

Univerzita Pardubice

Dopravní Fakulta Jana Pernera

Návrh stabilizátoru nápravy nákladního automobilu

Bc. Martin Papež

Diplomová práce

2017

zadání

Prohlašuji:

Tuto práci 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., autorský zákon, 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. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím Buggyra Technology Center a technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 25.5.2017

Martin Papež

Poděkování:

V první řadě patří poděkování odborníkům z Dopravní fakulty Jana Pernera Univerzity Pardubice Ing. Janu Pokornému, Ph.D. za akceptování vlastního tématu a vedení mé diplomové práce, prof. Ing. Evě Schmidové, Ph.D. a prof. Ing. Bohumilovi Culkovi, CSc. za ochotu, pomoc v laboratořích a poskytnutí zkušených rad při zkoušení materiálů, Ing. Petrovi Stejskalovi za pomoc při výpočtech únavy a doc. Ing. Petrovi Tomkovi, Ph.D. za pomoc s výpočty metodou konečných prvků.

Dále děkuji celému týmu Buggyra, který mi poskytl úžasnou příležitost se k nim připojit a získávat tak velké množství nových zkušeností v oboru konstruování a strojírenství. Za přijetí do týmu vděčím především technickému řediteli Robinovi Dolejšovi, který mi dal možnost psát pod nimi diplomovou práci a následně s týmem uzavřít další spolupráci. Veliké poděkování patří hlavnímu konstruktérovi a pilotovi Davidu Vršeckému, kterému se v hlavě zrodilo téma mé diplomové práce a pod jehož vedením jsem mohl ve vzájemné spolupráci nápad zrealizovat. Poděkování patří i dalším členům týmu, mechanikovi Radkovi Klikařovi za přípravu vzorků svarů a navigátorovi a mechanikovi Jirkovi Strossovi za pomoc při kontrolním měření správné funkce stabilizátoru.

Poděkovat chci také rodině za podporu a možnost studií na vysoké škole a za motivaci, bez které bych takových výsledků nedocílil.

## **Anotace**

Závodní automobily na Rallye Dakar často dosahují po nezpevněných cestách svých maximálních konstrukčních rychlostí, proto je jednou z jejich nejdůležitějších vlastností jízdní stabilita. Práce se zabývá (i) návrhem konstrukce stabilizátoru zadní nezávisle zavěšené nápravy závodního nákladního automobilu Tatra Phoenix upravovaného týmem Buggyra Racing, (ii) výběrem vhodných materiálů jednotlivých komponent a (iii) kontrolou vybraných komponent a jejich dílčích částí na pevnost a únavu. Stabilizátor byl v rámci práce realizován a testován na kvalitu použitých materiálů a svarových spojů. Stabilizátor, po jeho montáži na závodní automobil, byl podroben kontrolnímu měření, které vyhodnotilo pozitivně jeho funkčnost a naplnění zadaných podmínek. V závěru práce byly zhodnoceny dosažené výsledky po praktickém otestování na Rallye Dakar 2017.

## **Klíčová slova**

nákladní automobil, jízdní stabilita, stabilizátor, zadní náprava, automobil Tatra, Rallye Dakar

## **Title**

Proposal of an axle stabilizer for truck vehicles

## **Annotation**

Since racing vehicles, designed for Rallye Dakar and exposed to unpaved roads, frequently reach their construction speed limits, a driving stability is their crucial feature. The work deals with (i) a construction proposal of an independent rear axle stabilizer from the racing truck vehicle Tatra Phoenix modified by Buggyra Racing Team; (ii) a selection of suitable materials used for particular components; and (iii) the strength and fatigue testing of the selected components and their sub-parts. Within the work, quality tests of welding joints and materials used were performed over the made stabilizer. The stabilizer was installed and successfully tested in the racing vehicle. The end of the work belongs to the final discussion of the achieved results after Rallye Dakar 2017 where the stabilizer was used.

## **Keywords**

truck vehicle, driving stability, stabilizer, rear axle, Tatra truck, Rallye Dakar

## Obsah

Seznam ilustrací .....	9
Seznam zkratek .....	12
Úvod.....	13
1. Teorie konstrukce podvozků nákladních automobilů.....	14
1.1. Zavěšení kol .....	14
1.2. Druhy zavěšení kol.....	14
1.2.1. Tuhé nápravy .....	14
1.2.2. Nezávislé zavěšení kol (výkyvné nápravy) .....	15
1.3. Stabilizátory .....	17
1.3.1. Základní varianty stabilizátorů .....	18
1.3.2. Zkrutné (torzní) tyče .....	19
1.3.3. Používané materiály.....	19
1.3.4. Teorie výpočtu zkrutných tyčí .....	20
2. Koncepční návrh stabilizátoru .....	24
2.1. Úvod do problematiky.....	24
2.1.1. BUGGYRA International Racing System .....	24
2.1.2. Vybraný automobil .....	26
2.1.3. Účel, provozní podmínky, požadavky .....	26
2.2. Návrhy koncepčního provedení .....	27
2.2.1. Potřebné podklady .....	27
2.2.2. Sériový stabilizátor .....	29
2.2.3. Vlastní návrh.....	30
3. Konstrukční návrh stabilizátoru .....	31
3.1. Kritéria a vstupní údaje .....	31
3.2. Vizualizace návrhu.....	32
3.3. Geometrický 3D virtuální model .....	33

3.4.	Popis jednotlivých částí.....	36
3.4.1.	Zkrutná tyč.....	36
3.4.1.1.	Výpočtová délka zkrutné tyče .....	36
3.4.1.2.	Průměr zkrutné tyče.....	37
3.4.1.3.	Pevnostní podmínka .....	39
3.4.1.4.	Drážkování .....	40
3.4.2.	Ramena .....	52
3.4.3.	Podpěry .....	53
3.4.4.	Uložení.....	55
3.4.5.	Spojovací materiál .....	56
3.4.6.	Ostatní součásti .....	57
3.5.	Popis a zkoušky použitých materiálů.....	58
3.5.1.	Zvolené materiály .....	58
3.5.2.	Tahová zkouška .....	61
3.5.3.	Kontrola svarového spoje .....	68
3.5.4.	Dynamická (rázová) zkouška pomocí Charpyho kladiva.....	75
3.6.	Výpočet ramene stabilizátoru.....	77
3.6.1.	Namáhání na ohyb v rovině XZ.....	78
3.6.2.	Namáhání na ohyb v rovině XY .....	84
4.	Realizace navrženého stabilizátoru .....	88
4.1.	Zadání zakázky do výroby .....	88
4.2.	Realizace .....	88
4.3.	Kontrolní měření .....	89
4.3.1.	Zkušební jízda.....	94
4.4.	Dakar 2017.....	95
5.	Vyhodnocení.....	98
6.	Závěr.....	103

7. Zdroje .....	105
8. Přílohy .....	108



## Seznam ilustrací

### Obrázky

Obrázek 1: Tuhá náprava S130 od výrobce DANA. ....	15
Obrázek 2: Kyvadlové polonápravy s centrální nosnou rourou - TATRA koncept 6x6. ....	16
Obrázek 3: Lichoběžníkové nápravy společnosti TIMOTHY - mobility systém.....	17
Obrázek 4: Varianta stabilizátoru s volným hřbetem. ....	18
Obrázek 5: Varianta stabilizátoru s uloženým hřbetem. ....	18
Obrázek 6: Zkrutná tyč. ....	19
Obrázek 7: Závodní speciály týmu Buggyra. ....	25
Obrázek 8: Virtuální model závodního speciálu Phoenix II. ....	28
Obrázek 9: Sériový stabilizátor; vlevo: přední, vpravo: zadní. ....	29
Obrázek 10: Znázorněná síla zdvihu polonápravy na pozici uložení stabilizátoru. ....	31
Obrázek 11: Konečný model návrhu nového stabilizátoru. ....	32
Obrázek 12: Navržená zkrutná tyč s evolventním drážkováním. ....	36
Obrázek 13: Rameno stabilizátoru s nalisovaným silentblokem. ....	52
Obrázek 14: Podpěra stabilizátoru. ....	53
Obrázek 15: Uložení stabilizátoru k nosnému rámu. ....	55
Obrázek 16: Uložení stabilizátoru k polonápravám. ....	56
Obrázek 17: Detail uložení k polonápravám. ....	56
Obrázek 18: Rozpěrný kroužek. ....	58
Obrázek 19: Zkušební tyč na tahovou zkoušku. ....	65
Obrázek 20: Detail lomu vzorku po tahové zkoušce. ....	67
Obrázek 21: Makrostruktura svaru vzorku. ....	69
Obrázek 22: Struktura základního materiálu. ....	70
Obrázek 23: Struktura tepelně ovlivněné oblasti. ....	71
Obrázek 24: Struktura podél hranice ztavení. ....	72
Obrázek 25: Struktura svarového kovu. ....	73
Obrázek 26: Přetrhané vzorky rázovou zkouškou. ....	76
Obrázek 27: Detail lomu vzorku po zkoušce Charpyho kladivem. ....	77
Obrázek 28: Popis namáhání ramene. ....	78
Obrázek 29: Nelineární analýza zatíženého ramene v rovině XZ. ....	79
Obrázek 30: Statická analýza (rovina XZ). ....	82
Obrázek 31: Nelineární analýza zatíženého ramene v rovině XY. ....	84

Obrázek 32: Statická analýza (rovina XY).....	86
Obrázek 33: Realizace stabilizátoru (virtuální a vyrobený) .....	89
Obrázek 34: Příprava kontrolního měření. ....	90
Obrázek 35: Měření nakroucené zkrutné tyče na závodním speciálu. ....	91
Obrázek 36: Zkušební jízda na letišti v Panenském Týnci. ....	95
Obrázek 37: Tatra Phoenix II na Rallye Dakar 2017 s novým stabilizátorem. ....	97

## Schémata

Schéma 1: Zkrutná tyč zatížená momentem. ....	21
Schéma 2: Výpočtová délka zkrutné tyče $l_R$ . ....	22
Schéma 3: Geometrický virtuální model s max., min. a nulovým zdvihem tlumičů.....	34
Schéma 4: Poloha a parametry stabilizátoru při zadaných hodnotách.....	35
Schéma 5: Základní rozměry evolventního drážkování. ....	41
Schéma 6: Maximální natočení podpěr. ....	54
Schéma 7: Úprava zvoleného silentbloku.....	57
Schéma 8: Poměrné zkušební tyče.....	61
Schéma 9: Zkušební těleso pro dynamickou zkoušku Sharpyho kladivem.....	76
Schéma 10: Zakázka na výrobu zkrutné tyče. ....	88
Schéma 11: Kontrolní měření; změřená hodnota mezi zvolenými body.....	92

## Tabulky

Tabulka 1: Příklady obvykle používaných materiálů na zkrutné (torzní) tyče.....	20
Tabulka 2: Legenda k obrázku 11.....	32
Tabulka 3: Základní parametry použitých tlumičů.....	33
Tabulka 4: Maximální možné natočení polonáprav. ....	34
Tabulka 5: Rozměry evolventního drážkování dle ČSN 01 4952. ....	41
Tabulka 6: Rozměry původního a upraveného silentbloku. ....	57
Tabulka 7: Označení vybrané oceli dle často používaných norem.....	59
Tabulka 8: Souhrn vlastností vybrané oceli 11 523.....	59
Tabulka 9: Označení vybrané oceli na zkrutnou tyč dle často používaných norem.....	59
Tabulka 10: Souhrn vlastností vybrané oceli 14 260.....	60
Tabulka 11: Upřesněné údaje o zvoleném materiálu.....	60
Tabulka 12: Legenda ke schématu 8.....	62
Tabulka 13: Výsledky z tahové zkoušky. ....	65

Tabulka 14: Technologie svaru vzorků. ....	68
Tabulka 15: Změřené tvrdosti ve vybraných oblastech. ....	74
Tabulka 16: Výsledky energií ze zkoušky Sharpyho kladivem. ....	76
Tabulka 17: Porovnání žádaných výsledků se skutečnými. ....	92
Tabulka 18: Souhrn údajů z výpočtů zkrutné tyče. ....	98
Tabulka 19: Souhrn údajů z výpočtů ramen. ....	99
Tabulka 20: Souhrn údajů z analýzy svarového spoje. ....	100
Tabulka 21: Souhrn údajů ze zkoušky tvrdosti. ....	100
Tabulka 22: Souhrn údajů z tahové zkoušky. ....	101
Tabulka 23: Souhrn údajů z rázové zkoušky. ....	101
Tabulka 24: Souhrn údajů z kontrolního měření funkce stabilizátoru. ....	102

## Grafy

Graf 1: Závislost součinitele přechodu na poměru $d_K/d$ . ....	23
Graf 2: Průběh vnitřních účinků. ....	46
Graf 3: Diagram z tahové zkoušky. ....	66
Graf 4: Zatěžovací křivka pro uzel 500. ....	79
Graf 5: Konvergence prvkové sítě. ....	81
Graf 6: Zatěžovací křivka pro uzel 17394. ....	85

## Seznam zkratk

BTC	Buggyra Technology Center
ČSN	Česká technická norma (dříve Československá Státní Norma)
DFJP	Dopravní fakulta Jana Pernera
EN	Evropská norma
HV	Jednotka tvrdosti materiálu dle Vickerse
ISO	Mezinárodní organizace pro normalizaci (International Organization for Standardization)
LF	Load factor (násobek zatížení)
MKP	Metoda konečných prvků
TOO	Tepelně ovlivněná oblast
VVCD	Výzkumné a výukové centrum v dopravě

## Úvod

Rallye Dakar se po celou dobu své existence řadí k jedné z nejnáročnějších motoristických soutěží na světě. V průběhu času se ovšem měnil charakter závodu, který se dnes blíží více tradiční rychlostní rallye a ustupuje od extrémně zvoleného terénu. Tyto změny v závodě vyžadují rovněž konstrukční změny na automobilech vedoucích k dosažení zvýšené stability jak v přímé jízdě, tak v zatáčkách při rychlostech blížících se konstrukčním limitům těchto automobilů. Automobily Tatra, se svojí specifickou konstrukcí podvozku, startují v závodě Rallye Dakar již více než třicet let. Pro udržení jejich konkurenceschopnosti je tedy nezbytná neustálá úprava jejich konstrukčních vlastností s ohledem na stávající charakter závodu.

Tato práce se zabývá návrhem a realizací stabilizátoru zadní nezávisle zavěšené nápravy závodního automobilu Tatra Phoenix týmu Buggyra Racing a řeší tak problematiku stability automobilu v zatáčkách. Hlavním cílem je navrhnout a zkonstruovat stabilizátor dle zadaných parametrů, který ovlivní svislý chod polonáprav a zvýší tuhost podvozku. Výsledkem je pak lépe předvídatelný automobil, který umožňuje výrazně navýšit bezpečnou rychlost pro průjezd zatáčkami, a to i v případě průjezdu smykem.

Práce řeší danou problematiku komplexně. Po první kapitole, popisující všeobecnou teorii na téma zavěšení kol, stabilizátory a zkrutné tyče, následuje kapitola s koncepčním návrhem, ve které jsou zahrnuty potřebné podklady a pomůcky a která hodnotí možné varianty konstrukce z hlediska využití již existujících komponent, náročnosti na výrobu a zástavbu. Třetí kapitola pojednává o návrhu kompletního konstrukčního provedení. Po zvolení vhodných materiálů byly jednotlivé komponenty dimenzovány tak, aby funkce stabilizátoru splňovala zadané parametry. Vybrané komponenty a části komponent stabilizátoru, např. drážkování, ramena, zkrutná tyč, byly podrobeny kromě výpočtu na pevnost i teoretickému výpočtu na únavu. Po vytvoření kompletního konstrukčního provedení byla započata jeho realizace, v průběhu které byly prováděny zkoušky kvality materiálů a svarových spojů. Čtvrtá kapitola hodnotí konečnou realizaci, montáž na závodní automobil a kontrolní měření pro zhodnocení správné funkce stabilizátoru. Stabilizátor byl namontován na dvou závodních speciálech Tatra Phoenix, které se následně zúčastnily Rallye Dakar 2017. Závěrem práce hodnotí vlastnosti nových stabilizátorů při samotném závodě pilot a šéfkonstruktor David Vršecký.

## 1. Teorie konstrukce podvozků nákladních automobilů

### 1.1. Zavěšení kol

Pod pojmem „zavěšení kol“ rozumíme způsob připojení kol k rámu nebo karoserii vozidla. Zavěšení kola umožňuje svislý relativní pohyb kola vzhledem ke karoserii nebo rámu, potřebný z hlediska pro pružení a eliminuje na přijatelnou hodnotu nežádoucí pohyby kola (zejména boční posuv a naklápění kola) Jde o tzv. vedení kola; touto problematikou se zabývá kinematické řešení zavěšení.

Přenáší síly a momenty mezi kolem a karoserii, tj. svislé síly (zatížení vozidla), podélné síly (hnací a brzdě síly), příčné síly (odstředivé síly) a momenty podélných sil (hnací a brzdě moment); tyto otázky jsou řešeny pevnostní kontrolou zavěšení. [1]

### 1.2. Druhy zavěšení kol

Zavěšení kol se dělí na dva druhy:

- závislé zavěšení, tzn. využití tuhých náprav,
- nezávislé zavěšení (ostatní typy náprav).

U závislého zavěšení jsou kola uložena na společném příčném nosníku (mostu nápravy), se kterým tvoří z kinematického hlediska jedno těleso. Při svislém pro pružení jednoho kola vznikne u tuhé nápravy rovněž pohyb kola druhého. U nezávislého zavěšení (každé kolo je zavěšeno ke karoserii samostatně, nezávisle na protilehlém kole) nejsou pohyby pravého a levého kola na sebe vázány, a při jednostranném pro pružení jednoho kola nevznikne pohyb kola druhého. [1]

#### 1.2.1. Tuhé nápravy [2]

Nejstarším, avšak dodnes používaným a nejvíce rozšířeným druhem zavěšení kol u nákladních vozidel, je zavěšení pomocí nápravy tuhé. Tento systém zavěšení kol sestává pouze z jednoho typu nápravy a to nápravy tuhé (*Obr. 1*). Tuhé nápravy dělíme podle celistvosti na nápravy s celistvou, nebo dělenou nápravnicí či mostem.

Použití tuhých náprav je velmi široké, od řídicích, přes hnané až po sunuté (vlečené). Tuhé nápravy jsou charakteristické spojením obou kol do jednoho celku pomocí pevného nosníku. Mezi výhody tuhých náprav patří levná výroba, mechanická odolnost a z toho plynoucí možnost vyššího zatížení. Také jednoduchost samotné nápravy je v náročných provozech velmi

praktická. Tuhé nápravy mohou být uzpůsobeny do různých provozních podmínek bez zásadnějších úprav a jejich rozšířenost je též velkou výhodou. I jejich spojení s karoserií nebo rámem vozidla je oproti nezávislému zavěšení levnější a méně náročné na samotný návrh spojení. Náklady spojené s kontrolami a servisem tuhých náprav jsou nižší než u nezávislého zavěšení kol, protože tuhé nápravy jsou konstrukčně jednodušší.

Naopak mezi nevýhody patří značná neodpružená hmotnost samotné nápravy a neměnná vzájemná poloha obou kol dané nápravy, která způsobuje při přejezdu nerovnosti jedním kolem částečné vychýlení druhého kola dané nápravy. Nicméně tato nevýhoda v podobě pevné vazby mezi koly, se může stát výhodou, např. při vytrvalostních závodech jako je Rallye Dakar, kdy u vozidla rozhoduje i stabilita při doskoku. A právě zde získává výhodu tuhá náprava a její neměnná poloha kol vůči sobě. Například u kyvadlové nápravy během doby, kdy je automobil nad zemí, se kola vyvěsí do dolní polohy a dojde tak ke zmenšení rozchodu. Naopak při doskoku, kdy dochází ke stlačení odpružení, dojde vlivem kinematiky kyvadlové nápravy také k příčnému posuvu kol (změně rozchodu) na obou stranách vozidla. Tento posun způsobuje obtíže především při rychlé jízdě v terénu nebo doskoku, protože některé z kol se dotkne země dříve a může snadno narušit směrovou stabilitu vozidla. Tento nežádoucí jev je u tuhých náprav díky pevné vazbě levého a pravého kola eliminován. [3]



*Obrázek 1: Tuhá náprava S130 od výrobce DANA. [4]*

### **1.2.2. Nezávislé zavěšení kol (výkyvné nápravy)**

Systémy nezávislého zavěšení kol jsou charakteristické absencí prvku, který spojuje jednotlivá kola nápravy a vytváří mezi nimi pevnou mechanickou vazbu. Společným znakem všech systémů nezávislého zavěšení je uchycení každého z kol nezávisle pomocí závěsu na nosnou konstrukci. Vychýlení jednoho z kol druhé kolo neovlivní. Hmotnost nezávislého zavěšení je zpravidla nižší než u řešení pomocí tuhých náprav. Také hmotnost neodpružených

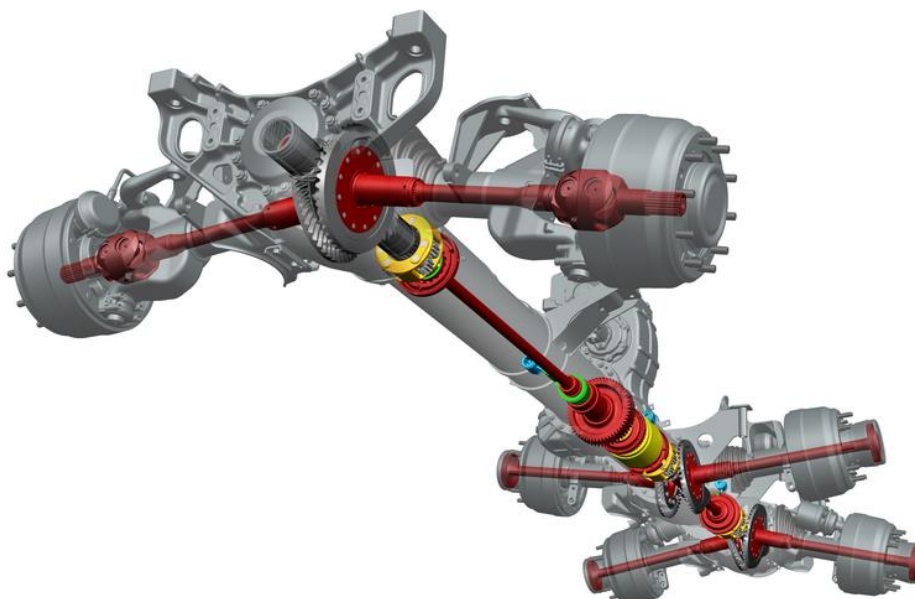
hmot je nižší, především pak u hnací nápravy, kdy je rozvodovka pevně spojena s odpruženou částí vozidla. [2]

### *Kyvadlové polonápravy*

Unikátní je zavěšení kol pomocí kyvadlových polonáprav, které je často používáno v kombinaci s centrální nosnou rourou (*Obr. 2*). Takový systém v kombinaci s centrální nosnou rourou aktuálně používá pouze firma TATRA TRUCKS a.s. Kopřivnice pro všechna svá vozidla kategorie N3 a N3G o celkové hmotnosti nad 16 tun, a to jak pro civilní, tak i vojenská vozidla. [2]

Konstrukční výhody [2, 5]:

- Vysoká torzní a ohybová tuhost chrání nastavby od přenášeného zatížení.
- Vysoká ochrana hnacího ústrojí proti mechanickému poškození v terénu (hřídele hnacího traktu jsou umístěny v nosné rouře).
- Kyvné polonápravy lépe kopírují příčné i podélné nerovnosti terénu.
- Díky vysoké odolnosti jsou nízké servisní náklady.
- Modulární systém – umožňuje jednoduché složení sestavy podvozku ze 2, 3, 4 ,5 i více náprav s možným pohonem všech kol.
- Malé neodpružené hmoty.
- Redukce množství, případná úplná absence křížových kloubů.



*Obrázek 2: Kyvadlové polonápravy s centrální nosnou rourou - TATRA koncept 6x6. [5]*



### *Lichoběžníková (rovnoběžníková) náprava*

Běžným typem nezávislého zavěšení kol je zavěšení pomocí dvojice ramen, častěji tvořících při průmětu do nárysné roviny lichoběžník, odtud název lichoběžníková náprava (*Obr. 3*). Pokud jsou ramena stejné délky, jedná se o rovnoběžníkovou nápravu. Toto řešení však není příliš časté, především z důvodu prostorové náročnosti, nebo nutného zkrácení spodního ramena, což se podepisuje na omezeném maximálním vertikálním vychýlení kola.

Výhodou lichoběžníkových náprav jsou menší zástavbové rozměry samotné nápravy. Nevýhodou je pak nižší odolnost v těžkém terénu a z toho plynoucí vyšší náročnost údržby (více otočných čepů, silentbloků atd.). [2]



*Obrázek 3: Lichoběžníkové nápravy společnosti TIMOTHY - mobility systém. [6]*

### **1.3. Stabilizátory**

Stabilizátor je specifickým prvkem v zavěšení náprav, který se při stejnoměrném propérování (svislý posuv pravého a levého kola téže nápravy je shodný) neuplatňuje, naopak se uplatňuje při jednostranném propérování (nerovnost vozovky pod jedním kolem), resp. při protisměrném propérování, ke kterému dochází při průjezdu vozidla zatáčkou.

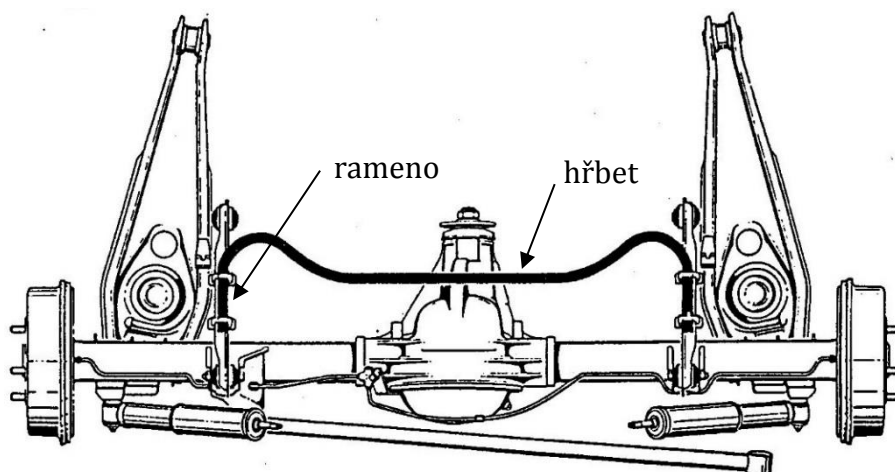
Svojí tuhostí brání stabilizátor většímu naklopení karoserie kolem svého středu naklápění a zvyšuje tuhost jednostranného pérování. Stabilizátor má také vliv na jízdní charakteristiku

vozidla. Je-li stabilizátor montován na přední nápravu, způsobuje nedotáčivý účinek, naopak stabilizátor montovaný na zadní nápravu má účinek přetáčivý. [7]

### 1.3.1. Základní varianty stabilizátorů [7]

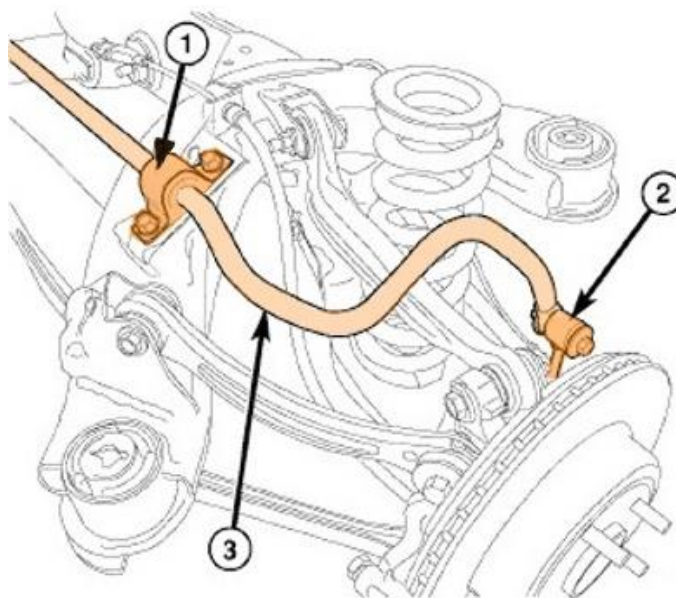
Stabilizátor se skládá ze hřbetu a ramen, případně stabilizačních tyček. Uchycen může být následujícím způsobem.

