

UNIVERZITA PARDUBICE

Dopravní fakulta Jana Pernera

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2025

Bc. Jan Tunega

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Optimalizace nápravy zemědělského stroje
Diplomová práce

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2024/2025

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan Tunega**
Osobní číslo: **D23455**
Studijní program: **N0788A040001 Dopravní technika**
Specializace: **Stavba vozidel**
Téma práce: **Optimalizace nápravy zemědělského stroje**
Zadávající katedra: **Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů**

Zásady pro vypracování

Diplomová práce vzniká ve spolupráci s firmou Farnet se sídlem v České Skalici. Hlavním cílem je provést optimalizaci nápravy zemědělského stroje vzhledem k efektivnějšímu využití materiálů, pevnosti a životnosti vybraných komponent (ložiskové uložení, přechod čepu nápravy apod.). Standardní části budou řešeny dle aktuálních norem a metod současné vědy a techniky. Kontrola pevnosti a životnosti nestandardních částí bude provedena pomocí softwaru, který pracuje na principu MKP. Na základě vyhodnocení výsledků budou navrženy možné úpravy za účelem optimalizace efektivity, hmotnosti, pevnosti a životnosti. Pro vyhodnocení výsledků použijte metody současné vědy a techniky. Součástí diplomové práce je vypracování odpovídající výkresové dokumentace.

Vypracovat:

- Rešerše současných provedení náprav zemědělských strojů včetně legislativních požadavků pro provoz na pozemních komunikacích.
- Stanovení zatížení pro následující analýzy pevnosti a životnosti.
- Kontrola pevnosti a životnosti vybraných standardních a nestandardních částí nápravy včetně vyhodnocení výsledků.
- Vyhodnocení výsledků a návrh optimalizace jednotlivých komponentů.
- Identifikace kritických částí nápravy z hlediska pevnosti a životnosti pro dané režimy zatížení včetně analýzy provozních podmínek vedoucích k poruchám.

Rozsah pracovní zprávy: **50**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] Shigley, J., E., Mischke, Ch., R., Budynas, R., G. *Konstruování strojních součástí*. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
[2] TESAŘ, Miroslav, VALA, Miroslav. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X.
[3] Vlk, František. *Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5274-4.
[4] Materiály a dokumentace poskytnuté Farnet Česká Skalice.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.**
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: **7. února 2025**
Termín odevzdání diplomové práce: **9. května 2025**

L.S.

doc. Ing. Ladislav Řoutil, Ph.D.
děkan

doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 7. února 2025

Prohlašuji:

Práci s názvem Optimalizace nápravy zemědělského stroje jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 9. května 2025

Bc. Jan Tunega

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval doc. Ing. Petru Tomkovi, Ph.D. za odborné vedení mé diplomové práce a cenné rady. Dále děkuji své rodině za neustálou podporu během celého mého studia i při zpracování této práce. Poděkování patří také společnosti Farmet a.s. za umožnění zpracování této práce a za vstřícnou spolupráci, která mi poskytla cenný vhled do praxe a přispěla k obohacení obsahu mé diplomové práce.

ANOTACE

Práce se zabývá optimalizací konstrukce nápravy zemědělského stroje Triton Heavy 490 s cílem zvýšit pevnost a životnost klíčových částí. Pomocí metody konečných prvků byla identifikována kritická místa, na která byly navrženy konstrukční úpravy vedoucí ke zlepšení pevnostních vlastností a provozní spolehlivosti. Výpočty byly provedeny s ohledem na platné normy a využití moderních výpočtových metod.

KLÍČOVÁ SLOVA

náprava, zemědělský stroj, optimalizace konstrukce, pevnostní analýza, metoda konečných prvků (MKP), únavová životnost, svařované spoje, ložiskové uložení, plastická únosnost, konstrukční úpravy

TITLE

Optimization of the axle of an agricultural machine

ANNOTATION

The thesis focuses on optimizing the axle design of the agricultural machine Triton Heavy 490 with the aim of improving strength and durability of key components. Finite Element Method (FEM) was used to identify critical areas, where design modifications were proposed to enhance structural properties and operational reliability. Calculations were performed in accordance with applicable standards and employing modern computational methods.

KEYWORDS

axle, agricultural machine, design optimization, strength analysis, finite element method (FEM), fatigue life, welded joints, bearing housing, plastic resistance, design modifications

Obsah

SEZNAM ILUSTRACÍ.....	11
SEZNAM TABULEK	13
SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK.....	14
Úvod.....	16
1. Zemědělství	17
1.1. Transport zemědělských strojů	18
2. Úvod do legislativy zemědělských strojů.....	18
2.1. Legislativa konstrukce	18
2.2. Legislativa provozu	19
2.2.1. Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013	19
2.2.2. Vyhláška č. 153/2023 Sb.	20
3. Polonesené zemědělské stroje	21
3.1. Triton Heavy 490	21
3.1.1. Konstrukce nápravy stroje Triton	22
3.2. TopDown 300-700	22
3.2.1. Konstrukce nápravy stroje TopDown	23
3.3. Lemken Karat 10	23
3.3.1. Konstrukce nápravy stroje Karat	24
3.4. Bednar Terraland TO	24
3.4.1. Konstrukce nápravy stroje Terraland.....	25
4. Konstrukce analyzované polonápravy stroje Triton Heavy	25
4.1. Bubnová brzda	26
4.2. Valivé ložisko.....	26
4.2.1. Konstrukce valivých ložisek.....	26
4.2.2. Ložiska nápravy	27
4.3. Čep nápravy	28
4.3.1. Přejít čepu a nápravy	28
4.4. Uložení disku kola na nápravě.....	29
4.5. Zatížení nápravy	29
4.5.1. Vstupní hodnoty	29
4.5.2. Zavedení souřadného systému.....	30
4.5.3. Zatížení od tíhy stroje.....	30
4.5.4. Zatížení od vlastní tíhy nápravy	31
4.5.5. Zatížení od brzdící síly	32
4.5.6. Brzdící moment	32
4.6. Výpočet životnosti ložiska.....	33

4.6.1.	Statické zatížení ložiska	33
4.6.2.	Dynamické zatížení ložiska	33
4.6.3.	Základní trvanlivost ložiska	36
5.	Analýza MKP	36
5.1.	Stanovení dovolených napětí	36
5.2.	Výpočetní model	38
5.3.	Okrajové podmínky	39
6.	Pevnostní analýza původní konstrukce	41
6.1.	Kritické oblasti	42
6.2.	Materiálová nelineární analýza svarových oblastí	43
6.2.1.	Nastavení výpočtu MNA	43
6.2.2.	Kořen děrového svaru	44
6.2.3.	Kořen koutového svaru	46
6.3.	GMNA základní konstrukce	47
6.4.	Materiálová nelineární analýza čepu	49
6.4.1.	Okrajové podmínky	49
6.5.	GMNA čepu	51
7.	Vyhodnocení na únavu	52
7.1.	Zatížení modelu	52
7.2.	Konvergence napětí	54
7.3.	Stanovení upravené meze únavy	55
7.3.1.	Součinitel vlivu povrchu	56
7.3.2.	Součinitel vlivu velikosti součásti	56
7.3.3.	Součinitel vlivu typu zatížení	57
7.3.4.	Součinitel vlivu provozní teploty	57
7.3.5.	Součinitel vlivu požadované spolehlivosti	57
7.3.6.	Součinitel dalších vlivů	57
7.3.7.	Součinitel vrubu	58
7.3.8.	Kontrola bezpečnosti podle Soderbergova kritéria	58
8.	Ověření únavy pro kritické oblasti	59
8.1.	Přechod čepu	59
8.2.	Pata koutového svaru	60
8.3.	Kořen koutového svaru	61
8.4.	Děrový svar	62
9.	Analýza upraveného modelu	64
9.1.	Pevnostní analýza upraveného modelu	65
9.2.	MNA upravené konstrukce	66

9.3.	GMNA upravené konstrukce	68
9.4.	MNA upraveného čepu	68
9.5.	GMNA upraveného čepu	70
10.	Ověření na únavu upraveného čepu	71
10.1.	Přechod na čepu	71
10.2.	Pata koutového svaru	72
10.3.	Kořen koutového svaru.....	73
10.4.	Děrový svar.....	74
10.5.	Porovnání výsledků únavy.....	75
11.	Závěr.....	76
	SEZNAM CITACÍ	78
	SEZNAM VÝKRESŮ A VOLNĚ VLOŽENÝCH PŘÍLOH.....	81

SEZNAM ILUSTRACÍ

Obrázek 1: Triton Heavy [3]	17
Obrázek 2: Triton Heavy v pracovní poloze [1].....	21
Obrázek 3: Náprava stroje Triton Heavy [6].....	22
Obrázek 4: Stroj TopDown [7].....	22
Obrázek 5: Náprava stroje TopDown [8]	23
Obrázek 6: Stroj Lemken Karat [9].....	23
Obrázek 7: Náprava stroje Karat [10]	24
Obrázek 8: Stroj Terraland TO [11]	24
Obrázek 9: Náprava stroje Terraland TO [12].....	25
Obrázek 10: Polonáprava FAD	25
Obrázek 11: Konstrukce brzdy [13]	26
Obrázek 12: Konstrukce valivého ložiska [14].....	26
Obrázek 13: Uložení ložiska SKF 33213 v polonápravě	27
Obrázek 14: Ložisko SKF [15]	27
Obrázek 15: Uložení ložiska SKF 32218 v polonápravě	27
Obrázek 16: Čep nápravy.....	28
Obrázek 17: Detail přechodu čepu a ocelového profilu.....	28
Obrázek 18: Detail děrového svaru.....	28
Obrázek 19: Detail zajištěného disku pomocí matice	29
Obrázek 20: Uložení čepu	29
Obrázek 21: Rozložení hmotnosti stroje Triton Heavy [17]	29
Obrázek 22: Zavedení souřadného systému.....	30
Obrázek 23: Zatížení od tíhy stroje	30
Obrázek 24: Zatížení od vlastní tíhy nápravy	31
Obrázek 25: Zatížení od brzné síly	32
Obrázek 26: Zatížení od brzdného momentu	32
Obrázek 27: Model původní sestavy.....	38
Obrázek 28: Řez původním modelem.....	39
Obrázek 29: Okrajové podmínky výpočetního modelu s konvergencí sítě	39
Obrázek 30: Zobrazení redukovaného napětí (dle HMM) původní konstrukce při pevnostní lineární analýze	41
Obrázek 31: Znázornění kritických oblastí koncentrace napětí	42
Obrázek 32: Von Misesův bilineární model materiálu [26]	43
Obrázek 33: Síť konečných prvků pro MNA	44
Obrázek 34: Pozice sondy číslo 6 pro vykreslení zatěžovací charakteristiky.....	44
Obrázek 35: Zatěžovací charakteristika analýzy MNA sondy 6.....	45
Obrázek 36: Výsledek MNA pro kořen děrového svaru	45
Obrázek 37: Pozice sondy číslo 81887 pro vykreslení zatěžovací charakteristiky.....	46
Obrázek 38: Zatěžovací charakteristika analýzy MNA sondy 81887	46
Obrázek 39: Výsledek MNA pro kořen koutového svaru	47
Obrázek 40: Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA sondy 6	48
Obrázek 41: Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA sondy 81887	48
Obrázek 42: Okrajové podmínky výpočetního modelu čepu s umístěním sondy.....	49
Obrázek 43: Zatěžovací charakteristika analýzy MNA sondy 3481	50
Obrázek 44: Výsledek MNA pro přechod na čepu	50

Obrázek 45: Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA sondy 3481	51
Obrázek 46: Zatížení v ose X.....	52
Obrázek 47: Zatížení v ose Y	53
Obrázek 48: Zatížení v ose Z	53
Obrázek 49: Síť konečných prvků před provedením konvergence napětí	54
Obrázek 50: Síť konečných prvků s konvergencí sítě jedné desetiny původní velikosti elementů	54
Obrázek 51: Závislost napětí na hustotě prvkové sítě ve vrubu.....	54
Obrázek 52: Upravený model	64
Obrázek 53: Řez upraveným modelem	64
Obrázek 54: Okrajové podmínky upraveného modelu	65
Obrázek 55: Zobrazení redukovaného napětí (dle HMM) původní konstrukce při pevnostní lineární analýze upraveného modelu.....	65
Obrázek 56: Pozice sondy 51362 pro vykreslení zatěžovací charakteristiky	66
Obrázek 57: Zatěžovací charakteristika analýzy MNA sondy 51362	67
Obrázek 58: Výsledek MNA pro kořen děrového svaru	67
Obrázek 59: Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA upravené konstrukce	68
Obrázek 60: Okrajové podmínky upraveného modelu čepu s místem sledování zatěžovací charakteristiky	69
Obrázek 61: Zatěžovací charakteristika MNA pro sondu 3843	69
Obrázek 62: Výsledek GMNA pro upravený čep	70
Obrázek 63: Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA kořene děrového svaru upraveného modelu.....	70

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Technické údaje ložisek [15, 16]	28
Tabulka 2: Kritéria pro hodnoty X a Y pro kuželíková ložiska [20]	35
Tabulka 3: Napětí kritických oblastí	42
Tabulka 4: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro přechod čepu	59
Tabulka 5: Napětí podle zatížení v globálních osách pro přechodu čepu	59
Tabulka 6: Životnost podle zatížení v globálních osách pro přechodu čepu	60
Tabulka 7: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro patu koutového svaru	60
Tabulka 8: Napětí podle zatížení v globálních osách pro patu koutového svaru	60
Tabulka 9: Životnost podle zatížení v globálních osách pro patu koutového svaru	61
Tabulka 10: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro kořen koutového svaru	61
Tabulka 11: Napětí podle zatížení v globálních osách pro kořen koutového svaru	62
Tabulka 12: Životnost podle zatížení v globálních osách pro kořen koutového svaru	62
Tabulka 13: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro kořen děrového svaru	62
Tabulka 14: Napětí podle zatížení v globálních osách pro kořen děrového svaru	63
Tabulka 15: Životnost podle zatížení v globálních osách pro kořen děrového svaru	63
Tabulka 16: Porovnání napětí lineární analýzy původního a upraveného modelu	66
Tabulka 17: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro upravený přechod na čepu	71
Tabulka 18: Napětí podle zatížení v globálních osách pro upravený přechod čepu	71
Tabulka 19: Životnost podle zatížení v globálních osách pro upravený přechod čepu	72
Tabulka 20: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro upravenou patu svaru	72
Tabulka 21: Napětí podle zatížení v globálních osách pro upravenou patu svaru	72
Tabulka 22: Životnost podle zatížení v globálních osách pro upravenou patu svaru	73
Tabulka 23: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro upraveny kořen koutového svaru	73
Tabulka 24: Napětí podle zatížení v globálních osách pro upravený kořen koutového svaru	73
Tabulka 25: Životnost podle zatížení v globálních osách pro upraveny kořen koutového svaru	74
Tabulka 26: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro upraveny kořen děrového svaru	74
Tabulka 27: Napětí podle zatížení v globálních osách pro upravený kořen děrového svaru	75
Tabulka 28: Životnost podle zatížení v globálních osách pro upraveny kořen děrového svaru	75
Tabulka 29: Porovnání výsledků únavy	75

SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK

Značka	Jednotka	Název
FEM		Finite element method
GMNA		Geometricky a materiálově nelineární analýza
MNA		Materiálově nelineární analýza
MKP		Metoda konečných prvků
C	[N]	Základní dynamická únosnost ložiska SKF33213
G	[N]	Tíhová síla
F_a	[N]	Axiální složka skutečného zatížení
F_{av}	[N]	Axiální výsledná síla
F_B	[N]	Brzdná síla
P	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
F_o	[N]	Odstředivá síla
F_{rp}	[N]	Radiální provozní síla
F_r	[N]	Radiální složka skutečného zatížení
F_{rv}	[N]	Radiální výsledná síla
R_A	[N]	Reakce od vozovky
Z_k	[N]	Reakce od vozovky
F_{vn}	[N]	Síla od hmotnosti nápravy
F_x	[N]	Síla působící v ose X na jedno ložisko
F_y	[N]	Síla působící v ose Y na jedno ložisko
F_z	[N]	Síla působící v ose Z na jedno ložisko
F_t	[N]	Tíhová síla
M_B	[Nm]	Brzdný moment
M_{BK}	[Nm]	Brzdný moment působící na jedno kolo
M	[Nm]	Moment působící na jeklový profil
m_n	[kg]	Hmotnost stroje působící na nápravu
m_{vn}	[kg]	Vlastní hmotnost nápravy
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
E_T	[MPa]	Tangenciální modul pružnosti v tahu
R_{eP}	[MPa]	Dolní mez kluzu materiálu S355J2
R_{eD}	[MPa]	Dolní mez kluzu materiálu UNIONX90
$R_{eČ}$	[MPa]	Dolní mez kluzu materiálu 34CrNiMo6
R_m	[MPa]	Dolní mez pevnosti materiálu
R_{mP}	[MPa]	Dolní mez pevnosti materiálu S355J2
R_{mD}	[MPa]	Dolní mez pevnosti materiálu UNIONX90
$R_{mČ}$	[MPa]	Dolní mez pevnosti materiálu 34CrNiMo6

σ'_c	[MPa]	Korigovaná mez únavy v kritickém místě součásti
σ_c	[MPa]	Mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace
σ_{DP}	[MPa]	Nejnižší dovolené napětí konstrukční oceli
σ_{DPS}	[MPa]	Nejnižší dovolené napětí konstrukční oceli v oblasti svaru
$\sigma_{D\check{C}}$	[MPa]	Nejnižší dovolené napětí oceli čepu
σ_{DD}	[MPa]	Nejnižší dovolené napětí svarového materiálu
a	[–]	Násobitel součinitele vlivu povrchu
b	[–]	Exponent součinitele vlivu povrchu
p	[–]	Exponent pro ložiska
k_a	[–]	Součinitel vlivu povrchu
k_b	[–]	Součinitel vlivu velikosti součásti
k_c	[–]	Součinitel vlivu typu zatížení
k_d	[–]	Součinitel vlivu provozní teploty
k_e	[–]	Součinitel vlivu požadované spolehlivosti
k_f	[–]	Součinitel dalších vlivů
k_p	[–]	Koeficient provozního zatížení
k_s	[–]	Součinitel bezpečnosti vůči zatížení
k_{SS}	[–]	Součinitel bezpečnosti svaru
X	[–]	Koeficient radiálního dynamického zatížení
Y	[–]	Koeficient axiálního dynamického zatížení
z_a	[–]	Normovaná náhodná veličina
φ	[–]	Součinitel adheze
r_d	[m]	Dynamický poloměr kola
c	[m]	Rameno od uložení nápravy
d_e	[mm]	Efektivní průměr.
d	[mm]	Průměr
b	[mm]	Šířka obdélníkového průřezu
h	[mm]	Výška obdélníkového průřezu
g	[m · s ⁻²]	Tíhové zrychlení
q	[N · m ⁻¹]	Lineární rozložení zatížení
n	[min ⁻¹]	Frekvence otáčení ložiska
L_{10}	[min ⁻¹]	Životnost ložiska v otáčkách
L_{10h}	[h]	Životnost ložiska v čase

Úvod

Náprava představuje jeden z klíčových konstrukčních prvků zemědělských strojů, který významně ovlivňuje jejich provozní spolehlivost, bezpečnost a životnost. Se stále rostoucími požadavky na efektivitu, nosnost a odolnost těchto strojů je nezbytné optimalizovat konstrukční řešení náprav tak, aby bylo dosaženo co nejlepšího poměru mezi pevností, hmotností a výrobními náklady. V současné době jsou běžně využívány jak standardní výpočtové metody, tak i pokročilé simulační nástroje, jako je metoda konečných prvků (MKP), které umožňují detailní analýzu napjatosti a únavové životnosti kritických částí konstrukce.

Cílem této práce je provést analýzu konstrukce nápravy zemědělského stroje Triton Heavy 490, identifikovat potenciální slabá místa a navrhnout konstrukční úpravy vedoucí ke zvýšení pevnosti a prodloužení životnosti. Práce vychází z platných legislativních požadavků a norem, které jsou klíčové pro bezpečný provoz zemědělských strojů na pozemních komunikacích. Díky využití 3D modelování a simulačních metod je možné přesně vyhodnotit zatížení a napětí v jednotlivých částech nápravy a na základě těchto poznatků optimalizovat konstrukční řešení.

1. Zemědělství

Zemědělství prošlo v posledních desetiletích výrazným technologickým pokrokem, který přispívá k vyšší efektivitě, úsporám nákladů a udržitelnějšímu hospodaření. Moderní stroje umožňují rychlejší a přesnější zpracování půdy, setí i sklizeň, a to s minimálním dopadem na životní prostředí.

S rozvojem zemědělské techniky však roste i důraz na dodržování přísných norem a předpisů. Nové stroje musí splňovat bezpečnostní a ekologické standardy, které se týkají například emisí, hluku nebo povolených rozměrů pro provoz na veřejných komunikacích. Výrobci se proto zaměřují na inovace v oblasti konstrukce, hydrauliky, brzdových systémů či osvětlení, aby zajistili nejen maximální výkon a spolehlivost, ale také plnou legislativní kompatibilitu.

Výpočet zatížení nápravy je jedním z klíčových kroků při návrhu a optimalizaci zemědělských strojů, zejména těch, které jsou vybaveny brzděnou nápravou. V případě kombinovaného kultivátoru je správný návrh nápravy zásadní nejen pro zajištění bezpečného a efektivního brzdění, ale také pro optimální rozložení hmotnosti stroje při jeho provozu na poli nebo při přepravě.

Kombinovaný kypřič se skládá z několika funkčních prvků, jako jsou radličky, diskové sekce, válce nebo jiné pracovní orgány, které přispívají k celkové hmotnosti stroje. Tato hmotnost spolu s nákladem na konstrukci stroje ovlivňuje rozložení zatížení na nápravu, což následně ovlivňuje dynamické vlastnosti stroje a jeho schopnost bezpečně se pohybovat, zastavit nebo zůstat stabilní i při práci v různých terénních podmínkách [1].



Obrázek 1: Triton Heavy [2]

1.1. Transport zemědělských strojů

Zemědělské stroje musí být konstruovány tak, aby splňovaly všechny platné zákonné požadavky a technické normy pro bezpečný provoz na pozemních komunikacích. To zahrnuje omezení maximálních rozměrů, hmotnosti, stabilitu během přepravy a dodržení požadavků na osvětlení a bezpečnostní označení. Konstrukce těchto strojů musí zajistit, že budou bezpečné a funkční nejen při práci na poli, ale také během přepravy na veřejných komunikacích [3].

Pro zemědělské stroje s velkou pracovní šířkou, jako jsou secí stroje nebo kultivátory, je klíčovým prvkem použití hydraulických systémů sklápění. Tyto systémy umožňují složení nebo zmenšení rozměrů stroje tak, aby vyhovoval požadavkům na maximální povolenou šířku během přepravy. Tato konstrukční řešení jsou nezbytná nejen pro splnění legislativních předpisů, ale také pro zvýšení bezpečnosti a pohodlí při manipulaci se strojem [1].

2. Úvod do legislativy zemědělských strojů

2.1. Legislativa konstrukce

Nařízení vlády č. 176/2008 Sb. stanovuje základní požadavky na mechanickou pevnost strojních zařízení, avšak neuvádí konkrétní numerické hodnoty pro jednotlivé parametry. Místo toho definuje obecné zásady, které musí být dodrženy při konstrukci a výrobě zařízení, aby byla zajištěna jejich bezpečnost a spolehlivost [4].

Strojní zařízení musí být navrženo a vyrobeno tak, aby odolalo všem předvídatelným zatížením během použití, přepravy, montáže a demontáže, včetně dynamických sil, jako jsou rázy, vibrace nebo nerovnoměrné zatížení. Konstrukce musí také zohledňovat vliv opotřebení a stárnutí materiálů na mechanickou pevnost. Zařízení musí být odolné vůči vnějším vlivům, jako jsou povětrnostní podmínky, koroze, vlhkost, extrémní teploty a chemické látky, pokud je jim vystaveno během provozu. Mechanické části, včetně ochranných krytů, nosných konstrukcí nebo nádrží, musí být schopné odolat těmto vlivům bez poškození a zajistit bezpečné použití za všech okolností [4].

Při konstrukci zařízení je nezbytné zvolit materiály s dostatečnou pevností, které odpovídají předpokládanému zatížení během provozu i předpokládané životnosti zařízení. Spoje, jako jsou svary, šroubové spoje nebo nýtované části, musí vykazovat pevnost odpovídající nárokům provozu. Pokud konstrukce zahrnuje pohyblivé části, jako jsou například nápravy, jejich návrh musí zajistit bezpečnost a pevnost za všech provozních podmínek. Kromě toho je důležité, aby mechanické části podléhající silnému namáhání byly snadno přístupné pro pravidelnou kontrolu a údržbu [4].

