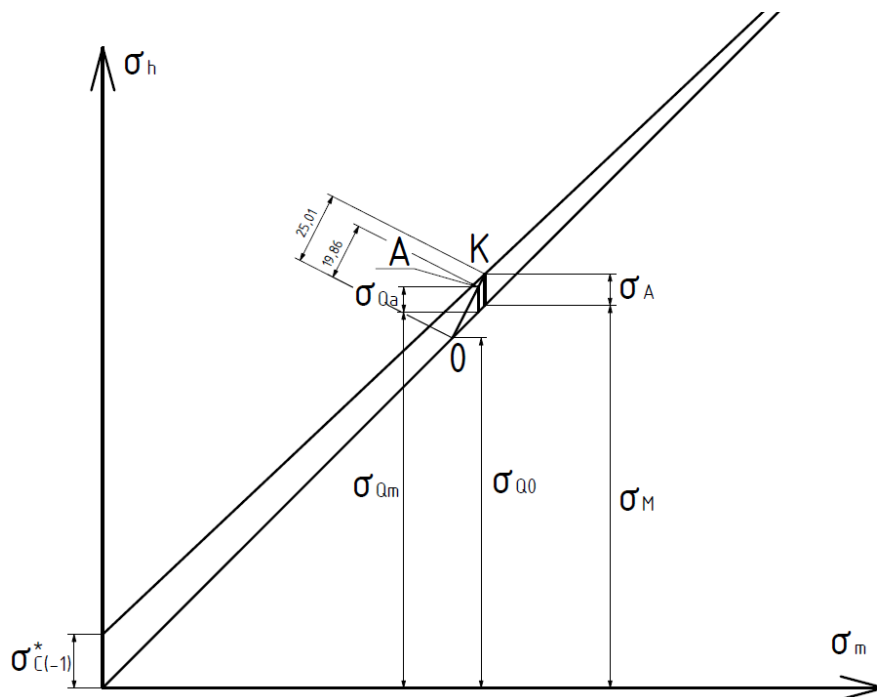
$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot R_m \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 1200 \cdot 10^{-4} = 0,26 \quad (46)$$

Využitím součinitele sbíhavosti lze získat hodnotu fiktivního napětí, které je nutné pro konstrukci Smithova diagramu.

$$\sigma_f = \frac{\sigma_{C(-1)}}{\psi_\sigma} = \frac{420}{0,26} = 1\,615,385\text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \quad (47)$$

Pro upravený součinitel sbíhavosti platí následující vztah:

$$\psi_\sigma^* = \frac{\psi_\sigma}{\phi} = \frac{0,26}{4,5} = 0,0578 \quad (48)$$



Obrázek 61: Smithův diagram

Z výsledných hodnot byl sestrojen Smithův diagram. Jednotlivé hodnoty jsou zaneseny parametricky (rozměry jsou násobeny vhodným koeficientem). Ze Smithova diagramu lze určit bezpečnost graficky:

$$k_{\sigma} = \frac{\overline{OK}}{\overline{OA}} = \frac{25,01}{19,86} = 1,259 \quad (49)$$

Pro analytické určení dynamické bezpečnosti  $k_{\sigma}$  platí vťah:

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{C(-1)}^* - \psi_{\sigma}^* \cdot \sigma_{Q_0}}{\sigma_{Q_a} + \psi_{\sigma}^* (\sigma_{Q_m} - \sigma_{Q_0})} = \frac{93,333 - 0,0578 \cdot 612,040}{43,587 + 0,0578(655,627 - 612,040)} = 1,257 \quad (50)$$

Výslednou míru statické bezpečnosti  $k_{\tau}$  lze získat:

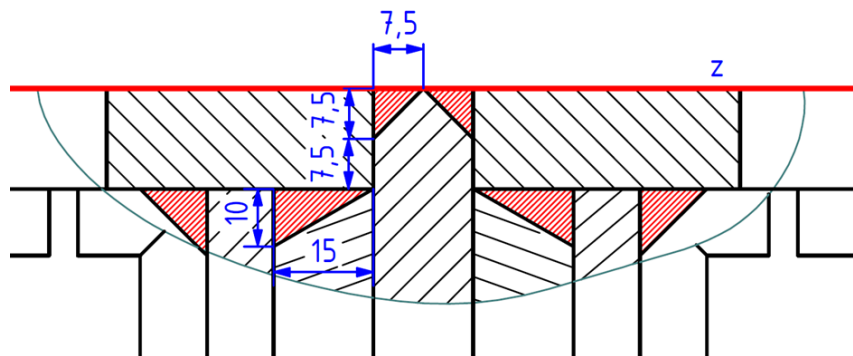
$$k_{\tau} = \frac{0,57 \cdot R_e}{\tau} = \frac{0,57 \cdot 1\,080}{205,431} = 2,997 \quad (51)$$

Pro celkovou bezpečnost platí vztah:

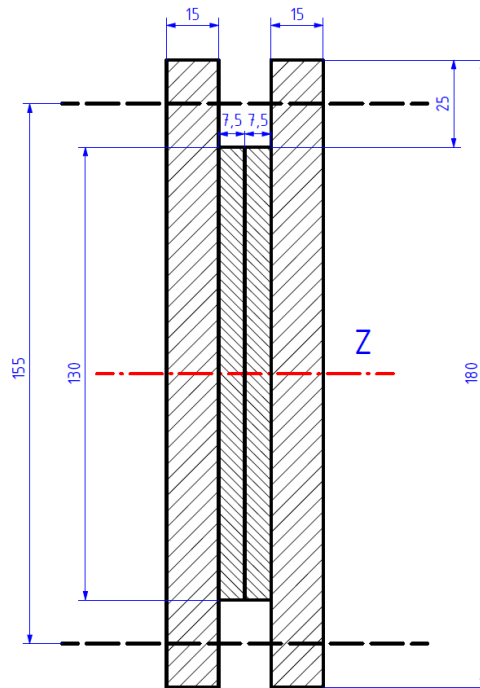
$$k = k_{\sigma} \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_{\tau}}\right)^2} = 1,257 \sqrt{1 - \left(\frac{1}{2,997}\right)^2} = 1,257 \quad (52)$$

### 5.3. Kontrola svarových spojů

Další nutnou součástí této práce je ověření svarů. Pro následující výpočty budou využity hodnoty ohybového momentu a posouvající síly z předchozí kapitoly (5.1.2). Dle obrázku (Obrázek 62) se jedná o čtyři tupé svary, uchycení prostředního plechu trnu k plechu úchytnému je řešeno dvěma  $\frac{1}{2}$  V svary o šířce 7,5 mm a délce 130 mm. Boční plechy jsou taktéž řešeny dvěma  $\frac{1}{2}$  V svary a šířce 10 mm a délce 180 mm. Koutové svary nebudou pro zjednodušení ve výpočtu uvažovány.



Obrázek 62: Rozměry svarů



Obrázek 63: Průmět svarů

Pro zjednodušení výpočtu bude uvažováno, že všechny svary se nacházejí v jedné rovině (Obrázek 63). Dále osa, vůči které bude uvažován ohyb, je umístěna doprostřed obrazce. Šířka obrazce  $b$  je určena jednoduchým součtem šířky jednotlivých svarů. Hodnota šířky  $b$  je 45 mm. Výška obrazce  $h$  je aproximována jako průměr výšek svarů. Hodnota výšky  $h$  je rovna 155 mm. Rameno pro určení momentu bude prodlouženo o šířku desky  $s$  a tedy o 15 mm. Při zohlednění těchto zmíněných předpokladů výsledné ohybové napětí vychází:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{max} \cdot (l+s)}{\frac{b \cdot h^2}{6}} = \frac{51\,500 \cdot (789+15)}{\frac{45 \cdot 155^2}{6}} = 229,794 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (53)$$

Během stanovení bezpečnosti šroubového pole by ke smyku došlo pouze po povolení všech šroubů, avšak svary na smyk ověřeny být musí. Jako smyková síla je uvažována síla maximální získána dříve (5.1.2).

$$\tau = \frac{F_{max}}{b \cdot h} = \frac{51\,500}{45 \cdot 155} = 7,384 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (54)$$

Pro celkové redukované napětí za použití hypotézy HMH a součinitelů anizotropie platí rovnice:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_o}{\alpha_\perp}\right)^2 + 3\left(\frac{\tau}{\alpha_\tau}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{229,794}{0,85}\right)^2 + 3\left(\frac{7,384}{0,7}\right)^2} = 270,552 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (55)$$

V realitě tato hodnota nebude celá přenášena těmito tupými svary, prostřední plech je totiž svým koncem uložen v plechu úchytném a část zatížení také budou přenášet svary koutové, které do výpočtu nebyly uvažovány. [32]

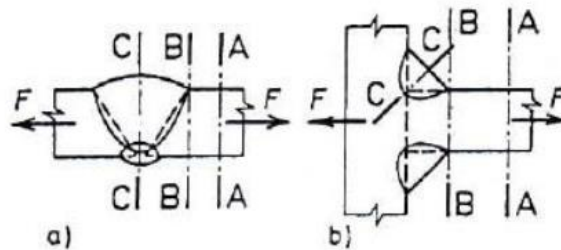
Pro určení bezpečnosti je použita hodnota redukovaného napětí a mez kluzu přídatného materiálu.

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{red}} = \frac{420}{271,552} = 1,547 \quad (56)$$

Hodnota bezpečnosti je dostačující, svarový spoj je dimenzován dostatečně.

### 5.3.1. Kontrola svarového spoje na únavu

Dosavadní kontroly svarového spoje byly realizovány za předpokladu, že vnější zatížení je čistě statické. Pokud počet cyklů přesáhne počet  $N = 5 \cdot 10^5$ , je zatížení považováno za dynamické a daný spoj je nutné taktéž ověřit na únavu. V oblasti počtu cyklů  $5 \cdot 10^5 < N < 2 \cdot 10^6$  se jedná o únavovou pevnost dočasnou a v oblasti  $N \geq 2 \cdot 10^6$  jde o únavovou pevnost dlouhodobou. Kontrola svaru bude řešena v řezu C-C, který prochází nosným průřezem svaru.