- Hřbet stabilizátoru je volný, ramena stabilizátoru jsou spojena k ramenům vedení náprav (podélná ramena zavěšení náprav). (Obr. 4)



Obrázek 4: Varianta stabilizátoru s volným hřbetem. [7]

- Hřbet (Obr. 5, číslo 3) je uložen ve dvou rotačních vazbách (Obr. 5, číslo 1) – buď to ke karoserii (odpérovaným hmotám), konce ramen pak na ramenech zavěšení náprav, nebo v případě tuhých náprav přímo k mostu nebo nápravnici a konce ramen pak ke karoserii.



Obrázek 5: Varianta stabilizátoru s uloženým hřbetem. [34]

V obou provedeních je stabilizátor namáhán především na krut, ale může být i na ohyb. V jeho koncích se mohou nacházet další možná namáhání od uchycení stabilizátoru k nápravě. Pro jejich eliminace se používají tzv. tyčky stabilizátorů (*Obr. 5*, číslo 2).

### 1.3.2. Zkrutné (torzní) tyče

Základním prvkem stabilizátoru je zkrutná neboli torzní tyč (*Obr. 6*). Zkrutné tyče se upínají do ústrojí (karosérie, zavěšení nápravy) na obou stranách. Proto jsou oba konce tyče zesíleny, poněvadž mimo namáhání na krut vznikají v koncích tyče různá napětí působením ústrojí, do kterého je tyč zakotvena, a také proto, aby se drážkováním ne zmenšil efektivní průměr tyče. Natočení zkrutné tyče je lineárně závislé na zatěžovacím momentu a délce tyče. Upínací konce jsou nejčastěji kruhového průřezu s drážkováním nebo je konec upraven pro klín. Další variantou je upínací konec se čtvercovým průřezem, popř. obdélníkovým nebo šestiúhelníkovým. [7, 8]

Tyč má být hladká, nosné plochy a přechody mají být broušeny. Mezi průměrem hřbetu a upínacích konců musí být pozvolná změna s velkými poloměry, aby se zabránilo k lokálním špičkovým napětím, které jsou nepřijatelné.



Obrázek 6: Zkrutná tyč. [9]

### 1.3.3. Používané materiály

Obecně se na pružiny používají tzv. pružinové oceli. Rozdělují se především na: [10, 12]

- Nelegované ušlechtilé

Spadají do třídy oceli 12, používají se na méně namáhané pružiny za normálních teplot.

- Legované oceli

Vhodné pro pružiny více namáhané nebo s větším průřezem.

- tř. 13 ... legování manganem (zvýšená prokalitelnost), křemíkem (zvýšení meze kluzu a odolnosti proti popouštění)
- tř. 14 ... chromované (zvýšená mechanická odolnost)
- tř. 15 ... s přísadou vanadu
- dále jsou materiály pro vysoce namáhané pružiny ve vysokých teplotách (především třída 19)

### Základní požadavky na pružinové oceli [11]

- Statické mechanické vlastnosti, zejména modul pružnosti, mez kluzu, pevnost v tahu a tvrdost.
- Odolnost vůči creepu, tedy proti časově závislé trvalé plastické deformaci nebo proti relaxaci napětí.
- Dynamické vlastnosti, zejména únavová pevnost a houževnatost.
- Odolnost proti korozi.

Tabulka 1: Příklady obvykle používaných materiálů na zkrutné (torzní) tyče. [12]

TŘÍDA OCELI	CHEMICKÉ SLOŽENÍ V %								
	C	Mn	Si	P max.	S max.	Cr	Ni	V	Cu
14 260	0,50 - 0,60	0,50 - 0,80	1,30 - 1,60	0,035	0,035	0,50 - 0,70	0,5		0,3
15 230	0,24 - 0,34	0,40 - 0,80	0,17 - 0,37	0,035	0,035	2,20 - 2,50		0,10 - 0,20	
16 640	0,30 - 0,38	0,35 - 0,60	0,17 - 0,37	0,035	0,035	0,80 - 1,20	4,70 - 5,20		

### 1.3.4. Teorie výpočtu zkrutných tyčí [7]

Schématicky si lze představit zkrutnou tyč jako tyč na jednom konci vetknutou a s druhým koncem volným a opatřeným ramenem. Na konec ramene působí síla, od které vniká v tyči kroučící moment.

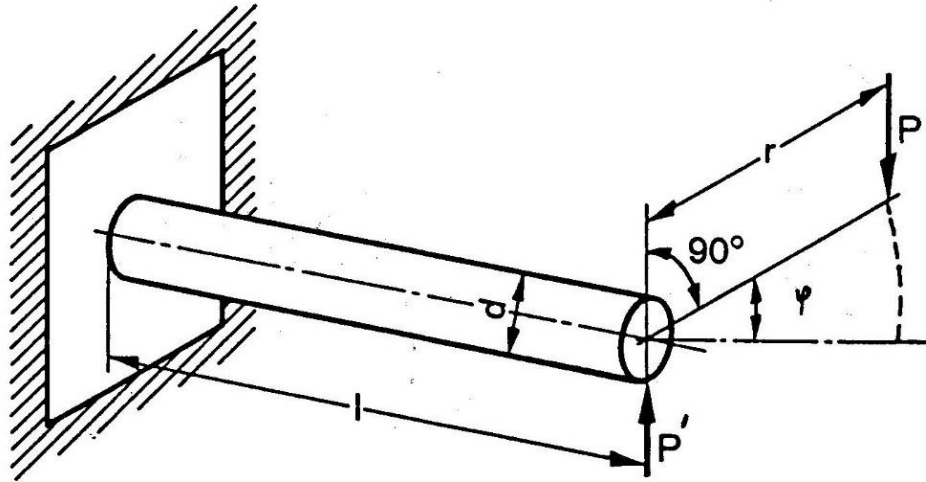


Schéma 1: Zkrutná tyč zatížená momentem. [7]

Platí pevnostní podmínka pro krut:

$$\tau_{dov} \geq \tau_k = \frac{M_k}{W_k} \text{ [MPa]}.$$

Nechť kroučící moment (konstantní průřez, kroučící moment po celé délce konstantní) je

$$M_k = P * r = \tau_{max} * W_k \text{ [Nm]}.$$

Deformace při krutu (úhel natočení):

$$\varphi = \frac{M_k * l}{G * J_p} \text{ [rad]}.$$

Potom posuv působitě síly P vlivem deformace  $\varphi$  je

$$y = r * \varphi = r * \frac{M_k * l}{G * J_p} = \frac{P * r^2 * l}{G * J_p} \text{ [mm]}$$

Pro torzní tuhost tyče platí:

$$C = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{G * J_p}{l} \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \right]$$

Tuhost ve svislém směru (torzní tuhost transformovaná na posuv působitě síly P):

$$C_y = \frac{P}{y} = \frac{G * J_p}{r^2 * l} \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right].$$

Pro kruhový průřez platí polární moment:

$$J_p = \frac{\pi * d^4}{32} [mm^4].$$

Pak modul průřezu je

$$W_k = \frac{\pi * d^3}{16} [mm^3].$$

Jedná-li se o mezikruží, tak polární moment je

$$J_p = \frac{\pi * d^4}{32} * \left[ 1 - \left( \frac{d_i}{d} \right)^4 \right] [mm^4],$$

příčemž

$$W_k = \frac{\pi * d^3}{16} * \left[ 1 - \left( \frac{d_i}{d} \right)^4 \right] [mm^3],$$

kde  $d_i$  je vnitřní průměr.

### Výpočtová délka zkrutné tyče

Pro další výpočty lze místo délky  $l$  uvažovat s tzv. redukovanou délkou  $l_R$ , neboť se může uvažovat částečně i kroucení kuželového přechodu.

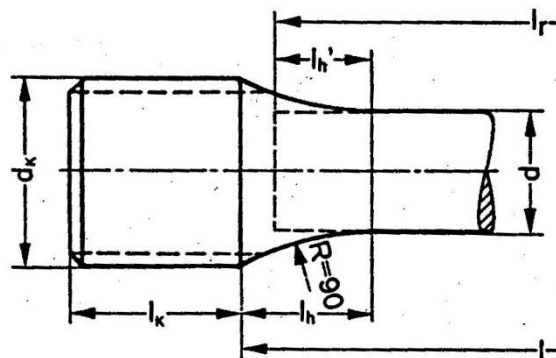


Schéma 2: Výpočtová délka zkrutné tyče  $l_R$ . [7]

Doporučená délka kuželového přechodu:

$$l_h = \frac{d}{2} * \left( \frac{d_K}{d} - 1 \right) * \sqrt{\frac{\frac{4R}{d}}{\frac{d_K}{d} - 1} - 1} \text{ [mm]},$$

kde

$d_K$  je průměr konců zkrutné tyče s drážkováním,

$d$  nejmenší průměr zkrutné tyče,

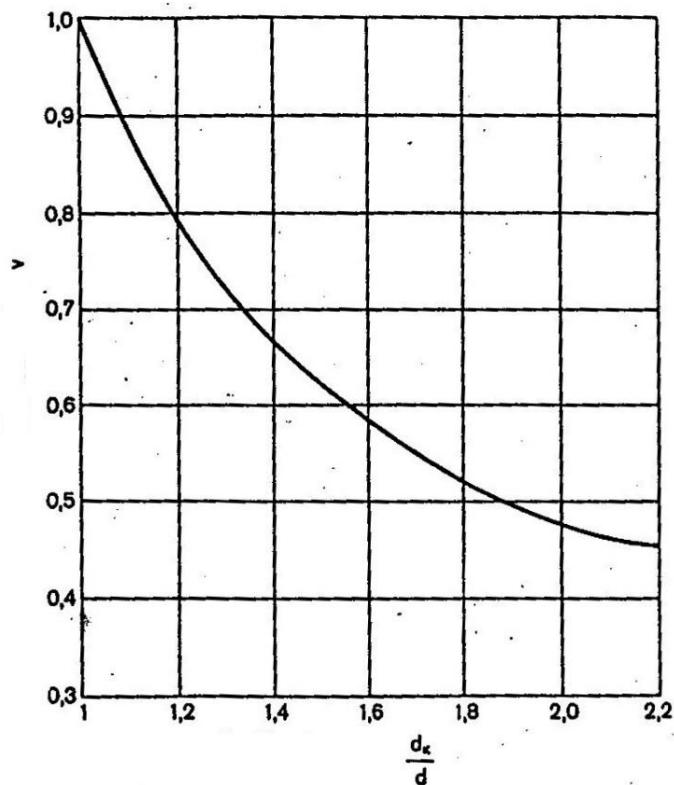
$R$  poloměr přechodu.

Pro redukovanou délku přechodu platí, že

$$l'_h = v * l_h \text{ [mm]},$$

kde  $v$  je tzv. součinitel přechodu závislý na poměru  $d_K/d$  (graf 1), pak redukovaná délka  $l_R$  potřebná pro další výpočty je:

$$l_R = l - 2l_h + 2l'_h = l - 2l_h(1 - v)$$



Graf 1: Závislost součinitele přechodu na poměru  $d_K/d$ . [7]

## 2. Koncepční návrh stabilizátoru

### 2.1. Úvod do problematiky

Celá myšlenka a zadání úkolu se zrodila v závodním týmu Buggyra International Racing System (dále jen Buggyra), když šéfkonstruktor a pilot David Vršecký chtěl zrealizovat na nově stavěném, i na stávajícím dakarském závodním speciálu Tatra stabilizátor zadní nápravy. Úkolem bylo navrhnout možné varianty konstrukce a provést analýzu, zda by bylo možné využít stabilizátor z nynějších sériově vyráběných nákladních automobilů Tatra. V neuskutečnitelném případě navrhnout nový stabilizátor s uložením k polonápravám a k nosnému rámu vozidla. Následně vybraný koncepční návrh podrobit důkladné analýze od vytvoření geometrického virtuálního 3D modelu, přes správně zvolený materiál, dimenzování jednotlivých komponent, až po analýzu vybraných součástí pomocí metody konečných prvků. V závěru pak zadat stabilizátor k výrobě.

#### 2.1.1. BUGGYRA International Racing System [13, 14, 15]

Značka Buggyra je známá široké veřejnosti svými aktivitami v motosportu. Její kořeny sahají až do roku 1969, kdy známý český automobilový designer Václav Král založil značku Baghira. V roce 1999 se novým vlastníkem této značky stal dvojnásobný Mistr Evropy v závodech tahačů na okruzích FIA (1995, 1996) Martin Koloc, který na jejích základech vybudoval soukromý tým s pozměněným názvem Buggyra.

V roce 2001, v prostorách nově vybudovaného Buggyra Technology Center v Roudnici nad Labem, vyjel první ryze český a soukromý tahač Buggyra Mk001 vlastní konstrukce s vlastním upraveným motorem. O rok později stály na startu evropského šampionátu Super Race již dva speciály (Mk001, Mk002) s pilotem Gerdem Körberem (jeden z nejúspěšnějších pilotů okruhových tahačů) a nováčkem Davidem Vršeckým. Gerd Körber dominoval i nad silnými továrními týmy a získal první titul Mistra Evropy za tým Buggyra. Úspěchy začaly s každým rokem na účet Buggyry přibývat. Gerd Köber v roce 2003 obhájil další titul Mistra Evropy v třídě Super Race Truck. Následně Markus Bösiger (2007) a David Vršecký (2008, 2009) obhájili titul Mistra Evropy v třídě Race Truck. K tomu Buggyra získala čtyřikrát titul Mistra Evropy v týmové soutěži (2007, 2008, 2009, 2015), tři světové vytrvalostní rekordy a pět světových rychlostních rekordů (např. David Vršecký se speciálním tahačem Buggyra *DragBoy* s výkonem necelých dvou tisíc koní za rychlost 281,723 km/h s letným startem – rok 2004; za rychlost 171,878 km/h s pevným startem – rok 2008). Dalším výborným pilotem Buggyry



je Adam Lacko, který na Mistrovství Evropy v tahačích získal v roce 2014 4. místo, v roce 2015 a za sezónu 2016 titul vicemistra.

K okruhovým závodům přibyl také jeden z nejtěžších závodů na světě – Rallye Dakar, kterého se již v roce 2011 zúčastnil David Vršecký, a to s použitím vlastní pohonné jednotky Buggyra Gyrttech.

V roce 2013 uzavřela Buggyra partnerství s nejstarší středoevropskou automobilkou TATRA TRUCKS a.s.<sup>1</sup> (dále jen Tatra). Na základě dlouhodobě vyvíjené konstrukce T 815 Ing. Radomíra Smolky (technický ředitel automobilky Tatra) postavila Buggyra nový závodní dakarský speciál s názvem *FatBoy*, s kabinou T 815 a vlastním motorem Gyrttech. V roce 2015 získal Martin Kolomý s tímto vozem nejlepší výsledek na Rallye Dakar pro český tým, a to 5. místo. Dnes má Buggyra postaveny další dva nové dakarské speciály již s novou kabinou Tatra Phoenix (Phoenix I, Phoenix II). V kabinách doposud seděly další špičky motorsportu jako David Vršecký, Martin Kolomý, Josef Kalina, Aleš Loprais, Jaroslav Valtr a Martin Prokop.



Obrázek 7: NAHOŘE: Dva okruhové tahače tzv. FatFox účinkující v evropském šampionátu FIA ETRC.

DOLE: Dva dakarské speciály Phoenix se svými piloty na Rallye Dakar 2017. Martin Kolomý, Aleš Loprais. [13]

<sup>1</sup> <http://www.tatratrucks.com/>

### 2.1.2. Vybraný automobil

Myšlenka realizace stabilizátoru přišla s vývojem nového závodního dakarského speciálu na konstrukci Tatra Phoenix, který probíhal celý rok 2016. Je to již třetí dakarský závodní speciál, který byl v Buggyra Technology Center, v Roudnici nad Labem postaven. První byl na koncepci Tatra 815, následují dva na typu Phoenix.

Dakarské speciály jsou osazeny motory Gyrttech, vyvíjené též společností Buggyra. Jedná se o šestiválcové řadové turbem přeplňované vznětové motory. Při jejich zdvihovém objemu 12.500 ccm dosahují točivého momentu kolem 4200 Nm a výkonu kolem 1000 koní. Následuje manuální šestnáctistupňová převodovka se vzduchovou podporou.

Jelikož se jedná konstrukčně o automobil Tatra, podvozek spočívá v páteřovém rámu s tzv. centrální nosnou rourou, ze které jsou nezávisle zavěšeny kyvné polonápravy, viz kapitola 1.2.2. Celý podvozek je odpružen pomocí vzduchových měchů a tlumený dvojitými tlumiči od výrobce Reiger<sup>2</sup>. Na nově postaveném speciálu Phoenix II jsou nasazeny kotoučové brzdy jak vpředu, tak dnes již i vzadu. Speciály dosahují hmotnosti kolem 8500 kg a maximální rychlosti 140 km/h, která je elektronicky omezena.

Během roku 2016 se stavěl nový speciál Phoenix II se záměrem, že bude účinkovat společně s Phoenix I na nejnáročnějším závodě světa, na Rallye Dakar 2017. A opět s vlastní konstrukcí konkurovat těm nejlepším továrním týmům na dosavadních prvních příčkách.

### 2.1.3. Účel, provozní podmínky, požadavky

Požadavky na vývoj stabilizátoru zadní nápravy byly předem dány. Zaprvé, aby funkce splňovala předem dané podmínky, a zadruhé, aby zvládl bez poruchy etapy na závodě Rallye Dakar 2017 (dále jen Dakar). Provozní podmínky na Dakaru jsou velice náročné, proto bylo cílem vytvořit stabilizátor (i) co nejjednodušší na údržbu, výměnu či opravu a zajistit jeho snadnou přístupnost na vozidle, (ii) aby bylo možné snadno vymontovat zkrutnou tyč nebo dokonce celé uložení v případě únavy nebo i lomu materiálu. Z toho vyplývá (iii) nutnost rychlého a snadného přístupu ke všem šroubům, které budou co nejjednodušší, kvůli potřebě co nejmenšího množství nářadí.

Jak již bylo uvedeno, podmínky panující při závodě Rallye Dakar jsou extrémní. V České republice bohužel není možnost se ani z daleka přiblížit k tamějším podmínkám kvůli

---

<sup>2</sup> <http://reigersuspension.com/driven-by-the-ambition-to-be-the-best/>

otestování součástí v provozu, který je pro úspěch v takové soutěži nezbytný. Tento fakt velice znesnadňuje stavbu a přípravu vozidla. Z tohoto hlediska byla motivace udělat stabilizátor co nejrobustnější a nejjednodušší ještě vyšší.

Stabilizátor nebylo třeba dimenzovat na dlouhou životnost, ale pouze na takovou, aby zvládl závod s co největší zaručenou bezporuchovostí při velkém namáhání, kterému je stabilizátor při závodě podroben. V případě jeho poruchy bylo počítáno s náhradními komponentami přepravovanými doprovodnými vozidly.

Cílem výroby stabilizátoru zadní nápravy bylo zlepšit jízdní vlastnosti vozů při závodech. V původních ročnících nebyl stabilizátor zapotřebí z důvodu nižších rychlostí, a tak při terénních přejezdech, například v dunách, byl naopak velkým kladem neovlivněný zdvih kola. Kola neztrácela kontakt s povrchem, a tím byla zaručena lepší trakce. Značnou výhodou bylo i to, že jednotlivé etapy soutěže obsahovaly více technických složek v jednotlivých etapách.

Po přestěhování závodu Dakar z Afriky do Jižní Ameriky se změnily nejen podmínky tratí, ale s velkým každoročním pokrokem ve vývoji techniky se závody stále zrychlují. Dnešní tratě už nejsou tak náročné na terén a rok od roku se přibližují stylem k závodům rallye, proto je pro rychlou technickou jízdu stabilita a obratnost vozidla na prvním místě. A právě z tohoto důvodu přišla myšlenka na výrobu stabilizátoru zadní nápravy.

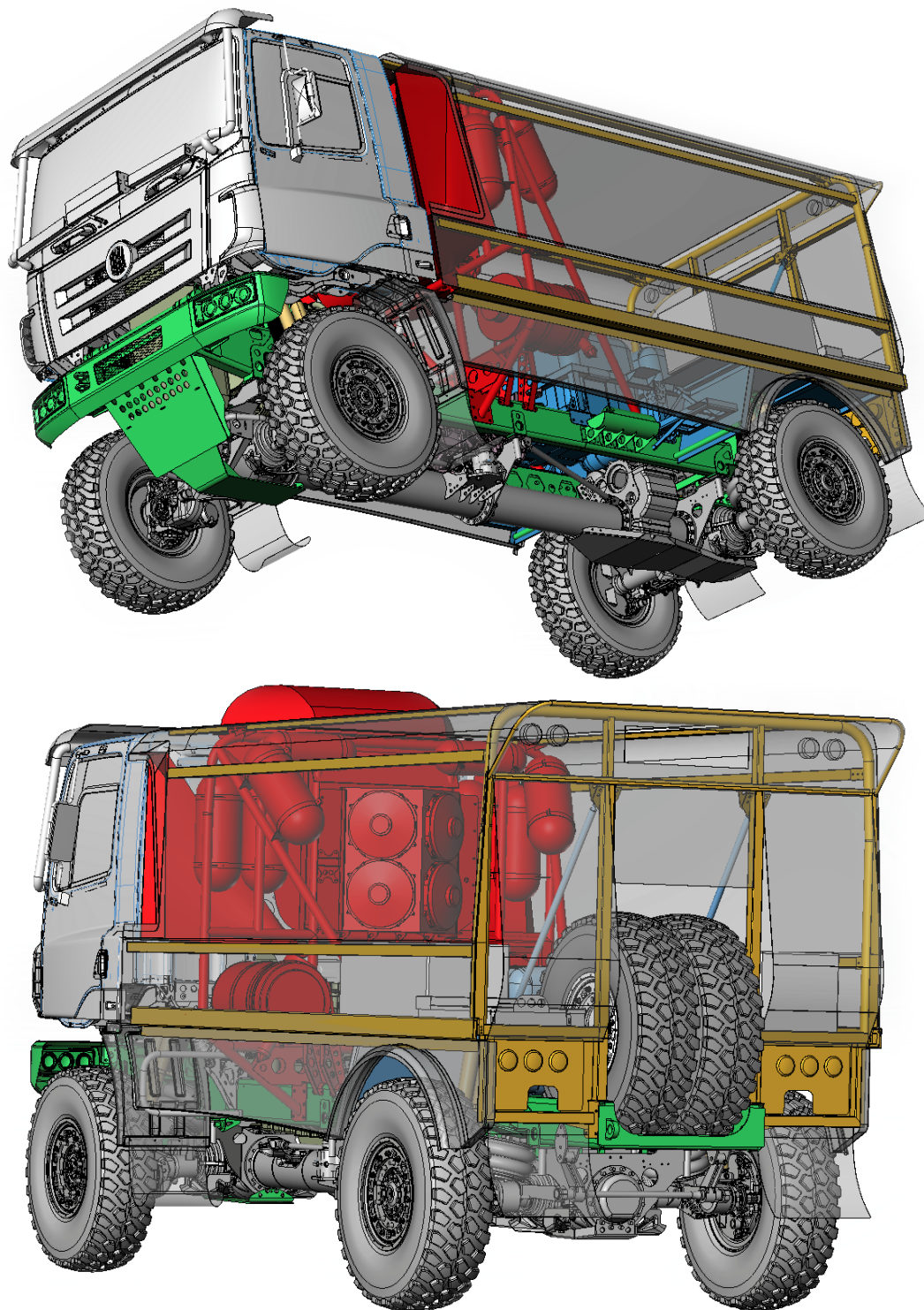
V kapitole 1.3. je popsáno, že stabilizátor montovaný na zadní nápravě přispívá k přetáčivému účinku vozidla, což u vozidla s pohonem 4x4 a s hmotností kolem 8 500 kg je dokonce pozitivem. Automobil je tak při rychlé jízdě v zatáčkách obratnější. Někteří piloti, například pilot jedné z Tater Martin Kolomý, si kvůli přetáčivému účinku nechává často zapojenou i uzávěrku diferenciálu zadní nápravy.

## 2.2. Návrhy koncepčního provedení

### 2.2.1. Potřebné podklady

Hlavním podkladem pro návrh nového stabilizátoru je virtuální model. Buggyra ve spolupráci s Tatrou získala od technického ředitele automobilky Tatra, Ing. Radomíra Smolky, základní model typu Phoenix, který je upravován, aby co nejvíce kopíroval závodní speciál, a na kterém probíhá první krok vývoje nových součástí (*Obr. 8*). V současné době se na této úpravě podílím.

Virtuální model pomáhá ve vývoji jak z časového, tak z finančního hlediska. Možnost nakreslit nejprve model nové součásti v 3D návrhářském softwaru, zjistit jak nejlépe se bude na určité místo hodit a získat tak předem přesné rozměry, je veliký krok ve vývoji. V dnešní době se takto vyvíjí naprostá většina součástí a lze je v těchto softwarech podrobit i analýze metody konečných prvků. V případě Buggyry se jedná o software SolidWorks [32].