Mechanická pevnost zařízení musí být ověřena prostřednictvím testování, které simuluje skutečné provozní podmínky. Výsledky těchto zkoušek musí prokazovat, že zařízení splňuje požadavky na bezpečnost a odolnost. Celkový přístup nařízení zajišťuje, že strojní zařízení je navrženo a zkonstruováno s ohledem na nejvyšší standardy bezpečnosti a spolehlivosti, a tvoří tak základ pro jeho uvedení na trh [4].

2.2. Legislativa provozu

Provoz zemědělských strojů na území České republiky je upraven kombinací evropských a národních legislativních aktů, které zajišťují bezpečný, efektivní a environmentálně šetrný provoz těchto zařízení [2, 5].

Klíčové předpisy, které se této oblasti věnují, jsou:

- **Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013**
- **Vyhláška č. 153/2023 Sb.**

2.2.1. Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013

Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013 se zaměřuje na schvalování zemědělských a lesnických vozidel a na dozor nad trhem s těmito vozidly. Toto nařízení upravuje pravidla pro konstrukci, výrobu, schvalování a provoz zemědělských a lesnických strojů a je přímo účinné ve všech členských státech EU. Vytváří jednotný právní rámec, který harmonizuje technické a bezpečnostní standardy napříč EU, což usnadňuje obchodování s těmito stroji a zajišťuje jejich bezpečné a ekologické využívání na celém evropském trhu [5].

Mezi klíčové cíle nařízení patří zajištění bezpečnosti a ochrany zdraví. Stanovuje minimální technické požadavky na zemědělská a lesnická vozidla, aby byla zajištěna bezpečnost jejich uživatelů i ostatních účastníků silničního provozu. Tyto požadavky zahrnují normy pro brzdy, osvětlení, stabilitu, ochranu obsluhy a další klíčové prvky, které mají za cíl minimalizovat rizika a zranění při používání těchto strojů. Dále nařízení klade důraz na ochranu životního prostředí. Zohledňuje emisní normy a další ekologické požadavky, čímž přispívá ke snížení emisí výfukových plynů a hluku produkovaného těmito stroji [5].

Dalším důležitým cílem je harmonizace technických požadavků, což je zajištěno jednotným homologačním systémem pro schvalování těchto vozidel. Tento systém umožňuje volný pohyb zemědělských a lesnických vozidel na trhu EU bez nutnosti opětovného schvalování v jednotlivých členských státech, což výrazně zjednodušuje administrativní procesy a podporuje mobilitu výrobků na jednotném trhu. Nařízení rovněž podporuje konkurenceschopnost evropských výrobců tím, že umožňuje přístup na celý evropský trh prostřednictvím jednotných pravidel, čímž snižuje administrativní a finanční zátěž, která by jinak mohla být pro výrobce značnou překážkou [5].

Rozsah působnosti nařízení je široký a vztahuje se na širokou škálu zemědělských a lesnických strojů. Patří sem traktory (kategorie T a C), což jsou vozidla na kolech nebo pásech určená k tahu či pohonu připojených zařízení, ať už jde o pracovní stroje nebo jiné zařízení. Dále zahrnuje přípojná vozidla (kategorie R a S), například zemědělské přívěsy a návěsy, které jsou připojeny k traktorům nebo jiným tažným strojům. Kromě toho se nařízení vztahuje i na výměnná zařízení a další stroje používané v zemědělství a lesnictví, jako jsou rozmetadla hnojiv, cisterny, postřikovače a další specifická zařízení [5].

Hlavní body nařízení zahrnují zavedení jednotného postupu pro homologaci zemědělských a lesnických vozidel na úrovni EU. Každé vozidlo musí splňovat technické a environmentální požadavky před uvedením na trh, čímž je zajištěna jeho bezpečnost a ekologická nezávadnost. Technické požadavky zahrnují detaily o konstrukci a výbavě vozidel, jako jsou brzdy, řízení, stabilita, osvětlení, hluk, emise a další specifické požadavky pro různé kategorie vozidel.

Nařízení rovněž stanovuje pravidla pro dozor nad trhem. Členské státy musí zajistit, že vozidla uvedená na trh splňují technické požadavky i po jejich schválení. K tomu jsou zavedeny inspekce a sankce při nesouladu s požadavky, což zajišťuje, že všechna vozidla na trhu zůstanou bezpečná a v souladu s předpisy i po jejich uvedení do provozu [5].

2.2.2. Vyhláška č. 153/2023 Sb.

Vyhláška č. 153/2023 Sb. upravuje specifické podmínky provozu, technické požadavky a bezpečnostní pravidla pro zemědělské a lesnické stroje na území České republiky. Navazuje na evropskou legislativu, zejména Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013, a přizpůsobuje její požadavky lokálním podmínkám. Vyhláška je prováděcím předpisem zákona č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích [2].

Cíle vyhlášky:

Vyhláška č. 153/2023 Sb. má několik hlavních cílů, které se soustředí na zajištění bezpečnosti, efektivitu a ochrany životního prostředí při používání zemědělských strojů.

Prvním cílem je specifikace technických požadavků, které upravují detaily týkající se konstrukce, vybavení a provozu zemědělských strojů. Zohledňuje specifické potřeby národního prostředí, například maximální rozměry a hmotnosti, osvětlení, označení či bezpečnostní prvky.

Dalším cílem je zajištění souladu s evropskou legislativou, přičemž vyhláška převádí požadavky evropského nařízení č. 167/2013 do českého právního systému. Tento krok harmonizuje české předpisy s unijními normami, aby byla zajištěna kompatibilita se schvalovacím procesem v EU [2].

Vyhláška rovněž reguluje provoz na veřejných komunikacích, vymezuje podmínky, za kterých mohou být zemědělské stroje provozovány na pozemních komunikacích. Tyto podmínky zahrnují omezení rychlosti, pravidla přepravy a označení vozidel. Stanovuje také požadavky na provozní způsobilost strojů a jejich pravidelné technické kontroly [2].

Posledním cílem je bezpečnost a ochrana zdraví, kdy vyhláška zavádí povinnosti pro provozovatele a uživatele strojů s cílem minimalizovat rizika při provozu, například prostřednictvím správného značení, signalizace nebo zabezpečení připojených zařízení [2].

Rozsah působnosti vyhlášky:

Vyhláška č. 153/2023 Sb. se vztahuje na široké spektrum zemědělských strojů, včetně:

- Samojízdných vozidel, jako jsou traktory různých kategorií (například kolové traktory T a pásové traktory C) a samojízdné pracovní stroje, jako jsou kombajny, sklízecí řezačky nebo samojízdné postřikovače.
- Přípojných vozidel, například zemědělské přívěsy, návěsy a jiná zařízení připojená k traktorům, jako jsou cisterny, rozmetadla hnojiv nebo zařízení pro přepravu plodin.
- Pracovních strojů a zařízení, které jsou používány při obdělávání půdy, setí, sklizni, ošetřování porostů nebo při lesnických pracích [2].

3. Polonesené zemědělské stroje

Polonesené stroje představují důležitou součást moderní zemědělské techniky, která kombinuje výhody nesených a tažených strojů. Díky svému konstrukčnímu řešení rozkládají hmotnost mezi traktor a vlastní podvozek, čímž snižují tlak na půdu, zlepšují stabilitu a umožňují efektivní práci i na větších výměrách. Tato kategorie zahrnuje širokou škálu strojů určených pro různé zemědělské operace, včetně zpracování půdy, setí nebo hnojení.

Významnou skupinou mezi polonesenými stroji jsou kombinované kypřiče, které se v posledních letech stávají stále populárnějšími díky své efektivitě a schopnosti provádět několik pracovních operací v jednom přejezdu. Tyto stroje umožňují současné kypření, provzdušňování a urovnání půdy, zapravování rostlinných zbytků a přípravu povrchu pro setí. Díky polonesené konstrukci lze dosáhnout širších pracovních záběrů, což výrazně zvyšuje produktivitu práce [1].

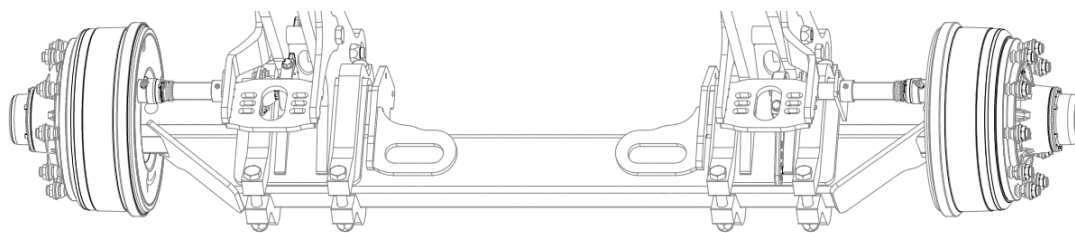
3.1. Triton Heavy 490

Kombinovaný kypřič Triton Heavy od společnosti Farmet je navržen pro celoplošné zpracování půdy s pásovým kypřením až do hloubky 40 cm. Jeho konstrukce kombinuje výhody diskového podmítače a dlátového kypřiče, což umožňuje efektivní řezání a rovnoměrné promíchání posklizňových zbytků s půdou. Model Triton 490 nabízí pracovní záběr 4,9 metru, což jej činí vhodným pro středně velké až velké zemědělské podniky. Stroj je vybaven dvojitou řadou disků s agresivní geometrií pro dokonalé podržnutí půdy, následují radlice pro hluboké kypření a sekce pro urovnání a zpětné utužení půdy. Tato kombinace zajišťuje optimální zpracování půdy i v náročných podmínkách [1].



Obrázek 2: Triton Heavy v pracovní poloze [1]

3.1.1. Konstrukce nápravy stroje Triton



Obrázek 3: Náprava stroje Triton Heavy [6]

Náprava se skládá ze dvou polonáprav pevně spojených čtvercovým uzavřeným ocelovým profilem, ke kterému jsou přivařeny. Tento svařenec je k hlavní konstrukci stroje uchycen montovaně pomocí dvou ramen, které jsou k nápravě připevněny třmeny. Výšku zdvihu zajišťují dvě pístnice.

3.2. TopDown 300-700

Kombinovaný kypřič TopDown od společnosti Väderstad je univerzální pracovní nástroj určený pro intenzivní zpracování půdy. Konstrukce stroje kombinuje několik pracovních sekcí, které umožňují povrchové podříznutí rostlinných zbytků, jejich promíchání s půdou a následné hluboké kypření do hloubky až 30 cm. Pracovní záběr modelové řady TopDown se pohybuje od 3 do 7 metrů, což umožňuje efektivní pokrytí větších ploch při zachování optimální hloubky zpracování [7].



Obrázek 4: Stroj TopDown [7]

3.2.1. Konstrukce nápravy stroje TopDown



Obrázek 5: Náprava stroje TopDown [8]

Náprava stroje TopDown je konstruována jako svařený celek, který zahrnuje most nápravy pevně spojený s nosnými rameny z čtvercových ocelových profilů a výztuhami tvořenými dvěma plechy. Tento svařenec je montovaně připojen k hlavnímu rámu stroje. Zdvih nápravy je realizován prostřednictvím dvou hydraulických pístnic.

3.3. Lemken Karat 10

Karat 10 je třířadý kultivátor od společnosti LEMKEN, navržený pro efektivní zpracování strniště s nízkým tažným odporem a bez ucpávání. Jeho symetrické uspořádání radliček kolem tažné osy zajišťuje intenzivní mísení půdy a organické hmoty, což je klíčové při použití s naváděcími systémy. Karat 10 nabízí pracovní záběr od 3 do 7 metrů a je kompatibilní s traktory o výkonu 105 až 490 koní (75 až 360 kW). Díky velkým rozestupům mezi nosíky a vysoké podjezdné výšce pracuje bez ucpávání i při velkém množství organické hmoty [9].



Obrázek 6: Stroj Lemken Karat [9]

3.3.1. Konstrukce nápravy stroje Karat



Obrázek 7: Náprava stroje Karat [10]

Most nápravy stroje Karat je ke sklopnému rámu připevněn montovaně pomocí třmenů. Rám je konstruován jako svařenec, jehož nosná ramena jsou vyrobena z plechu a ve střední části jsou spojena trubkovým profilem. Zdvih nápravy je zajištěn dvěma hydraulickými pístnicemi.

3.4. Bednar Terraland TO

Polonesený dlátový pluh TERRALAND TO od společnosti BEDNAR je navržen se záběrem od 4 do 6,4 metru. Jeho konstrukce umožňuje efektivní zpracování půdy i při větších pracovních šířkách. Integrovaná transportní náprava umístěná mezi pracovními sekcemi zlepšuje manévrovatelnost a stabilitu stroje během přepravy i práce na poli. Hydraulické jištění radlic poskytuje spolehlivou ochranu proti přetížení a umožňuje plynulé nastavení pracovní hloubky dle aktuálních podmínek [11].



Obrázek 8: Stroj Terraland TO [11]

3.4.1. Konstrukce nápravy stroje Terraland

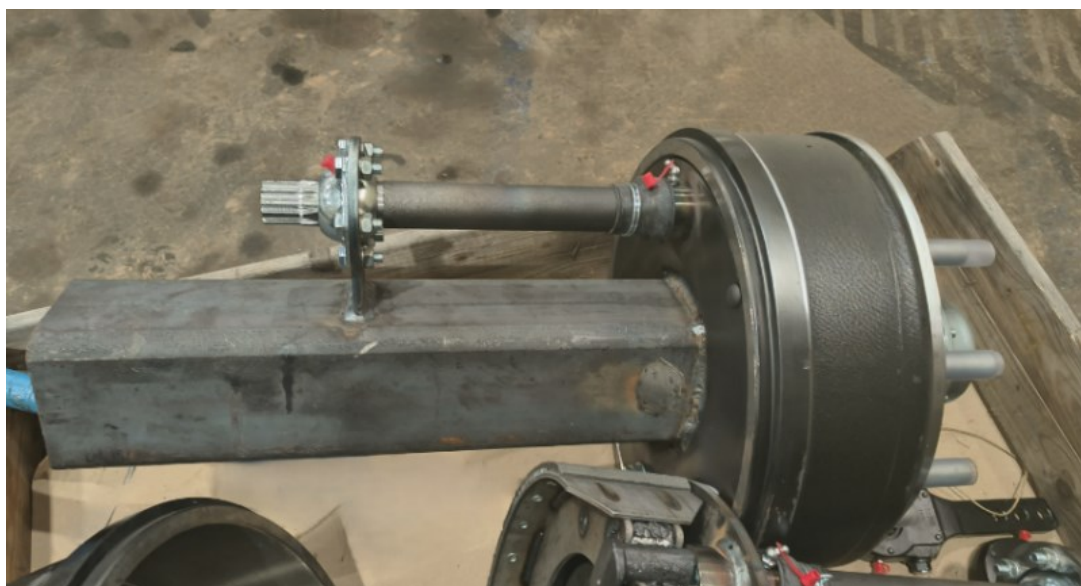
Konstrukce nápravy stroje Terraland je založena na dvou polonápravách, které jsou pevně propojeny se sklopnými rameny. Tato ramena jsou následně spojena trubkovým profilem, čímž tvoří tuhý svařenec. Celek je montován uchycen ke střednímu rámu stroje. Zdvih nápravy je zajištěn dvojicí hydraulických pístnic.



Obrázek 9: Náprava stroje Terraland TO [12]

4. Konstrukce analyzované polonápravy stroje Triton Heavy

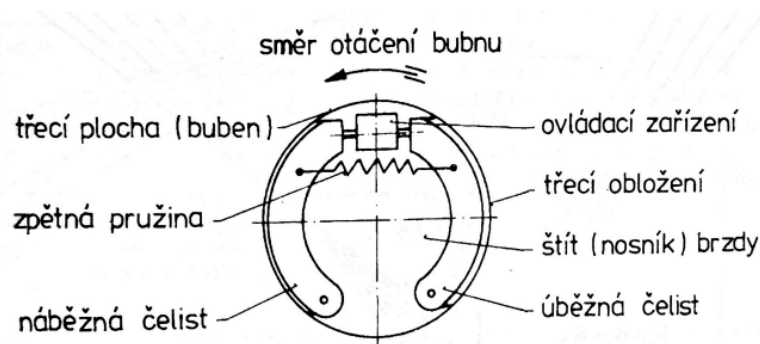
Jedná se o brzděnou polonápravu od firmy FAD, se schopností přenést jako jednonápravový stroj až 7000 kg při rychlosti $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Pro přichycení kola slouží 10 šroubů M22 x 1,5 10.9. Pro tuto nápravu jsou doporučovány pneumatiky s dynamickým poloměrem od 500 mm do 600 mm.



Obrázek 10: Polonáprava FAD

4.1. Bubnová brzda

Bubnové brzdy jsou typ brzdového systému, který využívá brzdové čelisti přitlačované proti vnitřnímu povrchu rotujícího bubnu. Třením mezi čelistmi a bubnem se zpomaluje nebo zastavuje otáčení kol. Tento systém je běžně používán u zadních kol automobilů a v některých těžkých strojích díky své jednoduchosti, spolehlivosti a nízkým nákladům na údržbu.



Obrázek 11: Konstrukce brzdy [13]

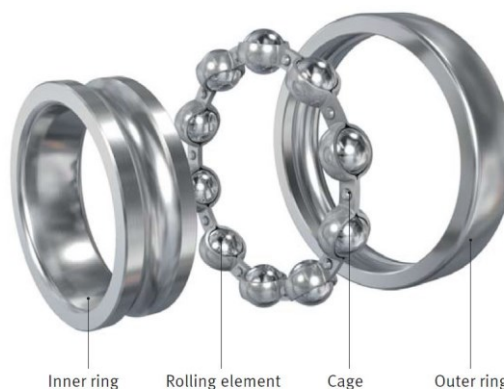
4.2. Valivé ložisko

Ložiska jsou klíčové strojní součásti umožňující hladký pohyb mezi díly s minimálním třením. Valivá ložiska využívají kuličky nebo válečky k přenosu zatížení a zajištění efektivního chodu strojů.

4.2.1. Konstrukce valivých ložisek

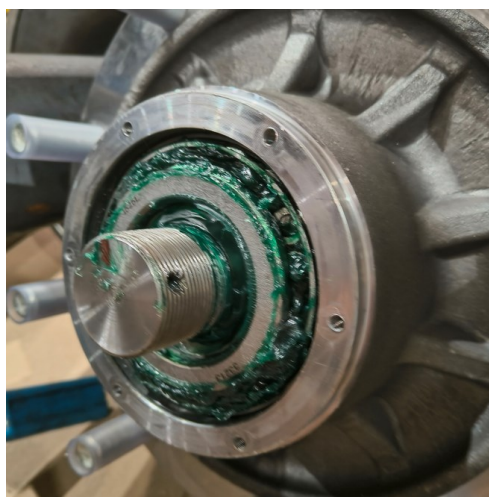
Valivá ložiska jsou obecný pojem pro všechny typy ložisek s valivými elementy, přičemž existuje mnoho různých konstrukčních variant. Základní struktura však zůstává stejná – ložiska se skládají ze dvou kroužků s integrovanými oběžnými drahami.

Mezi těmito kroužky se nacházejí valivé elementy, které se pohybují v drahách. Mohou mít podobu kuliček, válcových, jehlových, kuželíkových nebo soudečkových válečků. Správné uspořádání těchto elementů zajišťuje klec [14].



Obrázek 12: Konstrukce valivého ložiska [14]

4.2.2. Ložiska nápravy



Obrázek 13: Uložení ložiska SKF 33213 v polonápravě



Obrázek 14: Ložisko SKF [15]

V polonápravě se nacházejí dvě ložiska. Vnější ložisko SKF 33213 (Obrázek 13) je jednořadé kuželíkové ložisko navrženo pro přenos kombinovaného radiálního a axiálního zatížení. Skládá se z vnějšího a vnitřního kroužku doplněných kuželíkovými valivými tělesy, které zajišťují optimální rozložení zatížení. Tento typ ložiska se běžně používá v automobilovém průmyslu, těžkých strojích a převodovkách, kde je kladen důraz na vysokou axiální únosnost a přesnost [15].



Obrázek 15: Uložení ložiska SKF 32218 v polonápravě

Vnitřní ložisko SKF 32218 (Obrázek 15) podobně jako SKF 33213, je jednořadé kuželíkové ložisko navrženo pro přenos kombinovaného zatížení, avšak s vyšší nosností díky větším rozměrům [16].

Oproti SKF 33213 je 32218 robustnější, což umožňuje jeho využití v aplikacích s vyššími zatíženími, například v těžkých převodovkách, nápravách nákladních vozidel nebo průmyslových strojích. Díky větším rozměrům nabízí lepší odolnost proti zatížení, zatímco SKF 33213 je lehčí a vhodnější pro menší mechanické systémy [15, 16].

Tabulka 1: Technické údaje ložisek [15, 16]

	SKF 33213	SKF 32218
Základní dynamická únosnost	239 kN	309 kN
Základní statická únosnost	270 kN	340 kN
Referenční otáčky	4000 min^{-1}	3400 min^{-1}
Mezní otáčky	5300 min^{-1}	4000 min^{-1}

4.3. Čep nápravy

Čep nápravy je obroben z celistvého bloku ocele. Skládá se ze dvou dosedacích ploch pro ložiska. Pro uchycení bubnu nápravy je na hřídeli závit M45X2. Dále pro zajištění matice jsou na konci 2 průchozí díry se vzájemným úhlem 90°.



Obrázek 16: Čep nápravy

4.3.1. Přejchod čepu a nápravy



Obrázek 17: Detail přechodu čepu a ocelového profilu



Obrázek 18: Detail děrového svaru

Zbytek o bloku je vložen do ocelového profilu nápravy a je z vnitřní strany svařen koutovým svarem. Z vnější strany je svařen pomocí děrového svaru, který je následně zabroušen do plochy se stěnou profilu.

4.4. Uložení disku kola na nápravě

Celý čep je v bubnu uložen do dvou ložisek uvedených v kap 4.2.2. Buben je na čepu zabezpečen pomocí zajišťovací matice M45X2 65X29,5 se závlačkou.



Obrázek 19: Detail zajištěného disku pomocí matice

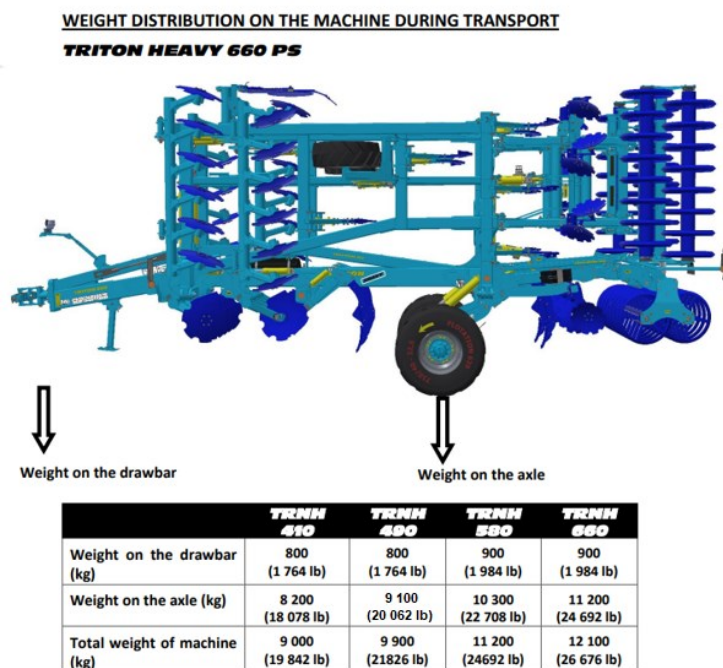


Obrázek 20: Uložení čepu

4.5. Zatížení nápravy

4.5.1. Vstupní hodnoty

Pro vstupní hodnoty zatížení vycházíme z tabulky (Obrázek 21), která znázorňuje rozložení hmotnosti stroje mezi oj a nápravu. V tabulce je uvedeno rozložení hmotnosti pro všechny verze Tritonu Heavy. V této práci se zaměřujeme na verzi Triton Heavy 490, kde hmotnost působící na nápravu činí 9100 kg.