Obrázek 64: Kontrolní průřezy svarů [32]

Z dostupných tabulek bylo zjištěno, že označení průřezové čáry je 6a.

3		AD	1	3	3
		BD	1	5	5
		CD	1	6b	6a

Obrázek 65: Určení označení typové čáry [32]

Pro stanovení meze únavy bude využit Smithův diagram pro ocel třídy 11 s pevností  $520 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ , která se nejvíce blíží svou hodnotou mezi kluzu přídatného materiálu svarového spoje. Mez únavy svaru byla stanovena dle diagramu  $\sigma_C = 125 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ . V pevnostní kontrole bylo určeno redukované napětí  $\sigma_{red}$ , které bylo vypočítáno za předpokladu působení maximální síly. Lze tedy předpokládat, že toto napětí je shodné s napětím horním průběhu zatížení a lze je zaměnit.

Pro kontrolu svaru pro oblast trvalé únavové pevnosti platí následující vztah:

$$\sigma_h = 270,552 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \frac{\sigma_C}{k} = \frac{125}{2 \div 3} = 41,667 \div 62,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (57)$$

Svar nespĺňuje kontrolu pro oblast trvalé únavové pevnosti. Horní nominální napětí je 6,5-krát větší, než je povolená hodnota při dodržení bezpečnosti  $k = 2$ . Z tohoto plyne, že trn z hlediska této svarové kontroly nejde použít pro více než limitní počet  $N_C = 2 \cdot 10^6$  cyklů.

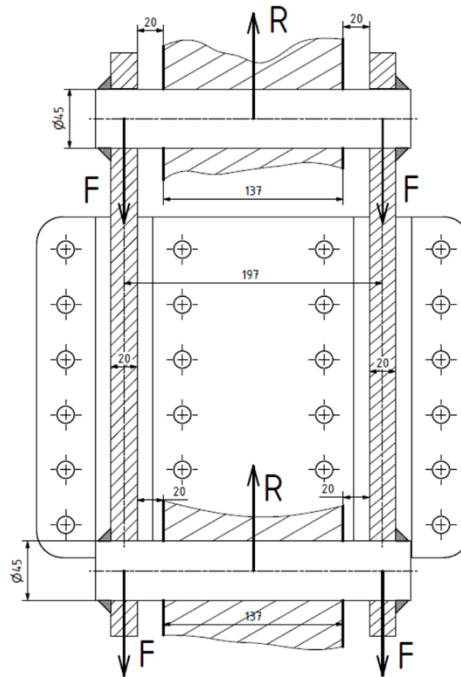
Dalším krokem je určení časované pevnosti čili určení počtů cyklů do poruchy. Exponent šikmé části Wöhlerovy křivky je předpokládán  $m = 3$ . Dále je použita horní hodnota nominálního napětí  $\sigma_C$  a limitní počet cyklů  $N_C$ .

$$N_K = N_C \cdot \left[ \frac{\sigma_C}{\sigma_h} \right]^m = 2 \cdot 10^6 \cdot \left[ \frac{125}{270,552} \right]^3 = 197\,245 \text{ počet cyklů} \quad (58)$$

Dle této kontroly by svarový spoj měl vydržet 197 245 cyklů při míjivém zatížení s horní hodnotou napětí jako maximální silou rypadla. Dále bude stanoven předpoklad, na jak dlouhou dobu by tento počet cyklů mohl vystačit. Nejprve je uvažováno, že přes zimní měsíce se tento trn používat nebude. Pro kalendářní rok 2023 bez zimních měsíců zbývá 189 pracovních dní. V pracovním dni není možné, aby se s rypadlem pracovalo celých 8 hodin. Část pracovní doby musí být vyhrazena pro transport techniky, přestávky či obědy nebo se rypadlo bude používat až po jiných pracovních procesech. Po zvážení těchto předpokladů je odhadnuto používání rypadla s trnem v průměru 5 hodin během pracovního dne. Rypadlo by míjivé síly mohlo dosáhnout jednou za minutu. Při dodržení těchto odhadů vydrží trn 657 pracovních dní, tedy zhruba 3,5 roku. Maximální síla rypadla značně převyšuje hodnotu teoreticky rovnoměrně rozloženého rypného odporu i pro nejtvrďší třídu horniny. Používáním hodnoty maximální síly rypadla je tento odhad stanoven především z hlediska bezpečnosti.

#### 5.4. Kontrola čepového spoje

Průměr čepů pro univerzální úchyt je 45 mm, pro alternativní úchyt mají čepy průměr 60 mm. Čepy jsou vyrobeny z konstrukční oceli 11 600 a budou kontrolovány na stříh, otláčení a ohyb. Jako způsob uložení je předpokládáno nepohyblivé uložení a zatížení je uvažováno míjivé. Dovolené hodnoty pro tento materiál jsou dovolený tlak  $p_D = 100$  MPa a dovolené napětí  $\sigma_D = 100$  N·mm<sup>-2</sup>. Pro zjednodušení výpočtů je předpokládáno symetrické rozdělení maximální síly rypadla  $F_{max}$  na čtvrtiny jako síly  $F$  s působištěm v prostředku plechů univerzálního úchyty. Uchycení rypadla je odhadnuto o šířce 137 mm a ve vzdálenosti 20 mm od plechů úchyty. Uprostřed tohoto uchycení jsou uvažovány působiště reakcí  $R$  o velikosti poloviny maximální síly rypadla  $F_{max}$ .



Obrázek 66: Schéma čepového spoje

#### 5.4.1. Kontrola na smyk

Dle schématu (Obrázek 66) je maximální síla rypadla rozdělena na čtvrtiny s působišťem v prostředku bočních plechů. Oba čepy mají dvě střižné roviny. Rozměr  $d$  je průměr čepu.  $F_{max}$  je maximální síla rypadla.

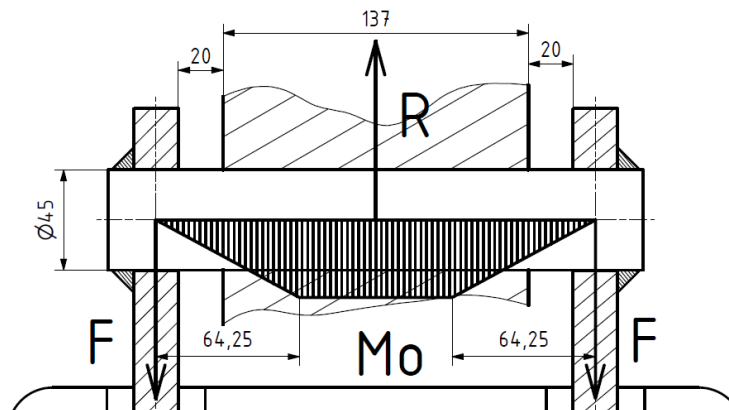
$$\tau = \frac{F_{max}}{S} = \frac{F_{max}}{4 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{51\,500}{\pi \cdot 45^2} = 8,095 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (59)$$

#### 5.4.2. Kontrola na otláčení

Hodnota  $b$  je šířka plechů, kterými prochází čepy v univerzálním úchytu. Rozměr  $d$  je průměr čepů.  $F_{max}$  je maximální síla rypadla. Opět je předpokládáno symetrické rozložení podle schématu.

$$p = \frac{F_{max}}{d \cdot b} = \frac{F_{max}}{4 \cdot d \cdot b} = \frac{51\,500}{4 \cdot 45 \cdot 20} = 14,306 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \quad (60)$$

#### 5.4.3. Kontrola na ohyb



Obrázek 67: Rozložení ohybového momentu v čepu

Rozložení ohybového momentu  $M_o$  je předpokládáno dle schéma (Obrázek 67). Každý čep přenáší polovinu maximální síly.  $W_o$  je modul průřezové charakteristiky pro ohyb.  $M_o$  je ohybový moment, jehož maximální hodnota je v prostřední části čepu.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{max} \cdot l}{2}}{W_o} = \frac{\frac{51500 \cdot 64,25}{4}}{\frac{\pi \cdot 45^3}{32}} = 97,853 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (61)$$

Mez kluzu pro konstrukční ocel 11 600 je rovna  $R_e = 325 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ . Největší napětí v čepu se nachází v prostřední části čepu, kde se nachází nejvyšší hodnota ohybového napětí.

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{325}{97,853} = 3,321 \quad (62)$$

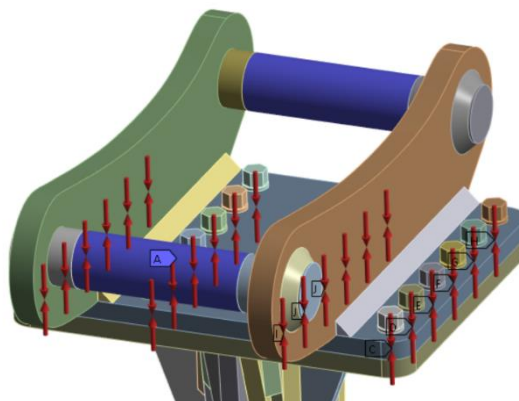
Bezpečnost čepového spoje je dostatečná. Spoj vyhovuje na smyk, otláčení a ohyb.

## 6. MKP analýza

Analýza MKP byla vytvořena v aplikaci ANSYS 2023 R1. Získané hodnoty napětí v jednotlivých konstrukčních uzlech budou porovnány s analytickými výpočty.