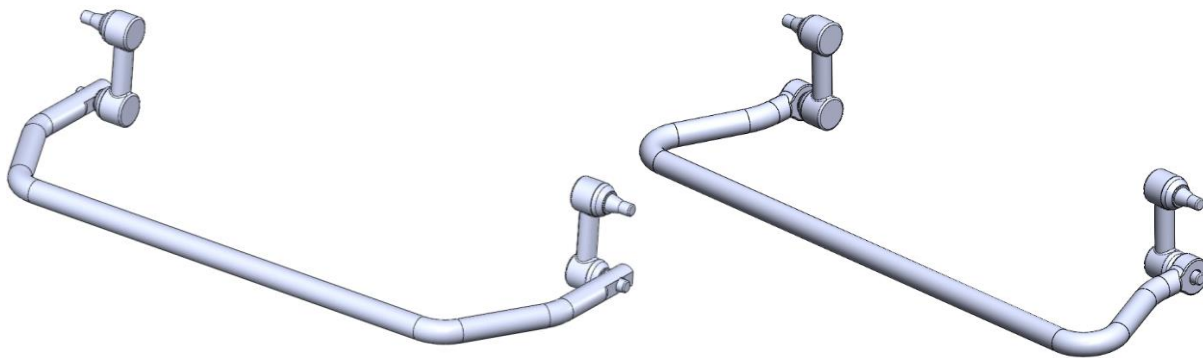
Obrázek 8: Virtuální model závodního speciálu Phoenix II.

### 2.2.2. Sériový stabilizátor

Prvotní myšlenkou a nápadem bylo využít stabilizátor ze sériově vyráběného vozidla Tatra. Přesněji řečeno, využít ze sériového stabilizátoru zkrutnou tyč, případně se stabilizačními tyčemi, a vytvořit nové uchycení k polonápravám a nosnému rámu. Naskýtaly se dvě možnosti, využít zkrutnou tyč z:

- předního stabilizátoru (*Obr. 9, vlevo*),
- zadního stabilizátoru (*Obr. 9, vpravo*).

Nejprve se musely oba stabilizátory z vozidel demontovat, aby byla možnost přesně změřit jejich základní a důležité rozměry a vytvořit jejich přesné modely v programu SolidWorks. Přední stabilizátor se demontoval z modelu Phoenix, zadní z doprovodného vozidla Tatra 8x8. Po vytvoření modelů stabilizátorů bylo možné je přiložit k virtuálnímu modelu závodního speciálu a zjistit, zda jsou pro stanovené požadavky a kritéria vhodné.



*Obrázek 9: Sériový stabilizátor; vlevo: přední, vpravo: zadní.*

Po zkoušce instalace modelů stabilizátorů na virtuální model Phoenixe nastal problém s místem uložení. Oba stabilizátory se zkusily vložit před i za zadní nápravu, ale v obou variantách se naskýtal problém v zástavbovém prostoru. Pro stabilizátory by se musela upravit zadní příčka rámu (vyříznout a ubrat materiál) nebo posunout stabilizátory za nápravu až ke konci vozidla, kde je prostoru dostatek. Nevýhodou však je, že stabilizátor, který bude poměrně daleko od nápravy, bude mít zbytečně složité uchycení, které bude s velkou pravděpodobností více namáhané. Dále nebude kvůli odlehlosti od nápravy chráněn. Velmi by se tak zvýšilo riziko možnosti mechanického poškození v terénu.

### 2.2.3. Vlastní návrh

Protože nebylo možné splnit požadované podmínky a kritéria se sériovými stabilizátory, přistoupilo se na zcela vlastní návrh. S vlastním návrhem přišla velká výhoda, a to možnost širší volby tuhosti.

Často nejlepší variantou bývá vyjít z co nejjednoduššího provedení. Jako jednoduché řešení se dá považovat využití obyčejné rovné zkrutné tyče, která by měla na svých koncích pevně uložená ramena. Ramena by byla na jednom konci uložena pevně ke zkrutné tyči a na svém druhém konci flexibilně pomocí silentbloku k jednotlivým polonápravám. Zkrutná tyč by byla ještě uložena podpěrou s rotačními vazbami k nosnému rámu, aby se eliminoval ohybový účinek ve zkrutné tyči. Svým způsobem se jedná o běžnou konstrukci se hřbetem stabilizátoru uloženým rotační vazbou k nosnému rámu a s konci ramen k nápravě.

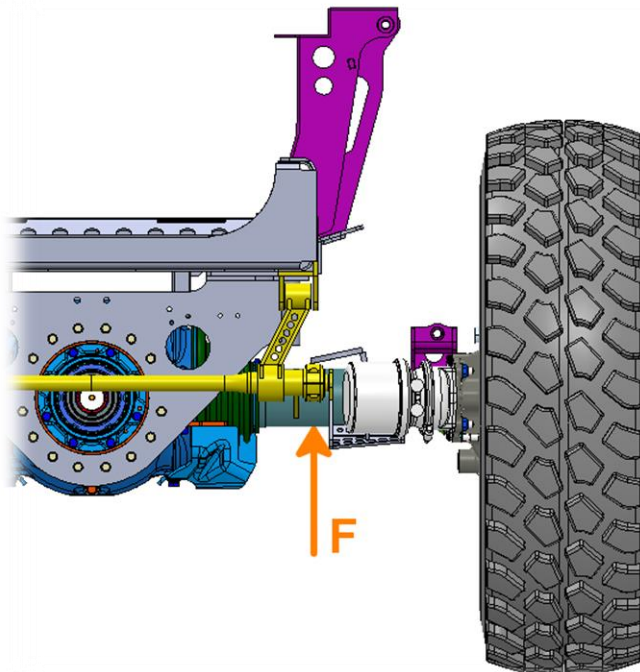
### 3. Konstrukční návrh stabilizátoru

#### 3.1. Kritéria a vstupní údaje

Předem byly stanoveny podmínky a kritéria pro konstrukční návrh. Hlavní kritérium se týká torzní tuhosti. Byla stanovena podmínka, že je-li jedno kolo nápravy kvazistaticky zdviháno, druhé kolo téže nápravy se díky torzní tuhosti stabilizátoru začne zdvihát o rozdíl svislého zdvihu mezi koly 300 mm.

Zapotřebí je především informace, o kolik se zkrutná tyč maximálně natočí při výše uvedeném statickém zatížení. To lze zjistit ze zadaného rozdílu zdvihu levého a pravého kola pomocí vytvořeného virtuálního modelu v kapitole 3.3.

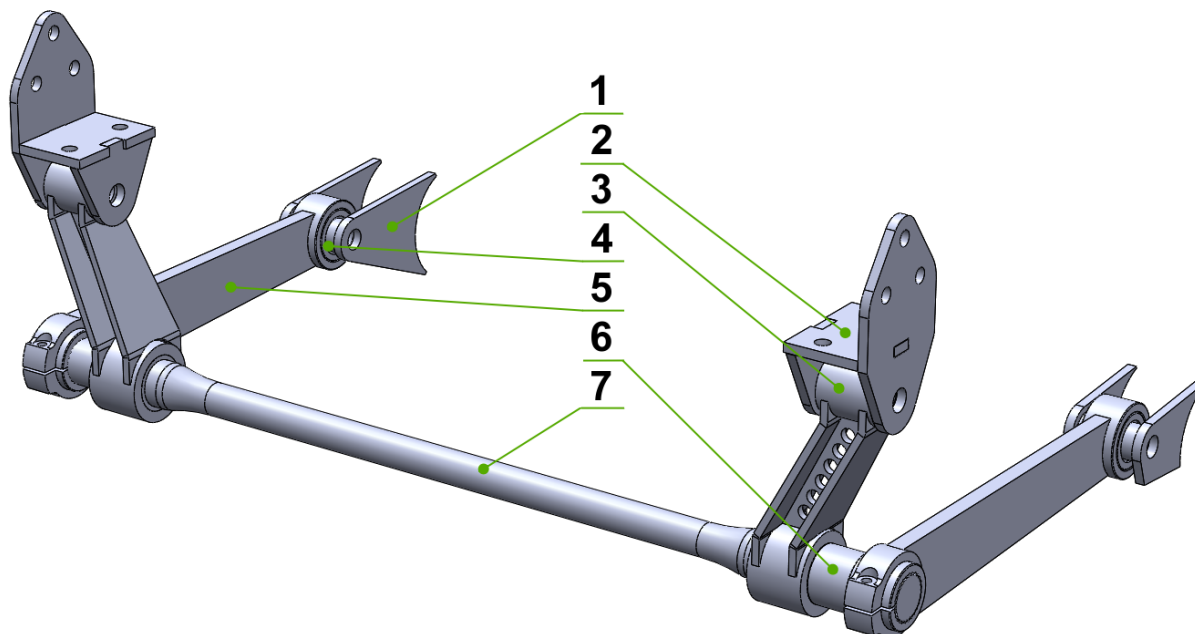
Další dodaný vstupní údaj je síla potřebná ke zdvihu „nastrojené“ polonápravy, tzn. včetně brzd, disků, pneumatik a tlumičů, s výjimkou vypuštěného vzduchu z vaků pružin. V místě uložení stabilizátoru je zapotřebí pro zdvih polonápravy síla 8246 N. Místo uložení (současně místo měření síly) bylo z hlediska zajištění nekolizního a volného prostoru pro snadnou montáž, společně s možností realizace co nejdelší zkrutné tyče, jasně předem dáno (Obr. 10).



Obrázek 10: Znáznorněná síla zdvihu polonápravy na pozici uložení stabilizátoru.

### 3.2. Vizualizace návrhu

Nejprve byl vytvořen prvotní základní model návrhu nového stabilizátoru vlastní konstrukce, který se postupně přetvářel dle potřeb a zjištěných nových parametrů až do konečných detailů. (Obr. 11)



Obrázek 11: Konečný model návrhu nového stabilizátoru.

Tabulka 2: Legenda k obrázku 11.

ČÍSLO	NÁZEV KOMPONENTY
1	Uložení k polonápravám
2	Uložení k nosnému rámu
3	Podpěry
4	Silentbloky
5	Ramena
6	Rozpěrné vložky
7	Zkrutná tyč

Vezme-li se základní popis jednotlivých částí stabilizátoru postupně jdoucích od nápravy, první je uložení ramen stabilizátoru k jednotlivým polonápravám. Jedná se na každé polonápravě o dva ploché výpalky ze silného plechu spojené svarovým spojem. Mezi nimi je vloženo rameno s nalisovaným silentblokem a vše je staženo šroubem. Rameno tvoří současně rameno síly působící na zkrutnou tyč a je tedy ke zkrutné tyči spojeno pevnou vazbou. Na konci ramene je objímka s drážkováním, která se na zkrutnou tyč nasune a objímkou stáhne. Drážky jsou použity z důvodu velkého krouťícího momentu ve spoji a princip objímky je použit



kvůli možné rychlé demontáži. Následné podpěry mají důležité funkce. Díky nim je ve zkrutné tyči uvažován pouze krut, nikoli ohyb. Podpěra je otočně uložena jak ke zkrutné tyči, tak k uložení k rámu. Je to z důvodu umožnění kyvného pohybu, ke kterému dochází při vykřížení polonáprav.

Z nedostatku času před odevzdáním závodních speciálů pro přepravu na závod Rallye Dakar 2017 byla provizorně vzata již hotová zkrutná tyč o průměru konců 50 mm, ale jiné tuhosti. Drážkování bylo dlouhé, proto jsou ramena zakřivená a mezi podpěry a ramena jsou vloženy poměrně dlouhé rozpěrné kroužky, jinak by docházelo k pootáčení podpěr po drážkové části tyče a mosazné vložky v podpěrách by měly krátkou životnost. Rozpěrné kroužky nedovolují posunutí tyče v příčném směru vozidla (v ose zkrutné tyče) a podpěra se neodírá o ramena stabilizátoru. Nově vyrobené zkrutné tyče se na závod transportovaly dodatečně.

### 3.3. Geometrický 3D virtuální model

Základem pro geometrický model byl pro lepší přehlednost zjednodušen model závodního speciálu. Na modelu byla ponechána pouze kompletní zadní náprava osazená disky s pneumatikami a potřebná část nosného rámu s konzolí pro uložení tlumičů. Další části zde nejsou zapotřebí. Pomocí vazeb v sestavě v programu SolidWorks byl model postupně rozpohybován a po zjištění parametrů tlumičů a pozic dorazů byly dány i vazby s omezením úhlů, aby geometrie modelu odpovídala reálnému vozidlu.

#### *Zjištění horního a dolního dorazu (maximální úhel natočení polonáprav)*

Maximální možné natočení polonápravy je omezeno dorazy, které jsou v téměř stejné poloze, jako maximální a minimální zdvih tlumičů. Na závodním speciálu jsou použity dvojité tlumiče od výrobce Reiger, které mají základní parametry viz *tabulka 3*.

*Tabulka 3: Základní parametry použitých tlumičů.*

max. zdvih	nulová poloha	min. zdvih
805 mm	705 mm	505 mm

Z těchto získaných parametrů lze pomocí vytvořeného geometrického modelu snadno zobrazit polohu polonáprav v polohách maximálního zdvihu tlumičů, minimálního zdvihu tlumičů a v nulové poloze a následně změřit úhly natočení polonáprav.

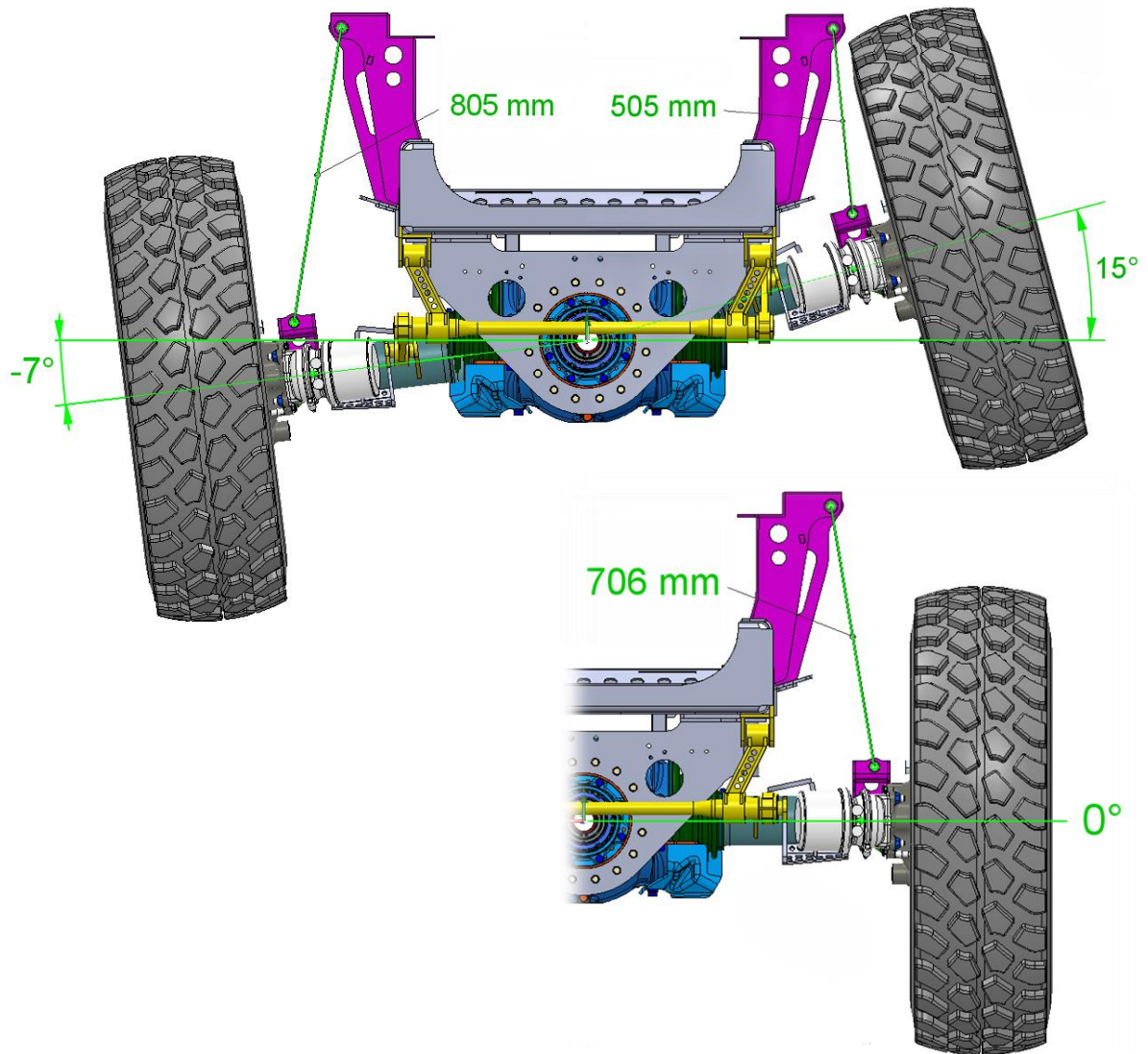


Schéma 3: Geometrický virtuální model s maximálním zdvihem (nahore vlevo), minimálním zdvihem (nahore vpravo) polonápravy a polohy s nulovou polohou tlumičů (dole).

Fialově vyznačené části na *schématu 3* jsou horní a dolní konzole uložení tlumičů, žlutě je vyznačený návrh stabilizátoru.

Na *schématu 3* je nahore vlevo nasimulovaná délka tlumiče s maximálním zdvihem 805 mm. Úhel natočení polonápravy kolem osy svého otáčení (osa centrální nosné roury) je úhel mezi rovinou nulové polohy (odpovídají shodou okolností vodorovné poloze) a rovinou natočené polonápravy. Na pravé horní části je zobrazen úhel při minimálním zdvihu tlumičů.

Tabulka 4: Maximální možné natočení polonáprav.

ÚHEL NATOČENÍ POLONÁPRAV	
při max. zdvihu tlumičů	-7°
při min. zdvihu tlumičů	15°
celkové max. natočení	22°

### Úhel natočení zkrutné tyče při zadaných parametrech

Pro další výpočty je zapotřebí především informace, o kolik se zkrutná tyč maximálně natočí při výše uvedené podmínce, že rozdíl zdvihu kol činí  $300\text{ mm}$  a síla připadající na rameno zkrutné tyče je  $8246\text{ N}$ . Pomocí 3D virtuálního modelu lze snadno nasimulovat situaci se zdvihnutým kolem o zadanou hodnotu  $300\text{ mm}$  a změřit úhel mezi podélnými rovinami ramen (Schéma 4). Jinou variantou je odečíst svislý rozdíl mezi uloženými rameny stabilizátoru. Tato hodnota tvoří velikost protilehlé strany pravostranného trojúhelníku, velikost přilehlé strany tvoří délka ramene. Pomocí goniometrických funkcí lze zjistit úhel natočení zkrutné tyče.

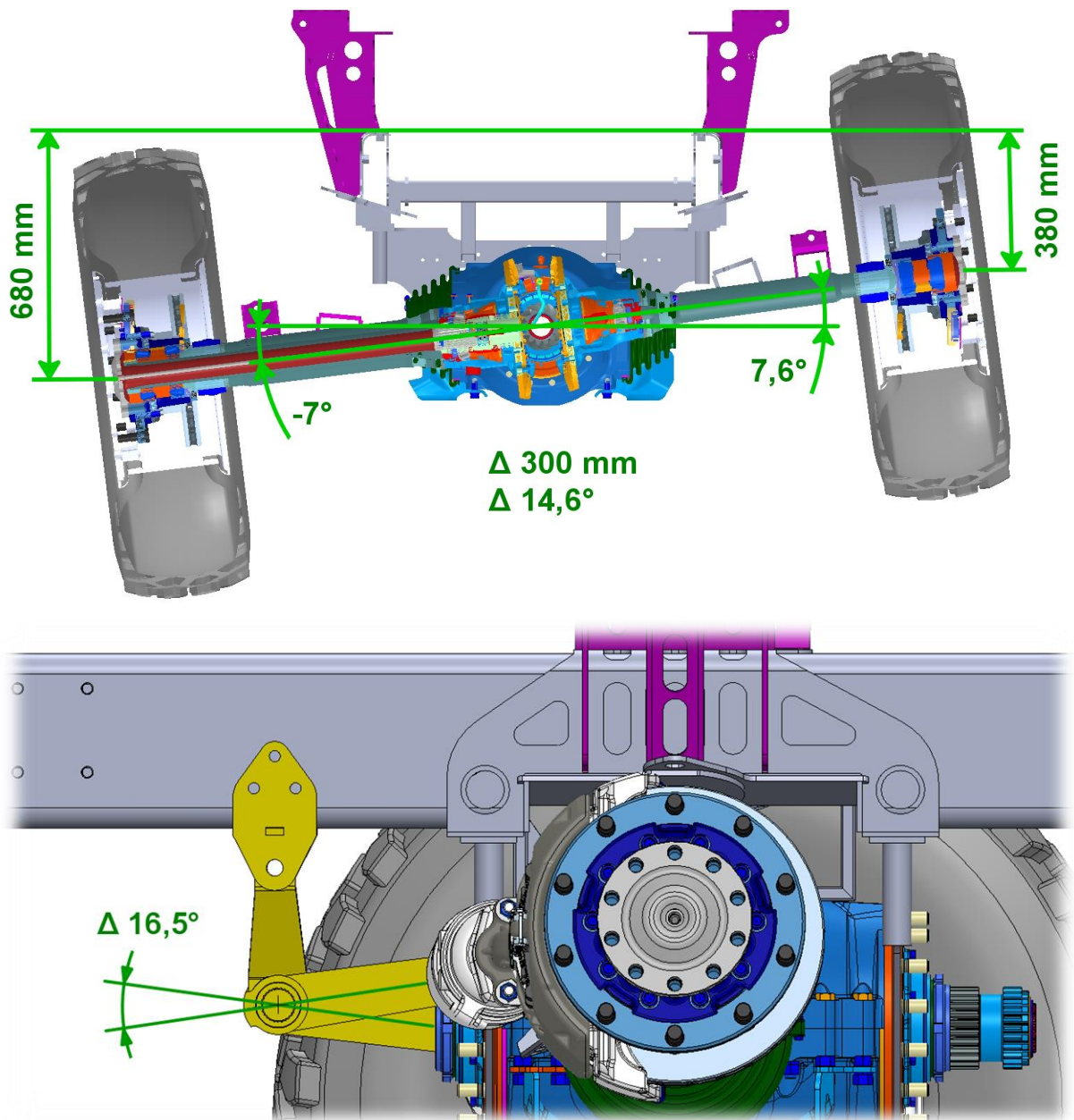


Schéma 4: Poloha a parametry stabilizátoru při zadaných hodnotách.

Na *schématu 4* je patrné, že pokud je rozdíl mezi zdvihem kol 300 mm (měřeno ke zvolené rovině odpovídající horní ploše nosného rámu), celkový rozdíl natočení polonáprav již není 22°, ale pouze žádaných 14,6°. V dolní části je znázorněná hodnota natočení zkrutné tyče, která činí 16,5°.

### 3.4. Popis jednotlivých částí

#### 3.4.1. Zkrutná tyč

Jedná se o tyč kruhového průřezu z pružinové oceli, která má vysoký podíl elasticity. Více o materiálech v *kapitole 1.3.3.* a *3.5.1.*, o zkrutných tyčích v *kapitole 1.3.2.* Konce zkrutné tyče jsou rozšířeny ze dvou důvodů:

- aby nedocházelo ke zkrutu v místě uchycení ramene, kde by docházelo k namáhání drážkování na krut,
- aby drážkování mohlo mít větší počet zubů pro větší pevnost na stříh a odolnost proti otlacení, protože se očekává velký rázový točivý moment.



Obrázek 12: Navržená zkrutná tyč s evolventním drážkováním.

##### 3.4.1.1. Výpočtová délka zkrutné tyče

Z důvodu rozšířených konců zkrutné tyče nelze uvažovat ve výpočtech dalších parametrů, jako například tuhost nebo dimenzování průměru, celou délku. Není ovšem vhodné počítat jen s částí nejmenšího průměru, i když by se jednalo o výpočty na bezpečné straně, lze ale využít částečně části přechodu menšího na větší průměr, viz *kapitola 1.3.4.* Nejprve se vypočte délka kuželového přechodu  $l_h$ , kde  $d$  je malý průměr,  $d_K$  velký průměr a  $R$  poloměr přechodu (*Schéma 2*).

$$l_h = \frac{d}{2} * \left( \frac{d_K}{d} - 1 \right) * \sqrt{\frac{\frac{4R}{d}}{\frac{d_K}{d} - 1} - 1}$$

$$l_h = \frac{35}{2} * \left( \frac{50}{35} - 1 \right) * \sqrt{\frac{4 * \frac{200}{35}}{\frac{50}{35} - 1}} - 1 = 54,3 \text{ mm}$$

Z poměru velkého a malého průměru se z *grafu 1* odečte součinitel přechodu  $v$

$$\frac{d_K}{d} = \frac{50}{35} = 1,43$$

$$v = 0,65.$$

Redukovaná délka přechodu

$$l'_h = v * l_h$$

$$l'_h = 0,65 * 54,3 = 35,3 \text{ mm}.$$

Výsledná výpočtová délka zkrutné tyče

$$l_R = l - 2l_h(1 - v)$$

$$l_R = 720 - 2 * 54,3 * (1 - 0,65) = 682 \text{ mm}.$$

Tato délka  $l_R$  bude uvažována v následujících výpočtech.

#### 3.4.1.2. Průměr zkrutné tyče

Pro výpočet průměru zkrutné tyče je zapotřebí znát následující vstupní údaje:

- Úhel natočení zkrutné tyče, který je definován v kapitole 1.3.4.
- Výpočtovou délku zkrutné tyče.
- Základní charakteristiku vybraného materiálu. Z dostupných možností se zvolila pružinová ocel značená 14 260 ČSN [22], o které se pojednává v kapitole 3.5.1. Pro výpočet je třeba znát mez kluzu  $Rp_{0,2}$  a modul pružnosti v krutu  $G$ .

Potřebné vztahy:

- natočení  $\varphi = \frac{M_k * l}{G * J_p} [\text{rad}],$
- polární moment průřezu pro kruhovou plochu  $J_p = \frac{\pi * d^4}{32} [\text{mm}^4],$
- kroutící moment  $M_k = F * r [\text{Nmm}].$

Potřebné hodnoty:

- síla  $F = 8\,246\text{ N}$ ,
- rameno síly  $r_1 = 575\text{ mm}$ ,
- rameno síly  $r_2 = 625\text{ mm}$ ,
- výpočtová délka tyče  $l_R = 682\text{ mm}$ ,
- modul pružnosti v krutu  $G = 78,5 \cdot 10^3\text{ MPa}$ ,
- úhel natočení tyče  $0,288\text{ rad } (16,5^\circ)$ .

Poznámka: Na pravé a levé straně jsou ramena rozdílná z důvodu konstrukce diferenciálu u kyvných polonáprav, které jsou předsunuté o  $50\text{ mm}$  v podélném směru vozidla, tudíž jedno rameno je o  $50\text{ mm}$  delší než druhé.