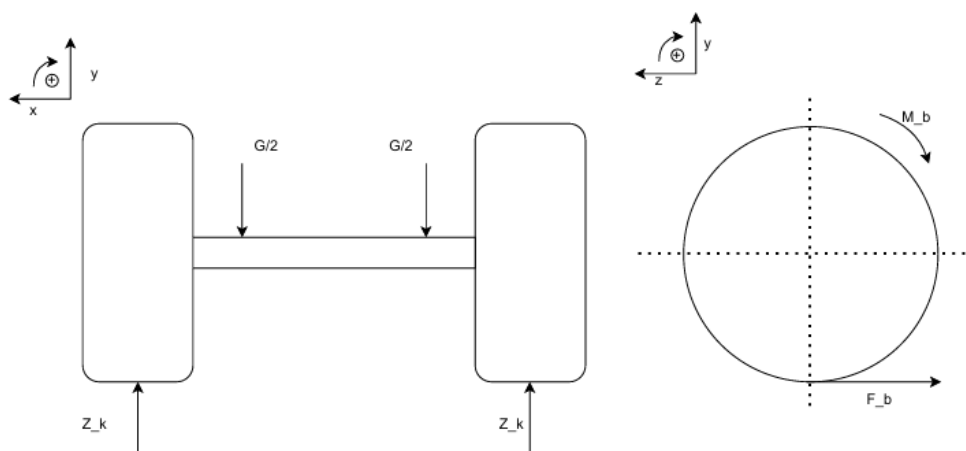


Stated weights are valid for the version with DVR roller, without copy wheels.

Obrázek 21: Rozložení hmotnosti stroje Triton Heavy [17]

Náprava je tvořena dvěma polonápravami (Obrázek 3), které jsou propojeny čtvercovým uzavřeným ocelovým profilem. Z hlediska zatížení ji lze modelovat jako prostý nosník.

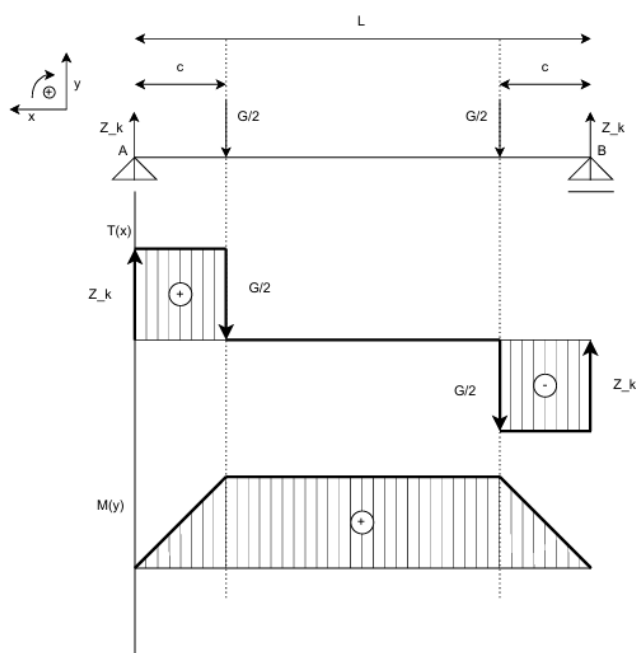
4.5.2. Zavedení souřadného systému



Obrázek 22: Zavedení souřadného systému

4.5.3. Zatížení od tíhy stroje

Místo působení tíhy stroje na nápravu bereme v místě uložení nosných ramen. Reakce působí v místě uložení čepu do ložisek.



Obrázek 23: Zatížení od tíhy stroje

$$G = m_n \cdot g \quad (1)$$

kde: G [N] je tíhová síla,
 m_n [kg] je hmotnost stroje působící na nápravu,
 g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je tíhové zrychlení.

Z tabulky (viz Obrázek 21) zjistíme hmotnost působící na nápravu, která je 9100 kg . Rovnice 1 se tedy rovná.

$$G = 89271 \text{ N}$$

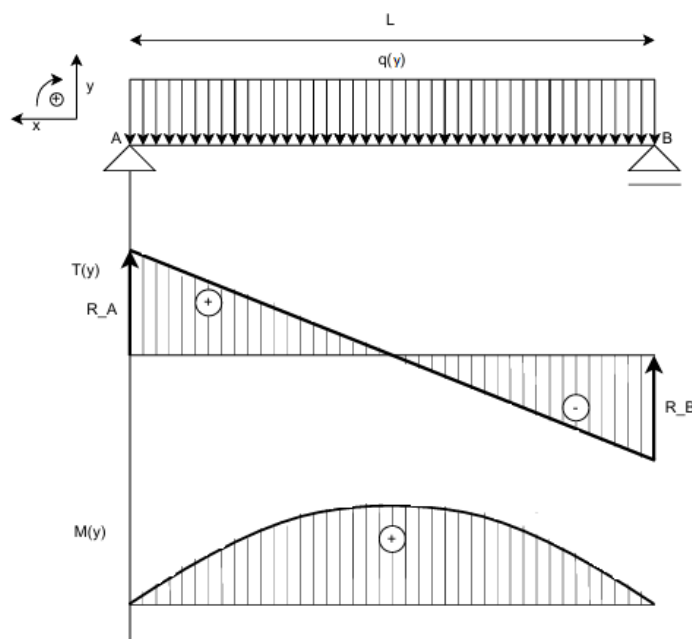
$$Z_k = \frac{G}{2} \quad (2)$$

kde: Z_k [N] je reakce od vozovky.

$$M_y = Z_k \cdot c \quad (3)$$

kde: M_y [N · m] je moment působící na nápravu,
 c [m] je rameno od uložení nápravu.

4.5.4. Zatížení od vlastní tíhy nápravy



Obrázek 24: Zatížení od vlastní tíhy nápravy

$$q = \frac{F_{vn}}{l} = \frac{m_{vn} \cdot g}{l} \quad (4)$$

kde: q [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$] je lineární rozložení zatížení,
 m_{vn} [kg] je vlastní hmotnost nápravy,
 g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je tíhové zrychlení,
 F_{vn} [N] je síla od hmotnosti nápravy.

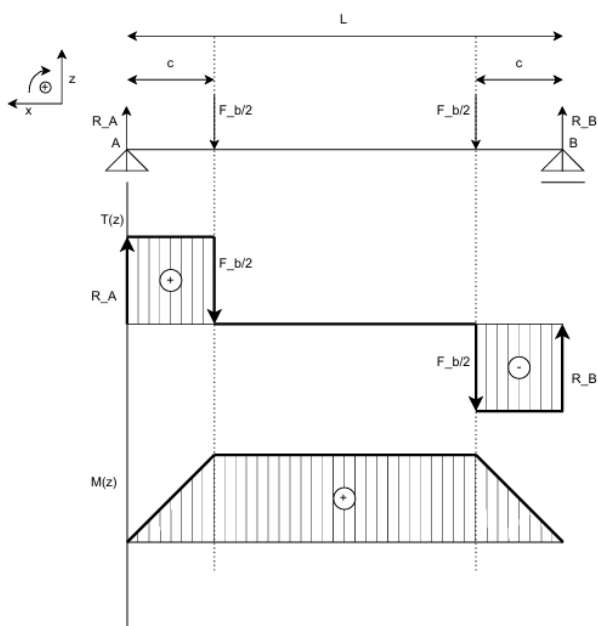
Celková hmotnost nápravy s pneumatikami je 800 kg . Na tento stroj jsou doporučovány pneumatiky o rozměrech 600/50 R22.5. Které můžou vážit s diskem přibližně 200 kg . Tato hodnota představuje odborný odhad, který vychází z rešerše technických specifikací běžně dostupných pneumatik a disků tohoto rozměru od různých výrobců. Hmotnost samostatné nápravy tedy činí 400 kg .

$$F_{vn} = m_{vn} \cdot g \quad (5)$$

$$F_{vn} = 3924 \text{ N}$$

4.5.5. Zatížení od brzděné síly

Podobně jako působení síly od tíhy stroje, tak reakce od brzděných sil působí v místě uložení ramen a ložisek.



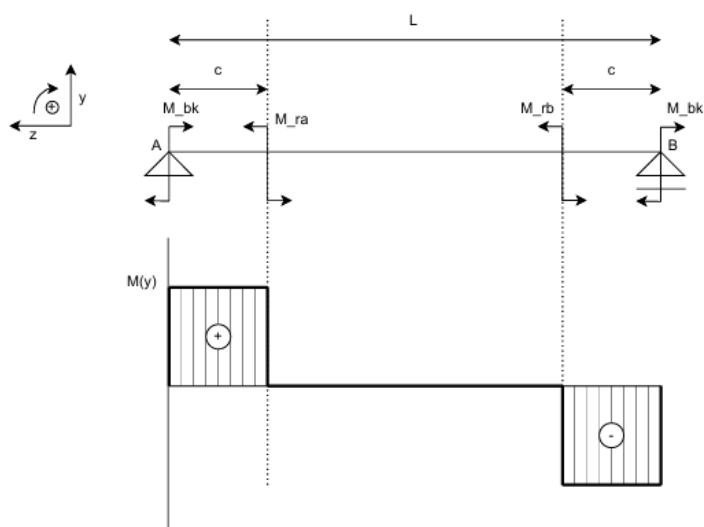
Obrázek 25: Zatížení od brzděné síly

$$R_A = \frac{F_B}{2} \quad (6)$$

$$M_z = R_A \cdot c \quad (7)$$

kde: M_z [N · m] je moment působící na nápravu,
 R_A [N] je reakce od vozovky.

4.5.6. Brzděný moment



Obrázek 26: Zatížení od brzděného momentu

Náprava je zatěžována brzdným momentem, ten musíme vypočítat. Uvažujeme maximální brzdný moment, který může nastat, tedy ten, který je omezen jen adhezí.

$$\begin{aligned} m_s &= 9900 \text{ kg} \\ \varphi &= 0,7 \\ F_B &= \varphi \cdot m_n \cdot g \end{aligned} \quad (8)$$

kde: F_B [N] je brzdná síla,
 φ [-] je součinitel adheze,
 m_{vn} [kg] je vlastní hmotnost stroje.

$$F_B = 67983 \text{ N}$$

Pro výpočet brzdného momentu je nutné znát dynamický poloměr kola. Budeme počítat s velikost kola 600/50 R22.5 [18].

$$\begin{aligned} r_d &= 0,55 \text{ m} \\ M_B &= F_B \cdot r_d \end{aligned} \quad (9)$$

kde: M_B [Nm] je brzdný moment,
 r_d [m] je dynamický poloměr kola.

$$M_B = 37391 \text{ Nm}$$

Pro jedno kolo.

$$M_{BK} = \frac{M_B}{2} \quad (10)$$

kde: M_B [Nm] je brzdný moment,
 M_{BK} [Nm] je brzdý moment působící na jedno kolo.

$$M_{BK} = 18696 \text{ Nm}$$

4.6. Výpočet životnosti ložiska

Pro volbu vhodných rozměrů ložiska je rozhodující velikost, směr a druh zatížení působící na ložisko a frekvence jeho otáčení. V závislosti na způsobu namáhání, kterému je ložisko při provozu vystaveno, můžeme při výpočtu rozdělit valivá ložiska do dvou skupin.

4.6.1. Statické zatížení ložiska

Při statickém zatížení je ložisko silově zatíženo v klidu, při velmi pomalém otáčení nebo při pomalém kývavém pohybu. Pro výběr vhodného ložiska bude směrodatná jeho statická únosnost, která se stanovuje na základě nejvyšší přípustné deformace valivého elementu a oběžné dráhy. Důležitým faktorem je také bezpečnostní koeficient, který zohledňuje krátkodobá přetížení a rázové namáhání [19, 20].

4.6.2. Dynamické zatížení ložiska

Při dynamickém zatížení se silově zatížené ložisko otáčí a pro výběr vhodného ložiska bude směrodatná jeho trvanlivost v důsledku kontaktní únavy materiálu. Životnost ložiska se obvykle určuje pomocí základní dynamické únosnosti a očekávané doby provozu, která závisí na velikosti a charakteru zatížení, rychlosti otáčení a kvalitě mazání [19, 20].

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska představuje ideální zatížení – čistě radiální u radiálních ložisek nebo čistě axiální u axiálních ložisek – které by vedlo ke stejné trvanlivosti ložiska jako skutečné kombinované zatížení. Pro výpočet životnosti se postupuje podle normy ISO 281. Velikost ekvivalentního zatížení se určuje podle následujícího vztahu [19, 20].

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (11)$$

kde: P [N] je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska,
 F_r [N] je radiální složka skutečného zatížení,
 F_a [N] je axiální složka skutečného zatížení,
 X [–] je koeficient radiálního dynamického zatížení,
 Y [–] je koeficient axiálního dynamického zatížení.

Při uvažování rovnoměrného rozložení sil mezi ložisky, můžeme provést výpočet životnosti jen pro ložisko SKF 33213, které má menší základní dynamickou únosnost.

Pro výpočet musíme vypočítat zatížení od všech složek. V radiální složce působí síly v ose Y a ose Z. V ose Y působí síla od hmotnosti stroje a vlastní hmotnost nápravy. V ose Z působí pouze brzdná síla. Tyto síly jsou na sebe kolmé, výslednou sílu získáme pomocí Pythagorovy věty.

$$F_r = \sqrt{F_t^2 + F_B^2} \quad (12)$$

kde: F_r [N] je radiální složka skutečného zatížení,
 F_t [N] je suma tíhových sil,
 F_B [N] je brzdná síla.

$$F_t = G + F_{vn} \quad (13)$$

$$F_t = 93195 \text{ N}$$

$$F_r = 109778 \text{ N}$$

Dále pro zohlednění provozních účinků vynásobíme F_r koeficientem provozního zatížení. Který zohledňuje způsob provozu.

$$k_p = 1,2$$

Poté musíme ještě vynásobit koeficientem bezpečnosti vůči zatížení.

$$k_s = 1,5$$

Zvolení tohoto koeficientu bude vysvětleno v kapitole 5.1.

$$F_{rp} = F_r \cdot k_d \cdot k_b \quad (14)$$

kde: F_{rp} [N] je radiální provozní síla,
 F_r [N] je radiální složka skutečného zatížení,
 k_p [–] je koeficient provozního zatížení,
 k_s [–] je součinitel bezpečnosti vůči zatížení.

$$F_{rp} = 197600 \text{ N}$$

Za účelem stanovení relevantních axiálních sil působících na ložiska nápravy stroje během provozu byl analyzován scénář zatačení na účelové komunikaci. Pro tento scénář byla definována rychlost $v = 30 \frac{km}{h}$ a poloměr zatačky $R = 25 m$. Tato volba umožňuje kvantifikovat zatížení při dynamicky významném, avšak provozně předpokládaném manévru.

$$F_o = \frac{m_s \cdot v^2}{R} \quad (15)$$

kde: F_o [N] je odstředivá síla,
 v [$\frac{km}{h}$] je rychlost pohybu,
 R [m] je poloměr zatačky.

$$F_a = F_o = 27500 N$$

Axiální sílu vynásobíme stejnými koeficienty jako sílu radiální sílu.

$$F_{ad} = 49500 N$$

kde: F_{ap} [N] je axiální provozní síla.

Výpočtové součinitele X a Y, potřebné pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení P, získáme z katalogu SKF pro ložisko 33213 [15], dále se budeme řídit podle kritérií z Normy ISO 281 z tabulky 2.

Tabulka 2: Kritéria pro hodnoty X a Y pro kuželíková ložiska [20]

Bearing type	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Single-row, $\alpha \neq 0^\circ$	1	0	0,4	$0,4 \cot \alpha$	$1,5 \tan \alpha$
Double-row, $\alpha \neq 0^\circ$	1	$0,45 \cot \alpha$	0,67	$0,67 \cot \alpha$	$1,5 \tan \alpha$

Katalog technických údajů SKF 33213 udává hodnoty $\alpha = 14,583^\circ$, $e = 0,39$ a $Y = 1,54$ [15].

Výsledné síly působící na nápravu jsou rozloženy mezi více ložisek daného uložení. Celková radiální síla je přenášena čtyřmi ložisky, avšak celková axiální síla zatěžuje pouze dvě ložiska.

$$F_{rv} = \frac{F_{rp}}{4} \quad (16)$$

kde: F_{rv} [N] je radiální výsledná síla.

$$F_{av} = \frac{F_{ap}}{2} \quad (17)$$

kde: F_{av} [N] je axiální výsledná síla

Dále vypočítáme poměr radiální a axiální síly působících na ložisko.

$$\frac{F_{av}}{F_{rv}} = 0,5 \quad (18)$$

Síly byly přepočteny na jednotlivá ložiska a byl vypočítán jejich poměr. Výsledná hodnota 0,5 je vyšší než mezní hodnota 0,39.

Z rovnice (11) můžeme vypočítat ekvivalentní dynamické zatížení.

$$P = 57875 N$$

4.6.3. Základní trvanlivost ložiska

Označuje počet otáček nebo dobu chodu, než se projeví únava materiálu. Trvanlivost identických ložisek za stejných podmínek může kolísat, proto byla zavedena jednotná metoda výpočtu [7,8].

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6 \quad (19)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (20)$$

kde: L_{10} [min^{-1}] je životnost ložiska v otáčkách,
 L_{10h} [h] je životnost ložiska v čase,
 C [N] je základní dynamická únosnost ložiska SKF 33213,
 n [min^{-1}] je frekvence otáčení ložiska,
 p [–] je exponent (pro kuželíková ložiska $p=10/3$).

$$L_{10} = 112958872 \text{ min}^{-1}$$

Při dynamickém poloměru 0,55 m, tato životnost odpovídá nájezdu 390 425 km.

Při uvažování provozního zatížení má kuželíkové ložisko SKF 33213 více než dostatečnou životnost. Výsledky výpočtu ukazují, že jeho nominální životnost dle ISO 281 výrazně převyšuje běžně očekávanou dobu provozu v dané aplikaci, což potvrzuje vhodnost volby tohoto ložiska.

5. Analýza MKP

5.1. Stanovení dovolených napětí

S doporučením odborné literatury, zejména dle Shigleyho („Shigley’s Mechanical Engineering Design“) [21], byl koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu zvolen ve výši 1,5. Vzhledem k tomu, že pro daný případ neexistuje specifická norma, je tato hodnota běžně používaná v technické praxi. Poskytuje přiměřenou rezervu pro nepřesnosti výpočtu, variabilitu materiálu i provozní podmínky, a současně zajišťuje dostatečnou bezpečnost bez zbytečného předimenzování konstrukce. Konstrukční uzel se skládá z těchto materiálů.

Čtyřhranný ocelový profil: ocel S355J2 podle EN 10025-2, charakteristická vysokou pevností, houževnatostí a dobrou svařitelností [22].

$$\begin{aligned} R_{mP} &= 470 \text{ MPa} \\ R_{eP} &= 355 \text{ MPa} \\ \sigma_{DP} &= \frac{R_{eP}}{k_S} \\ \sigma_{DP} &= \frac{355}{1,5} = 237 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (21)$$

kde: σ_{DP} [MPa] je nejnižší dovolené napětí konstrukční oceli,
 R_{eP} [MPa] je dolní mez kluzu materiálu S355J2 [22],
 R_{mP} [MPa] je dolní mez pevnosti materiálu S355J2 [22],
 k_S [–] je součinitel bezpečnosti vůči zatížení.

Pokud vyhodnocujeme napětí v oblasti svaru, musíme σ_{DP} ještě vynásobit součinitelem svaru, dle normy ČSN 69 0010-6.3. [23]

$$\sigma_{DPS} = \sigma_{DP} \cdot k_{SS} \quad (22)$$

$$\sigma_{DPS} = 237 \cdot 0,7 = 166 \text{ MPa}$$

kde: σ_{DPS} [MPa] je nejnižší dovolené napětí konstrukční oceli v oblasti svaru,
 k_{SS} [–] je součinitel bezpečnosti svaru [23].

Čep: vysokopevnostní jemnozrnná ocel 34CrNiMo6 dle EN 10083-3, s vysokou mezí kluzu, dobrou houževnatostí i za nízkých teplot a vhodností pro dynamicky namáhané prvky [24].

Pro nás bude důležitá mez kluzu pro průměr čepu $40 \text{ mm} < d \leq 100 \text{ mm}$.

$$\begin{aligned} R_{m\check{c}} &= 1000 \text{ MPa} \\ R_{e\check{c}} &= 800 \text{ MPa} \\ \sigma_{D\check{c}} &= \frac{R_{e\check{c}}}{k_S} \end{aligned} \quad (23)$$

$$\sigma_{D\check{c}} = \frac{800}{1,5} = 533 \text{ MPa}$$

kde: $\sigma_{D\check{c}}$ [MPa] je nejnižší dovolené napětí oceli čepu,
 $R_{e\check{c}}$ [MPa] je dolní mez kluzu materiálu 34CrNiMo6 pro [24],
 $R_{m\check{c}}$ [MPa] je dolní mez pevnosti materiálu 34CrNiMo6 [24],
 k_S [–] je součinitel bezpečnosti vůči zatížení.

Svařovací přídatný materiál: drát UNION X90, optimalizovaný pro spojování vysokopevnostních jemnozrnných ocelí s vysokou mezí kluzu, zajišťující odpovídající mechanické vlastnosti svarových spojů. [25]

$$\begin{aligned} R_{mD} &= 950 \text{ MPa} \\ R_{eD} &= 890 \text{ MPa} \\ \sigma_{DD} &= \frac{R_{eD}}{k_b} \cdot k_{SS} \end{aligned} \quad (24)$$

$$\sigma_{DD} = \frac{890}{1,5} \cdot 0,7 = 415 \text{ MPa}$$

kde: σ_{DD} [MPa] je nejnižší dovolené napětí svarového materiálu,
 R_{eD} [MPa] je dolní mez kluzu materiálu UNION X90 [25],
 R_{mD} [MPa] je dolní mez pevnosti materiálu UNION X90 [25],
 k_S [–] je součinitel bezpečnosti vůči zatížení,
 k_{SS} [–] je součinitel bezpečnosti svaru [23].

5.2. Výpočetní model

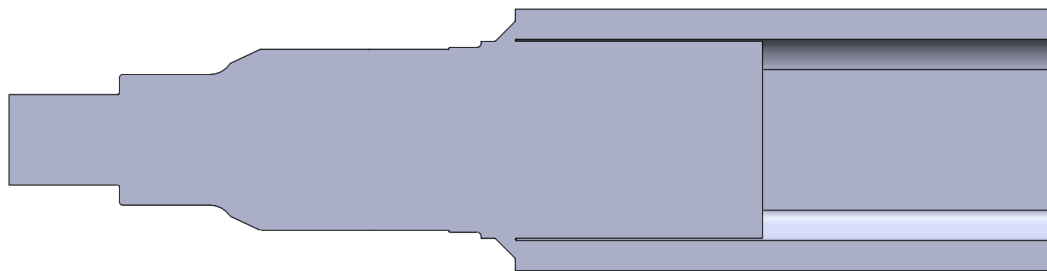
Pro numerickou analýzu pevnostního a únavového chování svařované součásti byl vytvořen model pro analýzu metodou konečných prvků (MKP) za využití výpočetního softwaru SolidWorks 2019 Simulation. Analyzovaná součást se skládá ze svařence tvořeného čepem a jeklovým profilem (čtvercový uzavřený profil). Z důvodu zjednodušení byl celý svařenec modelován jako jeden homogenní díl bez dělení na jednotlivé podsestavy. Tento přístup eliminuje nutnost modelování kontaktů a svarových spojů, přičemž pro účely pevnostní a únavové analýzy je považován za dostatečně přesný.

Další zjednodušení se týkalo délky jeklového profilu. Za účelem snížení počtu konečných prvků a výpočetní náročnosti byl jekl zkrácen na délku nezbytnou pro správné vyhodnocení oblasti zájmu. Modelování celého jeklového profilu by vyžadovalo zahrnutí kompletní sestavy nápravy, což není předmětem této práce. Klíčovou oblastí analýzy je přechod mezi čepem a jeklovým profilem, kde dochází k významné změně tuhosti průřezu a koncentraci napětí.

Mezi kritická místa modelu, u nichž se předpokládá vznik maximálních napětí a potenciálního únavového poškození, patří především oblast svarového spoje mezi čepem a jeklovým profilem, dále přechodové rádiusy na čepu a případné ostré geometrické změny, které mohou vést k lokálnímu zvýšení napětí. Těmto oblastem byla věnována zvláštní pozornost při definování sítě a okrajových podmínek tak, aby výsledky analýzy poskytovaly relevantní informace o napěťovém a deformačním stavu v těchto kritických místech.