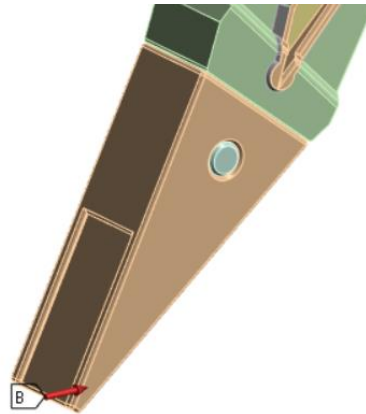
### 6.1. Popis výchozích podmínek

Nejdříve byl ke každé součásti přiřazen odpovídající materiál s příslušnými hodnotami hustoty, Youngova modulu pružnosti, Poissonova čísla, mezí kluzu a mezí pevnosti. Šroubové spoje (šroub, podložka a matice) byly vytvořeny jako jedno spojitě těleso (solid) z důvodu snížení výpočetní náročnosti procesu MKP. Zbytek modelu zůstal shodný, jak je dříve popsáno. Pro kontakty svarů mezi sebou a ostatními součástmi byla vybrána pevná vazba (bonded). Tento typ kontaktu uvažuje, že vybraná tělesa se chovají jako kdyby skrz tento kontakt tvořila těleso jediné. Pro ostatní kontakty je uvažována vazba třecí (frictional) se součinitelem  $f = 0,1$ . Pro oba úchytné plechy, zadní plochy prostředního a bočních plechů vybrané svary, čepy a jeden z nejzatíženějších šroubů byla vybrána jemnější síť. Ostatní součásti mají výchozí síť vygenerovanou dle programu. Na každý šroub je aplikováno montážní předpětí o velikosti  $Q_0 = 46\,667 \text{ N}$  (Obrázek 68). Maximální síla rypadla  $F_{max} = 51\,500 \text{ N}$  je aplikována na špičku zubu (Obrázek 69). Čepy úchyty jsou rozděleny na tři součásti, aby mohla být znázorněna pevná vazba prostřední části o šířce 137 mm.



Obrázek 68: Předepjaté šrouby a vazba čepů MKP

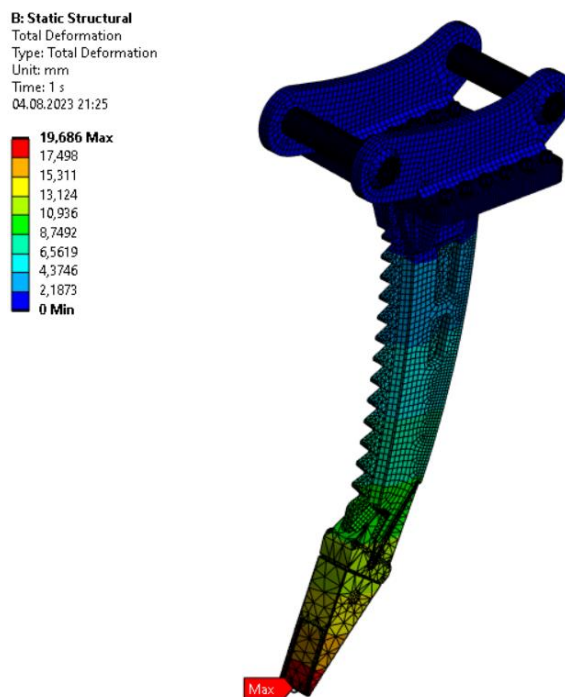




Obrázek 69: Maximální síla rypadla působící na špičku zubu

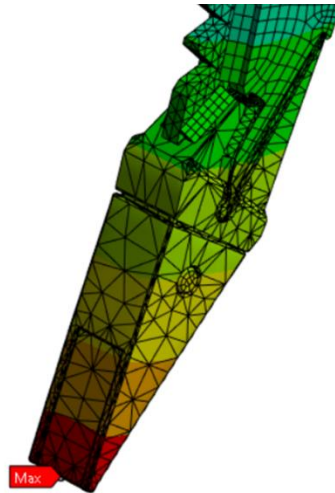
## 6.2. Celkové výsledky

V následujícím obrázku jsou zobrazeny výsledky deformace (Obrázek 70) pro celou sestavu trnu.



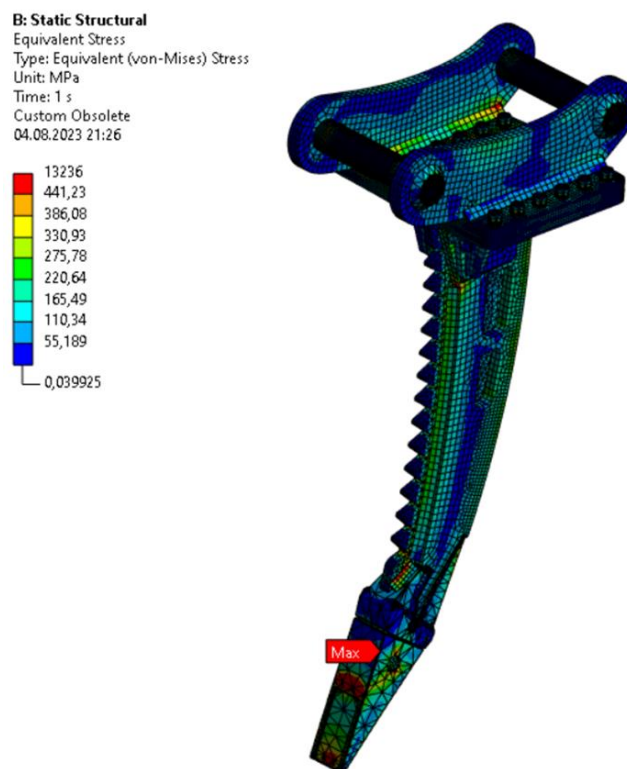
Obrázek 70: Deformace trnu

Nejvyšší hodnota deformace  $u$ , která nastává na špičce trnu, je dle MKP  $u = 19,686$  mm (Obrázek 71). Působíště maximální síly rypadla je vybráno do jednoho bodu, což je pravděpodobně hlavním z důvodů takto velké hodnoty lokální deformace.



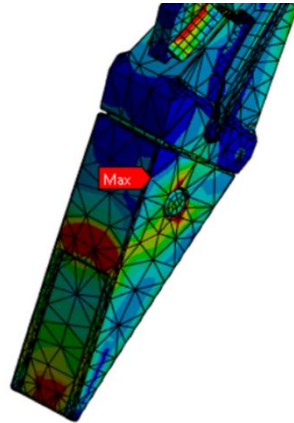
Obrázek 71: Detail deformace

V obrázku (Obrázek 72) je zobrazeno redukované napětí metodou HMH pro sestavu trnu.



Obrázek 72: Napětí v trnu

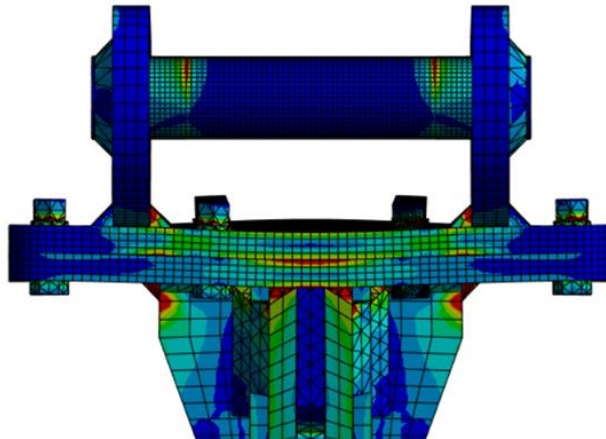
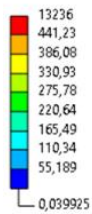
Největší hodnota napětí  $\sigma_{red} = 13\,236 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$  nastává v čepovém spoji adaptéru a zubu (Obrázek 73). Pravděpodobně se jedná o lokální kontakt způsobený deformací.



Obrázek 73: Detail napětí

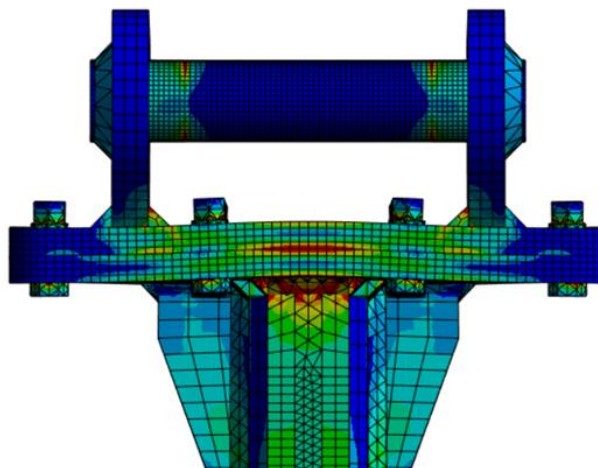
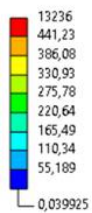
V následujících obrázcích jsou k vidění hodnoty napětí zepředu (Obrázek 74) a zezadu (Obrázek 75). Je viditelné prohnutí úchytných plechů v zadní části nahoru a ve přední dolů, v tomto aspektu se deformace a napětí chová podle očekávání.