Momenty od jednotlivých ramen:

$$M_{k1} = F * r_1 = 8\,246 * 575$$

$$M_{k1} = 4\,741\,450\text{ Nmm.}$$

$$M_{k2} = F * r_2 = 8\,246 * 625$$

$$M_{k2} = 5\,153\,750\text{ Nmm.}$$

Průměr z působících kroutících ramen:

$$M_k = \frac{M_{k1} + M_{k2}}{2} = \frac{4\,741\,450 + 5\,153\,750}{2}$$

$$M_k = 4\,947\,600\text{ Nmm.}$$

Ze vzorce natočení vytkneme  $J_p$ :

$$J_p = \frac{M_k * l_R}{G * \varphi}.$$

Dosazením do vzorce polárního momentu průřezu dostaneme:

$$\frac{\pi * d^4}{32} = \frac{M_k * l_R}{G * \varphi}.$$

Úpravou vytkneme d:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 * M_k * l_R}{G * \varphi * \pi}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 * 4\,947\,600 * 682}{78500 * 0,288 * \pi}}$$

$$d \approx 35 \text{ mm.}$$

Průměr aktivní části zkrutné tyče je 35 mm.

### 3.4.1.3. Pevnostní podmínka

Potřebné vztahy:

- napětí v krutu  $\tau = \frac{M_k}{W_k} \text{ [MPa]},$
- kroutící moment  $M_k = F * r \text{ [Nm]},$
- průřezový modul v krutu  $W_k = \frac{\pi * d^3}{16} \text{ [mm}^3\text{]},$
- dovolené napětí v krutu  $\tau_{dov} = 0,6 * \frac{R_{p0,2}}{k} \text{ [MPa]},$
- mez kluzu materiálu v tahu  $R_{p0,2} = 1550 \text{ MPa.}$

Dovolené napětí v krutu vychází z poznatku, že mez kluzu ve smyku je rovna 60 % meze kluzu v tahu.

Pevnostní podmínka:

$$\tau_{dov} \geq \tau$$

$$0,6 * \frac{R_{p0,2}}{k} \geq \frac{M_k}{W_k}$$

$$0,6 * \frac{R_{p0,2}}{k} \geq \frac{F * r}{\frac{\pi * d^3}{16}}$$

Z důvodu použití zkrutné tyče na závodech, malé pravděpodobnosti, že bude zkrutná tyč dosahovat maximálního zkrutu  $16,4^\circ$  a nepotřebné dlouhodobé životnosti, byl zvolen součinitel bezpečnosti  $k = 1,4$ .

Pro  $r_1$ :

$$0,6 * \frac{1550}{1,4} \geq \frac{8246 * 625}{\frac{\pi * 35^3}{16}}$$

$$664,3 \text{ MPa} \geq 612,2 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Pro  $r_2$ :

$$0,6 * \frac{1550}{1,4} \geq \frac{8246 * 575}{\frac{\pi * 35^3}{16}}$$

$$664,3 \text{ MPa} \geq 563,2 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Za  $r$  je důležité především dosadit rozměr delšího ramene  $r_1$ , protože na něj působí větší namáhání a výpočet bude tak na bezpečné straně.

#### 3.4.1.4. Drážkování

Drážkování bylo možné volit rovnoboké, evolventní nebo jemné. Zvoleno bylo evolventní drážkování pro své výhody a kompatibilitu s dříve vyrobenými rameny pro původně převzatou zkrutnou tyč s evolventním drážkováním s modulem nástroje 2 (*Schéma 5*).

Výhody evolventního drážkování: [16]

- Používá se pro velké a rázové kroutící momenty.
- Rameno (náboj) lze na hřídeli přesadit o velmi malý úhel (z důvodu sousosti drážkování na obou koncích zkrutné tyče je tato výhoda velmi důležitá).
- Umožňuje realizovat různá uložení od volně posuvných až po nalisování (to je využito pomocí stahovací objímky na rameni stabilizátoru).
- Evolventní drážkování se ve spoji nejlépe vystředí.
- Větší odolnost proti únavě oproti rovnobokému drážkování.
- Zeslabuje průměr hřídele méně než u rovnobokého drážkování.
- Evolventy pro drážkování se používají s úhlem profilu  $30^\circ$ .



Evolventní drážkování je specifikováno v normě ČSN 01 4950 - ČSN 01 4955.

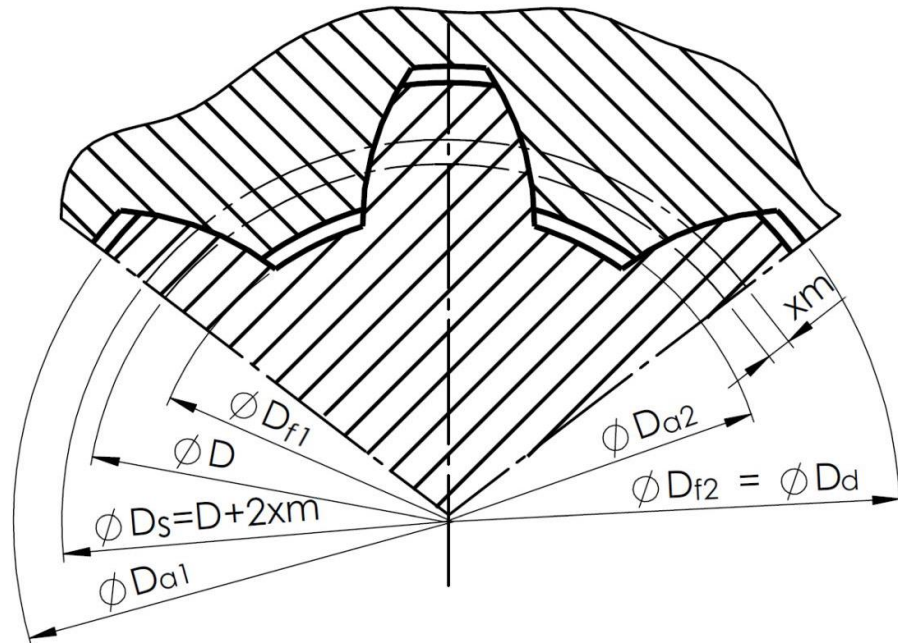


Schéma 5: Základní rozměry evolventního drážkování dle ČSN 01 4952. [17]

Drážkování bylo tedy zvoleno evolventní, kterému odpovídá *tabulka 5* strojnických tabulek vytvořených podle normy ČSN 01 4952. V *tabulce 5* je znázorněno, že vnějšímu průměru o hodnotě 50 mm a modulu nástroje 2 odpovídá 24 zubů.

Tabulka 5: Rozměry evolventního drážkování dle ČSN 01 4952 (rozměry D v mm). [17]

Jmenovitý průměr D		Modul, m															
		Řada 1	0,5	–	0,8	–	1,25	–	2	–	3	–	–	5	–	8	–
		Řada 2	–	0,6	–	1	–	1,5	–	2,5	–	3,5	4	–	6	–	10
Řada 1	Řada 2	Počet zubů, z															
–	28	54	45	34	26	21	17	12	10	8							
30	–	–	48	36	28	22	18	13	10	8			–				
–	32		52	38	30	24	20	14	11	9		6					
35	–		57	42	34	26	22	16	12	10		7					
–	38		62	46	36	29	24	18	14	11		8	–				
40	–		64	48	38	30	25	18	14	12		8	6				
–	42		68	51	40	32	26	20	15	12		9	7				
45	–		74	55	44	34	28	21	16	13	12	10	7	–			
–	48		78	58	46	37	30	22	18	14	12	10	8	6			
50	–		–	60	48	38	32	24	18	15	12	11	8	7			
–	52			64	50	40	33	24	19	16	12	11	9	7			
55	–			66	54	42	35	26	20	17	14	12	9	8			
–	58			70	56	45	37	28	22	18	14	13	10	8			–
60	–			74	58	46	38	28	22	18	16	13	10	8			–

*Kontrola na stříh*

Potřebné vztahy a výpočet kontroly na stříh: [17]

$z$	.....	počet zubů
$m$	.....	modul nástroje
$D_{a1}$	.....	průměr hlavové kružnice zkrutné tyče
$D$	.....	roztečná kružnice
$D_{f1}$	.....	průměr patní kružnice zkrutné tyče
$b$	.....	tloušťka zubu
$K$	.....	korekční součinitel (evolventní drážkování $K = 0,5$ )
$f$	.....	poloměr zaoblání hran
$L$	.....	délka drážkování
$F$	.....	síla působící na poloměru roztečné kružnice vyvolaná kroučícím momentem na zkrutné tyči
$P$	.....	tlak působící na boky drážkování
$S$	.....	zatěžovaná plocha drážkování na stříh/tlak
$M_k$	.....	kroučící moment na zkrutné tyči (v následujících výpočtech je kvůli vyšší bezpečnosti dosazen pouze vyšší moment s ramenem $r_2$ )
$S$	.....	plocha zubů v záběru

$$M_k = F * r_2 = 8246 * 625 = 5\,165\,000 \text{ Nmm}$$

$$D = z * m = 24 * 2 = 48 \text{ mm}$$

$$b = \frac{\pi * m}{2} = \frac{\pi * 2}{2} = \pi$$

$$F = \frac{2 * M_k}{D} = \frac{2 * 5\,165\,000}{48} = 215\,208 \text{ N}$$

$$S = b * L * K * z = \pi * 35 * 0,5 * 24 = 1320 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{215\,208}{1320} = 163,04 \text{ MPa}$$

$$\tau_{dov} \geq \tau = \frac{F}{S}$$

$$664,3 \geq 163,04 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Minimální možná délka drážkování:

$$L = \frac{F}{b * K * z * \tau_{dov}} = \frac{215\,208}{\pi * 0,5 * 24 * 664,3} = 9,2 \text{ mm}$$

Potřebná délka drážkování, aby nedošlo ke stříhu je rovna minimálně 10 mm.

#### *Kontrola na otláčení*

$$P_{dov} \geq P = \frac{F}{S}$$

$$P_{dov} = \frac{Rp_{0,2}}{k} = \frac{1550}{1,5} = 1033,3 \text{ MPa}$$

$$S = \left[ \frac{D_a - D_f}{2} - 2 * f \right] * L * z * K = \left[ \frac{50 - 46}{2} - 2 * 0,5 \right] * 35 * 24 * 0,5 = 420 \text{ mm}^2$$

$$P = \frac{F}{S} = \frac{215\,208}{420} = 512,4 \text{ MPa}$$

$$P_{dov} \geq P$$

$$1033,3 \geq 512,4 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Minimální možná délka drážkování:

$$L = \frac{F}{P_{dov} * \left[ \frac{D_a - D_f}{2} - 2 * f \right] * z * K} = \frac{215\,208}{1033,3 * \left[ \frac{50 - 46}{2} - 2 * 0,5 \right] * 24 * 0,5} = 17,4 \text{ mm}$$

Potřebná délka drážkování, aby nedošlo k otláčení tlakem s bezpečností  $k = 1,5$ , je minimálně 18 mm.

Závěrem této podkapitoly lze říci, že drážkování je z hlediska kontroly pevnosti proti stříhu předimenzované a bylo by možné jej optimalizovat. S optimalizací by došlo k lehkému úbytku materiálů a možnému snížení nákladů na výrobu. První variantou by bylo konce zkrutné tyče vyrobit s menším průměrem, nebo průměr konců zkrutné tyče ponechat a snížit délku drážkování, posunout polohu podpěr a získat tím tak delší činnou délku zkrutné tyče. Velký

průměr s větším počtem zubů také přináší přesnější souosost drážkování na obou koncích zkrutné tyče. Z důvodu dostatečného prostoru zástavby a výroby pouze tří kusů bylo drážkování navrženo dostatečně dlouhé pro naprostou jistotu pevnosti a pro snížení únavy. Dalším aspektem pro předimenzování je možnost otlacení drážkování z důvodu jistých velkých rázových vibrací při závodě po nezpevněném povrchu.

Pro výpočet bezpečné délky drážkování je potřebná informace o dovoleném tlaku. Ta byla zjištěna přepočtem z dovoleného napětí. Po výpočtu je odpovídající tlak na drážky  $512,4 \text{ MPa}$ , zatímco dovolené napětí vychází  $1033,3 \text{ MPa}$ . Drážkování má tedy se svou délkou  $35 \text{ mm}$  dostatečnou rezervu pevnosti proti otlacení, aby i v náročném terénu, kde dochází k velkým rázovým kmitům, drážkování odolalo. V případě potřebné optimalizace by dle výpočtů stačila délka drážkování proti otlacení  $18 \text{ mm}$ .

### Únava

Zkrutná tyč je vyrobena z oceli 14 260, která je charakterizována ČSN 41 4260 [22]. Ze zadaných parametrů a velikosti namáhání splňuje pro využití na stabilizátoru pevnostní podmínku. Jelikož se jedná o velmi namáhanou součást především na krut, je důležité provést výpočet na únavu. Výpočet na počet cyklů do poruchy je stanoven v místech vrubů, tedy na místech největších koncentrací napětí, tj. na přechodu aktivní délky zkrutné tyče s rozšířenými konci a v místě drážkování na koncích tyče.

Pro výpočet únavy je potřeba znát síly ve vyšetřovaných místech. Zkrutnou tyč si lze představit jako nosník na dvou podporách, zatížený silami a kroutícím momentem v místě drážkování od ramen a dvěma silami nahrazujícími podpory. Po definování všech sil lze spočítat ohybové a smykové namáhání v jednotlivých místech.

Nejprve je konkrétní místo podrobeno vysokocyklové únavě, tzn., že dle strojnických tabulek jsou definovány veškeré vrubové součinitele, vypočteny meze vysokocyklové únavy a porovnány s působícím zatížením. Je-li působící zatížení větší než mez vysokocyklové únavy, nesplňuje podmínku a místo je vyšetřeno dle předpisu vycházejícího z normy ČSN 69 0010 na nízkocyklovou únavu [18]. Poté je stanoven počet cyklů do poruchy.

Výpočet je proveden v prostředí matematického softwaru MathCad<sup>3</sup>:

<sup>3</sup> <http://www.ptc.com/engineering-math-software/mathcad>

Seznam použitých veličin:

$R_a, R_b$	reakce od podpěr
$F := 8246 \cdot \text{N}$	přenesená síla od polonápravy
$R_2 := 625 \cdot \text{mm}$	rameno působící síly
$M_k := F \cdot R_2 = 5.154 \times 10^6 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$	kroučící moment působící od ramene
$a := 714 \cdot \text{mm}$	vzdálenost podpěry $R_a$ k místu 1
$b := 56 \cdot \text{mm}$	vzdálenost síly od místa 2
$c := 829 \cdot \text{mm}$	vzdálenost mezi podpory
$d := 88 \cdot \text{mm}$	vzdálenost síly od podpory
$d_1 := 35 \cdot \text{mm}$	průměr torzní tyče v nejužším místě
$d_2 := 46 \cdot \text{mm}$	průměr rozšířeného konce torzní tyče bez drážkování
$R_m := 1730$	mez pevnosti v tahu [MPa]
$\sigma_p := 1730 \cdot \text{MPa}$	mez pevnosti v tahu
$R_p := 1550$	mez kluzu [MPa]
$\eta := 0.95$	součinitel jakosti povrchu
$r_1 := 200$	poloměr osazení v místě 1 [mm]
$r_2 := 30$	poloměr osazení v místě 2 [mm]

Síly v podporách

$$\sum F_{iy} := 0 \quad F - R_A + R_B - F = 0$$

$$\sum M_{iA} := 0 \quad F \cdot d - R_B \cdot c + F \cdot (d + c) = 0$$

$$R_B := \frac{F \cdot (c + 2 \cdot d)}{c} \quad -> \quad R_B = 9996.7 \text{ N}$$

$$R_A := R_B \quad -> \quad R_A = 9996.7 \text{ N}$$

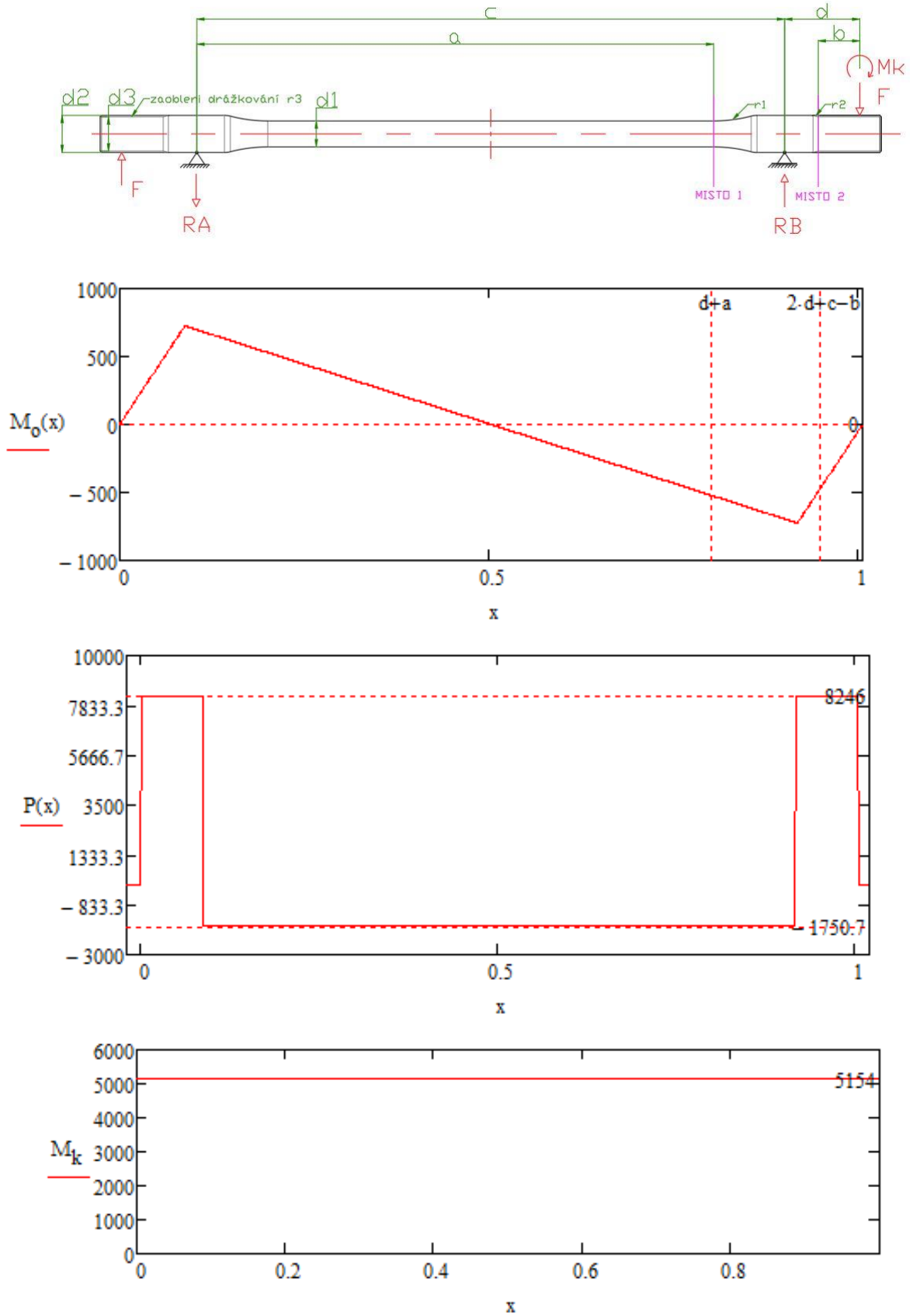
$$M_o(x) := \text{if} \left[ x \leq d, F \cdot x, \text{if} \left[ x \leq d + c, F \cdot x - R_A \cdot (x - d), F \cdot x - R_A \cdot (x - d) + R_B \cdot (x - d - c) \right] \right]$$

$$M_{o,1} := M_o(d + a) \quad M_{o,1} = -5.243 \times 10^5 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{o,2} := M_o(2 \cdot d + c - b) \quad M_{o,2} = -4.618 \times 10^5 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$P(x) := \frac{d}{dx} M_o(x)$$

$$P(x) := \text{if} \left( x \leq 0, F - F, \text{if} \left( x \leq d, F, \text{if} \left( x \leq d + c, F - R_A, \text{if} \left( x \leq 2d + c, F - R_A + R_B, F - R_A + R_B - F \right) \right) \right) \right)$$



Graf 2: Průběh vnitřních účinků;  $M_o(x)$  - ohybový moment,  $P(x)$  - posouvající síla,  $M_k$  - kroutcí moment).

**MÍSTO 1**OHYB

Ohybový moment

$$M_{o.1} := M_o(d + a) \cdot (-1)$$

$$M_{o.1} = 5.243 \times 10^5 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Kvadratický moment průřezu

$$W_{o.1} := \frac{\pi \cdot d_1^3}{32}$$

$$W_{o.1} = 4.209 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o.1} := \frac{M_{o.1}}{W_{o.1}}$$

$$\sigma_{o.1} = 124.6 \cdot \text{MPa}$$

Mez vysokocyklové únavy

součinitel vlivu velikosti na namáhání

$$v_1 := 1.08$$

součinitel tvaru

$$\alpha_{1.1} := 2$$

Aproximace Neuberovou rovnicí (ze Shigleyho)

$$N_r := 1.238 - 0.225 \cdot 10^{-2} \cdot R_m^{-2} + 0.160 \cdot 10^{-5} \cdot R_m^2 + 0.410 \cdot 10^{-9} \cdot R_m^3$$

$$N_r = 4.257$$

Vrbová citlivost na koncentraci napětí

$$q := \frac{1}{1 + \frac{N_r}{\sqrt{r_1}}}$$

$$q = 0.769$$

Efektivní součinitel koncentrace napětí ve vrubu

$$\beta_{1.1} := 1 + q \cdot (\alpha_{1.1} - 1)$$

$$\beta_{1.1} = 1.769$$

Mez vysokocyklové únavy

$$\sigma_c := \frac{0.43 \cdot \sigma_p \cdot v_1 \cdot \eta}{\beta_{1.1}}$$

$$\sigma_c = 431.5 \cdot \text{MPa}$$

Míra bezpečnosti (možný násobek napětí před překročením mezního zatěžovacího cyklu)

$$k_{1.1} := \frac{\sigma_c}{\sigma_{o.1}}$$

-&gt; VYHOVUJE s mírou bezpečnosti

$$k_{1.1} = 3.464$$

KRUT

Polární moment průřezu

$$W_{k.1} := \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} \quad W_{k.1} = 8.418 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k.1} := \frac{M_k}{W_{k.1}} \quad \tau_{k.1} = 612.2 \text{ MPa}$$

Mez vysokocyklové únavy

$$\text{součinitel velikosti} \quad \nu_2 := 1.05$$

$$\text{součinitel tvaru} \quad \alpha_{1.2} := 1.6$$

Součinitel vrubu

$$\beta_{1.2} := 1 + q \cdot (\alpha_{1.2} - 1) \quad \beta_{1.2} = 1.461$$

Mez vysokocyklové únavy

$$\tau_{c.1} := \frac{0.25 \cdot \sigma_p \cdot \nu_2 \cdot \eta}{\beta_{1.2}} \quad \tau_{c.1} = 295.3 \text{ MPa}$$

Míra bezpečnost (možný násobek napětí před překročením mezního zatěžovacího cyklu)

$$k_{1.2} := \frac{\tau_{c.1}}{\tau_{k.1}} \quad k_{1.2} = 0.482$$

->  $k_{1.2} < 1$  NESPLŇUJE PODMÍNKU VYSOKOCYKLOVÉ ÚNAVY ( $N_D > 1E + 8$ )Nízkocyklová únava dle ČSN 69 0010

$$\text{Materiálová konstanta} \quad A_m := 0.45 \cdot 10^5$$

$$\text{Materiálová konstanta} \quad B := 0.66 \cdot R_m - 0.43 \cdot R_p \quad B = 475.3$$

$$\text{součinitel bezpečnosti k počtu cyklů} \quad n_N := 1$$

$$\text{součinitel bezpečnosti k napětím} \quad n_\sigma := 1$$

$$\text{nejvyšší pracovní teplota [C]} \quad t := 45$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red.1} := \sqrt{\sigma_{o.1}^2 + 4 \cdot \tau_{k.1}^2} \quad \sigma_{red.1} = 1230.7 \text{ MPa}$$

Amplituda namáhání

$$\sigma_{A.1} := \beta_{1.2} \cdot 2 \cdot \sigma_{red.1} \cdot \frac{1}{\text{MPa}} \quad \sigma_{A.1} = 3.597 \times 10^3$$



Dovolený počet cyklů

$$N_{D.1} := \frac{1}{n_N} \left[ \frac{A_m}{\sigma_{A.1} - \frac{B}{n_\sigma}} \cdot \left( \frac{2300 - t}{2300} \right) \right]^2$$

-&gt; Počet cyklů do poruchy

$$N_{D.1} = 200 \text{ cyklů}$$

**MÍSTO 2**OHYB

Ohybový moment

$$M_{o.2} := M_o(2 \cdot d + c - b) \cdot (-1)$$

$$M_{o.2} = 4.618 \times 10^5 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Kvadratický moment průřezu

$$W_{o.2} := \frac{\pi \cdot d_2^3}{32}$$

$$W_{o.2} = 9.556 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o.2} := \frac{M_{o.2}}{W_{o.2}}$$

$$\sigma_{o.2} = 48.3 \cdot \text{MPa}$$

Mez vysokocyklové únavy

$$\text{součinitel velikosti} \quad \nu_{2.1} := 1$$

$$\text{součinitel tvaru} \quad \alpha_{2.1} := 1$$

Vrubová citlivost

$$q_2 := \frac{1}{1 + \frac{N_f}{\sqrt{r_2}}}$$

$$q_2 = 0.563$$

Součinitel vrubu

$$\beta_{2.1} := 1 + q_2 \cdot (\alpha_{2.1} - 1)$$

$$\beta_{2.1} = 1$$

Mez vysokocyklové únavy

$$\sigma_{c.2} := \frac{0.43 \cdot \sigma_p \cdot \nu_{2.1} \cdot \eta}{\beta_{2.1}}$$

$$\sigma_{c.2} = 706.7 \cdot \text{MPa}$$

Míra bezpečnost (možný násobek napětí před překročením mezního zatěžovacího cyklu)

$$k_{2.1} := \frac{\sigma_{c.2}}{\sigma_{o.2}}$$

-> VYHOVUJE s bezpečností

$$k_{2.1} = 14.624$$

### KRUT

Polární moment průřezu

$$W_{k.2} := \frac{\pi \cdot d_2^3}{16}$$

$$W_{k.2} = 1.911 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k.2} := \frac{M_k}{W_{k.2}}$$

$$\tau_{k.2} = 269.7 \cdot \text{MPa}$$

### Mez vysokocyklové únavy

šířka zubu	$b := 3.2 \cdot \text{mm}$
průměr konců torzní tyče	$d_3 := 50 \cdot \text{mm}$
poloměr zaoblení drážkování	$r_3 := 0.5 \cdot \text{mm}$
součinitel velikosti	$v_3 := 1$
počet zubů	$z := 24$
součinitel velikosti	$v_{2.2} := 1$
součinitel tvaru	$\alpha_{2.2} := 2.0$

$$\frac{b}{d_3} = 0.064$$

$$\frac{r_3}{d_3} = 0.01$$

$$\frac{d_3 - d_2}{2 \cdot d_3} = 0.04$$

Součinitel vrubu

$$\beta_{2.2} := 1 + \alpha_{2.2} \cdot (\alpha_{2.2} - 1)$$

$$\beta_{2.2} = 1.563$$

Mez vysokocyklové únavy

$$\tau_{c.2} := \frac{0.25 \cdot \sigma_p \cdot v_{2.2} \cdot \eta}{\beta_{2.2}}$$

$$\tau_{c.2} = 262.9 \cdot \text{MPa}$$

Míra bezpečnost (možný násobek napětí před překročením mezního zatěžovacího cyklu)

$$k_{2.2} := \frac{\tau_{c.2}}{\tau_{k.2}}$$

$$k_{2.2} = 0.975$$

-> NESPLŇUJE PODMÍNKU VYSOKOCYKLOVÉ ÚNAVY ( $N_D > 1E + 8$ )