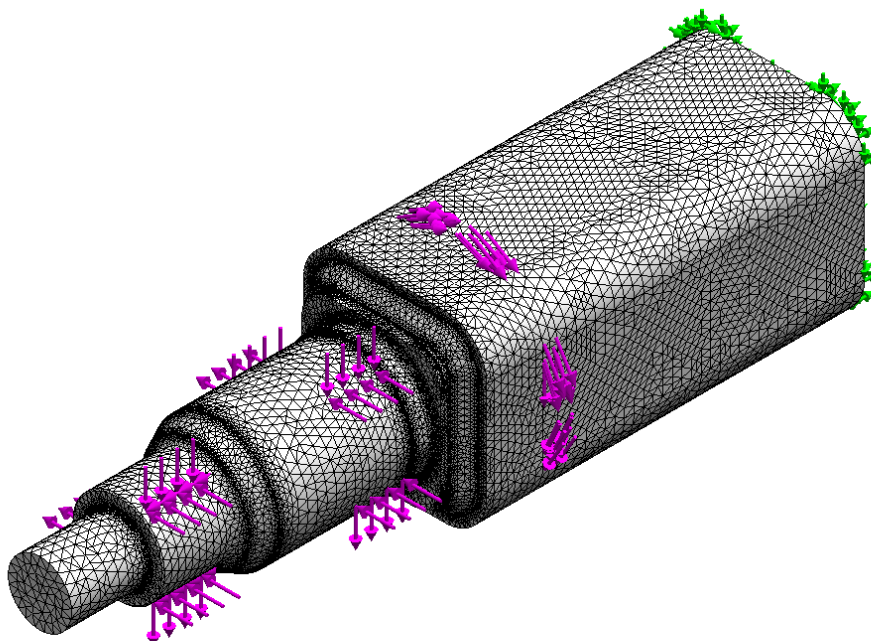
Obrázek 27: Model původní sestavy



Obrázek 28: Řez původním modelem

Čep je do otvoru v nápravě uložen s definovanou montážní vůlí. Pro zajištění spojení a přenosu zatížení je následně po obvodu přivařen koutovým svarem o velikosti $z = 10$ mm. Doplňkově je spoj zajištěn z bočních stran pomocí děrových svarů o průměru 30 mm.

5.3. Okrajové podmínky



Obrázek 29: Okrajové podmínky výpočetního modelu s konvergencí sítě

Při pevnostní analýze budeme používat dynamický koeficient, kterým vyjádříme dynamické působení vnějších účinků. Jedná se tedy o zatížení, které může maximálně nastat během provozu.

$$k_d = 2$$

V ose X působí pouze odstředivá síla (rovnice 15), která vzniká od průjezdu zatáčkou. Na nápravě působí na dvě ložiska. Proto je výsledná síla dělena dvěma.

$$F_x = \frac{F_o \cdot k_d}{2} \quad (25)$$

kde: F_x [N] síla působící v ose X na jedno ložisko,
 F_o [N] je odstředivá síla,
 k_d [-] je dynamický koeficient.

$$F_x = 55000 N$$

Ve směru osy Y působí složky tíhového zatížení, konkrétně hmotnost samotného stroje (rovnice 1) a vlastní hmotnost nápravy (rovnice 5). Toto zatížení je rovnoměrně rozděleno na čtyři ložiska. Proto je výsledná síla dělena čtyřmi.

$$F_y = \frac{(F_t \cdot k_d)}{4} \quad (26)$$

kde: F_y [N] síla působící v ose Y na jedno ložisko,
 F_t [N] je tíhová síla,
 k_d [-] je dynamický koeficient.

$$F_y = 46598 N$$

V ose Z působí pouze síla od brzdných účinků (rovnice 8). Toto zatížení je rovnoměrně rozděleno na čtyři ložiska.

$$F_z = \frac{(F_B \cdot k_d)}{4}$$

kde: F_z [N] síla působící v ose Z na jedno ložisko,
 F_B [N] je brzdná síla,
 k_d [-] je dynamický koeficient.

$$F_z = 33992 N$$

Moment (rovnice 9) je přenášen do jeklového profilu od štítu brzdy.

$$M = M_{BK} \cdot k_d$$

kde: M [Nm] je moment působící na jeklový profil,
 M_B [Nm] je brzdný moment,
 k_d [-] je dynamický koeficient.

$$M = 37391 Nm$$

Vypočtené síly odpovídají zatížení, které působí na jedno ložisko ve výpočetním modelu. Složky ve směru os Y a Z představují polovinu celkového zatížení, protože jsou rovnoměrně rozděleny mezi obě ložiska. Naproti tomu složka ve směru osy X působí výhradně na jedno ložisko a není dělená. Uvedený moment je výsledkem reakce na brzdný moment přenášený ze štítu bubnové brzdy. Celkové zatížení bylo uvažováno jako dvojnásobek sil odpovídajících statickému zatížení.

Model je vetknut na zadní ploše jeklového profilu, kde je zamezen posun ve všech směrech a rotace.

Pro účely pevnostní analýzy byla vytvořena globální výpočetní síť s maximální velikostí prvků 6 mm. V oblasti geometrických přechodů byla síť dále zjemněna, přičemž minimální velikost prvků díky konvergenci sítě zde dosahovala 1,2 mm.

Pro lineární elastickou analýzu v materiálových parametrech byly zadány pouze modul pružnosti E , Poissonovo číslo μ a hustota materiálu ρ .

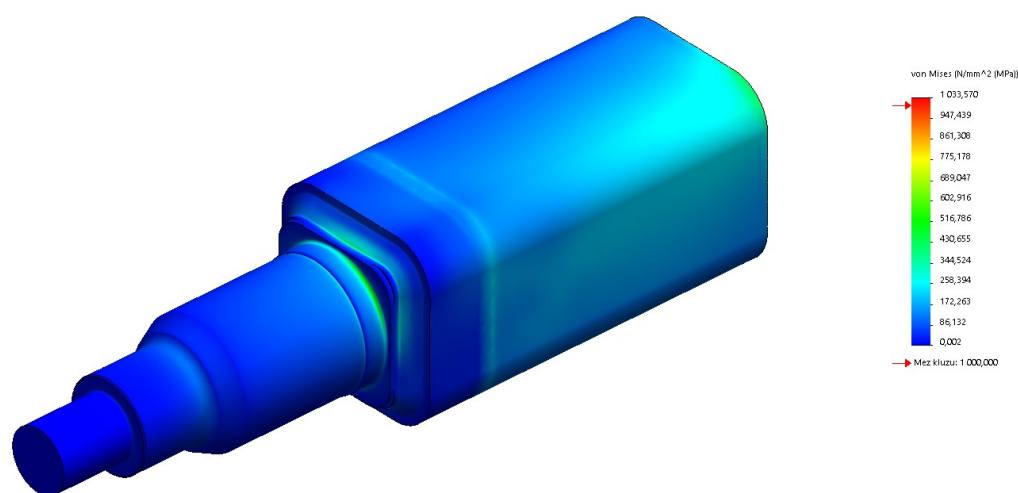
$$E = 210 \text{ GPa}$$

$$\mu = 0,3$$

$$\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

6. Pevnostní analýza původní konstrukce

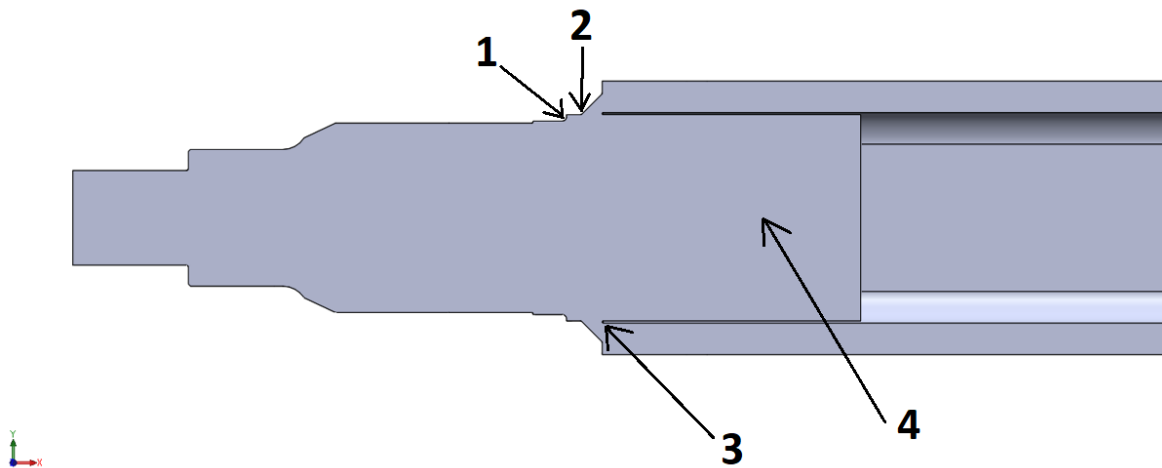
Po provedení všech přípravných kroků při tvorbě MKP modelu, včetně nastavení zatěžovacích stavů a definování okrajových podmínek, byla následně provedena pevnostní lineární analýza. V rámci této analýzy bylo vyhodnocováno maximální redukované napětí podle podmínky HMM (Huber-Mises-Hencky) pro zatěžovací stav, který byl stanoven v předchozí kapitole.



Obrázek 30: Zobrazení redukovaného napětí (dle HMM) původní konstrukce při pevnostní lineární analýze

Na obrázku je zobrazeno rozložení redukovaného napětí v celé analyzované součásti při zatížení dle zadání. Zobrazená mapa napětí umožňuje identifikovat místa s maximální koncentrací napětí, která jsou potenciálně kritická z hlediska pevnosti a únavy.

6.1. Kritické oblasti



Obrázek 31: Znárodnění kritických oblastí koncentrace napětí

Na základě provedené pevnostní analýzy bylo identifikováno několik kritických oblastí, ve kterých dochází k nejvyšším koncentracím napětí:

- **Bod 1 – Přejchod na řepu** – oblast geometrického přechodu, kde dochází ke změně průměru, je místem zvýšené koncentrace napětí vlivem změny tuhosti průřezu.
- **Bod 2 a 3 – Koutový svar** – kritickým místem koutového svaru je zejména jeho pata svaru (přední okraj v přechodu mezi řepem a svarem), kde dochází k lokálnímu zvýšení napětí. Další kritická oblast je kořen svaru.
- **Bod 4 – Děrový svar** – nejvyšší koncentrace napětí byla zaznamenána v oblasti kořene děrového svaru, kde dochází k lokálnímu zvýšení napětí.

Maximální hodnoty napětí v jednotlivých kritických oblastech jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 3: Napětí kritických oblastí

Kritická oblast	Maximální pseudoelastické napětí [MPa]	Dovolená mez napětí [MPa]
Přejchod na řepu	572,2	533
Koutový svar – pata	474,4	415
Koutový svar – kořen	800,4	166
Děrový svar – kořen	966,7	166

U kořenů svarů, vycházíme z dovoleného napětí z jeklového profilu, protože tyto body jsou mezi přechody různých materiálů, a vycházíme tedy z materiálu s menší mezí kluzu.

Předložená tabulka shrnuje klíčové výsledky úvodní lineární pevnostní analýzy. Z tabulky 3 je patrné, že ve všech kritických oblastech dochází k překročení dovolené meze napětí materiálu.

Vysoké hodnoty napětí v kritických oblastech, jako jsou kořeny svarů, se daly očekávat, jelikož jde o vrubová napětí, která však nelze přímo využít pro pevnostní posouzení. Do hodnocení vstupují linearizovaná napětí, nikoliv lokální špičky. Pro získání reálných výsledků pevnostní

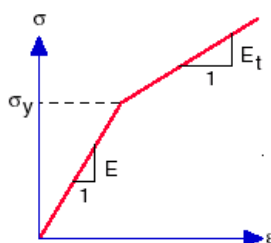
analýzy by bylo nutné buď provést linearizaci napětí, nebo přistoupit k nelineárnímu výpočtu. V této práci byla zvolena nelineární analýza, jejímž cílem je přesnější popis skutečného stavu napjatosti a přetvoření, včetně zohlednění plastického chování materiálu po překročení meze kluzu. Výsledky této nelineární analýzy budou dále podrobně zpracovány a diskutovány v následující kapitole.

6.2. MNA svarových oblastí

Jak již bylo uvedeno v předchozí kapitole, úvodní lineární analýza identifikovala kritické oblasti s překročením meze kluzu, zejména v kořenech koutového a děrového svaru. Z důvodu těchto vysokých hodnot napětí a předpokládaného nelineárního chování materiálu byla provedena nelineární analýza. Dále bude ještě provedena nelineární analýza pouze pro čep.

6.2.1. Nastavení výpočtu MNA

V rámci nelineární analýzy byl použit model materiálu s nelineární charakteristikou podle Von Misesovy bilineárního modelu, který umožňuje realisticky modelovat chování materiálu po dosažení meze kluzu, tedy jeho plastické přetvoření.



Obrázek 32: Von Misesův bilineární model materiálu [26]

Tangenciální modul pružnosti byl nastaven podle rovnice:

$$E_T = \frac{E}{10^4} \quad (27)$$

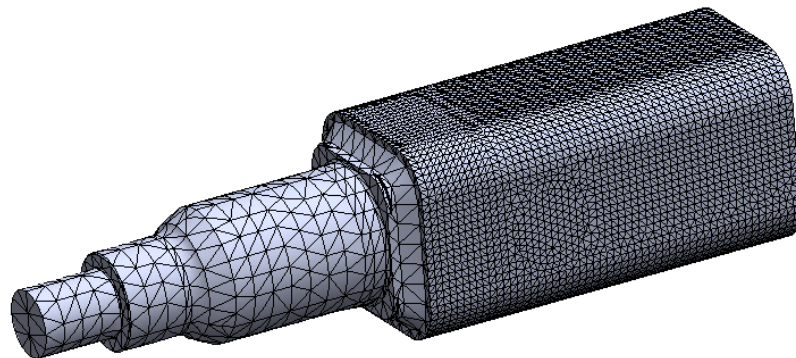
kde: E_T [MPa] je tangenciální modul pružnosti v tahu,
 E [MPa] je modul pružnosti v tahu,

$$E_T = 21 \text{ MPa}$$

Pro nelineární analýzu MNA, kde jsou rozhodující oblasti kořenů svarů, byl upraven výpočetní model. S ohledem na numerickou náročnost výpočtu byla velikost prvků globální sítě nastavena na 15 mm. Dále byla provedena konvergence sítě pro zvýšení přesnosti v kritických oblastech bylo provedeno lokální zjemnění sítě na povrchu jeklu, kde byla velikost prvků snížena na 6 mm. Toto zjemnění odpovídá oblastem s předpokládanou koncentrací napětí na rozhraní svaru a základního materiálu.

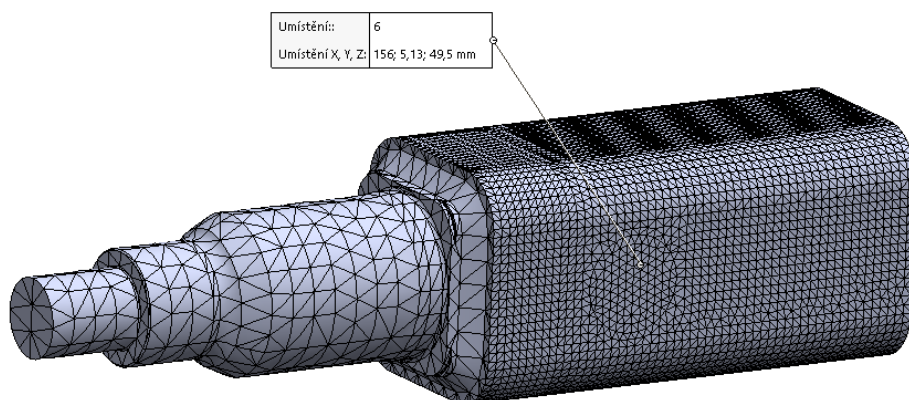
Materiálové charakteristiky byly v modelu nastaveny s mezí kluzu 355 MPa, neboť v těchto kritických oblastech může vykazovat svarový kov mechanické vlastnosti obdobné základnímu materiálu. Současně toto nastavení představuje konzervativní přístup z hlediska bezpečnosti konstrukce.

Strategie řešení nelineární úlohy byla nastavena na proces řízený přírůstkem délky oblouku. Ostatní okrajové podmínky jsou nastavené stejně jako u lineární pevnostní analýze.

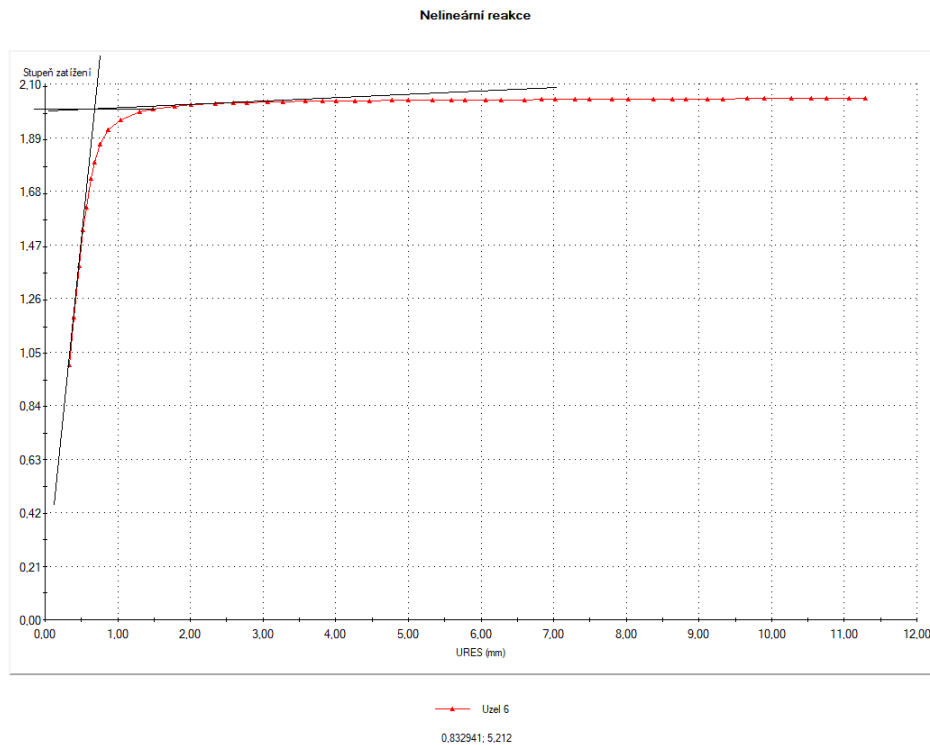


Obrázek 33: Síť konečných prvků pro MNA

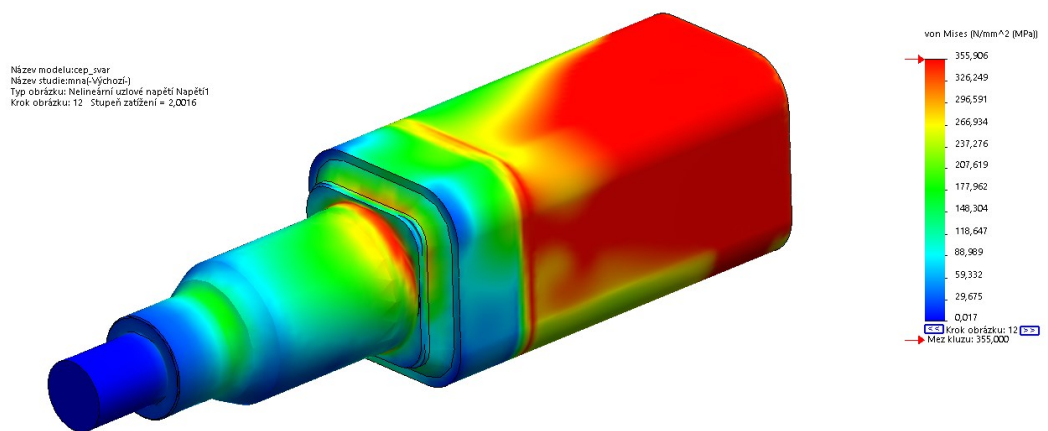
6.2.2. Kořen děrového svaru



Obrázek 34: Pozice sondy číslo 6 pro vykreslení zatěžovací charakteristiky



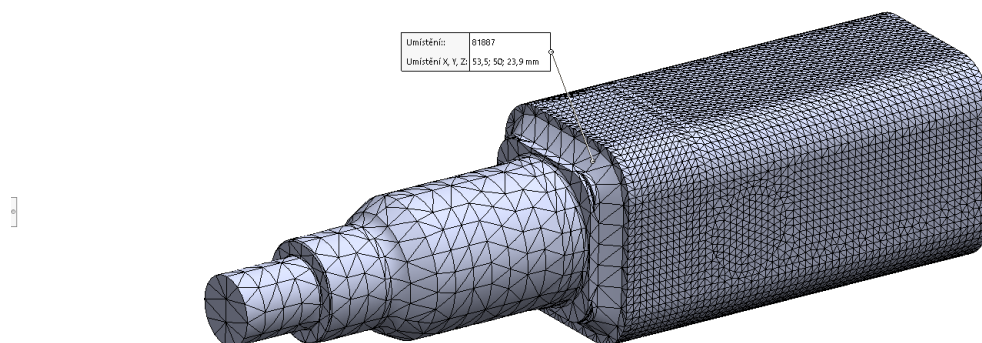
Obrázek 35: Zatěžovací charakteristika analýzy MNA sondy 6



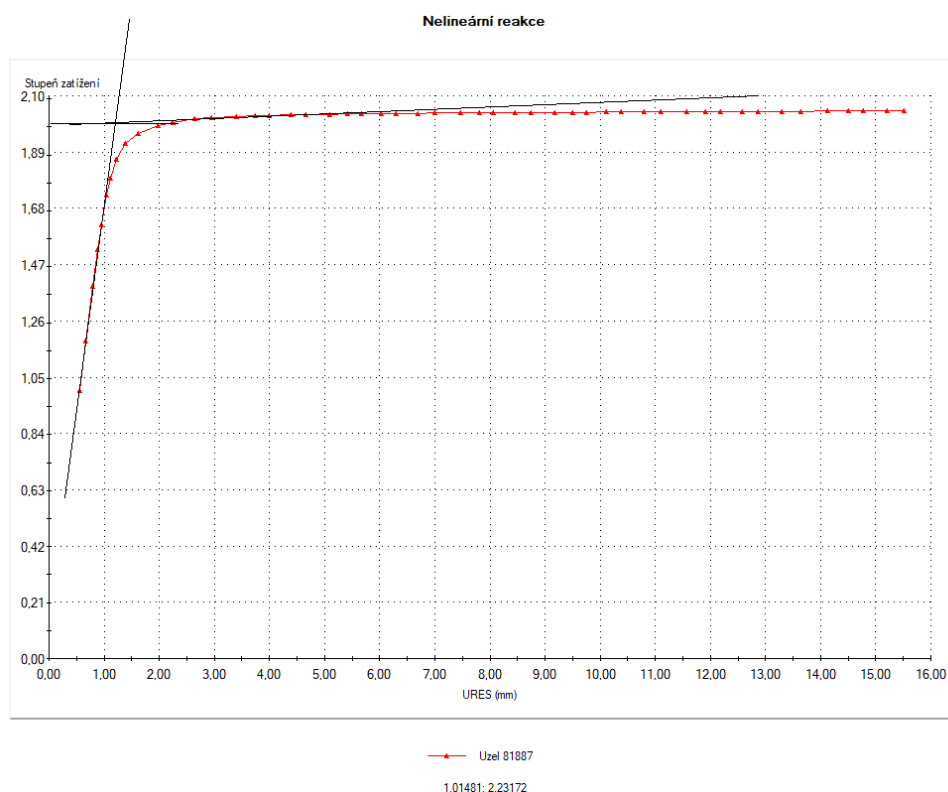
Obrázek 36: Výsledek MNA pro kořen děrového svaru

Byla provedena materiálově nelineární analýza (MNA), která ukázala, že materiál se až do stupně zatížení 1,5 choval čistě elasticky. Při dalším zatěžování začalo docházet k rozvoji plastických kloubů, a to přibližně v rozsahu od stupně zatížení 1,5 do 2. Mezní stav plasticity byl tedy dosažen při stupni zatížení 2. Tento vývoj byl určen na základě průběhu zatěžovací křivky, pomocí dvou tečen charakterizujících elastickou a plastickou oblast (viz Obrázek 35). Výsledky analýzy ukazují, že materiál v kořenech svarů je schopen přenést výrazně vyšší zatížení, než jaké odpovídá mezi kluzu podle lineární analýzy.