**B: Static Structural**  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1 s  
 Custom Obsolete  
 04.08.2023 21:28



Obrázek 74: MKP pohled zepředu

**B: Static Structural**  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1 s  
 Custom Obsolete  
 04.08.2023 21:28



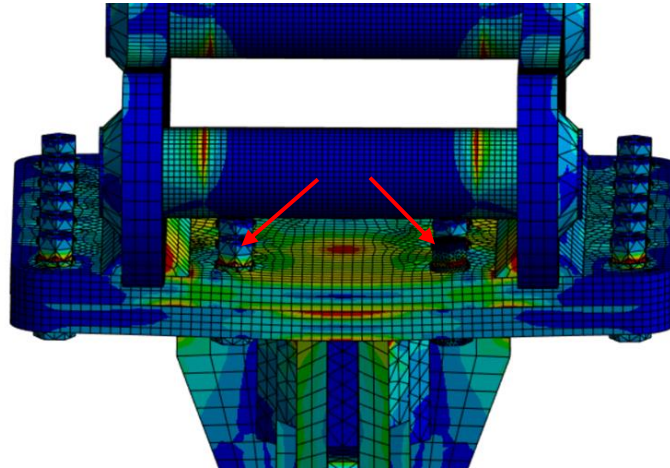
Obrázek 75: MKP pohled zezadu

### 6.3. Porovnání s analytickými výpočty

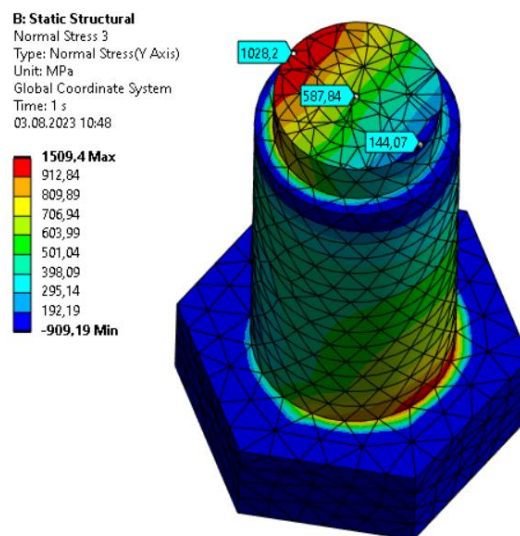
V následující části budou porovnány hodnoty získané metodou MKP s hodnotami z kapitoly (36). Dále budou nastíněny možné důvody rozdílů těchto hodnot.

#### 6.3.1. Šrouby

Nejvíce zatížené šrouby jsou podle předpokladu prostřední dva z první řady viditelné na následujícím obrázku v popředí (Obrázek 76).



Obrázek 76: Vybrané šrouby

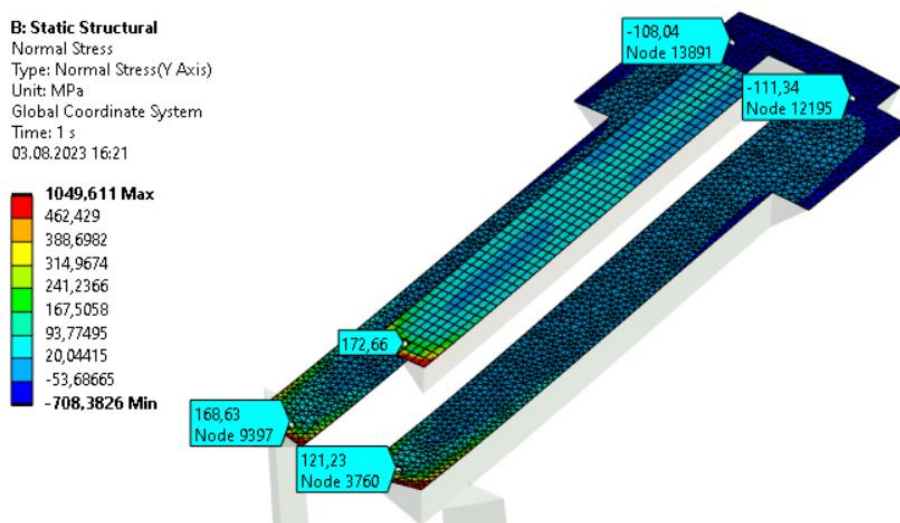


Obrázek 77: Osově napětí ve šroubu

Pro výpočet byl použit zjednodušený model šroubového spoje. Dle metody MKP je výsledné osově napětí šroubu v nejzatíženějších šroubech přibližně  $\sigma = 587,84 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Analytickým výpočtem byla získána hodnota  $\sigma = 503,521 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Hodnota z MKP je o 16 % větší. Pro analytický výpočet bylo uvažováno pouze napětí z montážního předpětí v kombinaci se silou vznikající ohybem vyvolaném silou rypadla a rovnoměrné rozložení tohoto silového účinku. Hlavním důvodem tohoto rozdílu je deformace plechů, a to především deformace úchytných plechů, která nejvíce ovlivňuje tyto dva vybrané šrouby. Šrouby jsou pevnostní třídy 12, mají příslušnou mez kluzu  $R_e = 1\,080 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$  a mez pevnosti  $R_m = 1\,200 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Pro výpočet MKP není uvažován smyk vznikající v závitě šroubu.

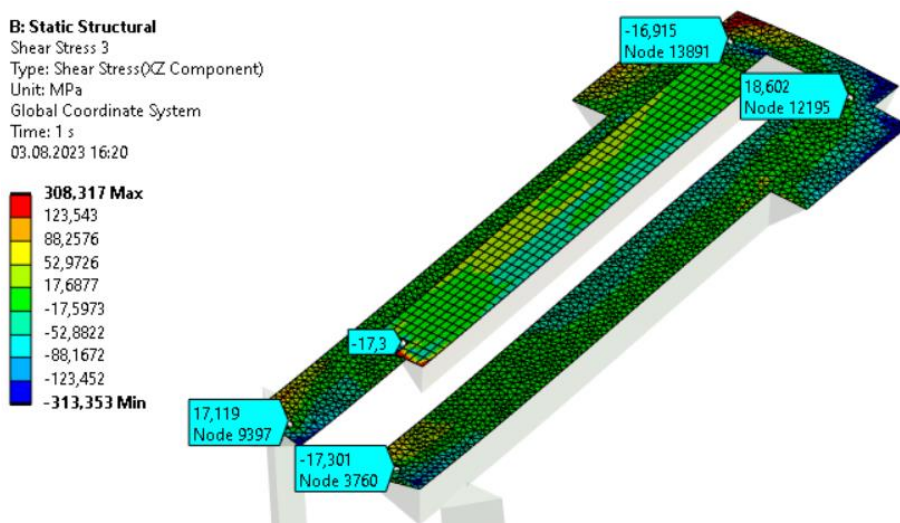
### 6.3.2. Svary

Pro výsledky MKP bylo vybráno 5 bodů, které by neměly být ovlivněny okraji tělesa, které jsou programem vnímány jako vruby (Obrázek 78). Aritmetický průměr pěti hodnot normálového napětí je  $\sigma = 136,452 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Analyticky bylo předpokládáno pouze zatížení ohybem a tato hodnota byla určena jako  $\sigma = 229,794 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Hodnota dle MKP je o 68 % nižší. Důvodem tohoto rozdílu mohla být volba těchto bodů, případně část zatížení mohla být přenesena svary koutovými, které přiléhají k vybraným svarům. Body byly vybrány tak, aby se nacházely v uvažovaném průmětu podle analytických výpočtů (Obrázek 63). Tyto body budou shodné i pro další porovnání výpočtů svarů.



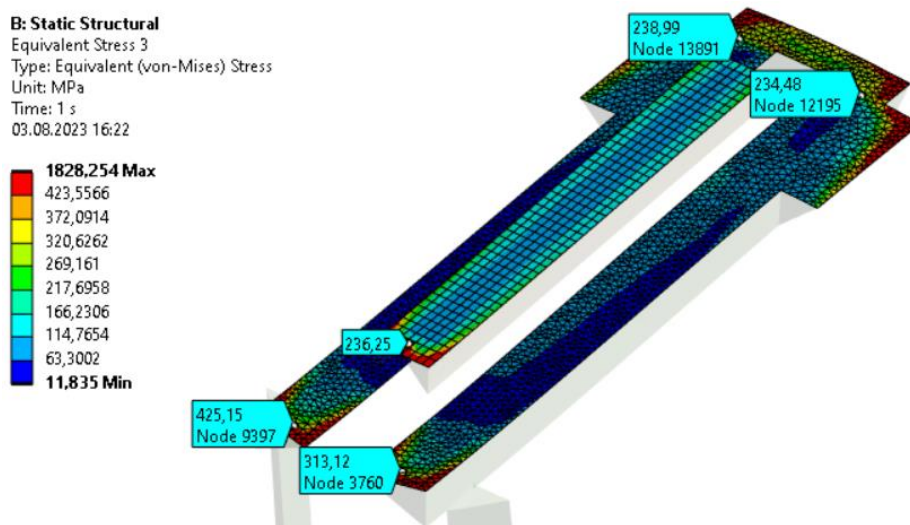
Obrázek 78: Normálové napětí ve svarech

Analytickou metodou bylo získáno smykové napětí  $\tau = 7,384 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Metodou MKP byla aproximována hodnota  $\tau = 17,447 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$  (Obrázek 79). Výsledek MKP je 2,36-krát větší než výsledek analytické metody. Důvodem tohoto rozdílu mohla být volba bodů.



Obrázek 79: Smykové napětí ve svarech

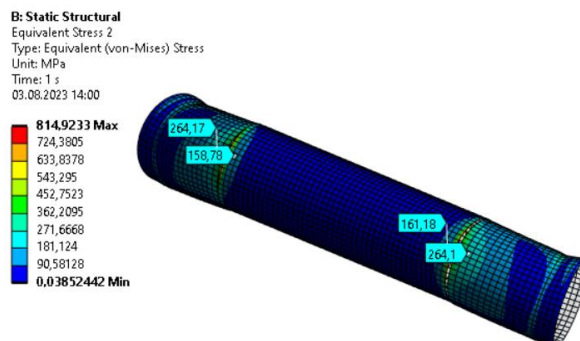
Redukované napětí ve svarech je určeno pomocí 5 bodů dle MKP  $\sigma_{red} = 289,598 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$  (Obrázek 80). Dle analytické metody vyšlo redukované napětí  $\sigma_{red} = 270,552 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Napětí ve svarech ještě ale musí být vyděleno součiniteli anizotropie. Protože by bylo obtížné určit normálovou a smykovou složku napětí v každém směru, byl z hlediska bezpečnosti vybrán menší z použitých součinitelů z analytické metody  $\alpha_\tau = 0,7$ . Výsledné napětí tedy vychází  $413,711 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Mez kluzu přídatného materiálu svarů  $R_e$  je  $420 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Výsledná bezpečnost  $k = 1,015$  není dostatečná. Napětí dle MKP je o 53 % větší. Důvodem rozdílu je opět volba bodů, ve kterých je napětí měřeno, a velikost použitého součinitele. Maximální napětí v rozích svarů vzniká z důvodu lokálních kontaktů způsobených deformací.