Nízkocyklová únava dle ČSN 69 0010

Materiálová konstanta	$A_m := 0.45 \cdot 10^5$	
Materiálová konstanta	$B := 0.66 \cdot R_m - 0.43 \cdot R_p$	$B = 475.3$
součinitel bezpečnosti k počtu cyklů	$n_N := 1$	
součinitel bezpečnosti k napětím	$n_\sigma := 1$	
nejvyšší pracovní teplota [C]	$t := 45$	

Redukované napětí

$$\sigma_{red.2} := \sqrt{\sigma_{o.2}^2 + 4 \cdot \tau_{k.2}^2} \quad \sigma_{red.2} = 541.5 \text{ MPa}$$

Amplituda namáhání

$$\sigma_{A.2} := \beta_{2.2} \cdot \sigma_{red.2} \cdot \frac{1}{\text{MPa}} \quad \sigma_{A.2} = 1.692 \times 10^3$$

Dovolený počet cyklů

$$N_{D.2} := \frac{1}{n_N} \left[ \frac{A_m}{\sigma_{A.2} - \frac{B}{n_\sigma}} \cdot \left( \frac{2300 - t}{2300} \right) \right]^2$$

-&gt; Počet cyklů do poruchy

$$N_{D.2} = 1314 \text{ cyklů}$$

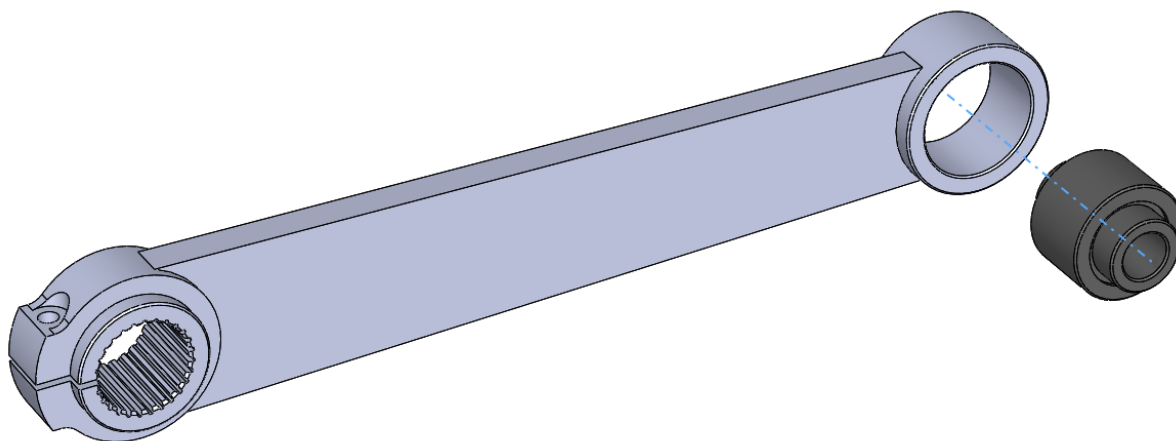
Pozn.: S možností výměny komponenty mezi jednotlivými etapami během závodu, nenaskýtajícího se žádného rizika při destrukci, protože se vozidlo nepohybuje v běžném provozu a destrukce nezpůsobí vyřazení vozidla ze závodu, lze uvažovat, že součinitel bezpečnosti k napětím a součinitel bezpečnosti k počtu cyklů se rovná jedné.

V obou místech vrubu je podmínka vysokocyklové únavy splněna při ohybovém účinku s dostatečnou mírou bezpečnosti. Jelikož je ale zkrutná tyč namáhána především na krut a mez vysokocyklové únavy je brána s větší bezpečností, tyč v tomto případě podmínku vysokocyklové únavy nesplnila. Je vyhodnocen počet cyklů do poruchy dle nízkocyklové únavy vycházející z charakterizace ČSN 69 0010 [18]. Touto normou byly získány přibližné hodnoty, které jsou dostačující.

Je nutné zmínit, že výpočty jsou uvažovány s maximálním namáháním zkrutné tyče, kterého se dá docílit pouze nuceně na dílně, nebo při velmi špatném dopadu při skoku vozidla, nebo například při přejezdu extrémním terénem (např. duny) při závodě. Jinak se zkrutná tyč pohybuje v daleko menším rozsahu zkrutu a do takto krajních poloh se nedostane.

Na závodním speciálu se komponenty nedimenzují na dlouhou životnost, nýbrž na správnou funkci a pokud možno s co nejmenší hmotností. Životnost se bere v úvahu až pokud jsou splněny předchozí požadavky.

### 3.4.2. Ramena



*Obrázek 13: Rameno stabilizátoru s nalisovaným silentblokem.*

Rameno má v mechanismu důležitou roli. Tvoří rameno síly působící na zkrutnou tyč. Rameno je jedním koncem přes silentblok upevněno k uložení na polonápravu a druhým pevnou vazbou ke zkrutné tyči. Pevnou vazbu zajišťuje drážkovaná objímka, která je nasazena na drážkovaný konec zkrutné tyče. Objímka je ještě navíc stažená pomocí šroubu z důvodu rychlé a jednodušší demontáže při případném výskytu problému na závodě.

Rameno je tedy sestaveno z drážkované objímky, vysoustružené silnostěnné trubky pro nalisování silentbloku a pásoviny o tloušťce 18 mm, která určuje délku celého ramene. Mezi jednotlivými díly jsou přesahy pro dostatečný koutový svar.

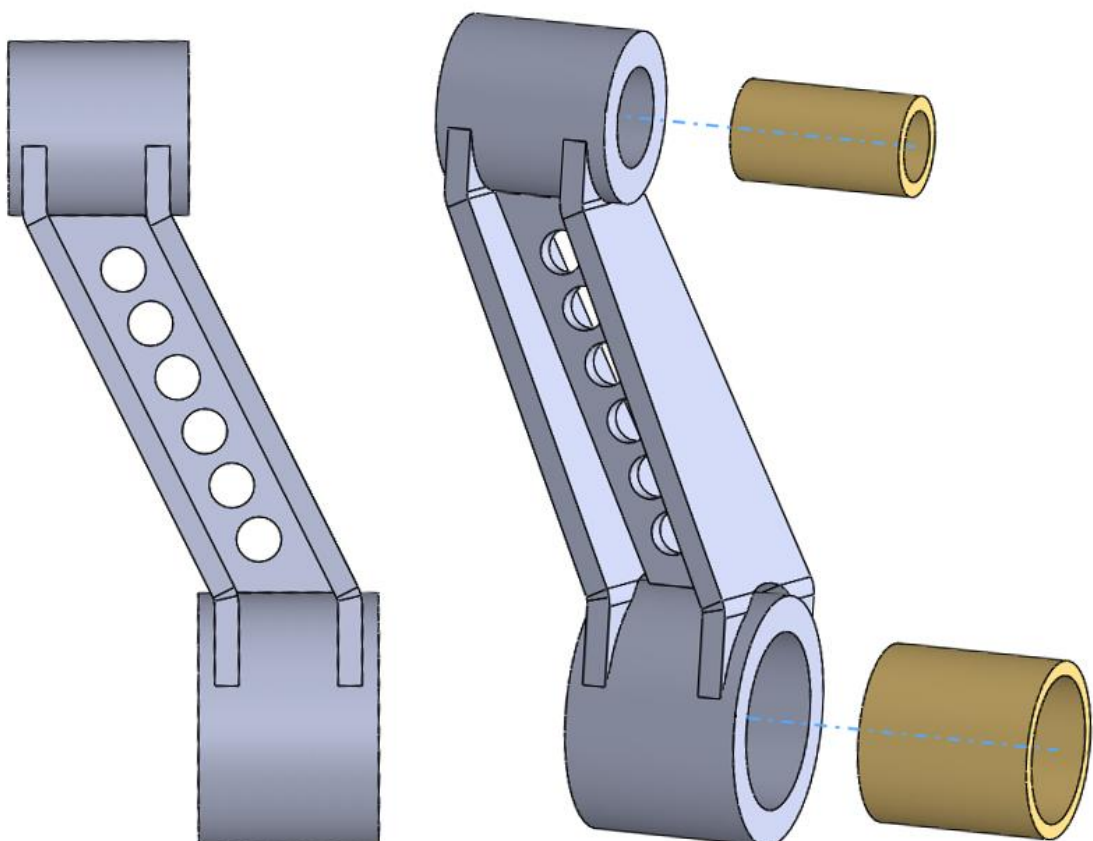
V sestavě ramena zaujímají při nulovém nastavení podvozku vodorovnou polohu z důvodu co nejmenšího vychýlení při propružení kola. Představíme-li si ve středu osy uložení k polonápravě bod, pak tento bod opisuje při zdvihu kola kružnici. Přestože je od nulové polohy zdvih kola směrem vzhůru dvakrát delší než směrem dolů, polonáprava kmitá nejvíce právě kolem nulové polohy. Do druhé poloviny zdvihu vzhůru dojde například až při skoku automobilu, kde funkce stabilizátoru není tak podstatná. Od polohy ramene jsou vyvozené velikostní parametry podpěr a uložení.

Při propružení kola s polonápravou je rameno namáháno na ohyb a krut. Představíme-li si opět uprostřed osy uložení k polonápravě bod, tak při zdvihu kola opisuje bod kružnici.

V tento moment je bod vychýlen ze své původní svislé podélné roviny do nové svislé podélné roviny blíže ke středu otáčení polonápravy. Jelikož druhý konec ramene je pevně ukotven ke zkrutné tyči, je rameno namáháno na ohyb. Z tohoto důvodu je rameno složeno z pásoviny, která je ohybově poddajná ve směru příčném a dovolí mírný ohyb, naopak ve svislém směru je ohybově díky své šířce tuhá a dokáže tak přenést velkou sílu mezi zkrutnou tyčí a polonápravou. Krut je způsoben stejnou příčinou jako ohyb, jelikož polonáprava se otáčí okolo středu diferenciálu, dojde s ní i k natočení uložení. S touto změnou úhlu dojde v rameni k namáhání na krut. Tato nežádoucí namáhání jsou však z většiny části eliminována vloženými silentbloky.

Poznámka: Namáháno je samozřejmě také i drážkování, které bylo pro dostatečnou únosnost lokálně kaleno. Podrobné informace o tepelném zpracování drážkování nebyly zpracovatelem poskytnuty.

### 3.4.3. Podpěry



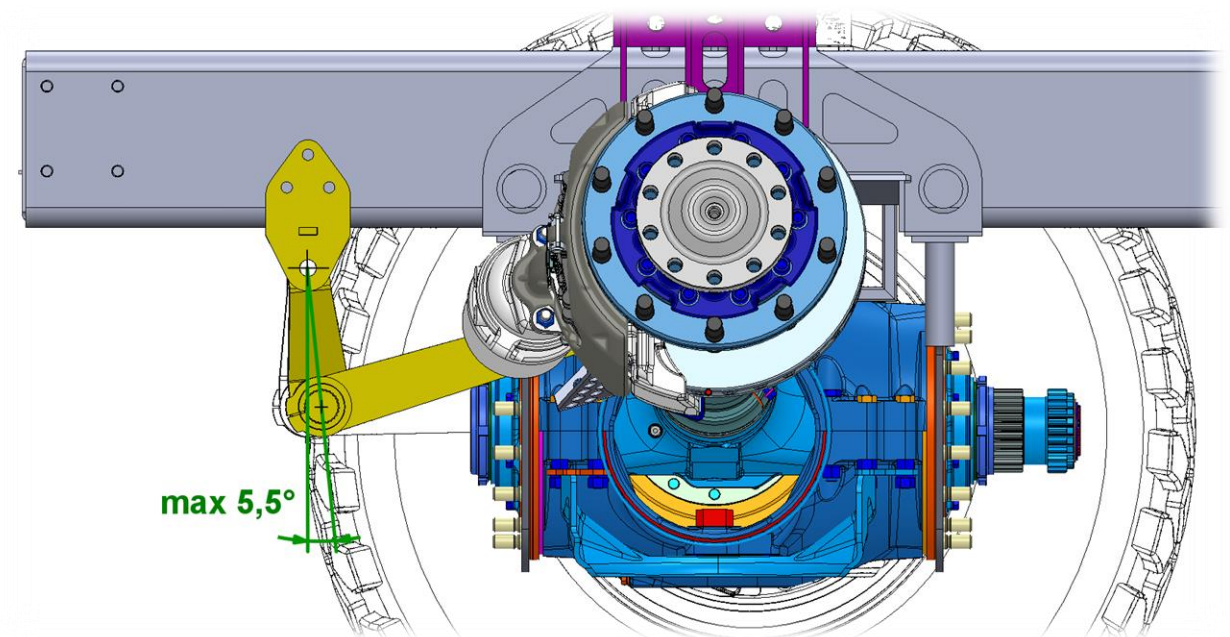
Obrázek 14: Podpěra stabilizátoru ze dvou pohledů včetně mosazných nalisovaných vložek.

Podpěra má zde význam binárního členu mechanismu, který nepřenáší žádné síly a drží zkrutnou tyč pouze na své poloze. Díky podpěrám lze zanedbat při zkrutu tyče ohybový účinek a tyč je namáhána pouze na krut.

Podpěra je tvořena jako tuhý svařenec tvořící profil I, která má dostatečně vysokou hodnotu kvadratického momentu průřezu a oproti jiným profilům je snazší i výroba. Připraví se tři výpalky, předem naohýbané, které se snadno svaří s válcovými vložkami. Středový plech podpěr je navíc doplněn otvory pro odlehčení. Na koncích I-profilu jsou rotační vazby s uložením na nosný rám na jedné straně a se zkrutnou tyčí na straně druhé.

Rotační vazby se skládají z vysoustružených trubek, v nichž jsou nalisované mosazné vložky přinášející jisté klady. V případě opotřebení lze snadno vylisovat a nalisovat nové, a jelikož mosaz je velmi měkký kov, který se využívá mimo jiné i v kluzných ložiskách, má zde vhodné kluzné vlastnosti. Skrze horní mosazné vložky prochází dřík šroubu, skrze spodní vložku zkrutná tyč, tudíž vložky zde fungují právě jako suché kluzné mosazné ložisko.

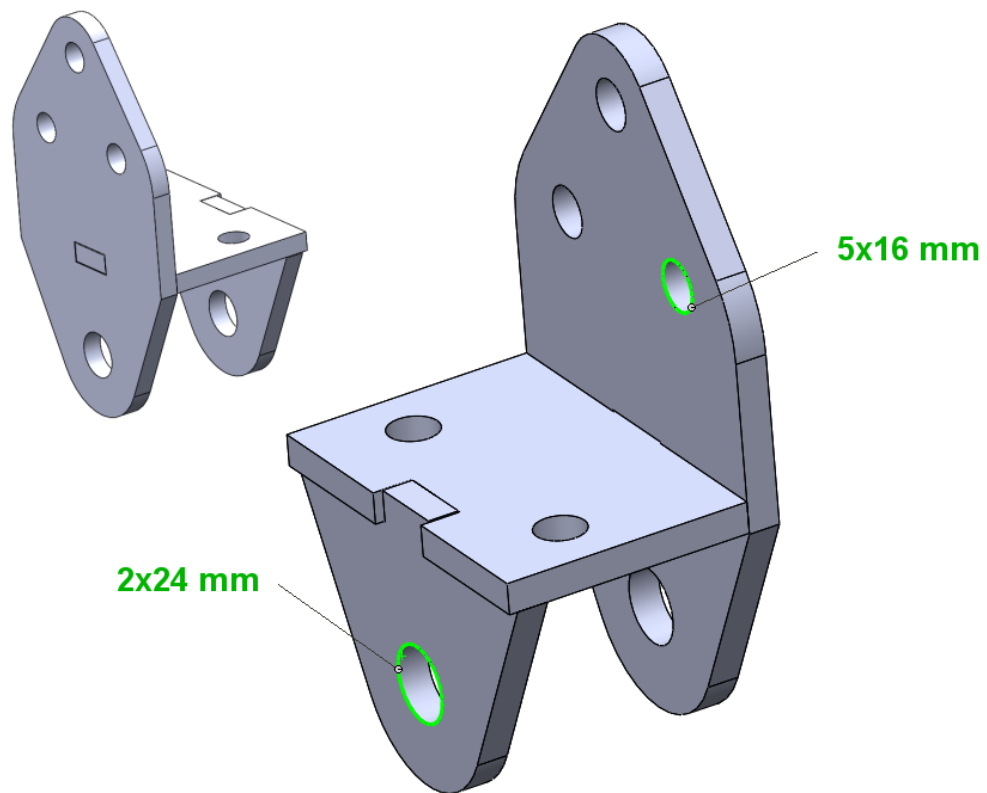
Při propružení jednoho kola a následnému zkroucení zkrutné tyče dojde k vychýlení podpěry. Maximální natočení podpěr vůči sobě činí  $5,5^\circ$ . Na *schématu 6* je na virtuálním modelu znázorněno, o kolik se podpěra natočí, jeli pravé kolo v horním dorazu. Při tomto pohybu dochází zároveň k mírnému namáhání podpěry na krut. Ten je eliminován částečně silentblokem a částečně díky profilu podpěry, který je torzně poddajný oproti jiným, např. uzavřeným profilům.



*Schéma 6: Maximální natočení podpěr.*

### 3.4.4. Uložení

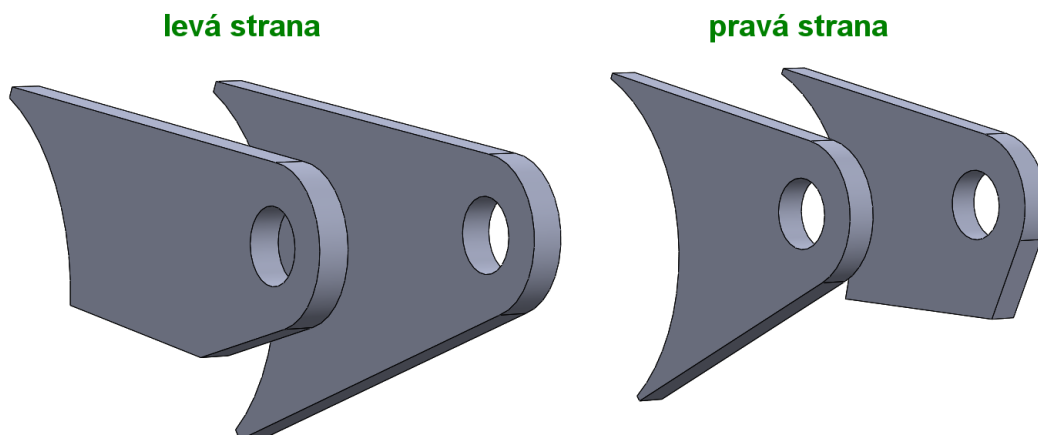
#### *Uložení stabilizátoru k nosnému rámu*



*Obrázek 15: Uložení stabilizátoru k nosnému rámu.*

Uložení bylo tvořeno s co největší pevností a tuhostí. Návrh je tvořen z plechů o tloušťce stěny 8 mm. Je složen celkově ze tří výpalků, z čehož dva tvoří boky a jeden příčku. Pro upevnění do nosného rámu slouží pět děr pro šrouby o průměru 16 mm. Tři z nich jsou osově kolmé k boku nosného rámu a dva kolmo ke spodku nosného rámu z důvodu docílení co nejtužšího spoje, zabránění případného ohybu a krutu způsobených od podpěr. Skrze díry vedou šrouby, které jsou přitaženy pomocí matic. Spodní dvě díry o průměru 24 mm slouží pro otočné uchycení podpěr. Mezi dvě bočnice se vloží podpěra a pomocí šroubu zajištěného maticí se vytvoří rotační vazba.

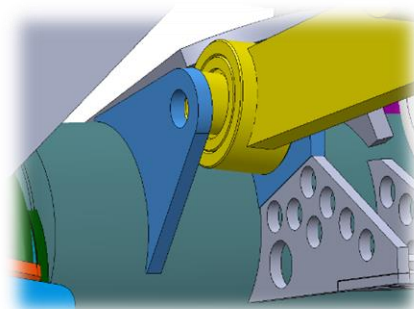
Jednotlivé výpalky mají ouška (výstupky) a výřezy z důvodu jednoduššího složení sestavy plechů, zjednodušení rozměrování správné pozice plechů a lepšího a kvalitnějšího svaru. Díky tzv. zámkům lze jednotlivé plechy k sobě lépe provařit, protože je možnost díl zavařit z více stran, na větších plochách. Při namáhání je tak sestava složená ze zaklesnutých dílů pevnější a tužší.

*Uložení stabilizátoru k polonápravám*

Obrázek 16: Uložení stabilizátoru k polonápravám.

Uložení stabilizátoru na polonápravách tvoří na každé polonápravě dva výpalky o tloušťce stěny 8 mm, které jsou k polonápravám přivařeny.

Uložení je na pravé a levé polonápravě odlišné. To je způsobeno konstrukčním provedením kyvadlových náprav, u kterých dochází kvůli diferenciálu k přesazení pravé a levé polonápravy v podélném směru vozidla o hodnotu 50 mm.



Obrázek 17: Uložení k polonápravě (modře označeno).

**3.4.5. Spojovací materiál**

Spojovací materiál byl zvolen s ohledem na celkovou jednoduchost obsluhy, a to jak stabilizátoru, tak celého vozidla. Snaha byla použít na nosném rámu, a s ním všem spojeném (např. zadní, střední a přední nástavba, nádrže apod.), co nejméně druhů šroubů. Pro uložení stabilizátoru k nosnému rámu vozidla z obou montážních stran se z důvodu sjednocení použitých šroubů na nosném rámu, zvolily šrouby s imbusovou hlavou o rozměru M16. Pro rotační vazby v podpěrách a uložení stabilizátoru k polonápravám byly zvoleny šrouby se šestihlannou hlavou o rozměru M24, které jsou v hojném počtu použity na podvozku.



### 3.4.6. Ostatní součásti

#### Silentbloky

Velikosti silentbloku a vnitřního průměru pouzdra na rameni byly zvoleny tak, aby byl silentblok co největší a měl co nejvíce pryže pro absorbování ohybového a zkrutného namáhání. Zohledněno bylo rovněž potenciální utržení silentbloku při závodě, a tím upravena jeho velikost pro zmenšení jeho vůle. Pouzdro ramene bylo zvoleno s vnitřním průměrem 60 mm. Dostupný silentblok s parametrem vnějšího průměru 60 mm viz *tabulka 6*.

Vnitřní a vnější průměr silentbloku je vyhovující, ale délka pouzder se musela upravit tak, aby vnější pouzdro mělo délku odpovídající pouzdru ramene a vnitřní pouzdro bylo stejně dlouhé, jako rozteč uložení na polonápravách.

Tabulka 6: Rozměry původního a upraveného silentbloku.

SILENTBLOK (rozměry v mm)	vnější průměr	vnitřní průměr	délka vnějšího pouzdra	délka vnitřního pouzdra
původní	60	24	72	72
upravený	60	24	68	40

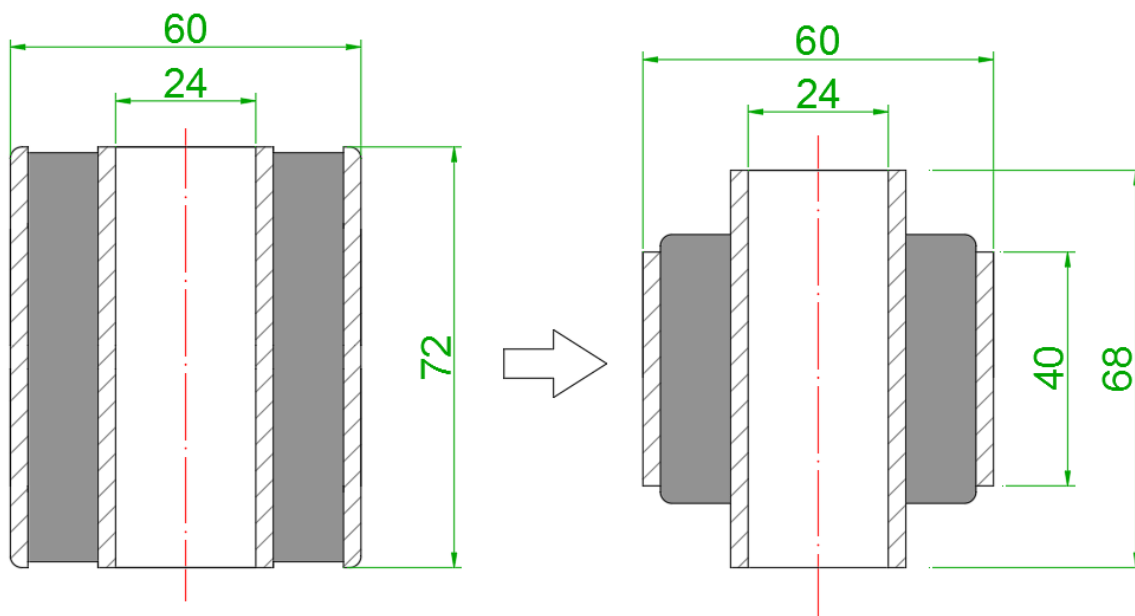
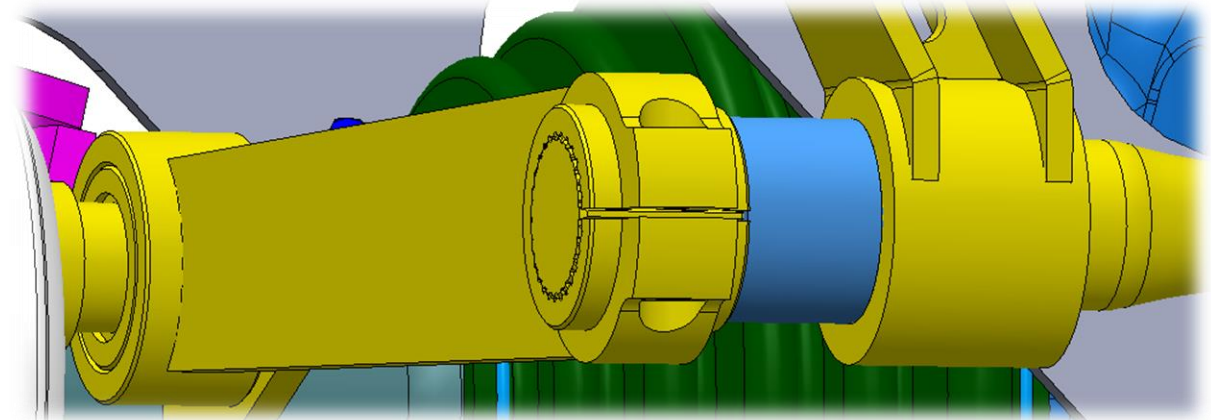


Schéma 7: Úprava zvoleného silentbloku.