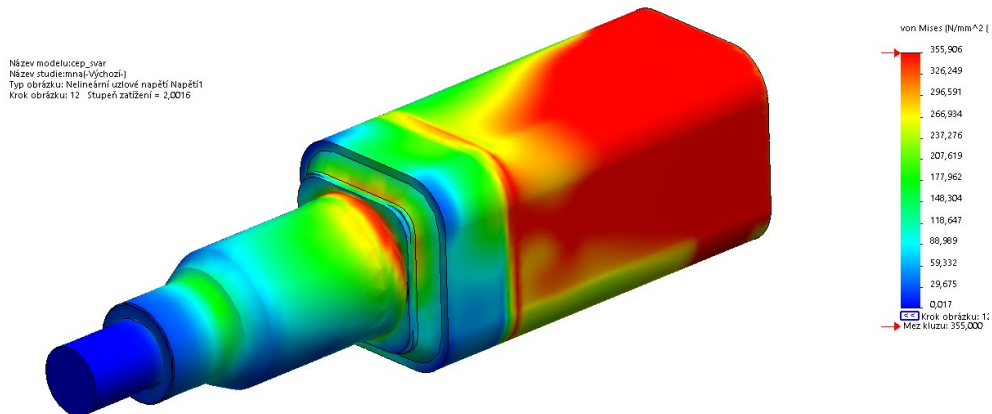
6.2.3. Kořen koutového svaru



Obrázek 37: Pozice sondy číslo 81887 pro vykreslení zatěžovací charakteristiky



Obrázek 38: Zatěžovací charakteristika analýzy MNA sondy 81887



Obrázek 39: Výsledek MNA pro kořen koutového svaru

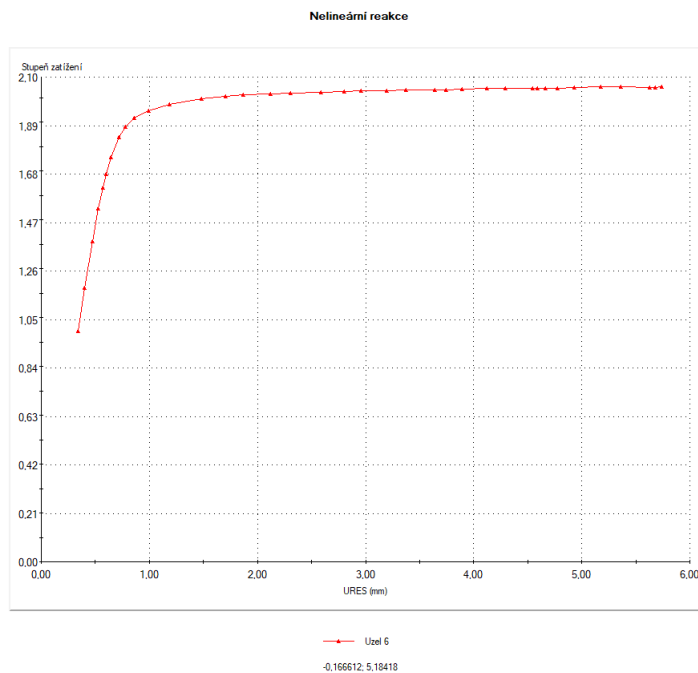
Výsledek MNA analýzy ukázal, že materiál v kořeni koutového i děrového svaru odolává přibližně dvojnásobnému zatížení před vznikem rozsáhlých plastických deformací. Nicméně při uvažované bezpečnosti 1,5 a koeficientu svaru 0,7 (viz Kapitola 5.1) vychází požadovaná bezpečnost vůči vzniku plastických deformací přibližně 2,15. Z tohoto hlediska svarové oblasti v původním provedení nevyhovují, neboť jejich rezervy vůči plastickému porušení nejsou dostatečné.

V přechodové oblasti čepu lze pozorovat počátek plastické deformace. Je však třeba poznamenat, že v reálné konstrukci je použit materiál s vyšší mezí kluzu, než jaká byla uvažována v této analýze. Pro přesnější posouzení čepu bude v následující kapitole provedena samostatná nelineární analýza.

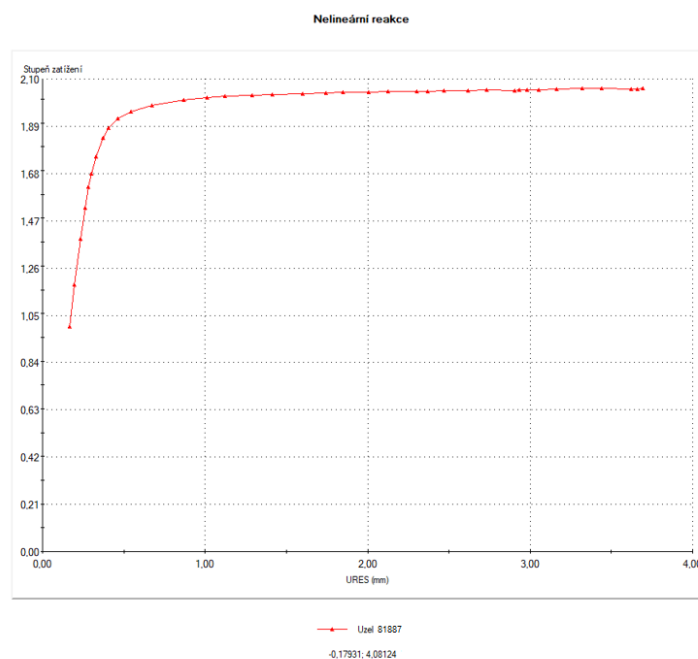
Následně byla provedena geometricky a materiálově nelineární analýza (GMNA) za účelem odhalení ztráty stability.

6.3. GMNA základní konstrukce

Pro účely odhalení ztráty stability konstrukce byla provedena geometricky a materiálově nelineární analýza (GMNA). Nastavení této analýzy bylo převzato z předchozí materiálově nelineární analýzy (MNA), přičemž byla navíc aktivována geometrická nelinearita, aby výpočtový model zohlednil i vliv velkých deformací a případné ztráty stability konstrukce.



Obrázek 40: Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA sondy 6



Obrázek 41: Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA sondy 81887

Výsledky geometricky a materiálově nelineární analýzy (GMNA) neprokázaly vznik ztráty stability konstrukce. Po celou dobu zatěžování nedošlo k žádné náhlé změně tuhosti, poklesu nosnosti ani k odklonu výpočtové cesty, které by signalizovaly nástup stabilitního selhání. Konstrukce si tak zachovala stabilní chování i při současném zohlednění geometrických a materiálových nelinearit.

Provedená pevnostní analýza vycházela z úvodní lineární fáze, která identifikovala oblasti s překročením meze kluzu. Zatímco na přechodu čepu šlo o nízké překročení, v kořenech koutového a děrového svaru byla zjištěna výrazně vysoká napětí.

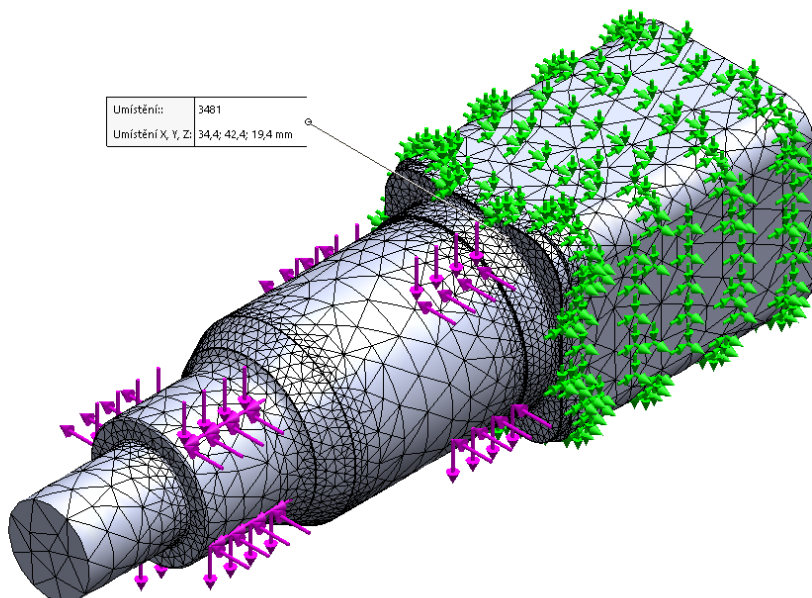
Na základě výsledků lineární analýzy byla pro kořeny svarů provedena materiálově nelineární analýza (MNA) s použitím von Misesova materiálového modelu. Tato analýza prokázala, že materiál v kořenech koutového i děrového svaru disponuje určitou plastickou rezervou a je schopen unést přibližně dvojnásobné zatížení, než dojde k rozsáhlým plastickým deformacím. Při uvažování návrhové bezpečnosti 1,5 a koeficientu svaru 0,7 však vychází požadovaná bezpečnost vůči plastickému porušení přibližně 2,15. Z tohoto pohledu svarové oblasti v původní konstrukci stále nevyhovují, neboť nedosahují požadované bezpečnostní rezervy. Přestože MNA analýza odhalila určitý potenciál materiálu odolávat přetížení, nelze v tomto stavu konstrukci považovat za dostatečně únosnou z hlediska plastického porušení. Tyto výsledky poukazují na nutnost konstrukčních úprav zaměřených na zvýšení bezpečnosti kritických svarových oblastí.

Dalším krokem bude ověření pevnosti samostatného čepu.

6.4. MNA čepu

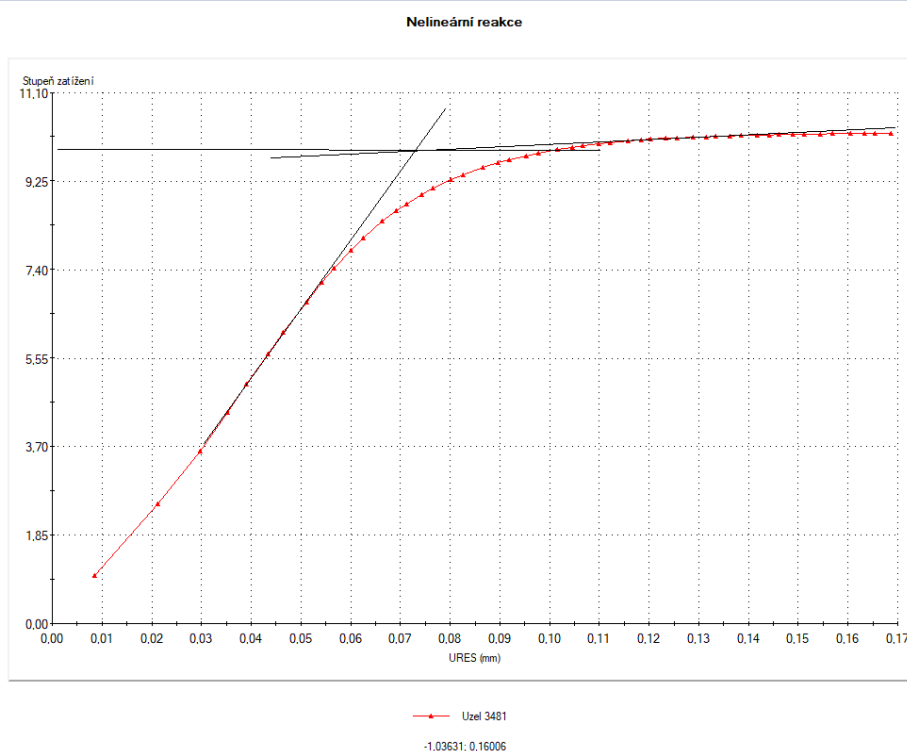
V analýze základní konstrukce došlo k ověření nosných částí z hlediska schopnosti přenést zatížení. Tato analýza však nesloužila k detailnímu posouzení pevnosti čepu. I když v čepu nedošlo k proplastizování materiálu, pro jeho přesnější posouzení v kritickém místě bude provedena samostatná nelineární pevnostní analýza.

6.4.1. Okrajové podmínky

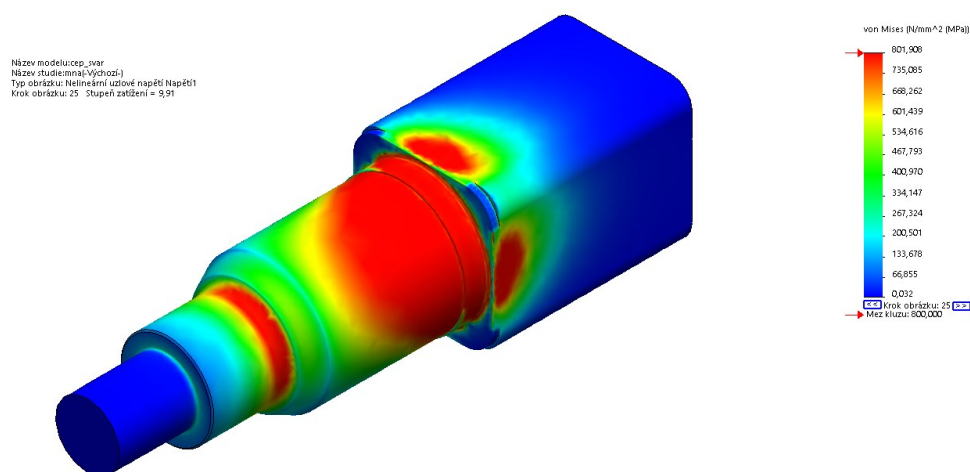


Obrázek 42: Okrajové podmínky výpočetního modelu čepu s umístěním sondy

Zatížení čepu odpovídá předchozím analýzám. Model je fixován na plochách simulujících uložení v jeklovém profilu, přičemž je omezen pohyb ve všech směrech. Výpočetní síť byla nastavena s maximální velikostí elementu 15 mm, přičemž v oblasti přechodů byla zjemněna na velikost 3 mm.



Obrázek 43: Zatěžovací charakteristika analýzy MNA sondy 3481



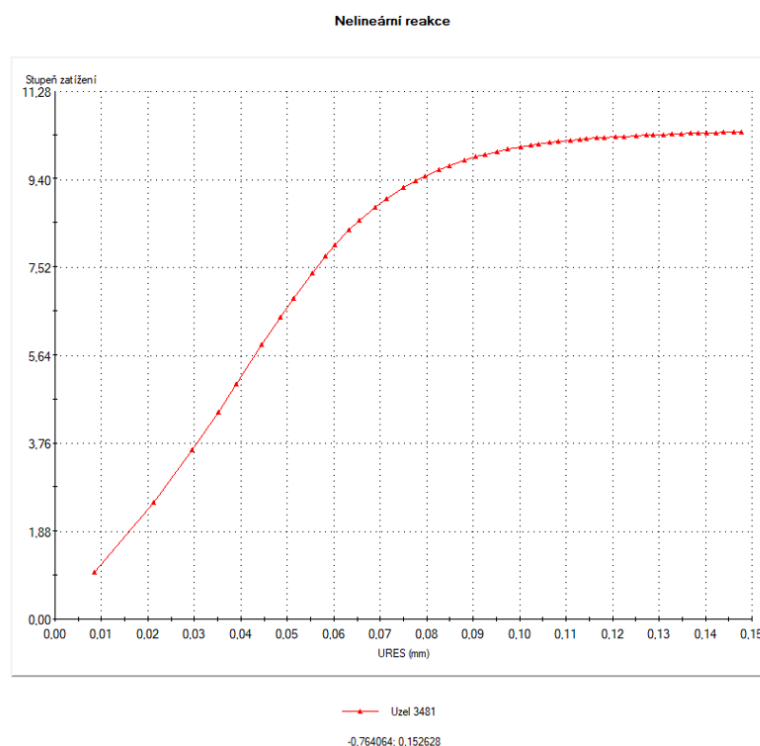
Obrázek 44: Výsledek MNA pro přechod na čepu

Ačkoli lineární analýza ukázala překročení meze kluzu v přechodové oblasti čepu, výsledky materiálově nelineární analýzy potvrdily, že materiál se až do stupně zatížení 7 chová elasticky. Následně, v rozsahu zatížení přibližně od 7 do 9,9, dochází k rozvoji plastických kloubů, poté nastává mezní stav plasticity (Obrázek 43). To ukazuje, že skutečná plastická deformace nastává při výrazně vyšším zatížení, než je návrhová hodnota, a čep tak disponuje značnou rezervou vůči mezi kluzu.

Následně byla provedena geometricky a materiálově nelineární analýza (GMNA) za účelem odhalení ztráty stability.

6.5. GMNA čepu

Okrajové podmínky byly nastaveny stejně jako u materiálově nelineární analýzy.



Obrázek 45: Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA sondy 3481

Výsledky geometricky a materiálově nelineární analýzy (GMNA) zaměřené na oblast čepu neprokázaly žádné známky ztráty stability. Po celou dobu zatěžování nedošlo k náhlé změně tuhosti, poklesu nosnosti ani k odklonu výpočtové křivky, které by naznačovaly nástup stabilitního selhání. Čep si zachoval stabilní mechanické chování i při současném zohlednění geometrických a materiálových nelinearit v kritické přechodové oblasti.

7. Vyhodnocení na únavu

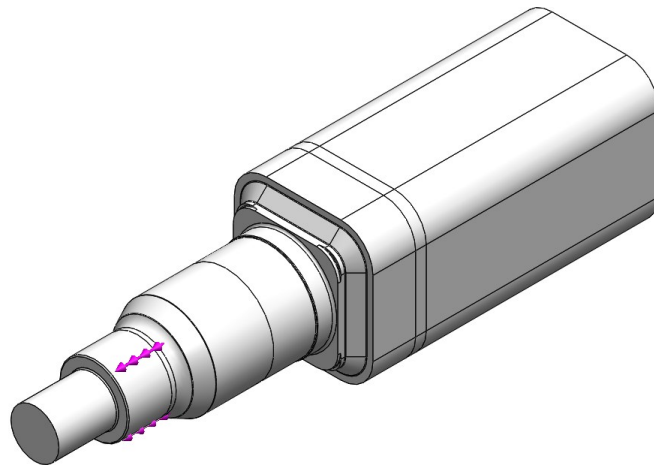
Ověření únavy komponenty je kritický krok v návrhu a analýze strojních součástí, zvláště když jsou vystaveny opakovanému zatížení. Cílem je zajistit, že komponenta spolehlivě vydrží očekávaný počet cyklů zatížení bez selhání. Vycházíme přitom z výsledků pevnostní analýzy, která nám identifikovala kritická místa – tedy oblasti s nejvyšší koncentrací napětí.

7.1. Zatížení modelu

Pro účely popisu pracovního stavu modelu bylo provedeno zjednodušení zatížení. Konstrukce bude vystavena dvěma definovaným stavům: statickému zatížení a amplitudovému zatížení, které je stanoveno jako 20 % hodnoty statického zatížení.

Toto rozdělení je zvoleno s ohledem na následný výpočet únavy, pro nějž bude použit Soderbergův vztah. Tento vztah totiž umožňuje zohlednit vliv jak amplitudového, tak i průměrného (statického) zatížení na únavovou životnost konstrukce.

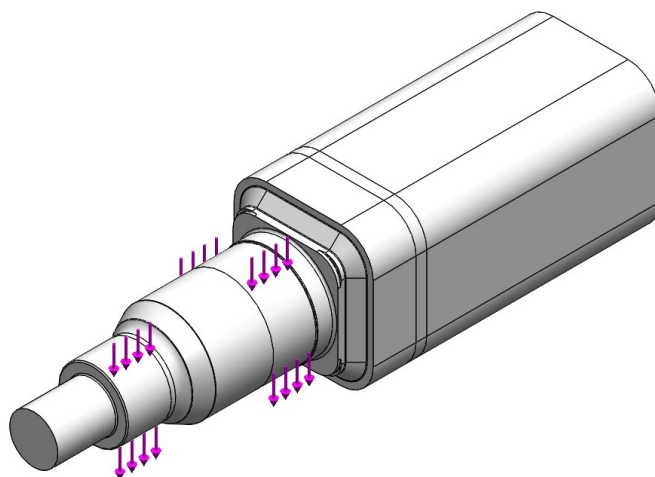
Dále bude ověření na vysokocyklovou únavu provedeno samostatně pro každý typ zatížení. Kritická část komponenty bude považována za vyhovující z hlediska vysokocyklové únavy, pokud součet poměrů zatížení vůči upravené mezi únavy klesne pod hodnotu 1.



Obrázek 46: Zatížení v ose X

$$F_{x,st\check{r}} = 27500N$$

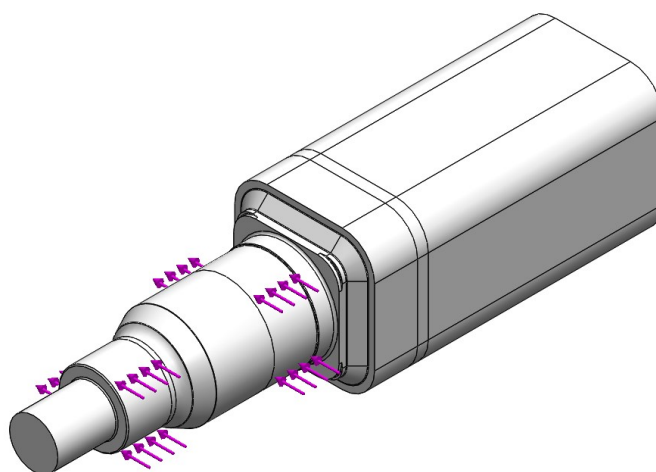
$$F_{x,ampl} = 5500 N$$



Obrázek 47: Zatížení v ose Y

$$F_{y,stř} = 23299 \text{ N}$$

$$F_{y,ampl} = 4660 \text{ N}$$



Obrázek 48: Zatížení v ose Z

$$F_{z,stř} = 16996 \text{ N}$$

$$F_{z,ampl} = 3399 \text{ N}$$

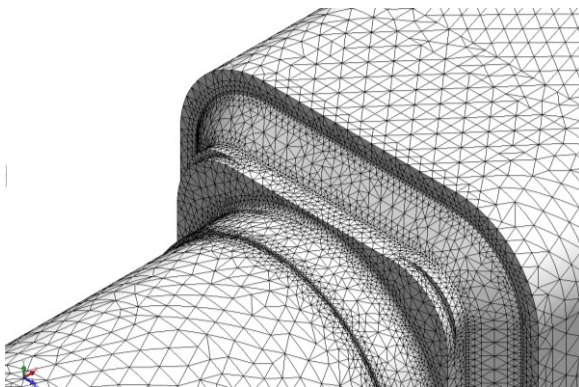
Stejně jako v pevnostní analýze představují síly zatížení působící na jedno ložisko. Zatížení od momentu nebylo v únavové analýze zohledněno, protože v posuzovaných kritických místech nevytváří samostatné namáhání. Tento moment se převážně přenáší do upevnění modelu. Uvažován je pouze v pevnostních analýzách, kde je cílem kompletní zohlednění všech působících sil.

7.2. Konvergence napětí

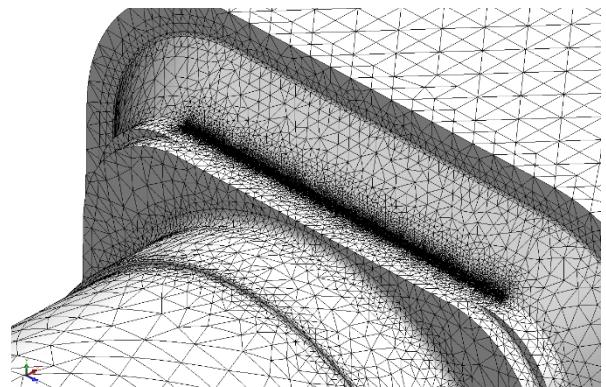
Při pevnostním posouzení konstrukčních prvků se vychází z nominálních napětí, která reprezentují globální napěťové pole a umožňují porovnání s mezí kluzu nebo mezními stavy plasticity. Pro tyto účely není detailní modelování vrubů nezbytné a postačí zjednodušená geometrie.

V případě únavové analýzy je však nutné vycházet ze špičkových napětí vznikajících v místech koncentrace, tedy ve vrubech, svarových přechodech apod. V těchto oblastech je klíčové zajistit dostatečnou hustotu výpočetní sítě a realistické zaoblení vrubů. Například u předního vrubu koutového svaru byl v této práci zvolen rádius R1. Příliš malý nebo nulový rádius může vést k nereálným hodnotám napětí a k nesprávnému vyhodnocení únavové životnosti.