Obrázek 80: Redukované napětí ve svarech

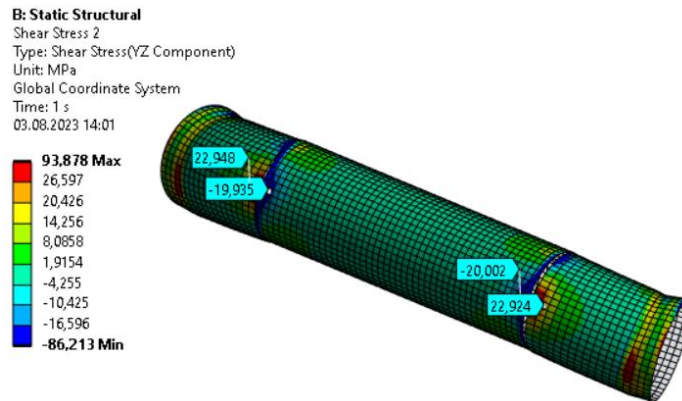
### 6.3.3. Čepy

Oproti analytickému výpočtu je působiště největšího normálového napětí a smyku podle MKP shodné. V analytickém výpočtu je největší ohybový moment v prostřední části čepu, kde je smykové napětí nulové. Maximální redukované napětí určené analyticky bylo shodné s napětím ohybovým, a proto lze tato napětí porovnat. Analyticky byla získána hodnota normálového napětí vzniklého pouze ohybem  $\sigma = \sigma_{red} = 97,853 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Výsledek MKP byl aproximován aritmetickým průměrem ze 4 vybraných bodů, které nejsou ovlivněny vrubem. Odhadnutá hodnota redukovaného napětí dle MKP je rovna  $\sigma_{red} = 212,058 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$  (Obrázek 81). Rozdíl těchto hodnot činí 117 %. Důvodem rozdílu je pravděpodobně výběr bodů a jiný průběh ohybového momentu kvůli svarovému spoji.



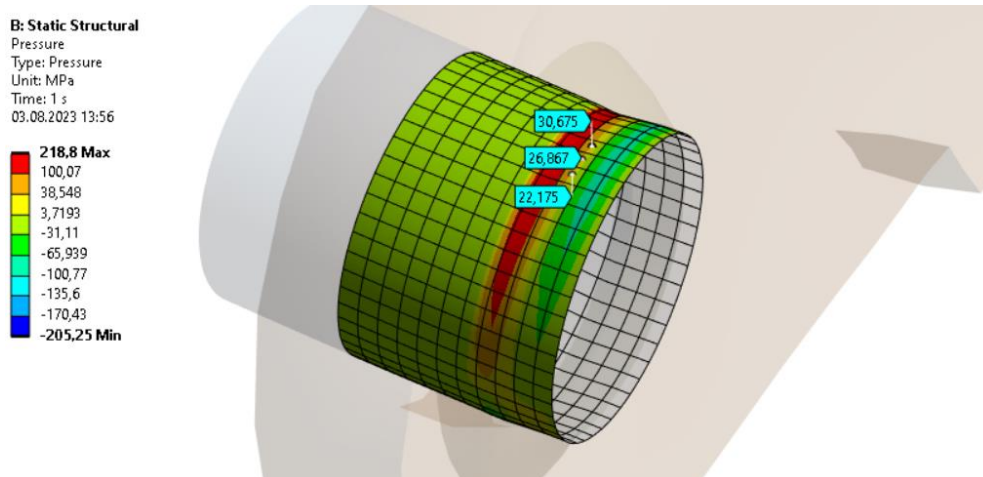
Obrázek 81: Normálové napětí v čepch

Smykové napětí bylo analyticky určeno  $\tau = 8,095 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Metodou MKP bylo pomocí 4 bodů aproximováno toto napětí  $\tau = 21,452 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$  (Obrázek 82). Hodnota dle MKP je tedy více než 2,65-krát větší než hodnota analytická. Důvodem tohoto rozdílu byla pravděpodobně deformace v místě působiště smyku, nebo nesprávný výběr bodů, které nejsou ovlivněny vrubem.



Obrázek 82: Smykové napětí v čepch

Během kontroly na otláčení byla určena hodnota tlaku  $p = 14,306 \text{ MPa}$ . Výsledek z MKP byl aproximován třemi body  $p = 26,572 \text{ MPa}$  (Obrázek 83). Rozdíl těchto hodnot je roven 86 %. Důvodem tohoto rozdílu byla pravděpodobně deformace čepu nebo špatná volba bodů, které nejsou ovlivněny vrubem. Výsledky jsou také ovlivněny svary, které spojují čepy s bočními plechy.



Obrázek 83: Otláčení čepu

## 7. Teoretický experiment

V této kapitole bude nastíněn teoretický experiment, kterým by mohly být ověřeny analytické výpočty a výsledky MKP.

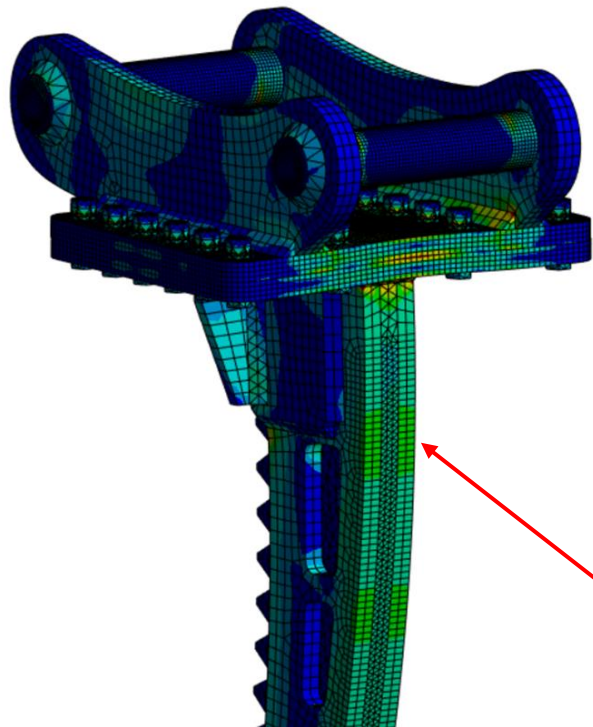
### 7.1. Zapojení tenzometrů

Vzhledem k faktu, že trnem bude rozrývána zemina, není možné samotné tenzometry umístit na libovolné místo. Jako sledované součásti byly zvoleny boční plechy a prostřední plech, respektive jejich zadní plocha. Jako typ zapojení je vybrán půlmůstek z důvodu, že nelze umístit tenzometry na čelní stranu trnu. V tomto obvodu jsou tenzometry dva. První tenzometr snímá ohyb a druhý kompenzuje teplotu. Tenzometry byly zvoleny fóliové kovové. Počet tenzometrů je roven šesti, pro každý plech jsou použity dva. Pro celkové přetvoření  $\varepsilon_V$ , konstantu tenzometru  $K$ , indikované přetvoření  $\varepsilon_i$  a deformaci od mechanického zatížení  $\varepsilon_M$  platí následující vztah: [33]

$$\varepsilon_V = \frac{2}{K} \cdot \varepsilon_i = \varepsilon_{1M} \quad (63)$$

### 7.2. Výběr místa

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, tenzometry jsou umístěny na zadních plochách plechů trnu, kde se vyskytuje vyšší napětí než ve zbytku vybraných plechů. Vzdálenost od úchytného plechu je zvolena podle výsledků MKP (Obrázek 84). Vzdálenost od úchytného plechu je 135 mm.



Obrázek 84: Vybrání místa experimentu



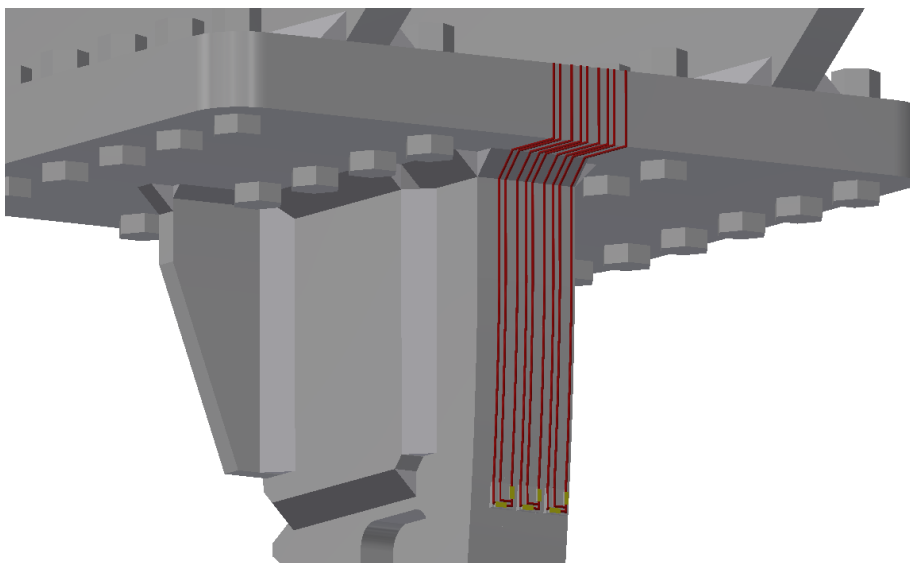
### 7.3. Příprava experimentu

Nejdříve se povrch hrubě očistí od rzi, okují nebo nátěrů v dostatečném rozsahu okolo místa lepení. Dále je povrch zarovnan. Dalším krokem přípravy je odmaštění. Čištěný povrch se otírá netkanou textilií napuštěnou rozpouštědlem. Nejdříve se očišťuje větší plocha kolem místa lepení a postupně se čistí stále menší plocha, aby se nemohly nečistoty z okraje dostat na místo lepení. Na takto vyčištěném povrchu musí zůstat vodní film, který je následně vysušen netkanou textilií. Čištění může být provedeno například horkou parou. Pro lepší přilnavost lepidla se povrch následně zdrsnuje naleptáním či pískováním, vzniklý prach či nečistoty se musí odstranit. Následně se místo měření nechá vyschnout.