## Rozpěrné kroužky



Obrázek 18: Rozpěrný kroužek (modře označen).

Rozpěrné kroužky jsou umístěny na zkrutné tyči mezi rameny a podpěrou. Vymezuji (zabraňují) posunutí zkrutné tyče v příčném směru vozidla, tj. v ose tyče. Dále se rozpěrným kroužkem docílí, že ramena se při natáčení vůči podpěrám o sebe neodírají.

U návrhu jsou kroužky delší z důvodu překrytí delšího drážkování na původně vzaté zkrutné tyči (již bylo zmíněno v kapitole 3.2.), aby nedocházelo k pootáčení podpěr po drážkové části tyče a snižování životnosti mosazných vložek v podpěrách.

### 3.5. Popis a zkoušky použitých materiálů

#### 3.5.1. Zvolené materiály

##### *Materiál pro uložení, ramena*

Většina plechových dílů se nechává laserově vypalovat u společnosti TRIWIN. Laserové řezání má vysokou přesnost řezu a kvalitu řezné plochy. Použité laserové řezací stroje umožňují pálit plechy o rozměru 2000 x 4000 mm a síle do 25 mm. Většina plechových dílů na závodním speciálu se tloušťkou pohybuje v rozmezí 1,5 - 12 mm. Nejčastěji používané plechové součásti mají sílu 3 - 4 mm. V případě stabilizátoru, který bude velmi namáhán, nelze připustit, aby se uložení na nosném rámu zdeformovalo. Proto na uložení stabilizátoru byly použity plechy o síle 8 a 10 mm. V případě ramene stabilizátoru byla použita pásovina o síle 18 mm. [19]

Většina objednávek plechových výpalků je tvořena z materiálu St 52-3, německé normy DIN. Materiál odpovídá dle normy ČSN oceli třídy 11, konkrétně 11 523. [19, 20, 21]

Tabulka 7: Označení vybrané oceli dle často používaných norem. [20, 23]

OZNAČENÍ DLE NOREM		
ČSN (CZK)	DIN (Německo)	W.Nr. (Německo)
11 523 (41 1523)	St 52-3 (S355J2G3)	1.0570

Jedná se o nelegovanou konstrukční jemnozrnnou ocel s vysokou vrubovou houževnatostí a především zaručenou svařitelností při vyšší mezi kluzu oceli 355 MPa. Pevnost oceli dosahuje hodnot v rozmezí 490 – 630 MPa s garantovanou tuhostí do 0 °C. Ocel je vhodná pro dělení jak laserem, tak plamenem či plazmou. Ocel je především určena pro svařované konstrukce a strojní součásti. Je vhodná pro použití staticky i dynamicky namáhané konstrukce. [20, 23]

Tabulka 8: Souhrn vlastností vybrané oceli 11 523. [21, 23]

SOUHRN VLASTNOSTÍ VYBRANÉ OCELI 11 523 (St52-3, 1.0570)		
Mechanické vlastnosti (Napěťové charakteristiky)	mez kluzu $R_e$	min. 355 MPa
	mez pevnosti $R_m$	490 - 630 MPa
Tepelné zpracování	žhánění normalizační	870 - 900 °C
	žhánění na měkko	680 - 710 °C
	žhánění ke snížení pnutí	600 - 650 °C
Chemická analýza	Uhlík C	0,20 %
	Křemík Si	0,55 %
	Mangan Mn	1,60 %
	Fosfor P	max 0,035 %
	Síra S	max 0,035 %

### Materiál pro zkrutnou tyč

Některé komponenty si Buggyra nechává vyrábět společností Talosa s.r.o., která je původně dceřinou firmou automobilky Tatra a je lokalizovaná přímo ve výrobním areálu Tatra Trucks a.s. Specializuje se na výrobu prototypových dílů i celků pohonu nákladních a terénních vozidel od motorů po kolové jednotky. Ve spolupráci s vedoucím provozu Karlem Bordovským se zvolila ocel pro zkrutnou tyč 14 260 ČSN [22], ze které se dělají i běžné sériové stabilizátory na vozy Tatra. [24]

Tabulka 9: Označení vybrané oceli na zkrutnou tyč dle často používaných norem. [25]

OZNAČENÍ DLE NOREM		
ČSN (CZK)	DIN (Německo)	W.Nr. (Německo)
14 260 (41 4260)	17221-72 (54SiCr6)	1.7102

Jedná se o pružinovou ocel s vysokou houževnatostí, vhodnou na vyšší namáhání, resp. větší průřezy. Chromem zvýšená mechanická odolnost se využívá nejen pro výrobu pružin, ale i dlouhých čepelí nožů a mečů. Nevýhodou této ocele je nízká korozní odolnost.

Tabulka 10: Souhrn vlastností vybrané oceli 14 260. [22, 25]

SOUHRN VLASTNOSTÍ VYBRANÉ OCELI 14 260		
Mechanické vlastnosti (Napěťové charakteristiky)	Mez kluzu $R_e$	min. 1175 MPa
	Mez pevnosti $R_m$	1370 – 1670 MPa
	Tažnost $A_5$	min. 7 %
	Kontrakce Z	min. 25 %
	Tvrdość HB	411 – 485 HB
	Modul pružnosti E	200 GPa
	Modul pružnosti v krutu (smyku) G	78,5 GPa
Fyzikální vlastnosti	Hustota $\rho$	7850 kg*m <sup>-3</sup>
Tepelné zpracování	Žihání normalizační (pomalu ochlazovat na vzduchu)	850 - 890 °C
	Žihání na měkko (pomalu ochlazovat v peci)	710 - 750 °C
	Kalení (olej)	840 - 880 °C
	Popouštění (ochlazovat na vzduchu)	380 - 580 °C
Chemická analýza	Uhlík C	0,50 - 0,60 %
	Křemík Si	1,30 - 1,60 %
	Mangan Mn	0,50 - 0,80 %
	Chrom Cr	0,50 - 0,70 %
	Nikl Ni	max 0,50 %
	Měď Cu	max 0,30 %
	Fosfor P	max 0,035 %
	Síra S	max 0,035 %

Firma Talosa podrobila výrobek tepelnému zpracování. Zkrutná tyč podstoupila kalení při kalicí teplotě 860 °C a následně byla popouštěna při 420 °C s postupným ochlazováním na vzduchu. Díky popouštěcímu diagramu v příloze 1 lze odečíst přesnou hodnotu meze kluzu a pevnosti. Údaje jsou z diagramu odečteny a vypsány v tabulce 11.

Tabulka 11: Upřesněné údaje o zvoleném materiálu.

Tepelné zpracování	Kalení (olej)	860 °C
	Popouštění (ochlazovat na vzduchu)	420 °C
Mechanické vlastnosti	Mez kluzu $R_e$ nebo $R_{p0,2}$ [MPa]	1550 MPa
	Mez pevnosti $R_m$	1730 MPa

### 3.5.2. Tahová zkouška

#### *Princip tahové zkoušky*

Zkouška tahem slouží pro určení napěťových a deformačních charakteristik daného materiálu při statickém zatížení. Z výsledků pak lze hodnotit jakost a vhodnost materiálu pro dané použití v praxi. Výsledky také slouží k dalším potřebným výpočtům konstrukce jako na příklad tažnost, kontrakce a poměr  $R_e/R_m$  jako ukazatel plasticity. Tahová zkouška je základní a nejpoužívanější zkouškou pro hodnocení mechanických vlastností konstrukčních materiálů. Podstata zkoušky spočívá v deformaci zkušební tyče kvazistatickým tahovým zatížením do přetržení pro stanovení jedné nebo více mechanických vlastností zavedených v normě. Zkouška je normalizovaná, v ČR se řídí národní normou ČSN EN 10 002, která je ekvivalentní s evropskou normou EN 10002:90 [28]. Zkušební těleso se uchytí do čelistí zkušebního zařízení a začne se osově namáhat na tah. Během zkoušky se zaznamenává závislost působící síly  $F$  na prodloužení zkušební tyče. [26, 27]

#### *Zkušební tyče dle normy ČSN EN 10002-1 (42 0310) [26, 27, 28]*

Testy se provádí na hladkých zkušebních tělesech normalizovaných rozměrů (nejčastěji kruhového, obdélníkového, čtvercového nebo víceúhelníkového průřezu). Konce tyčí, které slouží k upnutí, mají kromě několika výjimek větší průřez, než je vnitřní část tyče pro zajištění lomu ve stejné měřené části zkušební tyče.

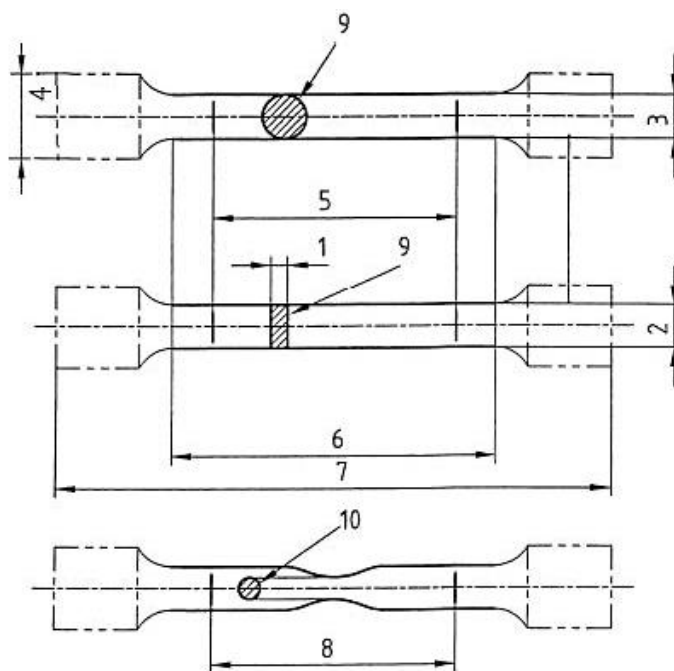


Schéma 8: Poměrné zkušební tyče. [28]

Tabulka 12: Legenda ke schématu 8. [28]

číslo odkazu	označení	význam na zkušební tyči
1	a <sup>b</sup>	tloušťka materiálu
2	b <sub>0</sub>	šířka obdélníkového průřezu
3	d	průměr kruhového průřezu
4	-	šířka konců pro uchycení
5	L <sub>0</sub>	počáteční měřená délka
6	L <sub>c</sub>	zkoušená délka tyče
7	L <sub>t</sub>	celková délka tyče
8	L <sub>u</sub>	konečná měřená délka po přetržení tyče
9	S <sub>0</sub>	počáteční plocha
10	S <sub>u</sub>	nejmenší konečná plocha po přetržení tyče

Kruhové tyče se obvykle vyrábějí obráběním, tyče nekruhového průřezu frézováním. Tyče vyráběné z plechů nebo pásů mohou být vystříhány pomocí střížných nástrojů nebo jiným, např. nekonvenčním obráběním. V tomto případě je nutno počítat s určitým zpevněním střížených hran, což má vliv zejména na hodnotu meze kluzu, která se tím zvyšuje v průměru o 15 MPa.

Při testování se na zkušební tyči vyznačí vzdálenost, tzv. počáteční měření délky, na níž se zjišťují všechny potřebné údaje nutné pro další výpočty mechanických parametrů. Počáteční měřená délka se značí  $L_0$  a dělí se na poměrnou a nepoměrnou.

U poměrné zkušební tyče je počáteční měřená délka závislá na počáteční ploše příčného průřezu tyče  $S_0$  dle vztahu

$$L_0 = k * \sqrt{S_0},$$

kde koeficient  $k$  nabývá nejčastěji hodnoty  $k = 5,65$ . Hodnota je odvozena z dříve označované tzv. krátké tyče, tzn. od určení počáteční měřené délky tyče kruhového průřezu, která byla stanovena jako pětinasobek průměru tyče  $d_0$ . Druhou variantou je  $k = 11,3$ , ta je odvozena z tzv. dlouhé tyče, tzn., že byla stanovena jako desetinásobek průměru tyče  $d_0$ .

$$L_0 = 5 * d_0 = 5 * \frac{4}{\pi} * \sqrt{S_0} = 5,65 * \sqrt{S_0}$$

$$L_0 = 10 * d_0 = 10 * \frac{4}{\pi} * \sqrt{S_0} = 11,3 * \sqrt{S_0}$$

U nepoměrných zkušebních tyčí není počáteční délka  $L_0$  závislá na průřezu  $S_0$ . V praxi se používají délky 50, 80, 100 a 200 mm s ohledem na rozměry zkoušených výrobků a zkušebních tyčí.

**a) Zkušební tyče z pásů a plechů o tloušťce pod 3 mm**

Používají se poměrné ( $k = 5,65$  nebo  $k = 11,3$ ) i nepoměrné tyče. Nepoměrné tyče o tloušťce 0,5 - 3 mm jsou dvojího rozměru. Buď to mají šířku  $b_0 = 20 \text{ mm}$  a  $L_0 = 80 \text{ mm}$  nebo  $b_0 = 12,5 \text{ mm}$  a  $L_0 = 50 \text{ mm}$ . Zkušební tyče obdélníkového průřezu (pásy, plechy) o tloušťce menší než 0,5 mm mají výhradně  $b_0 = 12,5 \text{ mm}$  a  $L_0 = 50 \text{ mm}$ .

**b) Zkušební tyče z drátů a tyčí o průměru nebo tloušťce do 4 mm**

Pro zkoušení drátů a tyčí (nejedná se o pásy a plechy) o tloušťkách 4 mm a menších se používají nepoměrné zkušební tyče o délkách  $L_0 = 100, 200 \text{ mm}$ .

**c) Zkušební tyče z pásů a plechů o tloušťce nejméně 3 mm a z drátů a tyčí o průměru nebo tloušťce nad 4 mm**

Pro poměrné tyče se využívá obou koeficientů  $k$ . Pro tyče kruhového průřezu se používají přednostně měřené délky zkušebních tyčí s koeficientem  $k = 5,65$ . Doporučené průměry jsou 5, 10 a 20 mm.

Nepoměrné tyče se používají vždy, když se jedná o nekruhový průřez. Při šířce  $b_0 = 20 \text{ mm}$  musí být  $L_0 = 80 \text{ mm}$ , u  $b_0 = 25, 40 \text{ mm}$  musí být  $L_0 = 200 \text{ mm}$ . U výrobků (pásů a tyčí) o výrobní šířce menší než 20 mm mohou mít tyče právě tuto svoji šířku.

### *Příprava vzorku*

Pro přípravu zkušební tyče se naskýtá několik kritérií. Experiment byl proveden ve VVCD na trhacím zařízení, které dokáže vyvinout maximální sílu v tahu 50 000 N. Je důležité zachovat alespoň přibližné tloušťky materiálu jako u skutečného výrobku, aby byl výsledek co nejbližší realitě. S těmito poznatky a kritérii, a v souladu s normami, je zapotřebí vytvořit zkušební tyč.

Části uložení stabilizátoru jsou tvořeny z plechů o tloušťce 8 mm a 10 mm. Pomocí úpravy základního vzorce napětí, které se rovná síle nepřímo úměrné k ploše, lze snadno zjistit, která počáteční plocha čtvercového průřezu je vhodnější. Pro jistotu nepřekročení maximálního limitu trhacího zařízení je ve vzorci pro sílu za napětí dosazená maximální hodnota meze kluzu  $R_m$  daného materiálu.

Výpočet počátečních ploch obou možných variant:

$$S_0 = a^b * b_0 = 8 * 8 = 64 \text{ mm}^2$$

$$S_0 = a^b * b_0 = 10 * 10 = 100 \text{ mm}^2$$

Dosazení do rovnice pro kontrolu maximální tahové síly trhacího zařízení obou variant:

$$F = R_m * S_0 < F_{dov}$$

$$F = 630 * 64 = 40\,320 \text{ N} < 50\,000 \text{ N} \quad \dots \quad \text{vyhovuje}$$

$$F = 630 * 100 = 63\,000 \text{ N} > 50\,000 \text{ N} \quad \dots \quad \text{nevyhovuje}$$

Z výsledků je patrné, že do trhacího zařízení lze vložit vzorek maximálně o ploše příčného průřezu  $64 \text{ mm}^2$ . Dle norem, které předepisují rozměry nepoměrných zkušebních tyčí o tloušťce větší jak  $4 \text{ mm}$ , jsou uvedeny šířky  $20, 25, 40 \text{ mm}$  a dle nich odvozené počáteční měřené délky  $L_0$ . Tuto podmínku nelze splnit z důvodu nedostatečně silného trhacího zařízení. V této normě se nachází výjimka, že u výrobků (pásů a tyčí) o výrobní šířce menší než  $20 \text{ mm}$  mohou mít zkušební tyče právě tuto svoji šířku. Zvolené výše zmíněné rozměry počáteční plochy o stranách  $8 \text{ mm}$  a počáteční měřenou délku bylo dopočítáno ze vzorce pro poměrné zkušební tyče s koeficientem  $k = 5,65$ .

$$L_0 = k * \sqrt{S_0} = 5,65 * \sqrt{64} = 45,2 \text{ mm}$$

Hodnota počáteční měřené délky po zaokrouhlení činí  $50 \text{ mm}$ . Postup a rozměry zkušební tyče zcela neodpovídají předpisům normy. U tohoto experimentu, kde se jedná pouze o kontrolu materiálu pro jednu skupinu součástí a výsledky slouží jen pro mé další účely, je přípustné nesplnit v plném rozsahu normu. Je však třeba podotknout, že experiment tímto ztrácí reprodukovatelnost. Pro toto měření jsou splněny podmínky, že vzorek odpovídá stejné síle jako na skutečné součásti a zkušební tyč je nadimenzována tak, že trhací zařízení ji s jistotou přetrhne.

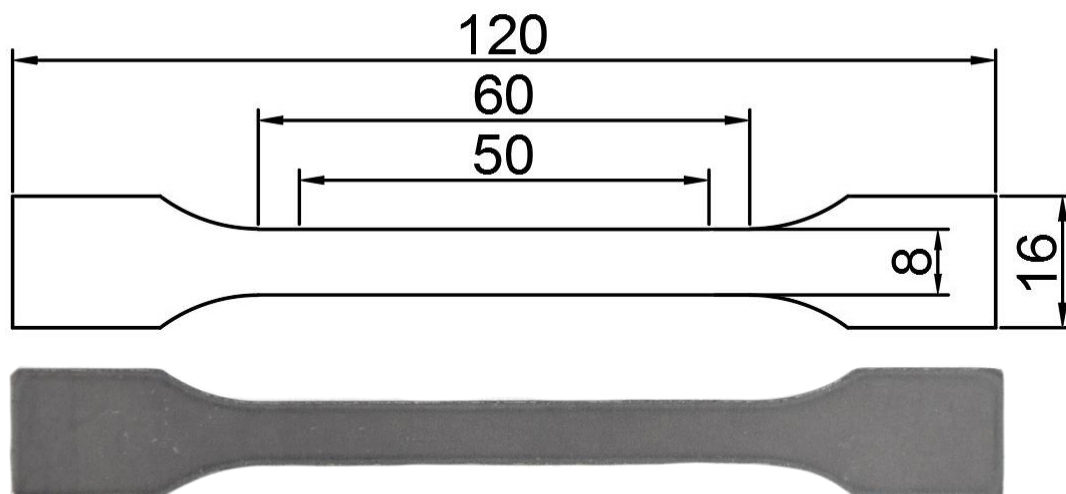
Ostatní rozměry jsou zvoleny dle normy nebo dle potřeby pro správné a dostatečné upnutí do trhacího zařízení. Zkušební tyč byla nakreslena v programu Autodesk AutoCAD<sup>4</sup> a vyrobena společností TRIWIN laserovým vypalováním z plechu.

---

<sup>4</sup> více na: <http://www.cadstudio.cz/>



## ST 52 8mm



Obrázek 19: Zkušební tyč na tahovou zkoušku. Nahoře: výkres s rozměry. Dole: vyrobená zkušební tyč laserovým řezáním (nekonvenčním obráběním).

### Provedení experimentu

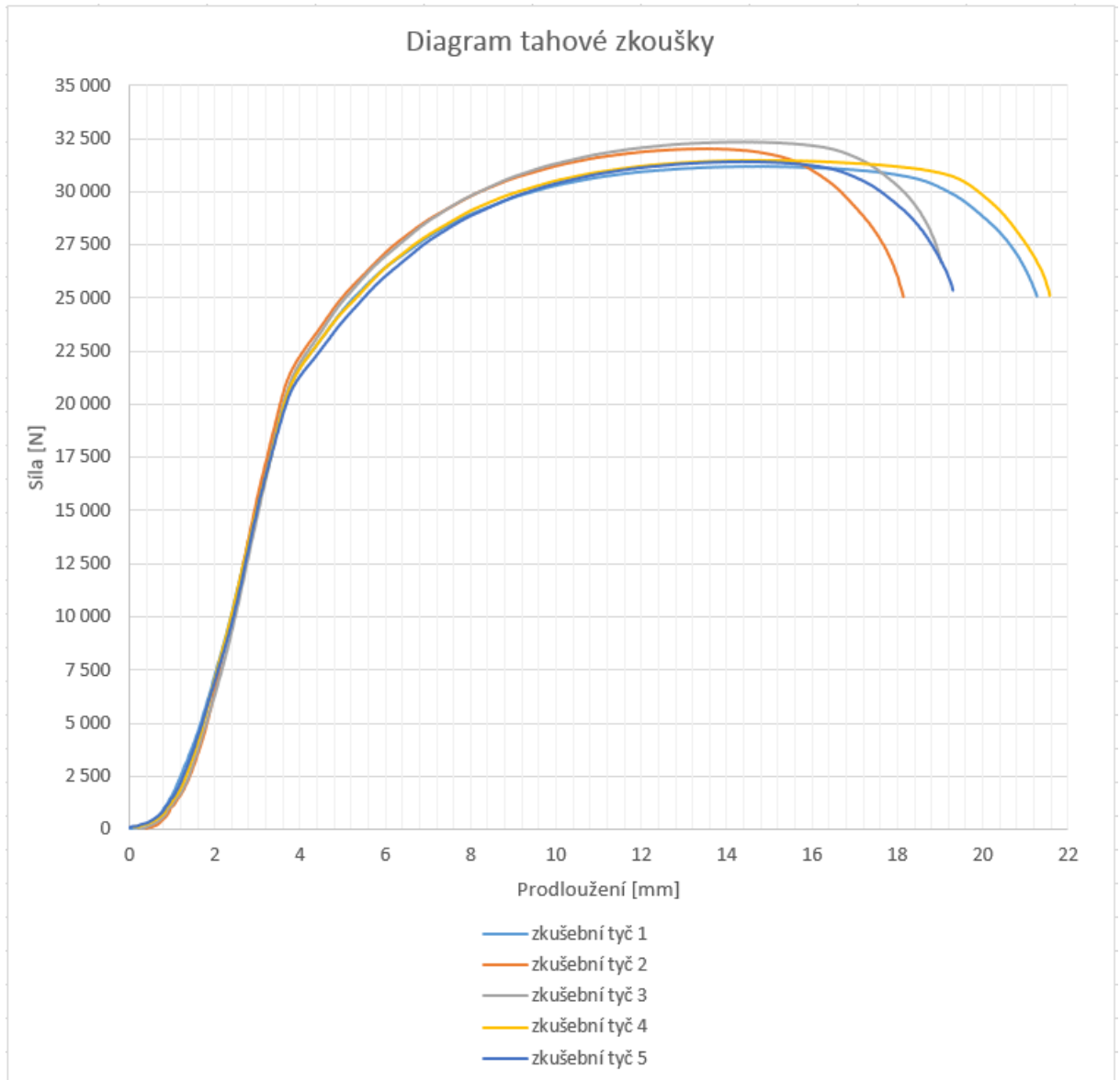
Celý experiment probíhal na trhacím zařízení ve VVCD na DFJP. Zkušební tyč je třeba dostatečně upnout do kleštin trhacího zařízení, aby při experimentu nedocházelo ke smýkání z kleštin. Je třeba ji co nejlépe v kleštinách vycentrovat, aby byla upnutá ve střední části kleštin a v ose zdvihu pro přesnější výsledek. Trhací zařízení se vynuluje, spustí se záznam snímání síly na posuvu a zapne se posuv zařízení. Jedna kleština je stabilní, druhá se po šroubovici oddaluje a zkušební tyč namáhá na tah. Tyč se zpočátku zatáhne pevně do kleštin a začne se prodlužovat. Síla s posuvem nejprve lineárně stoupá, poté přejde tyč do plastické oblasti, potřebná síla k prodloužení se zpomaluje a na zkušební tyči vzniká zúžená oblast (krček). Zkušební tyč ztratí plastizací pevnost a síla klesá, následně se vzorek přetrhne. Záznam se zastaví a data se exportují.

### Vyhodnocení

Tabulka 13: Výsledky z tahové zkoušky.

VÝSLEDKY Z TAHOVÉ ZKOUŠKY	F <sub>m</sub> [N]	R <sub>m</sub> [MPa]	R <sub>p0,2</sub> [MPa]	A [%]	Ag [%]
zkušební tyč 1	31 276	488,69	337,7	36,8	19,4
zkušební tyč 2	32 139	502,17	331,4	35,7	17,9
zkušební tyč 3	32 336	505,25	336	34,6	19,0
zkušební tyč 4	31 478	491,84	333,79	40,6	19,4
zkušební tyč 5	31 409	490,77	327,02	35,9	18,5

$F_m$	zatěžovací síla [N]
$R_m$	mez pevnosti [MPa]
$R_{p0,2}$	mez kluzu [MPa]
$A$	celková tažnost [%]
$A_g$	tažnost při maximální síle $F$ [%]

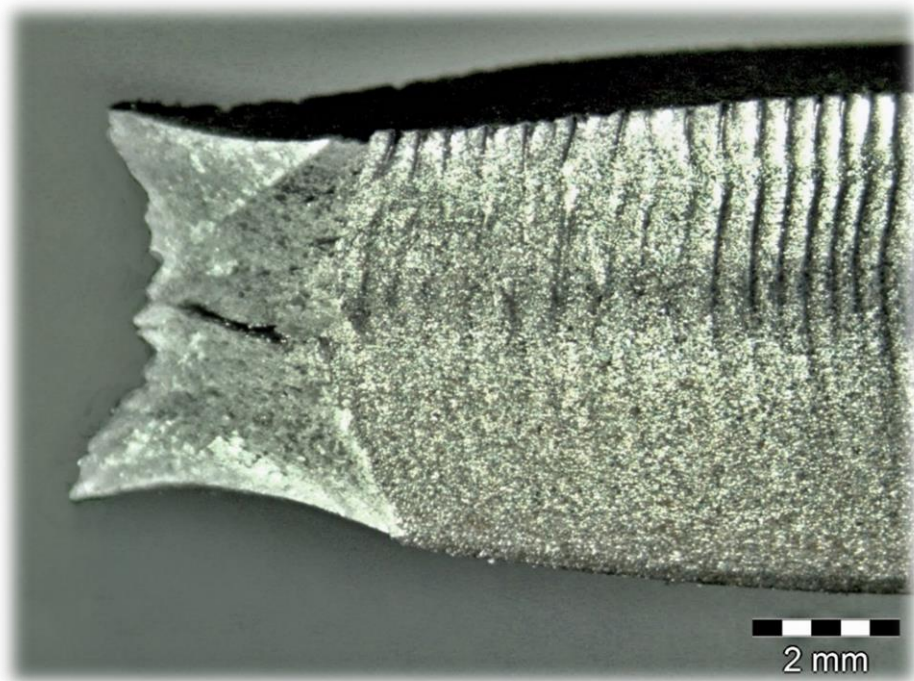


Graf 3: Diagram z tahové zkoušky.