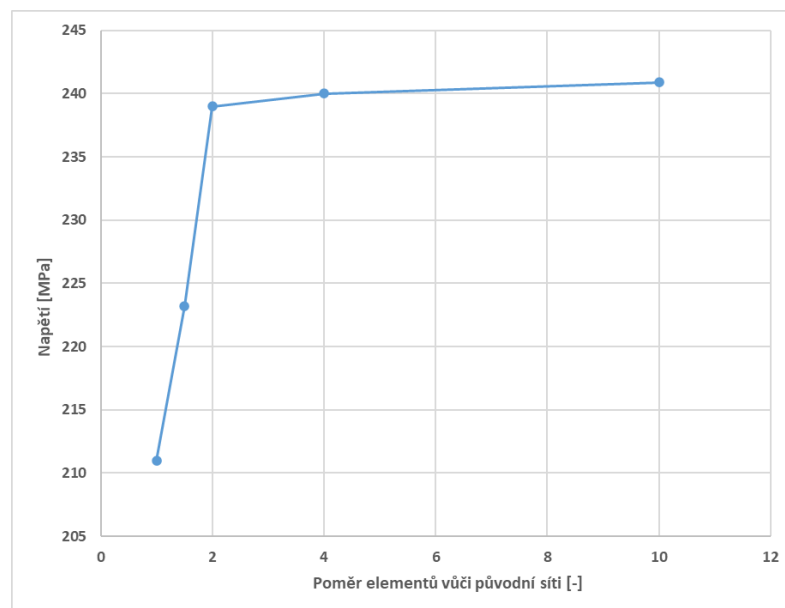
Pro zajištění věrohodnosti výsledků je nutné ověřit konvergenci napětí v oblasti vrubu.



Obrázek 49: Sít' konečných prvků před provedením konvergence napětí



Obrázek 50: Sít' konečných prvků s konvergencí sítě jedné desetiny původní velikosti elementů



Obrázek 51: Závislost napětí na hustotě prvkové sítě ve vrubu

Graf (Obrázek 51) Závislost napětí na hustotě prvkové sítě ve vrubu zachycuje průběh konvergenční studie, jejímž cílem bylo ověřit spolehlivost numericky získaných výsledků. Z počátečního nárůstu napětí s rostoucí jemností sítě vyplývá, že pro přesné zachycení lokálních koncentrací napětí je nutná dostatečně jemná síť. S dalším zmenšováním elementů však křivka postupně konvergovala a stabilizovala se přibližně na hodnotě 240 MPa při hustotě odpovídající dvojnásobku a vyššímu počtu elementů oproti původnímu stavu. Tato stabilizace potvrzuje konvergenci výsledků a ospravedlňuje zvolenou hustotu sítě jako dostatečnou pro další výpočty zaměřené na spolehlivé určení špičkových napětí.

Na základě výsledků této studie bude v dalších analýzách použita velikost prvků odpovídající přibližně jedné desetíně původní velikosti, čímž bude zajištěna dostatečná přesnost v kritických oblastech při zachování rozumné výpočetní náročnosti.

7.3. Stanovení upravené meze únavy

Odborná literatura [21] při postupu ověřování životnosti doporučuje stanovit mez únavy na základě Mischkeho analýzy [27] rozsáhlých výsledků zkoušek (zejména únavových zkoušek v ohybu za rotace). Mischke ukazuje, že mez únavy lze odhadnout z meze pevnosti (R_m). Tento vztah se vztahuje na vzorky zkoušené v ohybu za rotace. Pro nás je důležitý vztah pro oceli s mezí pevnosti do 1460 MPa [21, 27].

$$\sigma_c = 0,504 \cdot R_m \quad (28)$$

kde: σ_c [MPa] je mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace,
 R_m [MPa] je dolní mez pevnosti materiálu.

Únava materiálu je složitý jev a mez únavy stanovená v laboratorních podmínkách se neshoduje s únavovou mezí skutečných konstrukčních dílů. Je to způsobeno řadou faktorů jako je materiál, výroba, okolní vlivy a konstrukční návrh. Pro kvantifikaci těchto vlivů a korekci meze únavy se používá Marinova rovnice [21, 28].

$$\sigma'_c = \sigma_c \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad (29)$$

kde: σ'_c [MPa] je korigovaná mez únavy v kritickém místě součásti,
 k_a [–] je součinitel vlivu povrchu,
 k_b [–] je součinitel vlivu velikosti součásti,
 k_c [–] je součinitel vlivu typu zatížení,
 k_d [–] je součinitel vlivu provozní teploty,
 k_e [–] je součinitel vlivu požadované spolehlivosti,
 k_f [–] je součinitel dalších vlivů.

7.3.1. Součinitel vlivu povrchu

Zkoušené vzorky, jsou pro únavové zkoušky jemně broušené. Součinitel vlivu jakosti povrchu závisí na opracování povrchu a meze pevnosti povrchu. Koeficient k_a pro různé výrobní metody byl získán analýzou dat od Lipsona a Nolla, což Mischkemu umožnilo odvodit potřebný vzorec [29].

$$k_a = a \cdot R_m^b \quad (30)$$

kde: k_a [–] je součinitel vlivu povrchu,
 a [–] je násobitel součinitele vlivu povrchu,
 b [–] je exponent součinitele vlivu povrchu,
 R_m [MPa] je dolní mez pevnosti materiálu.

7.3.2. Součinitel vlivu velikosti součásti

Při stanovení meze únavy je nezbytné zohlednit vliv velikosti součásti, který se kvantifikuje pomocí součinitele k_b . Pro jeho určení bylo analyzováno 133 souborů experimentálních dat. Pro střídavé zatěžování ohybem v rotaci a v krutu lze součinitel k_b vyjádřit následujícími vztahy [21].

Pro rozsah průměrů $2,79 \text{ mm} \leq d \leq 51 \text{ mm}$:

$$k_b = 1,24d^{-0,107} \quad (31)$$

Pro rozsah průměrů $51 \text{ mm} < d \leq 254 \text{ mm}$

$$k_b = 1,51d^{-0,157} \quad (32)$$

kde: k_b [–] je součinitel vlivu velikosti součásti,
 d [mm] je průměr.

Problémy při aplikaci rovnice nastávají u nerotujícího ohybu nebo u nekruhových průřezů. V takových případech se zavádí efektivní rozměr d_e , který srovnává objem materiálu namáhaného nad 95 % maximálního napětí s objemem standardního zkušební vzorku. Tím se při výpočtu eliminuje vliv délkového rozměru [21].

Například pro d_e nerotující kruhový průřez se vypočítá:

$$d_e = 0,370 \cdot d \quad (33)$$

kde: d [mm] je průměr,
 d_e [mm] je efektivní průměr.

Pro nerotující obdélníkový průřez:

$$d_e = 0,808 \cdot \sqrt{h \cdot b} \quad (34)$$

kde: h [mm] výška obdélníkového průřezu,
 b [mm] šířka obdélníkového průřezu.

7.3.3. Součinitel vlivu typu zatížení

Výpočet upravené meze únavy vychází z experimentů za ohybu a rotace. Při změně zatížení se tedy změní i mez únavy [21].

Průměrné hodnoty součinitele k_c pro jednotlivé typy zatěžování jsou následující [21].

Pro ohyb: $k_c = 1$

Pro tah-tlak: $k_c=0,85$

Pro krut: $k_c=0,59$

7.3.4. Součinitel vlivu provozní teploty

Součinitel vlivu teploty k_b je klíčový pro predikci únavové životnosti, neboť provozní teplota výrazně ovlivňuje mechanické vlastnosti materiálu. Nízké teploty (pod pokojovou) zvyšují riziko křehkého porušení, zatímco vysoké teploty mohou vést k trvalým deformacím v důsledku poklesu meze kluzu a k creepu [21].

Pro naše účely budeme předpokládat pracovní teplotu 20 °C, kde je součinitel provozní teploty roven 1.

7.3.5. Součinitel vlivu požadované spolehlivosti

Při stanovení meze únavy je nutné zohlednit spolehlivost dat a požadovanou spolehlivost konstrukčního dílu. Údaje o mezi únavy vykazují přirozený rozptyl; podle publikovaných dat (např. od Haugena a Wirschinga [30]) je variační koeficient meze únavy menší než 0,08 [30].

S ohledem na tuto variabilitu se zavádí součinitel spolehlivosti k_e , který kvantifikuje vliv požadované spolehlivosti. Pro jeho výpočet se používá následující vztah [30].

$$k_e = 1 - 0,08z_a \quad (35)$$

kde: z_a [-] je normovaná náhodná veličina.

7.3.6. Součinitel dalších vlivů

Zde jsou uvedeny další faktory ovlivňující životnost materiálu, z nichž však v této práci zohledňujeme pouze vliv koroze.

Zbytková napětí:

Technologické operace (např. válcování, tažení) vytvářejí zbytková napětí. Tlaková zbytková napětí v povrchových vrstvách mohou mez únavy zvýšit, zatímco tahová mohou vést k jejímu poklesu (až o 10-20 %). U povrchově upravených materiálů (např. cementovaných) závisí vznik únavových trhlin na rozložení napětí – mohou vznikat na povrchu nebo pod ním [21].

Vliv koroziho prostředí:

Agresivní prostředí výrazně snižuje únavovou životnost materiálu. Dlouhodobé působení koroze může zcela zrušit mez únavy, protože se nejedná o stabilní, ale o časově závislý proces porušování. Mezi faktory, které negativně ovlivňují únavovou životnost, patří, střední nebo statické napětí, střídavé napětí, teplota, frekvence zatěžování atd. [21].

Elektrochemické pokovování:

Galvanické pokovení chromem může snížit mez únavy až o 50 %. Pokovení měkkými neželeznými kovy (zinek, cín) má malý vliv, zatímco anodická oxidace lehkých slitin snižuje mez únavy v ohybu o 39 %, ale neovlivňuje mez únavy v krutu [21].

Žárové nanášení rozprášeného kovu – metalizace:

Po metalizaci mohou vznikat vady iniciující trhliny. Pokles únavové pevnosti v takto upravených površích je omezený, typicky do 14 % [21].

Frekvence zatěžování:

Vliv frekvence zatěžování je obvykle zanedbatelný, avšak stává se významným při zvýšených teplotách nebo v korozním prostředí. Při klesající frekvenci zatěžování (nebo rostoucí teplotě) se rychlost šíření trhlin zkracuje, což může ovlivnit úroveň únavové životnosti [21].

Tření třením (fretting) / Vibrační koroze:

Fretting je důsledek cyklických mikroskopických pohybů mezi pevně spojenými povrchy. Vede ke vzniku povrchových vad (pittingu) a následně k únavovému lomu. Součinitel zohledňující fretting se pohybuje v rozmezí 0,24-0,90 a závisí na spojených součástech [21].

7.3.7. Součinitel vrubu

Vrubový součinitel β_v vyjadřuje zesílení napětí v důsledku geometrických nespojitostí a používá se zejména v případech, kdy vrub není detailně modelován. V této práci nebylo jeho použití v základním výpočetním modelu nutné, protože vrubové oblasti byly modelovány s reálnou geometrií včetně zaoblení. Navíc byla provedena konvergenční analýza sítě, která potvrdila stabilitu a přesnost vypočtených špičkových napětí. Tyto napěťové hodnoty tak již zahrnují vliv koncentrace napětí a není nutné je dále násobit vrubovým součinitelem. V případě potřeby bude jeho použití uvedeno samostatně [21].

7.3.8. Kontrola bezpečnosti podle Soderbergova kritéria

Pro posouzení únavové bezpečnosti součásti se dosadí vypočtené amplitudy a střední napětí do Soderbergova kritéria, které zohledňuje vliv středního napětí [21].

$$\frac{\sigma_a}{\sigma'_c} + \frac{\sigma_{stř}}{R_e} \leq 1 \quad (36)$$

kde: σ_a [MPa] je napětí vzniklé amplitovými zatížením,
 $\sigma_{stř}$ [MPa] je napětí vzniklé středními zatížením,
 σ'_c [MPa] je korigovaná mez únavy v kritickém místě součásti,
 R_e [MPa] je dolní mez kluzu materiálu.

8. Ověření únavy pro kritické oblasti

8.1. Přejchod čepu

Analýza kritického průřezu čepu, zhotoveného z materiálu 34CrNiMo6 s pevností 1000 MPa, vyžaduje stanovení meze únavy. Pro účely této práce je pro výpočet meze únavy využita empirická rovnice od Mischkeho [27], která zohledňuje základní materiálové charakteristiky.

$$\sigma_{c,\check{c}} = 0,504 \cdot R_{m,\check{c}}$$

$$\sigma_{c,\check{c}} = 504 \text{ MPa}$$

Tabulka 4: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro přechod čepu

Koeficient	Hodnota [-]	Poznámka
Vlivu povrchu	0,72	Obrobený povrch
Vlivu velikosti	0,86	Kruhový nerotační průřez
Typu zatížení	0,85	Pro tahové zatížení
Provozní teploty	1	
Požadované spolehlivosti	0,81	Pro spolehlivost 99 %
Dalších vlivů	0,5	Kombinace bezpečnosti a korozního prostředí

Mez únavy je dále modifikována s ohledem na druh zatížení, konkrétně pro tahové a ohybové namáhání. Tato úprava se projevuje v aplikaci specifického koeficientu typu zatížení v případě tahového namáhání.

V tahovém zatížení, působí koeficient typu zatížení.

$$\sigma'_{c,\check{c},tah} = 108,7 \text{ MPa}$$

V ohybovém zatížení, tento koeficient nepůsobí.

$$\sigma'_{c,\check{c},ohyb} = 127,9 \text{ MPa}$$

Tabulka 5: Napětí podle zatížení v globálních osách pro přechodu čepu

Osa	Střední napětí [MPa]	Amplituda napětí [MPa]
X	16,8	3,4
Y	190	25,4
Z	127	38,2

Pro verifikaci odolnosti kritického místa vůči vysoko-cyklové únavě je aplikováno Soderbergovo kritérium [21]. Podle tohoto kritéria musí součet v jednotlivých osách dosáhnout hodnoty rovné nebo menší než 1, což indikuje splnění požadavků na únavovou životnost.

Tabulka 6: Životnost podle zatížení v globálních osách pro přechodu čepu

Osa	Životnost [-]
X	0,052
Y	0,537
Z	0,357
Σ	0,947

Suma zatížení v jednotlivých osách vyšla pro přechod čepu menší než 1, což znamená, že z hlediska vysokocyklové únavy je tato oblast vyhovující i při uvažovaném (fiktivním) zatížení. Přestože při pevnostní analýze došlo k lokálnímu překročení meze kluzu, z pohledu únavové životnosti čep vyhovuje.

8.2. Pata koutového svaru

Pro posouzení paty koutového svaru, jenž je zhotoven z materiálu UNIONX90 s mezí pevnosti 950 MPa, je klíčové určit jeho mez únavy. Pomocí rovnice od Mischkeho [27], můžeme tedy vypočítat mez únavy.

$$\sigma_{c,S} = 0,504 \cdot R_{m,\check{c}}$$

$$\sigma_{c,S} = 478,8 \text{ MPa}$$

Tabulka 7: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro patu koutového svaru

Koeficient	Hodnota [-]	Poznámka
Vlivu povrchu	0,3	Neupravený svarový spoj
Vlivu velikosti	0,76	Čtvercový nerotační průřez
Typu zatížení	0,85	Pro tahové zatížení
Provozní teploty	1	
Požadované spolehlivosti	0,81	Pro spolehlivost 99 %
Dalších vlivů	0,5	Kombinace bezpečnosti a korozního prostředí

Mez únavy je následně upravena podle typu zatížení, pro tah a ohyb.

V tahovém zatížení, působí koeficient typu zatížení.

$$\sigma_{c,S,tah} = 37,1 \text{ MPa}$$

V ohybovém zatížení, tento koeficient nepůsobí.

$$\sigma_{c,S,ohyb} = 43,6 \text{ MPa}$$

Tabulka 8: Napětí podle zatížení v globálních osách pro patu koutového svaru

Osa	Střední napětí [MPa]	Amplituda napětí [MPa]
X	21	4,2
Y	241	48,5
Z	43	8,6

Pro upravené meze únavy podle typu zatížení použijeme Soderbergovo kritérium [21]. Součet v osách musí vyjít ≤ 1 , aby kritické místo přežilo vysokocyklovou únavu.

Tabulka 9: Životnost podle zatížení v globálních osách pro patu koutového svaru

Osa	Životnost [-]
X	0,137
Y	1,383
Z	0,246
Σ	1,776

Suma zatížení v jednotlivých osách vyšla pro přední část koutového svaru větší než 1, což znamená, že z hlediska vysokocyklové únavy je tato oblast nevyhovující při uvažovaném (fiktivním) zatížení. Největší příspěvek k překročení limitní hodnoty má složka zatížení v ose Y, která odpovídá tíhovému působení celého stroje.

8.3. Kořen koutového svaru

V oblasti kořene koutového svaru dochází k přechodu mezi dvěma materiály s výrazně odlišnou mezí pevnosti. Z tohoto důvodu je nutné při posouzení vycházet z pevnostních parametrů slabšího materiálu. V daném místě se jedná o přechod mezi svarovým kovem typu UNION X90 s mezí pevnosti přibližně 950 MPa a materiálem jeklového profilu S355J2, jehož mez pevnosti činí přibližně 470 MPa.

$$\sigma_{c,P} = 0,504 \cdot R_{m,P}$$

$$\sigma_{c,P} = 236,9 \text{ MPa}$$

Tabulka 10: Koefficienty pro korigovanou mez únavy pro kořen koutového svaru

Koeficient	Hodnota [-]	Poznámka
Vlivu povrchu	0,597	Neupravený svarový spoj
Vlivu velikosti	0,755	Čtvercový nerotační průřez
Typu zatížení	0,85	Pro tahové zatížení
Provozní teploty	1	
Požadované spolehlivosti	0,81	Pro spolehlivost 99 %
Dalších vlivů	0,5	Kombinace bezpečnosti a korozního prostředí

Mez únavy je následně upravena podle typu zatížení, pro tah a ohyb.

V tahovém zatížení, působí koeficient typu zatížení.

$$\sigma_{c,P,tah} = 36,9 \text{ MPa}$$

V ohybovém zatížení, tento koeficient nepůsobí.

$$\sigma_{c,P,ohyb} = 43,44 \text{ MPa}$$

Tabulka 11: Napětí podle zatížení v globálních osách pro kořen koutového svaru

Osa	Střední napětí [MPa]	Amplituda napětí [MPa]
X	37	7,4
Y	366	74
Z	74	17,5

Pro upravené meze únavy podle typu zatížení použijeme Soderbergovo kritérium [21]. Součet v osách musí vyjít ≤ 1 , aby kritické místo přežilo vysokocyklovou únavu.

Tabulka 12: Životnost podle zatížení v globálních osách pro kořen koutového svaru

Osa	Životnost [-]
X	0,305
Y	2,734
Z	0,611
Σ	3,65

Suma zatížení v jednotlivých směrech překročila hodnotu 1 v oblasti kořene koutového svaru, což značí, že tato oblast nevyhovuje z hlediska vysokocyklové únavy při uvažovaném (fiktivním) zatížení. Největší podíl na překročení má složka zatížení v ose Y, která odpovídá tíhovému působení celého stroje.

8.4. Děrový svar

Stejně jako u kořenu děrového svaru se v daném místě se jedná o přechod mezi svarovým kovem typu UNION X90 s mezí pevnosti přibližně 950 MPa a materiálem jeklového profilu S355J2, jehož mez pevnosti činí přibližně 470 MPa. Proto musíme vycházet z pevnosti slabšího materiálu.

$$\sigma_{c,P} = 0,504 \cdot R_{m,P}$$

$$\sigma_{c,P} = 236,9 \text{ MPa}$$

Tabulka 13: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro kořen děrového svaru

Koeficient	Hodnota [-]	Poznámka
Vlivu povrchu	0,597	Neupravený svarový spoj
Vlivu velikosti	1,028	Kruhový nerotační průřez
Typu zatížení	0,85	Pro tahové zatížení
Provozní teploty	1	
Požadované spolehlivosti	0,81	Pro spolehlivost 99 %
Dalších vlivů	0,5	Kombinace bezpečnosti a korozního prostředí

Mez únavy je následně upravena podle typu zatížení, pro tah a ohyb.

V tahovém zatížení, působí koeficient typu zatížení.

$$\sigma_{c,P,tah} = 50,3 \text{ MPa}$$

V ohybovém zatížení, tento koeficient nepůsobí.

$$\sigma_{c,P,ohyb} = 59,14 \text{ MPa}$$

Tabulka 14: Napětí podle zatížení v globálních osách pro kořen děrového svaru

Osa	Střední napětí [MPa]	Amplituda napětí [MPa]
X	44,4	9
Y	232	46,7
Z	273	54,6

Pro upravené meze únavy podle typu zatížení použijeme Soderbergovo kritérium [21]. Součet v osách musí vyjít ≤ 1 , aby kritické místo přežilo vysokocyklovou únavu.

Tabulka 15: Životnost podle zatížení v globálních osách pro kořen děrového svaru

Osa	Životnost [-]
X	0,304
Y	1,443
Z	1,692
Σ	3,44

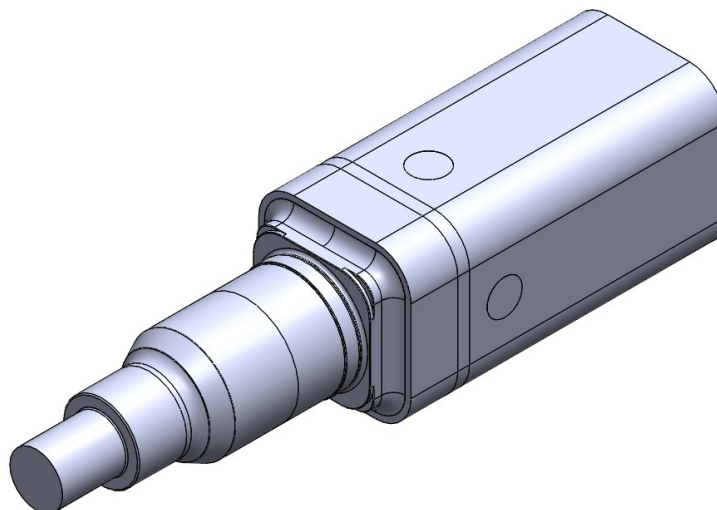
Suma zatížení v jednotlivých směrech překročila hodnotu 1 v oblasti kořene koutového svaru, což značí, že tato oblast nevyhovuje z hlediska vysokocyklové únavy při uvažovaném (fiktivním) zatížení. Největší podíl na překročení mají složky zatížení v ose Y a Z. Kde osa Y odpovídá tíhovému zatížení od stroje a osa Z je brzdné síla.

Únavová analýza původní konstrukce ukázala, že požadovanou životnost splňuje pouze oblast přechodu čepu. Ostatní kritická místa, zejména kořeny svarů, včetně koutových a děrových svarů, vykazovala výrazné překročení meze únavové životnosti. Tato místa tak představují potenciální zdroje poruch při dlouhodobém zatížení. Z tohoto důvodu byly navrženy konstrukční úpravy cíleny především na zlepšení únavových vlastností těchto oblastí.

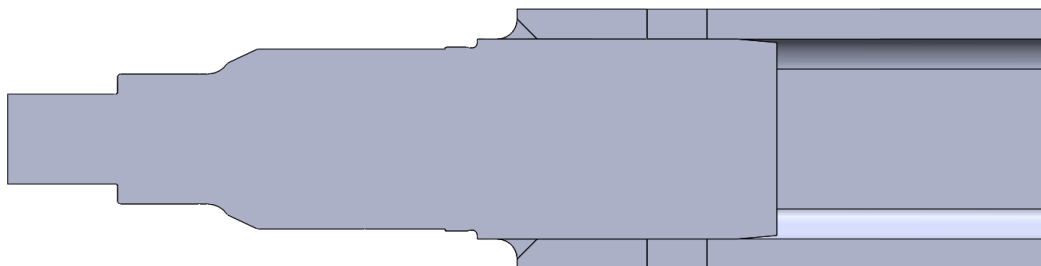
9. Analýza upraveného modelu

Úpravy původního modelu vycházely z výsledků pevnostní a únavové analýzy, které identifikovaly kritická místa konstrukce. Ačkoli nelineární a únavová analýza v přechodové oblasti čepu potvrdila vyhovující chování, byla provedena drobná úprava geometrie za účelem zlepšení přenosu napětí. V přechodu byl zaveden zápich tvaru E podle normy ISO 18388. Čep byl osazen do jeklového profilu s přechodným uložením s mírným přesahem, čímž se snížilo vznikání koncentrací napětí v oblasti kořenů svarových spojů. Spojení čepu s jeklovým profilem bylo provedeno nejprve půl V svarem, na který byl následně navařen koutový svar, přičemž jeho povrch byl následně přebroušen za účelem snížení vrubového účinku. Vzhledem k výskytu zvýšených napětí v oblasti kořenů děrových svarů byly na zbývajících dvou stranách profilu doplněny další dva svary pro rovnoměrnější rozložení zatížení.