Lepené strany tenzometrů se musí nejdříve očistit netkanou textilií napuštěnou freonem. V tomto případě se musí tenzometr z fenolových pryskyřic předem zformovat například horkým vzduchem z důvodu zakřivení měřené plochy. Tenzometr se umístí a vyrovná na požadovaném místě, poté se přichytí na jedné straně, aby se mohl odklápět. Dále se tenzometr odklopí a na lepenou se nanese lepidlo (tloušťka vrstvy je asi 0,5 mm). Tenzometr se přiklopí zpět, překryje se například celofánem a otáčivým pohybem se vytlačí nadbytečné lepidlo. Zbývající vrstva by měla být ideálně 0,05 mm až 0,08 mm. Tenzometr se musí držet přitisknutý, dokud se lepidlo nevytvdí.

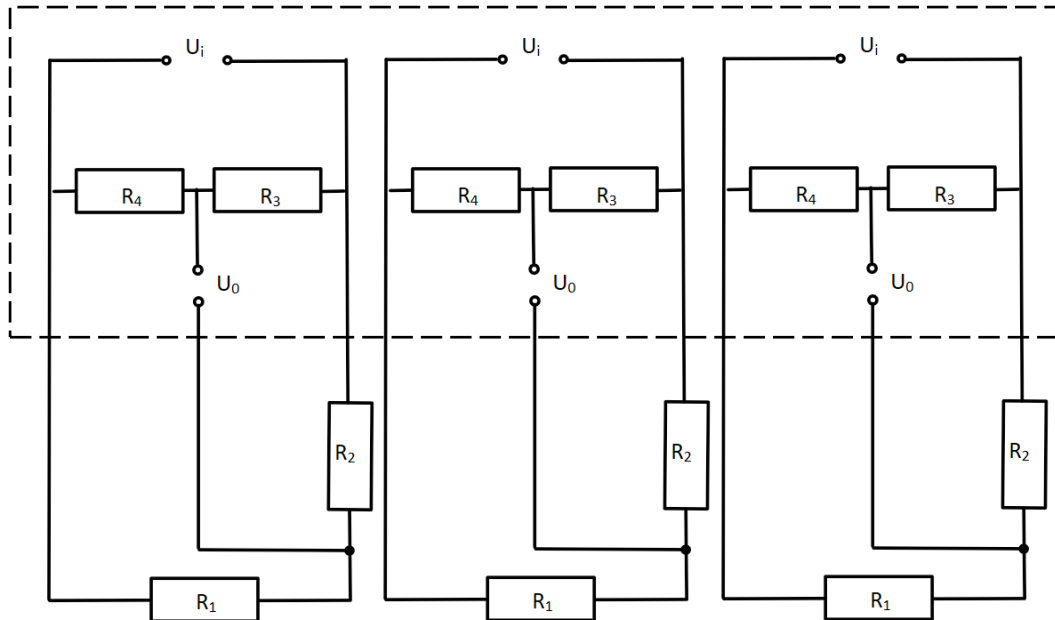
Tenzometry je nutné chránit proti mechanickým a chemickým vlivům. Případná degradace tenzometru může mít za následek změnu nulového bodu. Degradace tenzometru může být způsobena difuzí materiálu, vodivostí materiálu a také korozí. Ochranu proti vnějším vlivům nevyžadují pouze tenzometry ale i kabeláž. Pro ochranu tenzometrů bude použit permanentní plastický tmel AK22 s krycí hliníkovou fólií ABM75. Tento tmel poskytuje dobrou adhezi, ochranu proti vlhkosti a teplotní stabilitu. Kabely budou kryty návleky ze splétaného skelného vlákna impregnovány pryskyřicí. Uchycení kabelů bude realizováno kombinací lepících přichytek a stahovacích pásek. Kromě tenzometrů se zbytek obvodu bude nalézat na násadě rypadla. [33] [34] [35]

### 7.4. Celkový tenzometrický obvod

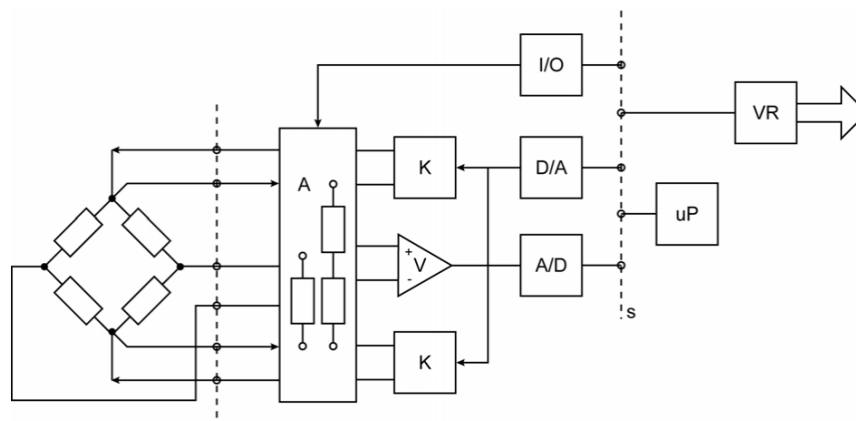


Obrázek 85: Detail zapojení tenzometrů

Vodiče vycházející z tenzometrů jsou vedené po zadní straně trnu, kde se předpokládá nejmenší pravděpodobnost poškození obvodu od rozrývané zeminy (Obrázek 85). Ze stejného důvodu bude nutné také používat rypadlo tak, aby se tomuto nebezpečí co nejvíce zabránilo. Celkové zapojení čtvrtmůstku bude realizováno podle řešerše (Obrázek 86).



Obrázek 86: Zapojení tenzometrického obvodu



Obrázek 87: Blokové schéma měřící ústředny [33]

Zpracování signálů tenzometrů bude realizováno přes měřící ústřednu. Princip této ústředny je znázorněn na schématu (Obrázek 87), kde *A* znázorňuje zbylé obvody s odpory do plného můstku, *V* vstupní zesilovač, *K* kompenzace na úbytku napětí, *D/A* výstupní převodník napájení můstku, *A/D* vstupní převodník měřené veličiny, *uP* mikropočítač, *I/O* vstupní či výstupní rozhraní, *s* vnitřní sběrnice mikropočítače a *VR* výstupní rozhraní [33].

Vybraná měřicí ústředna je Fluke 2638A. Tato ústředna umožňuje měření stejnosměrného i střídavého napětí a proudu, odporu, teploty a frekvence. Standardní verze má 22 kanálů rozšiřitelných až na 66 kanálů. Ústředna zajišťuje měření teploty termočlánkem s přesností 0,5 °C. Rozsah střídavého napětí je 0,1 μV až 1 mV s přesností 0,11 % měřené hodnoty + 0,05 % rozsahu. Rozsah stejnosměrného napětí je 0,1 μV až 1 mV s přesností 0,0024 % měřené hodnoty + 0,0005 % rozsahu. Rozsah frekvence je 20 Hz až 1 MHz. Komunikace s PC je realizována pomocí USB a LAN portů [36].



*Obrázek 88: Univerzální měřicí ústředna Fluke 2638A [46]*

## 8. Závěr

Součástí rešerše bylo seznámení se s vyráběnými rypadly a trny, stanovení rypného odporu pro již vyráběný trn, úvod do technologií řezání a svařování materiálů a popsání rychloupínačů od dalších výrobců. Poté byl podrobně popsán model a jeho celková montáž. Dále byl popsán model alternativního úchytu pro rychloupínač VARIO SM01. Zvolená technologie dělení materiálu bylo řezání laserem. Materiál plechů byl vybrán Hardox 400, zbylé součástí byly kupované. Šrouby a matice byly vybrány pevnostní skupiny 12. Na konci trnu se nachází adaptér J250 a k němu příslušný zub.

V analytických výpočtech bylo ověřeno šroubové pole na přenesení ohybu vzniklého v případě, že by došlo k zatížení maximální možnou silou rypadla. Šrouby byly taktéž ověřeny na únavu. Svarové spoje byly ověřeny na smyk, ohyb a únavu. Svarové spoje nevyhovují trvalé únavové pevnosti, proto byla stanovena časovaná únavová pevnost. Čepové spoje byly ověřeny na střih, otláčení a ohyb.

Hodnoty napětí dle MKP jsou porovnány s hodnotami získanými analyticky (Tabulka 17). Výsledky MKP byly aproximovány výběrem bodů, ze kterých bylo aritmetickým průměrem určeno dané napětí. Šroubový a čepový spoj jsou dimenzovány dostatečně. Svarový spoj nevyhovuje požadované bezpečnosti, před vyrobením prototypu trnu by bylo potřeba tento spoj navrhnout s vyšší pevností. Pro výpočty analytické i MKP byla použita maximální síla rypadla  $F_{max} = 51\,500$  N působící na konci trnu a k ní příslušný moment. Během rešerše byla stanovena maximální síla působící na trn  $T = 26\,500$  N a ohybový moment  $M_o$  8 906 037 N·mm pro horniny nejvyšší třídy, lze tedy předpokládat, že hodnoty napětí v trnu při běžném používání by byly nižší. Trn i příslušné šroubové a svarové spoje jsou značně limitovány rozměry univerzálního úchytu.