Na grafu 3 jsou patrné průběhy síly působící v tahu na vzorek v závislosti na dráze posuvu (jeho prodloužení). Exponenciální náběh síly na začátku posuvu před lineární oblastí je způsoben prokluzem vzorku v upínacím zařízení předtím, než dojde k dostatečnému utážení. Následuje lineární elastická část popsaná Hookovým zákonem. Po překročení meze kluzu se vzorek plasticky deformuje do konečného přetržení. Zkouška proběhla kvůli přesnému výsledku na pěti vzorcích.

Průběhy všech měření jsou velmi podobné a nedochází ani u jednoho vzorku k většímu vychýlení, což značí homogenitu materiálu bez větších vnitřních vad. V *tabulce 13* jsou vypsané maximální hodnoty základních charakteristik materiálu získaných z měření. Pro následující výpočty jsou důležité především dva údaje: mez kluzu  $R_{p0,2}$  a mez pevnosti  $R_m$ . U oceli 11 325 ČSN je dána dle normy mez pevnosti 490 – 630 MPa. Ze zkoušek se pohybuje hodnota meze pevnosti mezi 488 – 505 MPa. Změřené hodnoty spadají do normy daného intervalu, ale blíží se k dolní hranici. Z pěti zkoušek je zjištěno rozmezí meze kluzu mezi 327 – 337 MPa, ovšem norma vztahující se k tomuto materiálu udává minimálně 355 MPa, což není splněno.

Tažnost materiálu vychází ze zkoušek v rozmezí 34,6 – 40,6 %, norma udává v kategorii pro tlusté plechy o síle 3 – 16 mm nejnižší tažnost pro krátké zkušební tyče  $A_{5,65}$  20 %.



Obrázek 20: Detail lomu vzorku po tahové zkoušce.

Detailní pohled na přetržený vzorek pod mikroskopem ve VVCD vypovídá o dalších vlastnostech tohoto plechu (*Obr. 20*). Tvar lomu odpovídá díky zkosenému tvaru lomu smykovému, což se dalo z části u plechu o tloušťce 8 mm očekávat. Zajímavější je delaminace ve středu vzorku, odpovídá pásnu odmíšení uhlíku, a s tím související heterogenitě struktury i mechanických parametrů. U plechů válcovaných za tepla může dojít v procesu válcování při vyšších teplotách k heterogenitě v obsahu uhlíku. Jedná se o vadu, která oslabuje materiál nejčastěji v jeho středu, kde se také inicializuje lom při tahu.

### 3.5.3. Kontrola svarového spoje

#### *Příprava vzorku*

Při přípravě vzorku se nejprve společností Triwin nechaly laserem vypálit čtvercové vzorky plechu 50 x 50 mm se silou stěny 8 a 10 mm, ze kterých jsou i části stabilizátoru. Poté jej mechanici týmu Buggyra svařili koutovým svarem pomocí svářeček s použitím ochranného plynu CO<sub>2</sub>. Vzorek svaru u plechů se silou stěny 8 mm byl svařován jednoduchým koutovým svarem svářečkou Migatronic Rally Mig 161i, na které byl nastaven proud 160 A a předpokládaný průvar materiálu dle výrobce má být 3,9 mm. Druhý vzorek s tloušťkou 10 mm byl opět svařen koutovým svarem, ovšem nejprve kořenovým a poté na něj krycím svarem. Na silné plechy 10 mm a více byla použita svářečka Chem Mig 350, která při svařování byla nastavena na 200 A s předpokládaným průvarem 6 až 7 mm. Jako svarový drát byl použit ESAB OK Autrod 12.51<sup>5</sup>: Je to poměděný drát pro svařování nelegovaných konstrukčních ocelí s pevností do 530 MPa v ochranných atmosférách plynů Ar/20CO<sub>2</sub> nebo v čistém CO<sub>2</sub> s mezí kluzu 480 MPa a s mezí pevností v tahu 560 MPa. Technologie svarů na vzorcích odpovídá skutečně použitým technologiím na závodních vozech.

*Tabulka 14: Technologie svaru vzorků.*

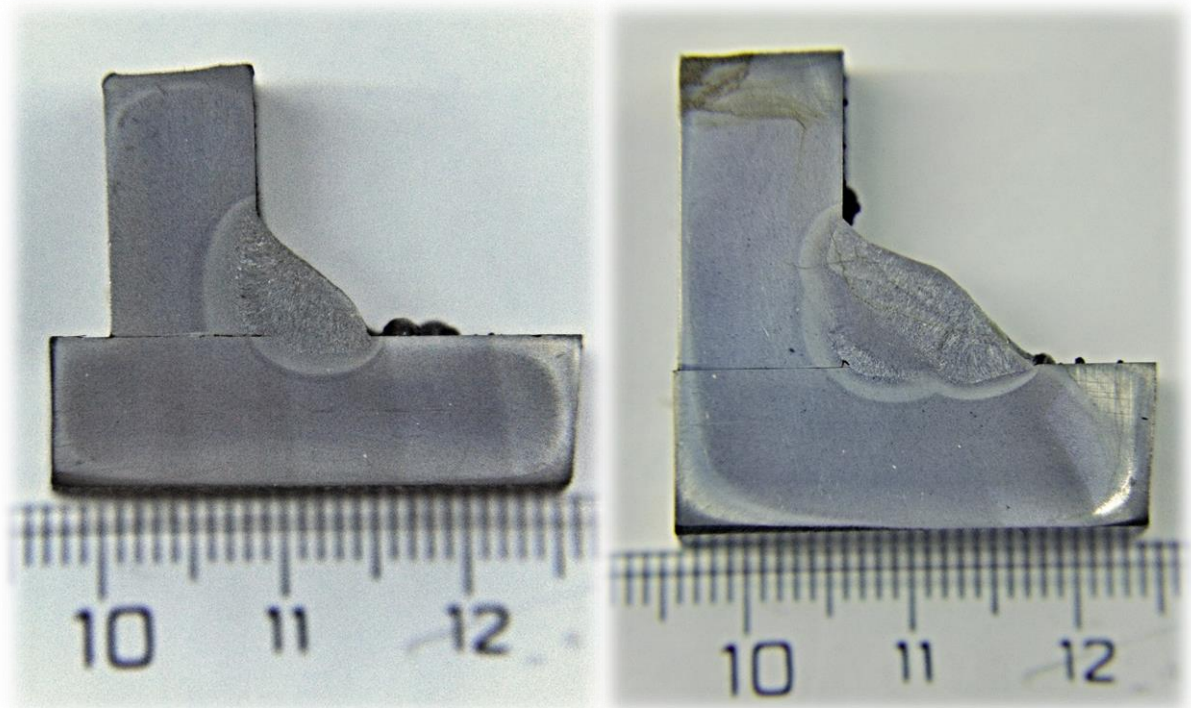
tloušťka vzorku	svářečka	proud	průvar dle výrobce
8 mm	Migatronic rally Mig 161i	160 A	3,9 mm
10 mm	Chem Mig 350	200 A	6 -7 mm

Přebytečný materiál na vzorcích se ořízl na pásové pile a vzorky se nahrubo obrousily na hrubé pásové brusce. Dále byly vzorky postupně broušeny až na velmi jemném brusném kotouči chlazeném vodou. Konečné broušení proběhlo na brusném kotouči o hrubosti 1 chlazeným ethylalkoholem a s přísadkou diamantové brusné pasty. Tím bylo zajištěno, že povrch vzorku nebude nijak mechanicky, ani chemicky poškozen. Po dosažení hladkého povrchu byl vzorek naleptán v Nitalu, tj. 3% kyselina dusičná v ethylalkoholu (který je používán jen v případě nelegovaných ocelí) pro zvýraznění struktury povrchu bez jakýchkoliv nečistot. Vzorek byl po naleptání opláchnut v denaturovaném ethylalkoholu a osušen pod sušičkou. Tím byl vzorek připraven k následným podrobným analýzám.

<sup>5</sup> <http://www.esab.cz/cz/cz/products/index.cfm?fuseaction=home.product&productCode=410121&tab=2>

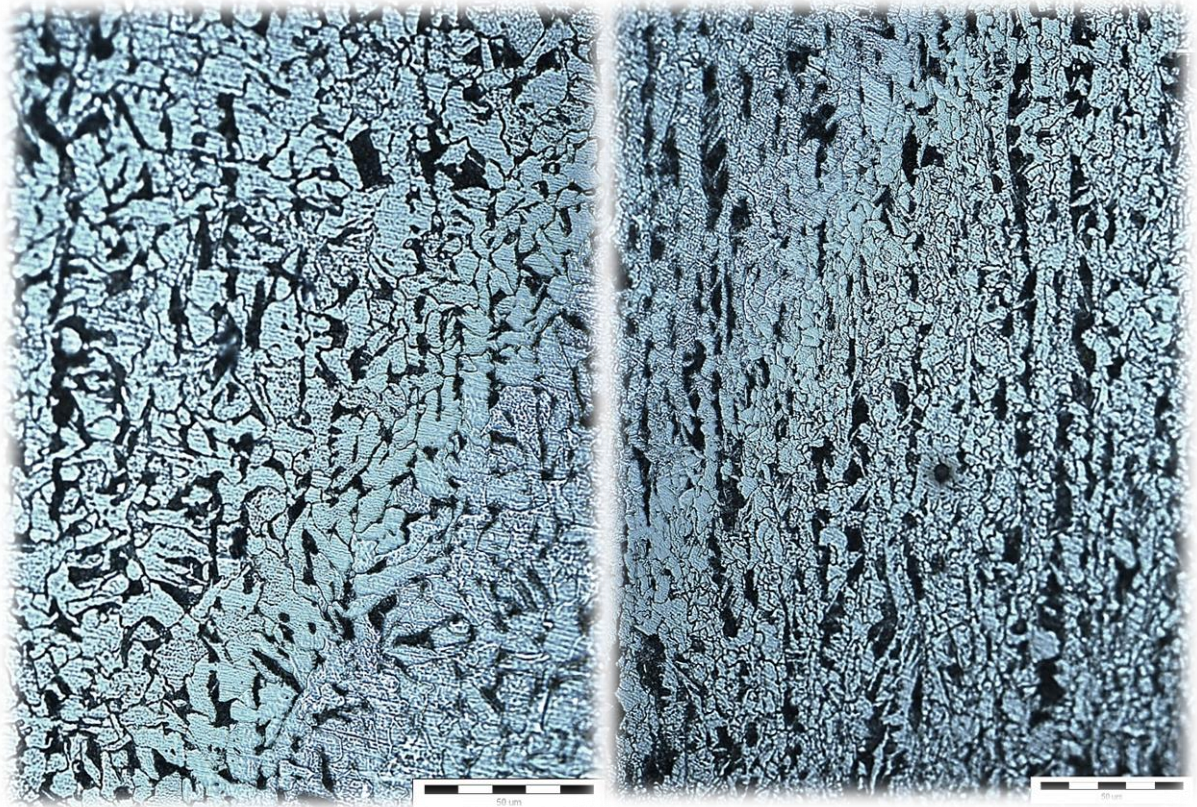
*Analýza struktury základního materiálu, svarového kovu a jeho rozhraní*

Na následujícím *obrázku 21*, kde jsou oba vzorky vyleštěny a povrch naleptán, je zřetelný průřez svarem, který je ohraničen tepelně ovlivněnou oblastí (světlá část), po které následuje základní materiál.



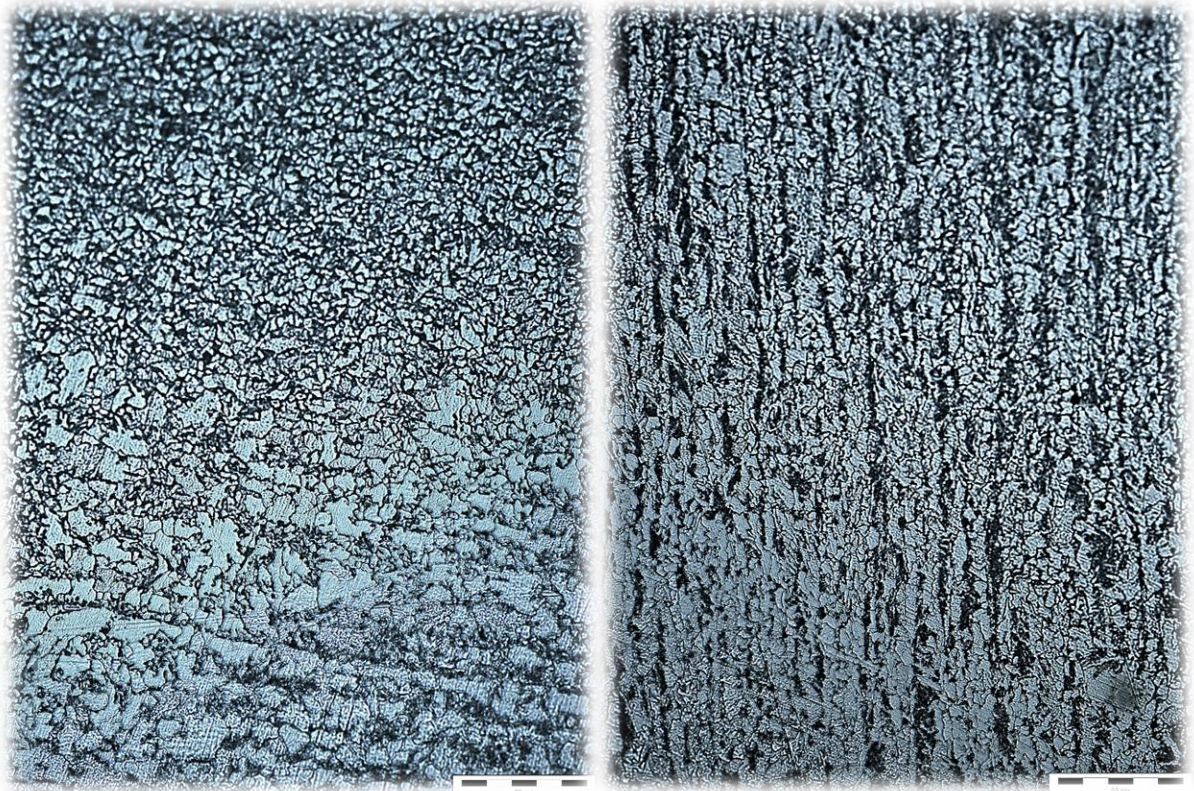
*Obrázek 21: Makrostruktura svaru vzorku. Vlevo: plech 8 mm. Vpravo: plech 10 mm.*

Na obou vzorcích je patrný rozsah samotného svarového kovu a tepelně ovlivněné oblasti. U vzorku o síle 8 mm měl dosahovat průvar necelé čtyři milimetry, ovšem na *obrázku 21*, vlevo je patrné, že průvar dosahuje přibližně 2 mm. U druhého vzorku se naskytl stejný problém, dokonce průvar dosahuje ještě do menší hloubky základního materiálu. Svary lze označit za nedostatečně provařené a jakékoliv vnější zatížení by nesl pouze svarový kov, nikoliv spojený základní materiál.



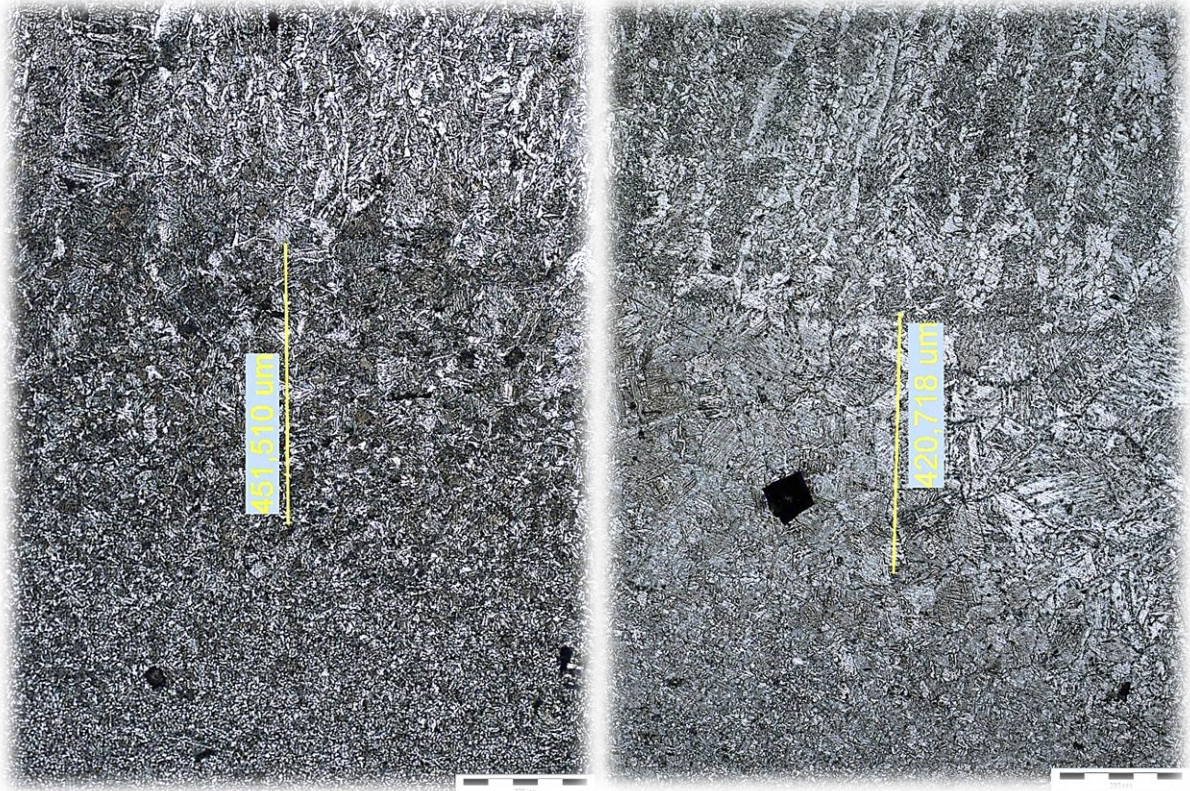
Obrázek 22: Struktura základního materiálu. Vlevo: plech 8 mm. Vpravo: plech 10 mm. (měřítko: 50 µm)

Z obrázku 22 je patrná rozdílná struktura základních materiálů. Oba vzorky jsou z téhož materiálu označeného 11 523 ČSN a jedná se o čistě feriticko-perlitickou ocel. Podle seřazení perlitických zrn do řad je patrné válcování plechů, ale struktura řad a hrubost zrn je u vzorků rozdílná, i když fotografie byly tvořeny ze stejné roviny. Z toho plyne, že oba plechy jsou tvořeny z jiných polotovarů. Plech o síle 10 mm má zrna mnohem jemnější, a proto se dá předpokládat, že bude mít větší tvrdost. Jeho řádky jsou mnohem zřetelnější a zrna jsou, oproti plechu o síle 8 mm lehce zploštělá. Je možné, že plech o síle 10 mm byl válcován původně z polotovaru větší tloušťky, plech o síle 8 mm podle větších, nijak zdeformovaných zrn a jen lehce patrných řádků nikoli.



*Obrázek 23: Struktura tepelně ovlivněné oblasti. Vlevo: plech 8 mm. Vpravo: plech 10 mm. (měřítko: 50 um)*

Základní materiál přechází směrem ke svarovému kovu do tepelně ovlivněné oblasti (dále jen TOO). TOO je neroztavená část původního materiálu, který byl vystaven celému teplotnímu cyklu svařování. Z počátku dochází k částečné překrytalizaci, viz *obr. 23*. Podle *obrázku 23* došlo v TOO fázovou změnou ke zjemnění struktury zrn, k tzv. normalizaci u obou plechů, což vede ke zpevnění a lze předpokládat větší tvrdost.

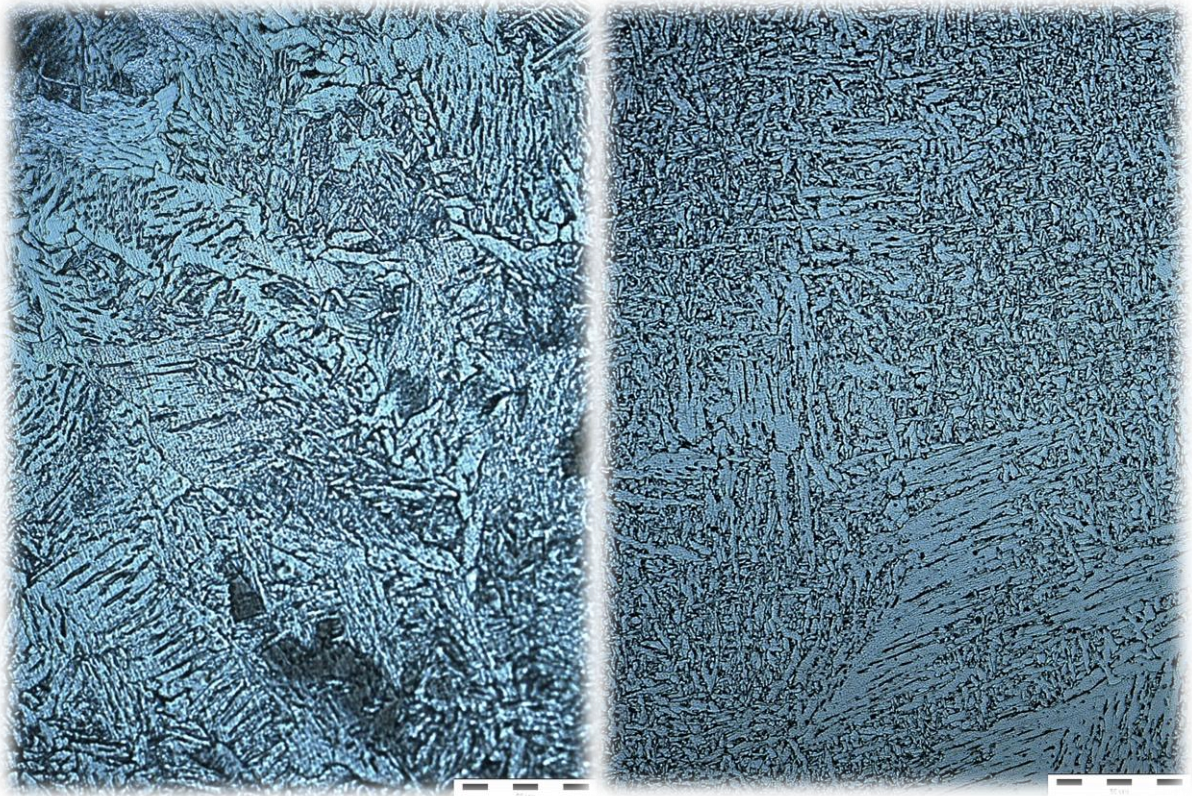


Obrázek 24: Struktura podél hranice ztavení. Vlevo: plech 8 mm. Vpravo: plech 10 mm. (měřítko: 200 μm)

V tepelně ovlivněné oblasti mezi zjemněním struktury zrn a čistým svarovým kovem se nachází hranice ztavení neboli oblast částečného natavení (Obr. 24). Na ni navazuje velmi úzké pásmo zhrubnutí zrn. Zejména u materiálu s vyšším obsahem uhlíku se jedná o kritické pásmo; v tomto pásmu může dojít při namáhání svaru k trhlině, protože zhrubnutí zrn způsobuje pokles pevnosti a rázové houževnatosti a zvyšuje náchylnost k praskání.

Na pravé části obrázku 24 je mimo jiné patrný vrub od zkoušky tvrdosti jehlanem definovaným dle Vickerse. Dále jsou zřetelné obě hranice ztavení vzniklých od kořenového a krycího svaru.





Obrázek 25: Struktura svarového kovu. Vlevo: plech 8 mm. Vpravo: plech 10 mm. (měřítko: 50  $\mu\text{m}$ )

Svarový kov se skládá především z bainitické struktury s malým podílem feritu po hranicích zrn. U plechu o síle 10 mm je struktura svaru jemnější. Došlo k tomu z důvodu jiné technologie svařování. U plechu 10 mm byl nejprve vytvořen kořenový svar a poté na něj přidán vrchní. Díky opakovanému prohřevu došlo k zjemnění struktury svarového kovu. U jemnější struktury se opět předpokládá vyšší tvrdost. Nedošlo ke vzniku žádných nežádoucích strukturních složek, například martenzitu, který vzniká při rychlém ochlazení.

Detailní pohledy na vzorky byly snímány pomocí metalografického binokulárního mikroskopu Neophot 32 ve Výukovém a výzkumném centru v dopravě DFJP.

#### *Zkouška tvrdosti základního materiálu, svarového kovu a jeho rozhraní*

Tvrdost vzorků byla měřena ve VVCD na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzita Pardubice pomocí tvrdoměru Vickers Nexus 4300 v oblasti základního materiálu, svaru a na jejich rozhraní.

U každého ze vzorků bylo provedeno měření tvrdosti ve všech zmíněných oblastech třikrát pro zajištění přesnějších výsledků.

Tabulka 15: Změřené tvrdosti ve vybraných oblastech (v jednotkách Vickersse HV).