Z důvodu změny geometrie bylo nutné model upravit a nově jej vymodelovat jako sestavu. Nastavení okrajových podmínek však zůstalo shodné s původním modelem.

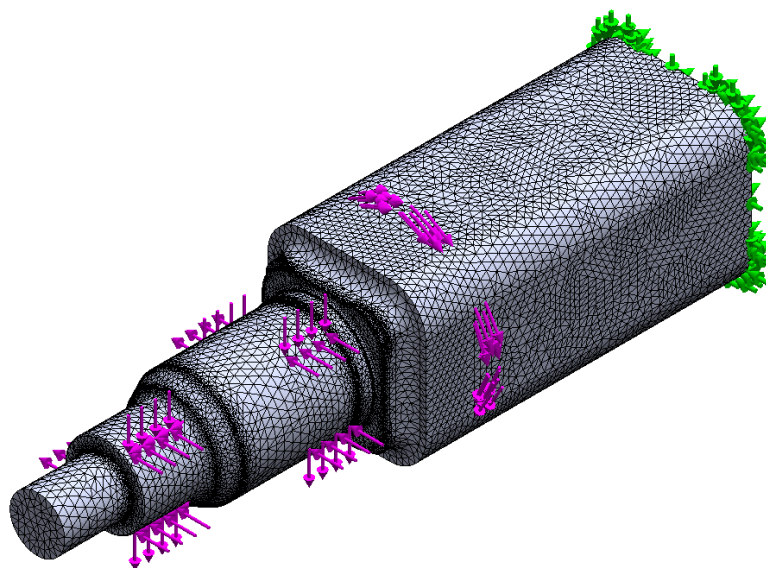


Obrázek 52: Upravený model



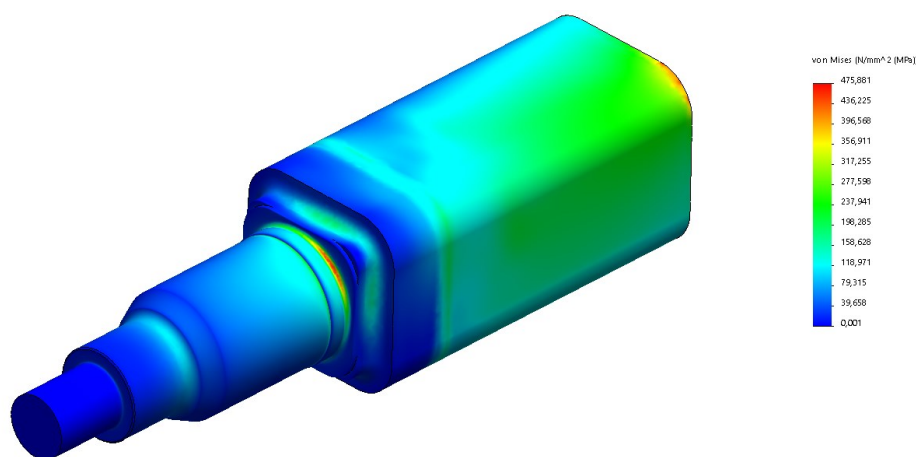
Obrázek 53: Řez upraveným modelem

9.1. Pevnostní analýza upraveného modelu



Obrázek 54: Okrajové podmínky upraveného modelu

Okrajové podmínky zůstaly stejné jako u původní pevnostní lineární analýzy.



Obrázek 55: Zobrazení redukovaného napětí (dle HMM) původní konstrukce při pevnostní lineární analýze upraveného modelu

Vzhledem k charakteru modelované geometrie nelze v oblasti kořene koutového svaru a děrového svaru spolehlivě vyhodnocovat napětí na základě špičkových hodnot. V těchto místech nelze z důvodu kontaktního rozhraní vytvořit dostatečně přesnou geometrii pro numerický výpočet, což vede k narušení konvergence napětí a ke vzniku numerických nepřesností. Proto je nutné v daných oblastech vycházet z nominálních napětí, která jsou následně upravena pomocí součinitele vrubu. Pro tyto typy svarového spoje je v odborné literatuře doporučena hodnota součinitele 2,7 [26].

Tabulka 16: Porovnání napětí lineární analýzy původního a upraveného modelu

Kritická oblast	Maximální pseudoelastické napětí upraveného [MPa]	Maximální pseudoelastické napětí původního [MPa]	Dovolená mez napětí [MPa]
Přechod na čepu	459,7	572,2	533
Koutový svar – pata	185	474,4	415
Koutový svar – kořen	207,9	800,4	166
Děrový svar – kořen	239	966,7	166

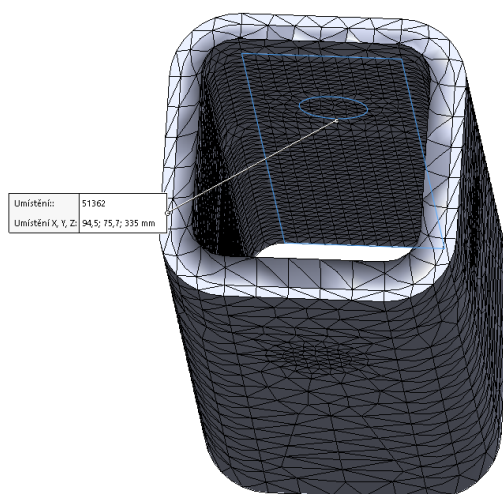
Z tabulky je patrné, že ve všech sledovaných oblastech došlo po konstrukčních úpravách k výraznému poklesu maximálního pseudoelastického napětí. Nejvýraznější snížení bylo dosaženo v oblasti kořene děrového svaru (z 966,7 MPa na 239 MPa) a kořene koutového svaru (z 800,4 MPa na 207,9 MPa). Přesto však ani upravené hodnoty napětí v těchto svarových oblastech nevyhovují dovolené mezi napětí, která činí 166 MPa. Výjimkou je pouze pata koutového svaru, která po úpravě již mez napětí splňuje.

V oblasti přechodu čepu napětí kleslo z 572,2 MPa na 459,7 MPa, čímž se dostalo pod dovolenou mez 533 MPa, a tedy tato oblast nově vyhovuje i při lineární analýze.

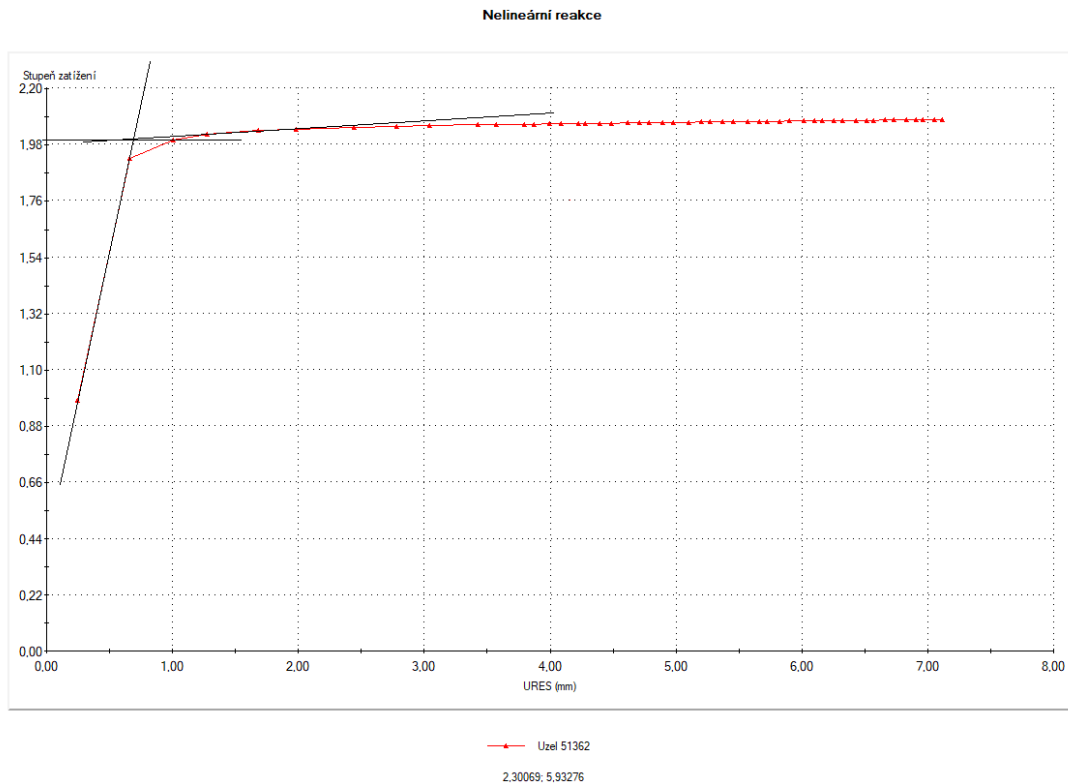
I přes významné snížení napětí v jednotlivých kritických oblastech svarů, tak v lineární pevnostní analýze stále dochází k překročení dovolených hodnot. Z tohoto důvodu bude nutné přistoupit k nelineární pevnostní analýze, která lépe zohlední plastické chování materiálu a umožní přesnější posouzení skutečné bezpečnosti konstrukce.

9.2. MNA upravené konstrukce

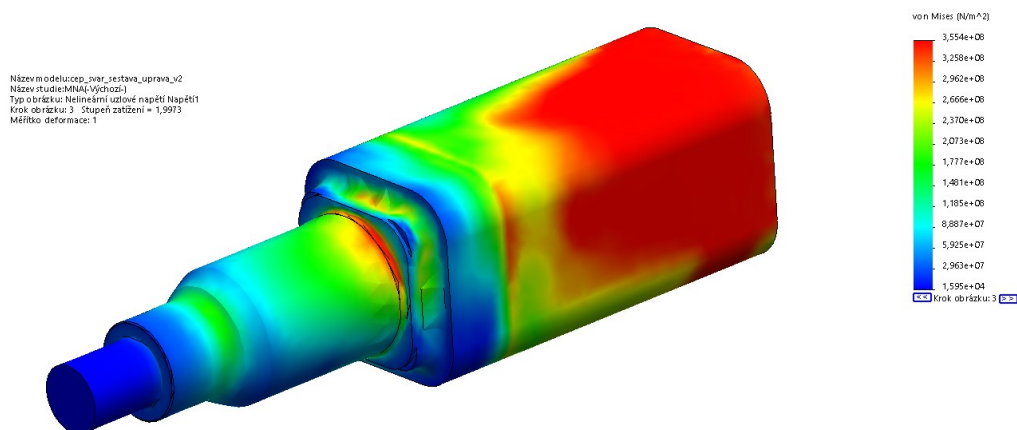
Základní nastavení okrajových podmínek zůstává shodné s analýzou původní konstrukce. Jedinou změnou je úprava hustoty sítě. Vzhledem k tomu, že nová konstrukce je složena z více dílů, jedná se o kontaktní úlohu, která výrazně zvyšuje výpočetní náročnost. Z tohoto důvodu bylo nutné snížit celkový počet konečných prvků. Základní síť byla nastavena na velikost prvku 15 mm a zjemnění sítě na 6 mm, které bylo nastaveno jen na vnitřní stranu jeklového profilu.



Obrázek 56: Pozice sondy 51362 pro vykreslení zatěžovací charakteristiky



Obrázek 57: Zatěžovací charakteristika analýzy MNA sondy 51362



Obrázek 58: Výsledek MNA pro kořen děrového svaru

Z hlediska pevnosti došlo u upraveného modelu k výraznému zlepšení v lineární analýze, zejména v oblasti svarových spojů, kde došlo k výraznému snížení maximálních napětí. Přesto však napětí v kořenu svaru překračovalo dovolenou mez, a proto byla provedena materiálově nelineární analýza (MNA). Výsledky této analýzy však ukázaly, že plastické chování upraveného modelu je velmi podobné jako u původní konstrukce. V kritických svarových oblastech nebyla dosažena požadovaná bezpečnost 2,15, která vychází z kombinace obecného bezpečnostního koeficientu 1,5 a koeficientu svaru 0,7 [23].

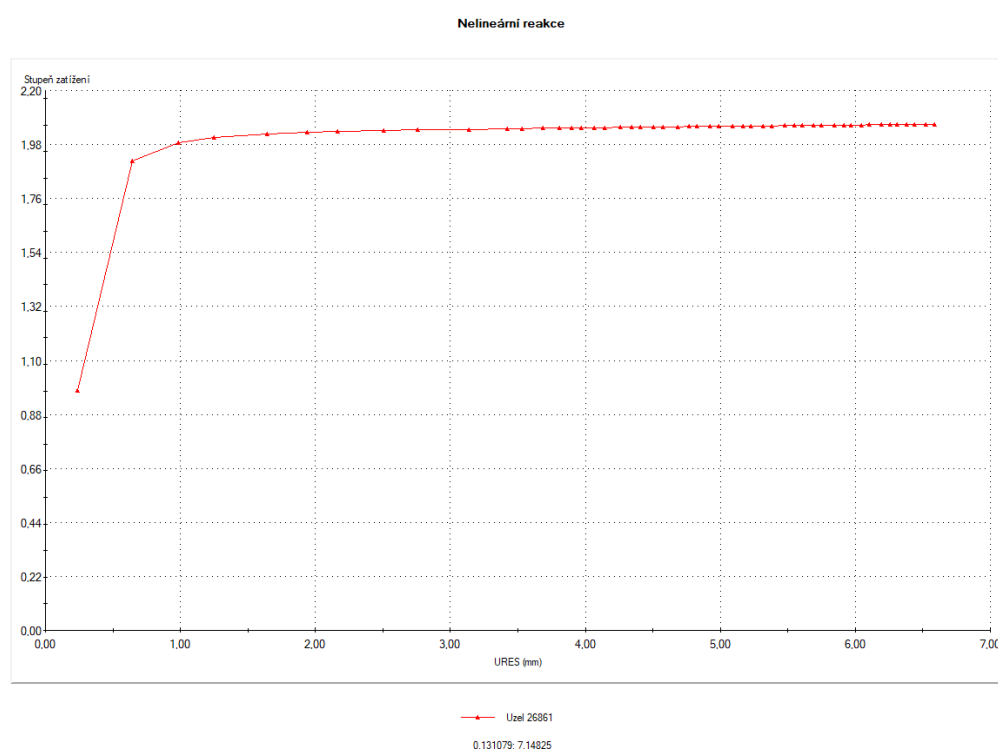
Podle normy ČSN 69 0010 – část 6.3 je však možné tento koeficient zvýšit až na 0,9, pokud budou svarové spoje kontrolovány nedestruktivní metodou, například ultrazvukem. V takovém případě by požadovaná bezpečnost klesla na 1,7, což by konstrukce podle výsledků nelineární analýzy již splňovala. Tím by bylo možné upravený návrh z hlediska pevnosti považovat za bezpečný, za předpokladu provádění předepsané kontroly svarových spojů ve výrobě [23].

U upraveného modelu kořene koutového svaru byly výsledky nelineárních analýz téměř shodné s výsledky pro kořen děrového svaru, a proto jsou uvedeny pouze výsledky týkající se kořene děrového svaru.

Dále byla provedena geometricky materiálová nelineární analýza pro odhalení ztráty stability.

9.3. GMNA upravené konstrukce

Okrajové podmínky v této analýze jsou stejné jako u předchozí analýzy.



Obrázek 59: Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA upravené konstrukce

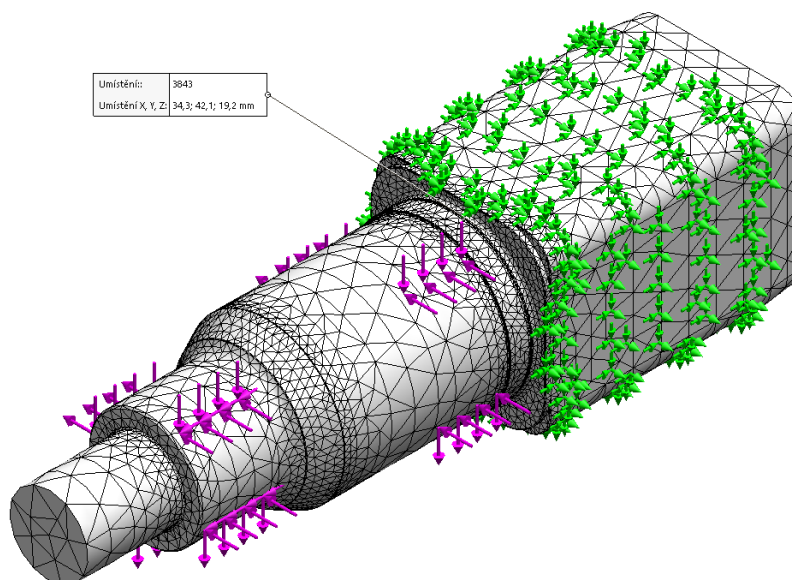
Výsledky geometricky a materiálově nelineární analýzy (GMNA) pro upravený model rovněž neprokázaly vznik ztráty stability. V průběhu celého zatěžovacího procesu nedošlo k náhlému poklesu tuhosti, snížení nosnosti ani k odklonu výpočtové křivky, které by naznačovaly vznik stabilitního selhání. Konstrukce tedy i po provedených úpravách vykazuje stabilní mechanické chování při současném zohlednění geometrických i materiálových nelinearit.

9.4. MNA upraveného čepu

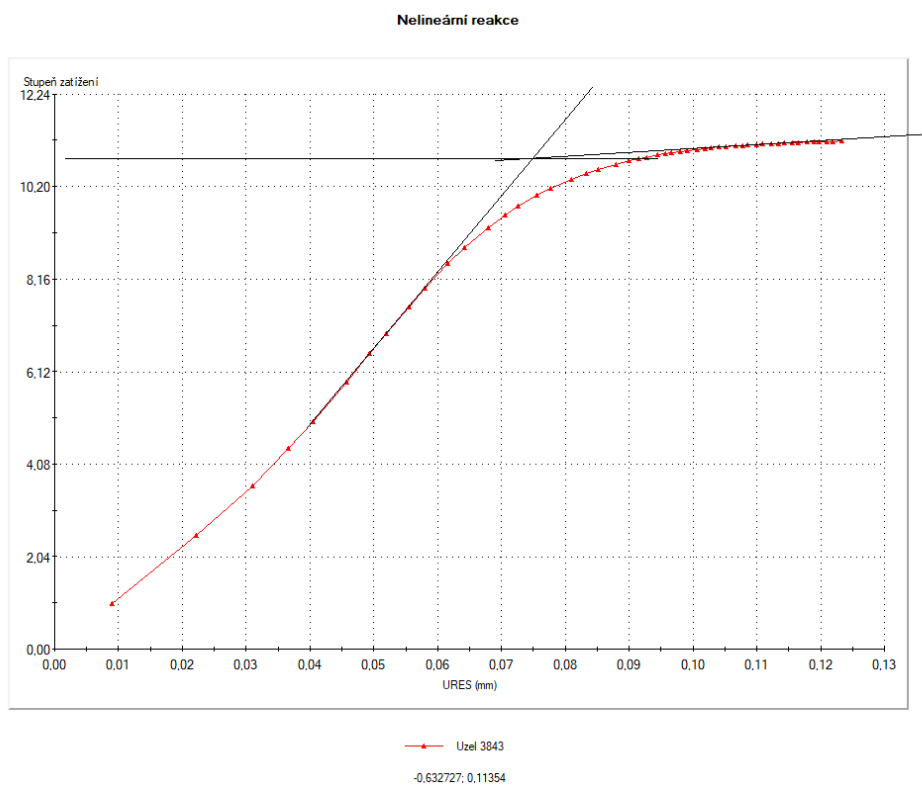
V analýze upravené konstrukce bylo opět ověřeno chování hlavních nosných částí z hlediska schopnosti bezpečně přenášet zatížení. Stejně jako u původního modelu však tato analýza neslouží k detailnímu posouzení pevnosti čepu. Ačkoli ani v tomto případě nedošlo v čepu k proplastizování materiálu, pro přesnější vyhodnocení napěťového stavu v jeho kritickém

přechodu bude provedena samostatná nelineární pevnostní analýza. Tím bude možné lépe posoudit lokální účinky.

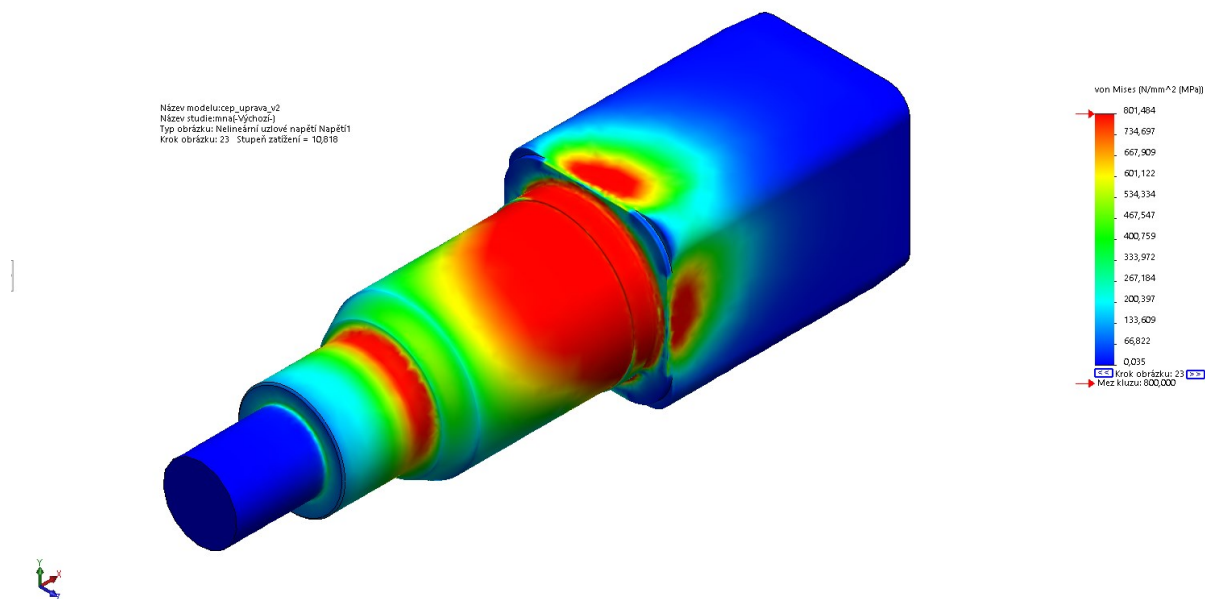
Jak bylo popsáno v kapitole 9, úprava čepu byla hlavně v jeho přechodu, kde byl vytvořen zápich tvaru E. Dále se také změnila velikost bloku vkládaného do jeklového profilu, pro vymezení vůle.



Obrázek 60: Okrajové podmínky upraveného modelu čepu s místem sledování zatěžovací charakteristiky



Obrázek 61: Zatěžovací charakteristika MNA pro sondu 3843



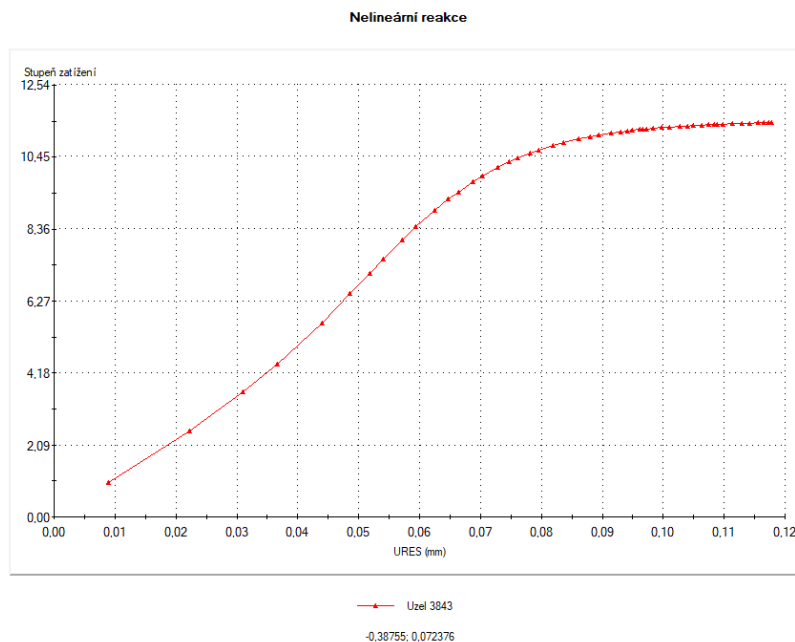
Obrázek 62: Výsledek GMNA pro upravený čep

Výsledky nelineární analýzy potvrdily, že k plastické deformaci materiálu dochází až při zatížení přibližně desetinásobně vyšším, než je uvažované návrhové zatížení. Konstrukční úpravy tedy neměly negativní vliv na rezervu pevnosti v této oblasti.