Tabulka 17: Porovnání redukováných napětí

Prvek	Typ napětí	Analytické výsledky [N·mm <sup>-2</sup> ], [MPa]	Výsledky MKP [N·mm <sup>-2</sup> ], [MPa]
Šroubové spoje	Normálové/tahové $\sigma$	503,521	587,84
Svarové spoje	Normálové/ohybové $\sigma$	229,794	136,452
	Smykové $\tau$	7,384	17,447
	Redukované $\sigma_{red}$	270,552	413,711
Čepové spoje	Ohybové/redukované $\sigma$	97,853	212,058
	Smykové $\tau$	8,095	21,452
	Tlak $p$	14,306	26,572

V poslední části práci byl nastíněn způsob zapojení a praktická realizace tenzometrického experimentu, kterým by mohly být ověřeny některé získané hodnoty. Tento experiment je značně limitován samotným používáním trnu, které omezuje místa, kde mohou být umístěny tenzometry či vedeny vodiče.

## Citovaná literatura

- [1] „nlnorm,“ 1. 4. 2014. [Online]. Available: <https://www.nlnorm.cz/terminologicky-slovník/56405>. [Přístup získán 5. 4. 2023].
- [2] „eluc.ikap,“ [Online]. Available: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/2143>. [Přístup získán 25. 7. 2023].
- [3] „stavarna.com,“ [Online]. Available: [https://www.stavarna.com/download2/633\\_3115\\_cs\\_09\\_lopatova\\_rypadla.pdf](https://www.stavarna.com/download2/633_3115_cs_09_lopatova_rypadla.pdf). [Přístup získán 25. 7. 2023].
- [4] „zeppelin,“ Zeppelin CZ s.r.o, 5. 4. 2023. [Online]. Available: <https://www.zeppelin.cz/online-katalog/stavebni-stroje-caterpillar/rypadla/pasova-rypadla/mini-rypadla-0-9-az-10-tun/cat-306>. [Přístup získán 5. 4. 2023].
- [5] „casece,“ casece.cz, [Online]. Available: <https://www.casece.cz/produkty/pasova-mini-rypadla>. [Přístup získán 5. 4. 2023].
- [6] „hyundai-stavebnistroje,“ hyundai stavební stroje, [Online]. Available: <https://www.hyundai-stavebnistroje.cz/stroje/pasova-mini-midi-rypadla/r60cr-9a/>. [Přístup získán 5. 4. 2023].
- [7] „lzicealopaty,“ lzicealopaty, [Online]. Available: <https://www.lzicealopaty.cz/rady-a-tipy/rozryvaci-trn/>. [Přístup získán 25. 7. 2023].
- [8] „nahradnidilystroje,“ DENISON CZ, [Online]. Available: <https://www.nahradnidilystroje.cz/nahradni-dily/prislusenstvi/komatsu-prislusenstvi/rychloupinace-komatsu-prislusenstvi/rychloupinac-podkopu-lehnhoff/>. [Přístup získán 10. 4. 2023].
- [9] „nahradnidilystroje,“ DENISON CZ, [Online]. Available: <https://www.nahradnidilystroje.cz/nahradni-dily/prislusenstvi/ostatni-znacky/rychloupinace-ostatni-znacky/rypadlo-nakladace/rychloupinac-miller/>. [Přístup získán 10. 4. 2023].
- [10] „nahradnidilystroje,“ DENISON CZ, [Online]. Available: <https://www.nahradnidilystroje.cz/nahradni-dily/prislusenstvi/ostatni-znacky/rychloupinace-ostatni-znacky/rypadlo-nakladace/mechanicky-rychloupinac-podkopu-verachtert/>. [Přístup získán 10. 4. 2023].
- [11] „nahradnidilystroje,“ DENISON CZ, [Online]. Available: <https://www.nahradnidilystroje.cz/nahradni-dily/prislusenstvi/ostatni-znacky/rychloupinace-ostatni-znacky/rypadlo-nakladace/rychloupinac-podkopu-martin/>. [Přístup získán 10. 4. 2023].
- [12] „nahradnidilystroje,“ DENISON CZ, [Online]. Available: <https://www.nahradnidilystroje.cz/nahradni-dily/prislusenstvi/case-prislusenstvi/rychloupinace-case/rypadla/rychloupinac-hydraulicky-na-podkopove-rameno-vario-sm/>. [Přístup získán 10. 4. 2023].
- [13] P. I. M. K. Ing. Karel Osíčka, „opus.fme.vutbr,“ 2012. [Online]. Available: <http://opus.fme.vutbr.cz/dokumenty/moduly/Osicka.pdf>. [Přístup získán 7. 4. 2023].

- [14] „eluc.ikap,“ ELUC, [Online]. Available: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1425>. [Přístup získán 7. 4. 2023].
- [15] B. L. SUCHÁNEK, „otik.zcu,“ 2017. [Online]. Available: [https://otik.zcu.cz/bitstream/11025/27913/1/Libor\\_Suchanek\\_DP\\_2016\\_2017.pdf](https://otik.zcu.cz/bitstream/11025/27913/1/Libor_Suchanek_DP_2016_2017.pdf). [Přístup získán 7. 4. 2023].
- [16] „eluc.ikap,“ ELUC, [Online]. Available: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1423>. [Přístup získán 7. 4. 2023].
- [17] „eluc.ikap,“ ELUC, [Online]. Available: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1419>. [Přístup získán 7. 4. 2023].
- [18] A. Vojáček, „automatizace.hw,“ automatizace.hw, 19. 3. 2017. [Online]. Available: <https://automatizace.hw.cz/foliove-odporove-tenzometry-princip-provedeni-pouziti-historie.html>. [Přístup získán 8. 4. 2023].
- [19] P. doc. Ing. Martin Novák, „Technická měření - prezentace,“ 2020.
- [20] „elearning.tul,“ [Online]. Available: [https://elearning.tul.cz/pluginfile.php/593046/mod\\_resource/content/1/p8\\_tenzometry.pdf?forcedownload=1](https://elearning.tul.cz/pluginfile.php/593046/mod_resource/content/1/p8_tenzometry.pdf?forcedownload=1). [Přístup získán 8. 4. 2023].
- [21] A. Vojáček, „automatizace.hw,“ automatizace.hw, 16. 11. 2006. [Online]. Available: <https://automatizace.hw.cz/clanek/2006111601>. [Přístup získán 8. 4. 2023].
- [22] „cogitoeu,“ [Online]. Available: <https://www.cogitoeu.cz/produkt/6161/adapter-zubu-j250-cat-cva-6y3254>. [Přístup získán 8. 5. 2023].
- [23] „protechniku,“ [Online]. Available: [https://protechniku.cz/shop\\_2020\\_v04\\_M/index.php?id\\_product=279&rewrite=zub-j200&controller=product](https://protechniku.cz/shop_2020_v04_M/index.php?id_product=279&rewrite=zub-j200&controller=product). [Přístup získán 8. 5. 2023].
- [24] G. A. C. E.-M. S. Gheorghe Voicu, „researchgate,“ [Online]. Available: [https://www.researchgate.net/publication/343180693\\_Finite\\_element\\_analysis\\_of\\_the\\_compaction\\_plate\\_from\\_a\\_garbage\\_truck/figures?lo=1](https://www.researchgate.net/publication/343180693_Finite_element_analysis_of_the_compaction_plate_from_a_garbage_truck/figures?lo=1). [Přístup získán 9. 7. 2023].
- [25] „ssabwebsitecdn.azureedge,“ SSAB, [Online]. Available: <https://ssabwebsitecdn.azureedge.net/-/media/files/en/hardox/103-en-welding-hardox-v2-2020-web.pdf?m=20200226141842>. [Přístup získán 9. 7. 2023].
- [26] „xiangind,“ Xiang Welding Industrial Co Ltd, 2020. [Online]. Available: [https://www.xiangind.com/tig\\_aws\\_a5\\_9\\_er\\_307](https://www.xiangind.com/tig_aws_a5_9_er_307). [Přístup získán 9. 7. 2023].
- [27] „czferrosteel,“ [Online]. Available: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11600.pdf>. [Přístup získán 9. 7. 2023].
- [28] G. A. Constantin, „researchgate,“ 7. 2020. [Online]. Available: [https://www.researchgate.net/figure/Mechanical-properties-of-Hardox-400-Hardox-450-and-S355J2-steels-10-14\\_tbl1\\_343180693](https://www.researchgate.net/figure/Mechanical-properties-of-Hardox-400-Hardox-450-and-S355J2-steels-10-14_tbl1_343180693). [Přístup získán 11. 4. 2023].
- [29] F. C. H. s.r.o., „Technická příručka Fabory CZ Holding s.r.o.“