Následně byla provedena geometricky a materiálově nelineární analýza (GMNA) za účelem odhalení ztráty stability.

9.5. GMNA upraveného čepu

Okrajové podmínky zůstávají stejné jako u původní analýzy.



Obrázek 63: Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA kořene děrového svaru upraveného modelu

Geometricky a materiálově nelineární analýza (GMNA) upraveného čepu neprokázala žádné známky ztráty stability. Během zatěžování nedošlo k poklesu tuhosti ani odklonu výpočtové křivky. Čep si zachoval stabilní chování i při zohlednění geometrických a materiálových nelinearit v přechodové oblasti.

10. Ověření na únavu upraveného čepu

Na základě výsledků únavové analýzy původní konstrukce, která ukázala nevyhovující chování zejména v kritických místech svarových spojů, byly provedeny konstrukční úpravy zaměřené na zlepšení únavové životnosti. Úpravy se týkaly především tvarových změn v oblastech s vysokou koncentrací napětí, optimalizace svarových detailů a úprav napojení jednotlivých částí konstrukce.

V této kapitole je provedeno ověření účinnosti těchto změn formou opakované únavové analýzy. Okrajové podmínky, způsob zatížení a nastavení výpočtu zůstávají totožné s původní analýzou, aby bylo možné výsledky mezi oběma variantami přímo porovnat.

10.1. Přechod na čepu

Vycházíme ze stejných materiálových vlastností jako u původního čepu.

$$\sigma_{c,\check{c}} = 504 \text{ MPa}$$

Tabulka 17: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro upravený přechod na čepu

Koeficient	Hodnota [-]	Poznámka
Vlivu povrchu	0,72	Obrobený povrch
Vlivu velikosti	0,86	Kruhový nerotační průřez
Typu zatížení	0,85	Pro tahové zatížení
Provozní teploty	1	
Požadované spolehlivosti	0,81	Pro spolehlivost 99 %
Dalších vlivů	0,5	Kombinace bezpečnosti a korozního prostředí

Nedošlo k pozměnění koeficientu.

Dále upravíme mez únavy.

V tahovém zatížení, působí koeficient typu zatížení.

$$\sigma_{c,\check{c},tah} = 108,7 \text{ MPa}$$

V ohybovém zatížení, tento koeficient nepůsobí.

$$\sigma_{c,\check{c},ohyb} = 127,9 \text{ MPa}$$

Tabulka 18: Napětí podle zatížení v globálních osách pro upravený přechod čepu

Osa	Střední napětí [MPa]	Amplituda napětí [MPa]
X	12,8	2,6
Y	156,2	31,2
Z	113,7	23

Pro verifikaci odolnosti kritického místa vůči vysoko-cyklové únavě je aplikováno Soderbergovo kritérium [21]. Podle tohoto kritéria musí součet v jednotlivých osách dosáhnout hodnoty rovné nebo menší než 1, což indikuje splnění požadavků na únavovou životnost.

Tabulka 19: Životnost podle zatížení v globálních osách pro upravený přechod čepu

Osa	Životnost [-]
X	0,04
Y	0,439
Z	0,322
Σ	0,801

V původní únavové analýze přechodu čepu bylo zjištěno, že oblast sice vyhovuje, ale s malou rezervou. Proto byla provedena úprava ve formě zápinu dle ISO 18388 za účelem snížení koncentrace napětí.

Opakovaná únavová analýza za stejných podmínek prokázala zlepšení – napětí v kritickém místě kleslo a oblast vykazuje vyšší rezervu životnosti.

10.2. Pata koutového svaru

Vycházíme ze stejných materiálových vlastností jako u původního čepu.

$$\sigma_{c,s} = 478,8 \text{ MPa}$$

Tabulka 20: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro upravenou patu svaru

Koeficient	Hodnota [-]	Poznámka
Vlivu povrchu	0,88	Broušený povrch
Vlivu velikosti	0,75	Čtvercový nerotační průřez
Typu zatížení	0,85	Pro tahové zatížení
Provozní teploty	1	
Požadované spolehlivosti	0,81	Pro spolehlivost 99 %
Dalších vlivů	0,5	Kombinace bezpečnosti a korozního prostředí

Dále upravíme mez únavy.

V tahovém zatížení, působí koeficient typu zatížení.

$$\sigma_{c,\check{c},tah} = 110 \text{ MPa}$$

V ohybovém zatížení, tento koeficient nepůsobí.

$$\sigma_{c,\check{c},ohyb} = 129,4 \text{ MPa}$$

Tabulka 21: Napětí podle zatížení v globálních osách pro upravenou patu svaru

Osa	Střední napětí [MPa]	Amplituda napětí [MPa]
X	6	1,2
Y	81	16,2
Z	22,5	4,5

Pro verifikaci odolnosti kritického místa vůči vysoko-cyklové únavě je aplikováno Soderbergovo kritérium [21]. Podle tohoto kritéria musí součet v jednotlivých osách dosáhnout hodnoty rovné nebo menší než 1, což indikuje splnění požadavků na únavovou životnost.

Tabulka 22: Životnost podle zatížení v globálních osách pro upravenou patu svaru

Osa	Životnost [-]
X	0,017
Y	0,216
Z	0,06
Σ	0,294

V rámci úpravy konstrukce byl svar v této oblasti vybroušen do vydutého profilu, čímž došlo ke zjemnění geometrického přechodu a rovnoměrnějšímu rozložení napětí. Následná únavová analýza prokázala výrazné zlepšení – oblast již vyhovuje a napětí nedosahuje mezních hodnot.

10.3. Kořen koutového svaru

Používáme stejné materiálové vlastnosti jako u původní analýzy kořene svaru. Opět byl z důvodu přechodu odlišných materiálů uvažován jeklový profil. V oblastech kořenů svaru musíme v této analýze vycházet z nominálních napětí, jak bylo popsáno v kapitole 9.1. Musíme tedy výsledné napětí vynásobit koeficientem vrubu.

$$\sigma_{c,P} = 236,9 \text{ MPa}$$

Tabulka 23: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro upravený kořen koutového svaru

Koeficient	Hodnota [-]	Poznámka
Vlivu povrchu	0,597	Neupravený svarový spoj
Vlivu velikosti	0,755	Čtvercový nerotační průřez
Typu zatížení	0,85	Pro tahové zatížení
Provozní teploty	1	
Požadované spolehlivosti	0,81	Pro spolehlivost 99 %
Dalších vlivů	0,5	Kombinace bezpečnosti a korozního prostředí

Mez únavy je následně upravena podle typu zatížení, pro tah a ohyb.

V tahovém zatížení, působí koeficient typu zatížení.

$$\sigma_{c,P,tah} = 36,9 \text{ MPa}$$

V ohybovém zatížení, tento koeficient nepůsobí.

$$\sigma_{c,P,ohyb} = 43,44 \text{ MPa}$$

Z důvodu geometrie modelu, musíme v této části vycházet z nominálních napětí, jak bylo vysvětleno v kapitole 9.1. Koeficient vrubu je 2,7.

Tabulka 24: Napětí podle zatížení v globálních osách pro upravený kořen koutového svaru

Osa	Střední napětí [MPa]	Amplituda napětí [MPa]
X	8,4	1,7
Y	105,2	21,1
Z	14,9	2,8

Pro upravené meze únavy podle typu zatížení použijeme Soderbergovo kritérium [21]. Součet v osách musí vyjít ≤ 1 , aby kritické místo přežilo vysokocyklovou únavu.

Tabulka 25: Životnost podle zatížení v globálních osách pro upravený kořen koutového svaru

Osa	Životnost [-]
X	0,07
Y	0,107
Z	0,783
Σ	0,96

V původní únavové analýze byl kořen koutového svaru identifikován jako kritické místo, které z hlediska vysokocyklové únavy nevyhovovalo. Hlavním problémem byla lokální koncentrace napětí způsobená vůlí mezi čepem a jeklem.

V upravené konstrukci byla tato vůle odstraněna uložení čepu do jeklu bez mezery, čímž došlo k rovnoměrnějšímu přenosu zatížení a snížení napěťových špiček v kořeni svaru. Následná únavová analýza potvrdila zlepšení – oblast nyní vyhovuje z hlediska únavy a napětí zůstává pod dovolenou mezí.

10.4. Děrový svar

Používáme stejné materiálové vlastnosti jako u původní analýzy kořene děrového svaru. Opět byl z důvodu přechodu odlišných materiálů uvažován jeklový profil.

$$\sigma_{c,p} = 236,9 \text{ MPa}$$

Tabulka 26: Koeficienty pro korigovanou mez únavy pro upravený kořen děrového svaru

Koeficient	Hodnota [-]	Poznámka
Vlivu povrchu	0,597	Neupravený svarový spoj
Vlivu velikosti	1,03	Kruhový nerotační průřez
Typu zatížení	0,85	Pro tahové zatížení
Provozní teploty	1	
Požadované spolehlivosti	0,81	Pro spolehlivost 99 %
Dalších vlivů	0,5	Kombinace bezpečnosti a korozního prostředí

Mez únavy je následně upravena podle typu zatížení, pro tah a ohyb.

V tahovém zatížení, působí koeficient typu zatížení.

$$\sigma_{c,p,tah} = 50,3 \text{ MPa}$$

V ohybovém zatížení, tento koeficient nepůsobí.

$$\sigma_{c,p,ohyb} = 59,1 \text{ MPa}$$

Napětí podle zatížení v ose. Z důvodu geometrie modelu, musíme v této části vycházet z nominálních napětí, jak bylo vysvětleno v kapitole 9.1. Koeficient vrubu je 2,7.

Tabulka 27: Napětí podle zatížení v globálních osách pro upravený kořen děrového svaru

Osa	Střední napětí [MPa]	Amplituda napětí [MPa]
X	8,6	1,8
Y	94	18,7
Z	26,5	4,8

Pro upravené meze únavy podle typu zatížení použijeme Soderbergovo kritérium [21]. Součet v osách musí vyjít ≤ 1 , aby kritické místo přežilo vysokocyklovou únavu.

Tabulka 28: Životnost podle zatížení v globálních osách pro upravený kořen děrového svaru

Osa	Životnost [-]
X	0,059
Y	0,58
Z	0,156
Σ	0,796

Původní únavová analýza ukázala, že oblast děrového svaru nevyhovuje kvůli lokálním koncentracím napětí, které byly způsobeny vůlí mezi čepem a jeklem a omezeným počtem svarových spojů.

V upravené konstrukci byla vůle mezi čepem a jeklem odstraněna a děrové svary byly doplněny na všechny čtyři strany profilu. Tím došlo k rovnoměrnějšímu rozložení zatížení a ke snížení napětí v okolí svarů. Výsledky opakované únavové analýzy potvrdily, že úpravy vedly k výraznému zlepšení – oblast nyní vyhovuje z hlediska vysokocyklové únavy.

10.5. Porovnání výsledků únavy

Tabulka 29: Porovnání výsledků únavy

Kritická oblast	Suma životnosti v osách původní konstrukce [-]	Suma životnosti v osách upravené konstrukce [-]
Přechod na čepu	0,947	0,801
Koutový svar – pata	1,776	0,294
Koutový svar – kořen	3,65	0,96
Děrový svar – kořen	3,44	0,794

Porovnání výsledků únavové analýzy ukazuje, že ve všech sledovaných kritických oblastech došlo po úpravách ke zlepšení životnosti pod mezní hodnotu 1. V oblasti přechodu na čepu klesla suma životnosti z 0,947 na 0,801, a to díky zavedení zápichu tvaru E dle normy ISO 18388, který výrazně snížil koncentraci napětí. U koutového svaru v patě se hodnota zlepšila z 1,776 na 0,294 vlivem úpravy svarového spoje – nejprve provedením půl V svaru a následným navařením koutového svaru, jehož povrch byl přebroušen za účelem snížení vrubového účinku. V oblasti kořene koutového svaru došlo ke zlepšení z 3,65 na 0,96, a to zejména díky novému způsobu uložení čepu do jeklového profilu s mírným přesahem, který omezil přenos deformací do svarového spoje a snížil lokální napětí. U kořene děrového svaru se životnost zlepšila z 3,44 na 0,794 vlivem doplnění dalších dvou svarů na zbývajících stranách profilu a také nové uložení čepu v jeklu, což vedlo k rovnoměrnějšímu rozložení zatížení. Zavedené konstrukční úpravy tak jednoznačně přispěly k prodloužení únavové životnosti všech sledovaných oblastí.

11. Závěr

Cílem této práce bylo optimalizovat konstrukci nápravy zemědělského stroje Triton Heavy 490 s ohledem na efektivní využití materiálu, zvýšení pevnosti a prodloužení životnosti klíčových částí, jako bylo ložiskové uložení nebo přechod čepu. Standardní konstrukční části byly posouzeny dle platných norem a běžně používaných výpočtových metod. Nestandardní oblasti byly analyzovány pomocí metody konečných prvků (MKP), která umožnila detailní posouzení napjatosti a únavové životnosti. Na základě výsledků analýz byly navrženy konstrukční úpravy vedoucí k optimalizaci pevnostních vlastností, hmotnosti a provozní spolehlivosti.

Úvodní část práce se věnovala legislativním požadavkům na provoz zemědělských strojů na pozemních komunikacích. Následoval technický přehled konstrukčních řešení náprav používaných u různých zemědělských strojů od různých výrobců. Pro stroj Triton Heavy 490 byly stanoveny provozní síly a následně byla provedena podrobná analýza konstrukce nápravy, zahrnující posouzení geometrie a jednotlivých konstrukčních detailů. Na základě těchto zatížení byla dle normy ISO 281 vypočtena životnost ložiskových uložení. Poté byl vytvořen 3D model v prostředí SolidWorks 2019, který posloužil jako podklad pro pevnostní a únavové výpočty.

Lineární pevnostní analýza odhalila kritická místa – přechod čepu, patu a kořen koutového svaru a oblast kořene děrového svaru. Ve většině těchto oblastí došlo k výraznému překročení dovoleného napětí, což vedlo k provedení materiálově nelineární analýzy (MNA). Analýza ukázala, že v oblasti kořene svaru dochází k takovému rozložení napětí, při kterém není při uvažované návrhové bezpečnosti 2,15 zajištěna dostatečná plastická rezerva. To znamená, že v této kritické oblasti může dojít k plastickým deformacím dříve, než je z konstrukčního hlediska žádoucí, a původní návrh tak z tohoto pohledu nevyhovuje.

Únavová analýza navíc potvrdila, že náprava v původním stavu selhává při námi uvažovaném fiktivním zatížení, a to zejména v důsledku koncentrace napětí v kritických svarových oblastech.

Na základě těchto zjištění byl vytvořen upravený model se záměrem zlepšit především únavovou odolnost konstrukce. Mezi provedené úpravy patří vytvoření zápichu tvaru E v přechodu čepu, použití vydutého tvaru koutového svaru, úprava kořene koutového svaru ve formě zkosení v jeklovém profilu, do kterého je nejprve navařen poloviční V svar a následně aplikován požadovaný koutový svar. Dále byl čep nově osazen do jeklového profilu bez vůle, čímž došlo ke snížení napětí zejména v oblasti kořene a děrového svaru.

Upravený model vykázal v lineární analýze výrazné snížení napětí ve všech kritických oblastech. Přesto však v kořenech svarů bylo napětí nad dovolenou mezí. Proto byla opět provedena nelineární analýza. Její výsledek ukázal, že plastická únosnost se oproti původnímu stavu výrazně nezměnila a stále nedosahuje požadované bezpečnosti 2,15. Podle normy ČSN 69 0010 – část 6.3 však může být koeficient svaru zvýšen až na hodnotu 0,9 v případě, že bude provedena nedestruktivní kontrola svaru (např. ultrazvukem). Při této úpravě návrhových předpokladů se požadovaná bezpečnost sníží na 1,7, což upravený model již splňuje. Konstrukci lze proto z pohledu plastické únosnosti považovat za bezpečnou, za předpokladu dodržení požadavků na kontrolu svarových spojů.

Únavová analýza upraveného modelu potvrdila, že všechny původně kritické oblasti nyní vyhovují i z hlediska únavové životnosti.

Vytvořenými úpravami došlo k výraznému zlepšení únavové odolnosti nápravy, což představuje významný posun směrem k vyšší spolehlivosti a dlouhodobé životnosti konstrukce. Současně však tyto změny vedly ke složitější konstrukci, která se nevyhnutelně promítá do zvýšení výrobních nákladů. Největší nákladové zvýšení je spojeno s novým způsobem osazení čepu do jeklového profilu bez vůle. Tento postup vyžaduje použití lisování čepu do profilu, což představuje náročnější technologický krok. Kromě potřeby přesného opracování jak čepu, tak otvoru v profilu, je nutné zajistit i vhodné montážní vybavení a kontrolní měření, aby bylo dosaženo požadované přesnosti uložení a zabránilo se vzniku vnitřního pnutí nebo poškození součástí při montáži.

Dále došlo ke zvýšení nákladů na svařovací práce, a to z důvodu potřeby použití přibližně dvojnásobného množství svarového materiálu, což zároveň prodlužuje čas svařování. Tato navýšená spotřeba materiálu a delší doba práce znamenají vyšší celkové náklady na výrobu nápravy. Také se zvyšují náklady potřebnou kontrolou svarových spojů pomocí ultrazvuku. Přesto lze považovat tyto dodatečné investice za oprávněné vzhledem ke zvýšené životnosti a spolehlivosti konstrukce, které mohou v praxi vést ke snížení nákladů na opravy a výměny během provozu.

SEZNAM CITACÍ

- [1] Farmet a.s. (2025). Kombinovaný kultivátor TRITON HEAVY. Dostupné z: <https://www.farmet.cz/en/combined-cultivator-triton-heavy>.
- [2] „SERAFIN MACHINERY. Farmet Triton Heavy. Serafin Machinery [online]. [cit. 2025-03-27]. Dostupné z: <https://www.serafinmachinery.com.au/machinery/farmet-triton-heavy/>,” [Online].
- [3] „Vyhláška č. 153/2023 Sb., o schvalování technické způsobilosti vozidel a technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Sbírka zákonů České republiky [online]. Praha: Ministerstvo dopravy,” [Online].
- [4] „Nařízení vlády č. 176/2008 Sb., o technických požadavcích na strojní zařízení. Sbírka zákonů České republiky [online]. Praha: Vláda České republiky, 2008 [cit. 2025-03-27]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2008-176>,” [Online].
- [5] „Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013, o schvalování zemědělských a lesnických vozidel a dozoru nad trhem s těmito vozidly. Úřední věstník Evropské unie [online]. 2013 [cit. 2025-03-27]. Dostupné z: <https://1url.cz/t1yvI>,” [Online].
- [6] „Farmet a.s. (2024). Katalog náhradních dílů TRITON Heavy 490 PS. Dostupné z: <https://liveecpaperdmp.blob.core.windows.net/cms/Catalogs/29278/29278/UpecdQ/k-trnh490ps-9332009-2024-0796.pdf>,” [Online].
- [7] „VÄDERSTAD. TopDown – kombinovaný kyprič. Väderstad [online]. [cit. 2025-03-27]. Dostupné z: <https://www.vaderstad.com/cz/zpracovani-pudy/kombinovane-kyprice/topdown/>,” [Online].
- [8] „AGROPARTNER. Väderstad TopDown 400. Agropartner [online]. [cit. 2025-03-27]. Dostupné z: <https://agropartner.hu/termek/vaderstad-topdown-400/>,” [Online].
- [9] „LEMKEN. Karat 10 – cultivator. LEMKEN [online]. [cit. 2025-03-27]. Dostupné z: <https://lemken.com/en-en/agricultural-machines/soil-cultivation/stubble-cultivation/cultivators/karat-10>,” [Online].
- [10] „E-FARM. LEMKEN Karat 10/500 KUA – použitý kultivátor. E-FARM [online]. [cit. 2025-03-27]. Dostupné z: <https://e-farm.com/cs/pouzite-zemedelske-stroje/kultivatory/lemken/karat-10500-kua/vlc9qsp/>,” [Online].
- [11] „BEDNAR. Terraland TO. Bednar [online]. [cit. 2025-03-27]. Dostupné z: <https://www.bednar.com/terraland-to/>,” [Online].

- [12] „FARM MACHINERY SALES. 2021 Bednar Terraland 6000 HM. Farm Machinery Sales [online]. [cit. 2025-03-27]. Dostupné z: <https://www.farmmachinerysales.com.au/items/details/2021-bednar-terraland-terraland-6000-hm/SSE-AD-17290024/?Cr=0>,“ [Online].
- [13] „Vlk, František. Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5274-4.,“ [Online].
- [14] „REXPPERT. Construction and Function of Roller Bearings. REXPERT [online]. [cit. 2025-03-27]. Dostupné z: <https://www.rexpert.ca/en-us/training-information/construction-and-function-of-roller-bearings>,“ [Online].
- [15] „SKF. Single Row Tapered Roller Bearings. SKF [online]. [cit. 2025-03-27]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-33213>,“ [Online].
- [16] „SKF. Single Row Tapered Roller Bearings. SKF [online]. [cit. 2025-03-27]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-32218>,“ [Online].
- [17] „Farmet a.s. (2024). Triton Heavy 410-660 PS – návod k obsluze. Dostupné z: <https://www.farmet.cz/Media/Files/VL9qCt/n-aj-triton-heavy-410-660-ps-04v-01-09-24.pdf>,“ [Online].
- [18] „Trelleborg Wheel Systems. (2025). T404 Twin Implement – pneumatiky pro rozmetadla a návěsy na zrní. Dostupné z: <https://1url.cz/i1yyM>,“ [Online].
- [19] „MITCalc. (n.d.). Ložiska FAG – výběr a analýza ložisek. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/bearings/help/cz/bearingfag.htm>,“ [Online].
- [20] „International Organization for Standardization (ISO). (2007). ISO 281:2007 - Rolling bearings — Dynamic load ratings and rating life. Geneva: International Organization for Standardization.,“ [Online].
- [21] „Shigley, J., E., Mischke, Ch., R., Budynas, R., G. Konstruování strojních součástí. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.,“ [Online].
- [22] „BOHDAN BOLZANO, S.R.O. Přehled vlastností oceli S355J2(dříve S355J2G3) [online]. 2020. BOHDAN BOLZANO, S.R.O. Přehled vlastností oceli S355J2(dříve S355J2G3) [online]. 2020.,“ [Online]. Available: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355j2drive-s355j2g3> [cit. 2025-07-05].

- [23] „ČSN. ČSN 69 0010-6.3 Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla. Výroba. Část 6.3: Součinitel hodnoty svarového spoje. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1993.,“ [Online].
- [24] „BOHDAN BOLZANO, S.R.O. Přehled vlastností ocelí 34CrNiMo6 [online]. 2020.,“ [Online]. Available: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-zuslechtovani-podle-en-10083-1/prehled-vlastnosti-oceli-34crnimo6> [cit. 2025-07-05]..
- [25] „BÖHLER WELDING by VOESTALPINE. Union X 90: Solid wire, low-alloyed [online]. 2014. Dostupné z: https://www.alruqee.com/Userfiles/Product/TablePdf/19042016000000T_Union%20X%2090_solid%20wire.pdf [cit. 2025-07-05].,“ [Online].
- [26] „DASSAULT SYSTÈMES. Model plasticity von Mises [online]. 2021. Dostupné z: https://help.solidworks.com/2021/czech/SolidWorks/cworks/c_Plasticity_von_Mises_Model.htm [cit. 2025-07-05].,“ [Online].
- [27] „C. R. Mischke, Prediction of Stochastic Endurance Strength, Trans. of ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 109, No. 1, January 1987, s. 113-122.,“ [Online].
- [28] „J. Marin, Mechanics/ Behavior of Engineering Materials, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J., 1962, s. 224.,“ [Online].
- [29] „C. j. Noll, C. Lipson, Allowable Working Stresses, Society for Experimental Stress Analysis, Vol. 3, No. 2, 1946, s. 29. Uvedená sto(opětovně publikováno v O. J Horger, (ed.). Metals Engineering Design ASME Handbook, McGrawHill, New York, 1953.,“ [Online].
- [30] „E. B. Haugen, P. H. Wirsching, Probabilistic Design, Machine design, Vol. 47, No. 12, 1975, s. 10-14.,“ [Online].

SEZNAM VÝKRESŮ A VOLNĚ VLOŽENÝCH PŘÍLOH

Výkres č. 1	Čep svařenec původní
Výkres č. 2	Čep původní
Výkres č. 3	Jeklový profil původní
Výkres č. 4	Čep svařenec upravený
Výkres č. 5	Čep upravený
Výkres č. 6	Jeklový profil původní