- [30] P. Ing. Jan Kanaval, „ŠROUBOVÉ SPOJE A ZÁVITOVÉ MECHANISMY - Prezentace,“ Praha, 2021/2022.
- [31] M. M. Blaškovičová, „dspace,“ 2022. [Online]. Available: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/89546/F2-BP-2020-Blaskovicova-Monika-prace.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>. [Přístup získán 13. 4. 2023].
- [32] P. Ing. Jan Kanaval, „SVAROVÉ SPOJE Prezentace ČMS 1,“ Praha, 2020.
- [33] C. Doc. Ing. Miloš Vlk, „ean2011.fme.vutbr.cz,“ 2003. [Online]. Available: [http://ean2011.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/Experimentalni\\_mechanika.pdf](http://ean2011.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/Experimentalni_mechanika.pdf). [Přístup získán 7. 8. 2023].
- [34] „hbm,“ HBP měřicí technika s.r.o., [Online]. Available: <https://www.hbm.cz/produkty/kategorie/ak22/>. [Přístup získán 29. 7. 2023].
- [35] „oplet,“ REVELET s.r.o, [Online]. Available: <https://www.oplet.cz/ochranné-oplety-a-navleky-pro-kabely-a-hadice/tepelne-odolne-navleky-a-oplety/>. [Přístup získán 29. 7. 2023].
- [36] „blue-panther,“ Blue Panther s.r.o, [Online]. Available: <https://www.blue-panther.cz/merici-ustredna-fluke-2638a>. [Přístup získán 8. 7. 2023].
- [37] „lzicealopaty,“ lzicealopaty, [Online]. Available: <https://www.lzicealopaty.cz/308-4/cat-308-rozryvaci-trn--rozryvak--hak--rypr--zub/>. [Přístup získán 7. 4. 2023].
- [38] C. prof. Ing. Jindřich Neruda, „akela.mendelu,“ 28. 3. 2013. [Online]. Available: [https://akela.mendelu.cz/~xcepl/inobio/inovace/Technika\\_pro\\_arboristy/13\\_Zemni\\_stroje\\_OK.pdf](https://akela.mendelu.cz/~xcepl/inobio/inovace/Technika_pro_arboristy/13_Zemni_stroje_OK.pdf). [Přístup získán 7. 4. 2023].
- [39] „goforaplusplus,“ [Online]. Available: <https://goforaplusplus.wordpress.com/2011/09/08/wheatstone-bridge/>. [Přístup získán 9. 4. 2023].
- [40] P. V. J. LEINVEBER, Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření, Úvaly: Albra, 2011.
- [41] J. POSPÍCHAL, Technické kreslení, V Praze: Vydavatelství ČVUT, 2005, 84 s. ISBN 978-80-01-03214-52008..
- [42] V. ŠVEC, Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 3., V Praze: České vysoké učení technické, 2008, 170 s. ISBN 978-80-01-04138-3..
- [43] „caracal-machines,“ CARACAL MACHINES s.r.o., [Online]. Available: <https://caracal-machines.cz/rozravaci-hak-r/>. [Přístup získán 25. 7. 2023].
- [44] „richterdiesel,“ RICHTER DIESEL s.r.o., [Online]. Available: [https://richterdiesel.cz/cz/page/product-detail/product\\_category/80-Prislusenstvi\\_a\\_pridavna\\_zarizen/product/120-rozryvaci\\_trny.html#prettyPhoto](https://richterdiesel.cz/cz/page/product-detail/product_category/80-Prislusenstvi_a_pridavna_zarizen/product/120-rozryvaci_trny.html#prettyPhoto). [Přístup získán 25. 7. 2023].
- [45] „rhinox-group,“ Rhinox Group, [Online]. Available: <https://rhinox-group.com/products/bobcat-e85-ripper-tooth>. [Přístup získán 25. 7. 2023].

- [46] „blue-panther,“ Blue Panther s.r.o, [Online]. Available: <https://www.blue-panther.cz/merici-ustredna-fluke-2638a>. [Přístup získán 29. 7. 2023].
- [47] „lectura-specs,“ LECTURA GmbH, [Online]. Available: <https://www.lectura-specs.cz/cz/model/stavebni-stroje/pasova-rypadla-caterpillar/306-cr-11733214>. [Přístup získán 25. 7. 2023].

## Seznam obrázků

Obrázek 1: Popis částí rypadla [47].....	5
Obrázek 2: Schéma rypadla s hloubkovou lopatou [2] .....	6
Obrázek 3: Specifikace rypadla CAT 306 [4].....	6
Obrázek 4: Specifikace rypadla CX60C [5] .....	7
Obrázek 5: Rypadlo Hyundai R60CR-9A [6].....	7
Obrázek 6: Rozrývací trn engcon [43].....	8
Obrázek 7: Rozrývací trn Lehnhoff [44] .....	8
Obrázek 8: Rozrývací trn Bobcat [45].....	9
Obrázek 9: Rychloupínač Lehnhoff HS08 [8].....	9
Obrázek 10: Rychloupínač Miller MIL09M [9].....	10
Obrázek 11: Rychloupínač Verachtert CW-10 [10] .....	10
Obrázek 12: Rychloupínač podkopu Martin MH10 [11].....	11
Obrázek 13: Rychloupínač Vario SM01 [12] .....	11
Obrázek 14: Rozměry rychloupínače Vario SM01 [12].....	12
Obrázek 15: Trn Bobcat E85 [37] .....	13
Obrázek 16: Schéma rozložení rypného odporu [38] .....	13
Obrázek 17: Řezání čistým vodním paprskem [13].....	14
Obrázek 18: Řezání abrazivním kapalinovým paprskem [13].....	15
Obrázek 19: Schéma principu laserového paprsku [13] .....	16
Obrázek 20: Uspořádání laserových hlav [13] .....	16
Obrázek 21: Tavné laserové řezání [13].....	17
Obrázek 22: Sublimační laserové řezání [13].....	17
Obrázek 23: Pálící laserové řezání [13].....	17
Obrázek 24: Konfigurace plazmového hořáku [13].....	18
Obrázek 25: Fóliový tenzometr s viditelným meandrem [18] .....	20
Obrázek 26: Provedení polovodičového tenzometru [21] .....	20
Obrázek 27: Wheatstonův můstek [39] .....	22
Obrázek 28: Čtvrťmůstek [20] .....	22
Obrázek 29: Polomůstek 1. varianta [20] .....	22
Obrázek 30: Polomůstek 2. varianta [20] .....	23
Obrázek 31: Plný můstek 1. varianta [20] .....	23
Obrázek 32: Plný můstek 2. varianta [20] .....	23
Obrázek 33: Zapojení tenzometru pro kroutící moment [19] .....	24
Obrázek 34: Univerzální úchyt.....	24
Obrázek 35: Úchytný plech .....	25
Obrázek 36: Prostřední plech trnu .....	25
Obrázek 37: Montáž 1. fáze.....	26
Obrázek 38: Boční plech .....	26
Obrázek 39: Montáž 2. fáze.....	27
Obrázek 40: Výztužný plech .....	27
Obrázek 41: Montáž 3. fáze.....	28
Obrázek 42: Výztuž žebro .....	28
Obrázek 43: Montáž 4. fáze.....	29
Obrázek 44: Adaptér pro zub.....	29



Obrázek 45: Montáž 5. fáze.....	30
Obrázek 46: Zub J250.....	30
Obrázek 47: Montáž 6. fáze.....	30
Obrázek 48: Finální model trnu.....	31
Obrázek 49: Úchytný plech alternativního úchyty.....	31
Obrázek 50: Boční plech alternativního úchyty.....	32
Obrázek 51: Výztuž bočních plechů.....	32
Obrázek 52: Boční plech s výztužemi.....	32
Obrázek 53: Sestava alternativního úchyty.....	33
Obrázek 54: Finální model trnu s alternativním úchytem.....	33
Obrázek 55: Rozložení průběžného zatížení trnu.....	36
Obrázek 56: Úchytný plech se šroubovým polem.....	37
Obrázek 57: Momentová rovnováha trnu.....	38
Obrázek 58: Schéma šroubu M12.....	39
Obrázek 59: Röttscherův diagram pro šroub první řady.....	40
Obrázek 60: Röttscherův diagram s mijivým zatížením pro šroub první řady.....	42
Obrázek 61: Smithův diagram.....	43
Obrázek 62: Rozměry svarů.....	44
Obrázek 63: Průmět svarů.....	45
Obrázek 64: Kontrolní průřezy svarů [32].....	46
Obrázek 65: Určení označení typové čáry [32].....	46
Obrázek 66: Schéma čepového spoje.....	48
Obrázek 67: Rozložení ohybového momentu v čepu.....	48
Obrázek 68: Předepjaté šrouby a vazba čepů MKP.....	49
Obrázek 69: Maximální síla rypadla působící na špičku zubu.....	50
Obrázek 70: Deformace trnu.....	50
Obrázek 71: Detail deformace.....	51
Obrázek 72: Napětí v trnu.....	51
Obrázek 73: Detail napětí.....	52
Obrázek 74: MKP pohled zepředu.....	52
Obrázek 75: MKP pohled zezadu.....	52
Obrázek 76: Vybrané šrouby.....	53
Obrázek 77: Osově napětí ve šroubu.....	53
Obrázek 78: Normálové napětí ve svarech.....	54
Obrázek 79: Smykové napětí ve svarech.....	54
Obrázek 80: Redukované napětí ve svarech.....	55
Obrázek 81: Normálové napětí v čepech.....	55
Obrázek 82: Smykové napětí v čepech.....	56
Obrázek 83: Otláčení čepu.....	56
Obrázek 84: Vybrání místa experimentu.....	57
Obrázek 85: Detail zapojení tenzometrů.....	58
Obrázek 86: Zapojení tenzometrického obvodu.....	59
Obrázek 87: Blokové schéma měřící ústředny [33].....	59
Obrázek 88: Univerzální měřící ústředna Fluke 2638A [46].....	60

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Rozměry rychloupínače Lehnhoff.....	10
Tabulka 2: Rozměry rychloupínače CW-10.....	10
Tabulka 3: Rozměry rychloupínače Martin MH10.....	11
Tabulka 4: Rozměry rychloupínače Vario SM01.....	11
Tabulka 5: Součinitele odporu v závislosti na třídě horniny [38].....	12
Tabulka 6: Hodnoty rypného odporu podle třídy horniny.....	14
Tabulka 7: Srovnání paprskových technologií [13].....	19
Tabulka 8: Konstanta tenzometru podle materiálu [19].....	21
Tabulka 9: Mechanické vlastnosti Hardox 400.....	34



Tabulka 10: Mechanické vlastnosti vybraného šroubu M12 .....	35
Tabulka 11: Vnitřní síly podle řady šroubů vyvolané vnější silou .....	38
Tabulka 12: Tabulka součinitelů tření [29].....	40
Tabulka 13: Tabulka součinitelů tření .....	40
Tabulka 14: Legenda Rötšcherova diagramu .....	40
Tabulka 15: Odlehčující síla podle řady šroubů .....	40
Tabulka 16: Provozní napětí podle řady šroubů .....	41
Tabulka 17: Porovnání redukováných napětí .....	61

## Seznam příloh

Příloha 1: Sestavný výkres trnu