VÝSLEDKY ZKOUŠKY TVRDOSTI	měření č.	základní materiál	svarový kov	pásmo zhrubnutí
vzorek 8 mm	1	149	195	185
	2	158	202	182
	3	148	193	189
	<b>průměr</b>	<b>152</b>	<b>197</b>	<b>185</b>
vzorek 10 mm	1	200	203	237
	2	211	198	229
	3	190	201	234
	<b>průměr</b>	<b>200</b>	<b>201</b>	<b>233</b>

Při měření tvrdosti základních materiálů došlo k rozdílným výsledkům přibližně o 50 HV i přesto, že jsou oba vzorky ze stejné oceli 11 523 ČSN. To je způsobeno již zmíněnými rozdílnými polotovary, ze kterých jsou jednotlivé vzorky válcováním vyrobeny. U plechu tloušťky 10 mm vychází tvrdost o 50 HV vyšší, tj. kolem 200 HV. Tento plech je tvrdší z důvodu jemnějších zrn ve své struktuře, jak je patrné na obrázku 22. Oba vzorky byly svařovány stejným svarovým kovem, proto u obou vzorků vychází stejné tvrdosti v oblastech svarů. Navíc se dá předpokládat, že v tepelně ovlivněných oblastech se nejspíše budou lišit tvrdosti z důvodu mírně odlišné struktury základních materiálů a jiného svařovacího proudu. U plechu 8 mm se pohybuje tvrdost v tepelně ovlivněné oblasti kolem 185 HV, ovšem u plechu 10 mm se pohybuje průměr tvrdosti téměř o 50 HV více, tj. okolo 233 HV.

Důležité je určení nejméně pevných oblastí, kde může dojít k případnému lomu nejsnáze. Existuje riziko, že by svar byl příliš měkký a snesl by jen malá zatížení v elastické oblasti, nebo naopak by byl svar příliš tvrdý, tudíž křehký a snadno by došlo ke křehkému lomu. Pevnost a únosnost svaru v jeho rozhraní je zde z důvodu malého průvaru důležitá. Obrázek 21 dokazuje, že veškeré vnější namáhání by nesl pouze svar. Je tedy důležité, aby svar byl kvalitní a svou strukturou pokud možno kvalitnější nebo alespoň stejný, jako základní materiál.

V obou případech je materiál v pásmu zhrubnutí struktury v tepelně ovlivněné oblasti i samotný svar, stejný, nebo tvrdší, než základní materiál. U plechu síly 8 mm je svar tvrdší než hranice ztavení. Dá se předpokládat, že k lomu by dříve došlo v TOO na hranici ztavení, naopak u plechu 10 mm, kde tvrdší je TOO, by došlo dříve k lomu svaru. Krom tvrdosti je ale důležitá struktura, aby nebyla jedna z oblastí křehká, nebo v ní nedošlo k velkému zhrubnutí zrn. Jak je patrné z obrázků 23, v TOO u obou vzorků došlo k zjemnění zrn a struktura zůstala čistě feriticko-perlitická; podél hranice ztavení (v pásmu zhrubnutí struktury) došlo k částečné

fázové změně na bainitickou strukturu (*Obr. 24*). Svarový kov (*Obr. 25*) má bainitickou strukturu a zrna má jemná, proto se svarový spoj dá označit jako kvalitní, je houževnatý, bez vad či nežádoucích jevů.

#### 3.5.4. Dynamická (rázová) zkouška pomocí Charpyho kladiva

Zkouška je charakterizována technickou normou:

- ČSN EN ISO 14556 (42 0380) [29]  
Ocel – Zkouška rázem v ohybu na kyvadlovém kladivu tyčí Charpy s V-vrubem – Instrumentovaná zkušební metoda
- ČSN EN 10 045-1 (42 0380)  
Kovové materiály – Zkouška rázem v ohybu podle Charpyho – Část 1: Zkušební metoda [V (ČSN ISO 148-1) a U (ČSN ISO 148-2) vruby]

#### *Princip rázové zkoušky*

Principem zkoušky je přeražení normativního zkušebního tělesa, s předem geometricky definovaným vrubem, jedním rázem kyvadlového kladiva za předem definovaných podmínek. Vrub se nachází uprostřed tělesa na protilehlé straně k místu úderu kladivem. Díky zkoušce se stanoví energie (práce) spotřebovaná při rázové zkoušce. [30]

Zkouška byla provedena na šesti vzorcích na Charpyho kladivě RKP 450IR od společnosti Zwick<sup>6</sup> ve VVCD na DFJP.

#### *Zkušební těleso s V-vrubem dle normy ČSN ISO 148-1 [30]*

Zkušební těleso má tvar hranolu o délce 55 mm a stran čtvercového průřezu 10 x 10 mm (*Schéma 9*). Kvůli houževnatosti materiálu a jistoty úplného přeražení se zkušební tělesa opatřují vrubem tvaru V nebo U. V-vrub má úhel 45°, hloubku 2 mm a poloměr kořene 0,25 mm. U-vrub má hloubku 5 mm a poloměr kořene 1 mm. [30, 31]

---

<sup>6</sup> více na: <https://www.zwick.com/impact-testing-machine/pendulum-impact-testers-up-to-750-j>

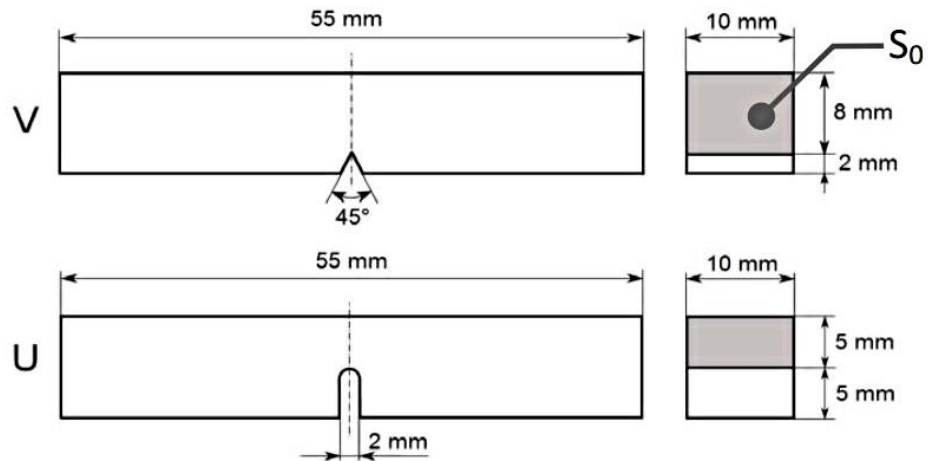


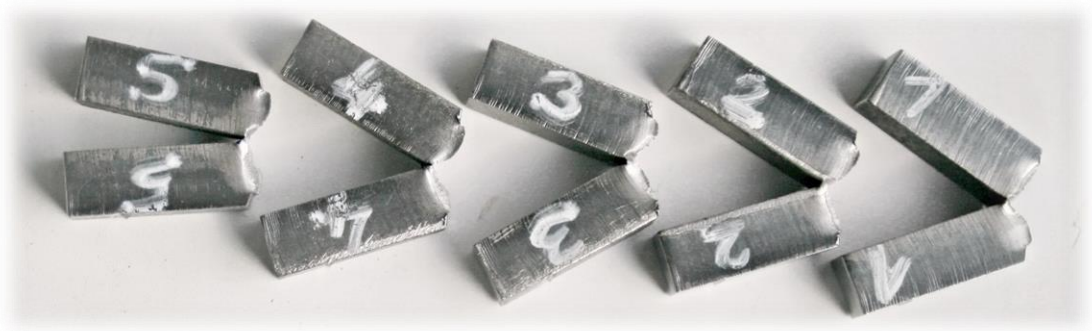
Schéma 9: Zkušební těleso pro dynamickou zkoušku Charpyho kladivem dle normy ČSN ISO 148-1. [30, 31]

## Vyhodnocení

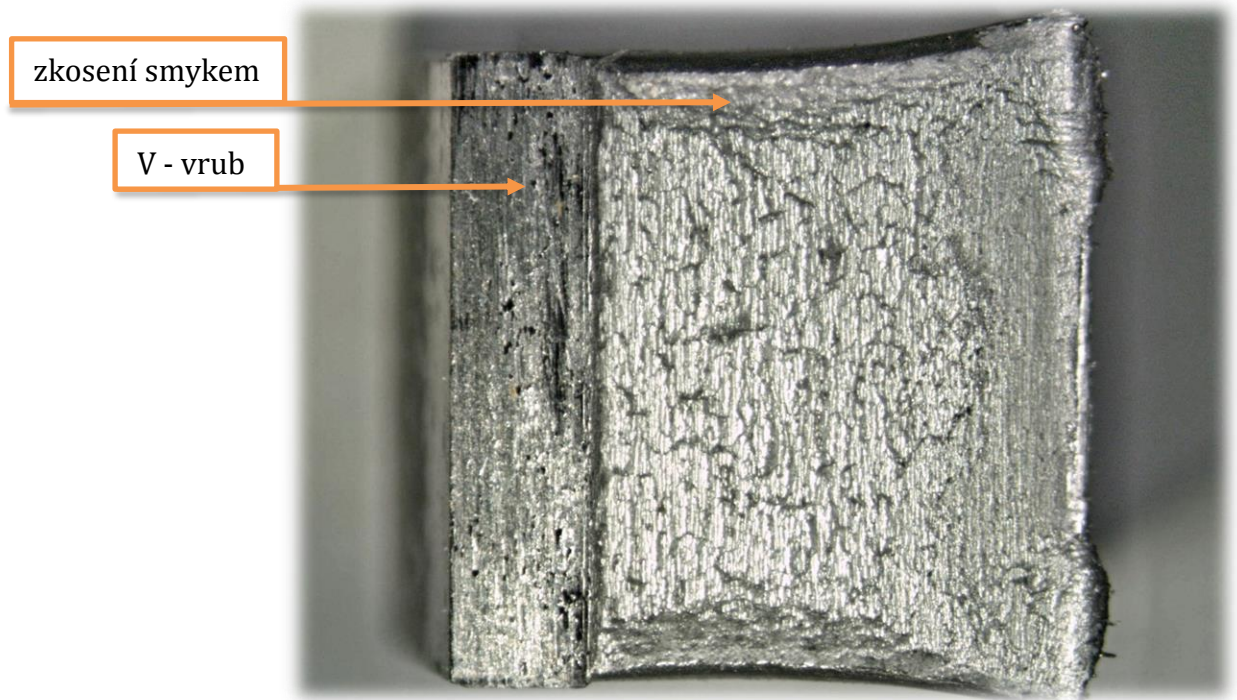
Tabulka 16: Výsledky energií ze zkoušky Sharpyho kladivem.

VÝSLEDKY RÁZOVÉ ZKOUŠKY	Vzorek 1	Vzorek 2	Vzorek 3	Vzorek 4	Vzorek 5	Vzorek 6
Energie W [J]	92,023	90,963	107,955	96,390	94,778	93,471

Z tabulky 16 jsou patrné energie spotřebované při přeražení zkušebních vzorků. Ze šesti měřených vzorků materiál nevykazuje ani u jednoho z nich sníženou hodnotu, což svědčí o homogenitě materiálu bez známek vnitřních vad (Obr. 26). U oceli 11 523 je dána dle normy ČSN 41 1523 [21] z kategorie pro tlusté plechy válcované za tepla s tloušťkou 3 až 16 mm nejnižší střední nárazová práce KV (vzorek s V-vrubem) 27 J. Z výsledku je patrné, že u reálných vzorků je potřebná nárazová práce pro přetržení přibližně trojnásobná, to svědčí o dostatečné pevnosti a houževnatosti materiálu.



Obrázek 26: Přetrhané vzorky rázovou zkouškou.



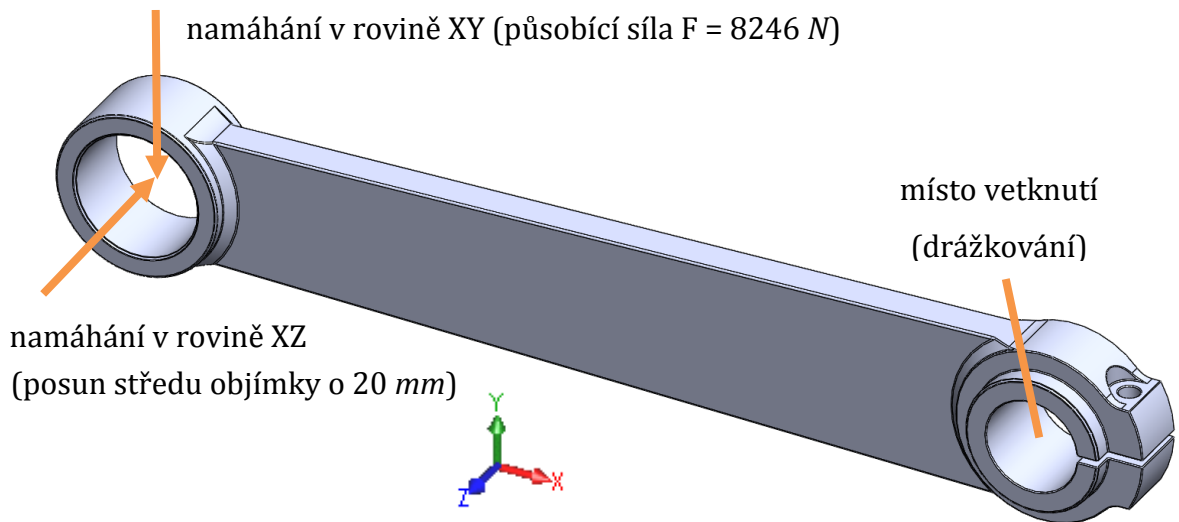
Obrázek 27: Detail lomu vzorku po rázové zkoušce Charpyho kladivem.

Z detailního pohledu na zkosení a strukturu je patrný symetrický houževnatý lom (Obr. 27). Zkosení po obvodu je zapříčiněno smykem. Čistý dolom nevykazuje žádné vnitřní vady.

### 3.6. Výpočet ramene stabilizátoru

Jak bylo popsáno v kapitole 3.4.2., velmi namáhaná součást na stabilizátoru je rameno, viz obr. 13 (str. 52). Uchycení ramene na polonápravě opisuje při propružení kružnici kolem středu otáčení polonáprav, tj. kolem podélné osy centrální nosné roury páteřového rámu. Namáhání na krut vznikající v rameni od natáčející se polonápravy při propružení eliminuje silentblok, ale rameno je namáhané na ohyb v rovině XZ (obr. 28), který silentblok eliminuje jen částečně. Pro výpočet pevnosti a únavy bude uvažováno, že silentblok je v axiálním směru dokonale tuhý. Rameno je dále namáhané na ohyb v rovině XY (obr. 28) od krotícího momentu zkrutné tyče. Na výpočet pevnosti a únavy budou vyšetřeny obě uvažovaná namáhání.

Výpočet metodou konečných prvků probíhal v softwaru SolidWorks 2014 [32].



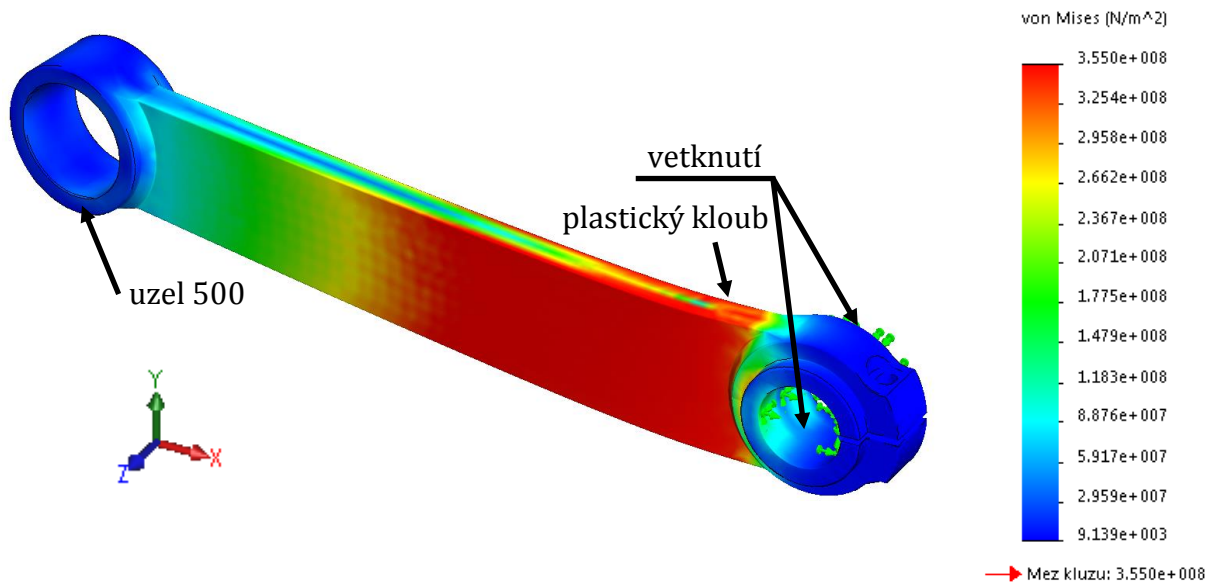
Obrázek 28: Popis namáhání ramene.

### 3.6.1. Namáhání na ohyb v rovině XZ

Pomocí vytvořeného geometrického virtuálního modelu byly nejprve nasimulovány pozice polonápravy v horním dorazu, dolním dorazu a v nulové poloze a odečteny rozdíly vzdáleností uchycení v ose souběžné s vodorovnou rovinou pro zjištění vzdálenosti posuvu objímky silentbloku. Mezi nulovou polohou a horním dorazem je příčný rozdíl 20 mm a mezi nulovou polohou a dolním dorazem je příčný rozdíl 2,2 mm, což je oproti prvnímu rozdílu zanedbatelné.

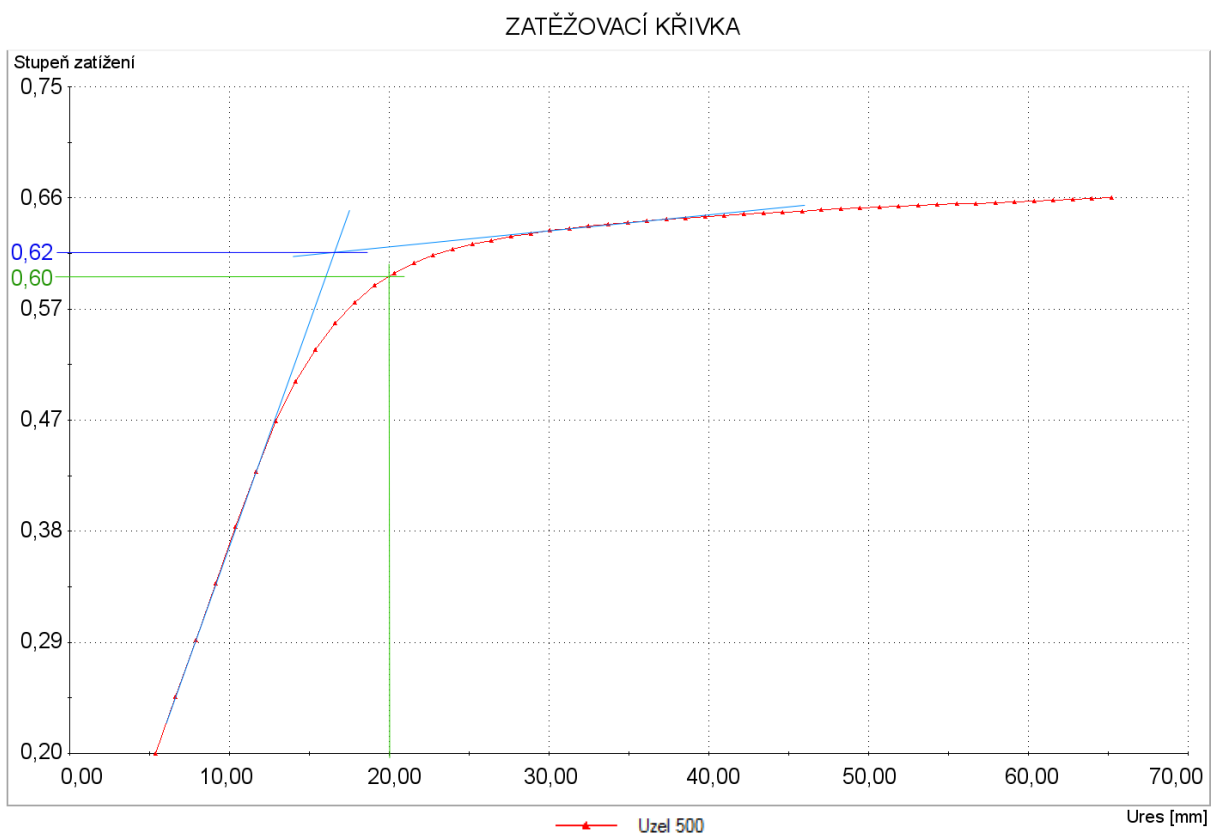
#### *Pevnost*

Jelikož dochází k poměrně velkému posuvu, a tedy k namáhání ramene na ohyb, byla nejprve provedena nelineární analýza pro zjištění mezního stavu plastické únosnosti ramene. Po zadání charakteristiky materiálu ramene (viz kapitola 3.5.1.) byl model vetknut v místě drážkování pro zkrutnou tyč a rozpěrného kroužku (Obr. 29, zelené šipky). Výpočtová síla (zatížení)  $F_j$  byla umístěna do středu objímky pro silentblok a zvolená velikost síly byla 10 kN. Síť konečných prvků byla vytvořena pomocí pravidelných čtyřstěnů (tetrahedronů) o velikosti elementu  $a_i = 9 \text{ mm}$ .



Obrázek 29: Nelineární analýza zatíženého ramene v rovině XZ.

Při výpočtu bylo uvažováno pružně – plastické chování materiálu (Von Misesův bilineární model) a geometrická nelinearita (velké posuvy). Výpočet probíhal až do proplastizování celé tloušťky materiálu a vytvoření plastického kloubu (Obr. 29). Průběh násobků zatížení v závislosti na prodloužení v uzlu 500 je zobrazen v grafu 4.



Graf 4: Zatěžovací křivka pro uzel 500.

Ke křivce zatížení v závislosti na prodloužení byly vloženy tečny k lineárnímu a nelineárnímu průběhu. Místo protnutí dvou tečen odpovídá stupni zatížení  $LF$ , tj. 0,62násobek výpočtového zatížení (*Graf 4*, modré křivky). Hodnota tak odpovídá meznímu stavu plastické únosnosti ramene.

$$F_{LIM} = F_j * LF = 10\,000 * 0,62 = 6\,200\, N$$

Z *grafu 4* je patrné, že ohybový účinek v rameni je těsně pod limitním zatížením a bude se jednat pouze o nízkocyklovou únavu. Výchylce 20 mm odpovídá 0,60násobek zatěžovací síly, tj. 6000 N (*Graf 4*, zelené křivky). Ve skutečnosti část namáhání absorbuje silentblok a nebude docházet k výchylce až 20 mm.

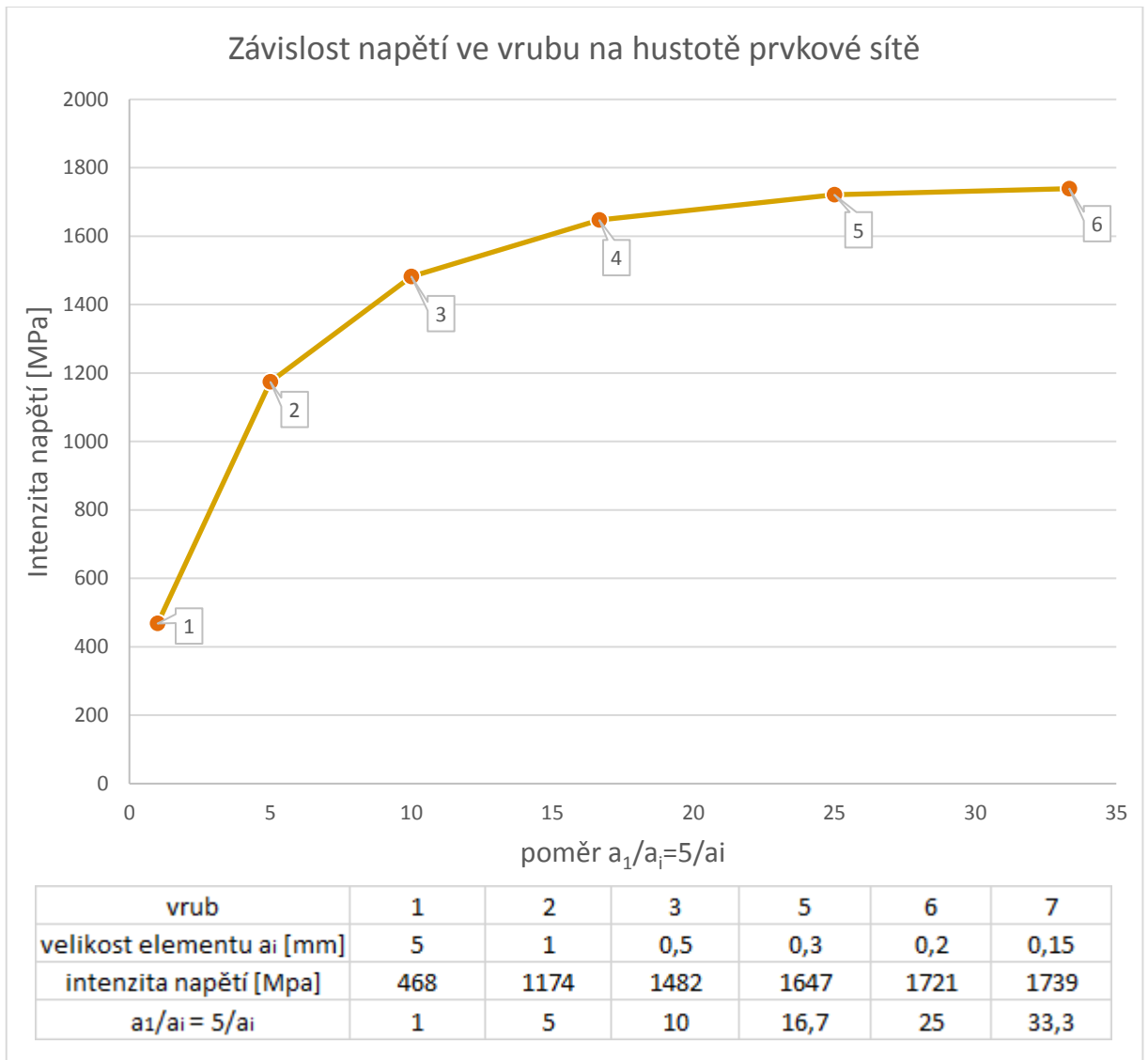
### Únava

Dále se přistoupilo ke statické analýze Pro výpočet únavy ramene metodou konečných prvků je zapotřebí model upravit. Do modelu je třeba vymodelovat veškeré svary se zaoblenými hranami pro správnou konvergenci, naopak drážkování nebylo bráno v úvahu, protože pro tento výpočet nemá žádný vliv.

Bylo zadané lineárně-elastické izotropní chování materiálu, vetknutí umístěno (*Obr. 30*, zelené šipky) na místo drážkování a rozpěrného kroužku. Výpočtová síla (*Obr. 30*, fialová šipka) byla umístěna opět na střed objímky pro silentblok a v nastavení byla zvolena podmínka, že bod se posune o 20 mm ve směru zatížení.

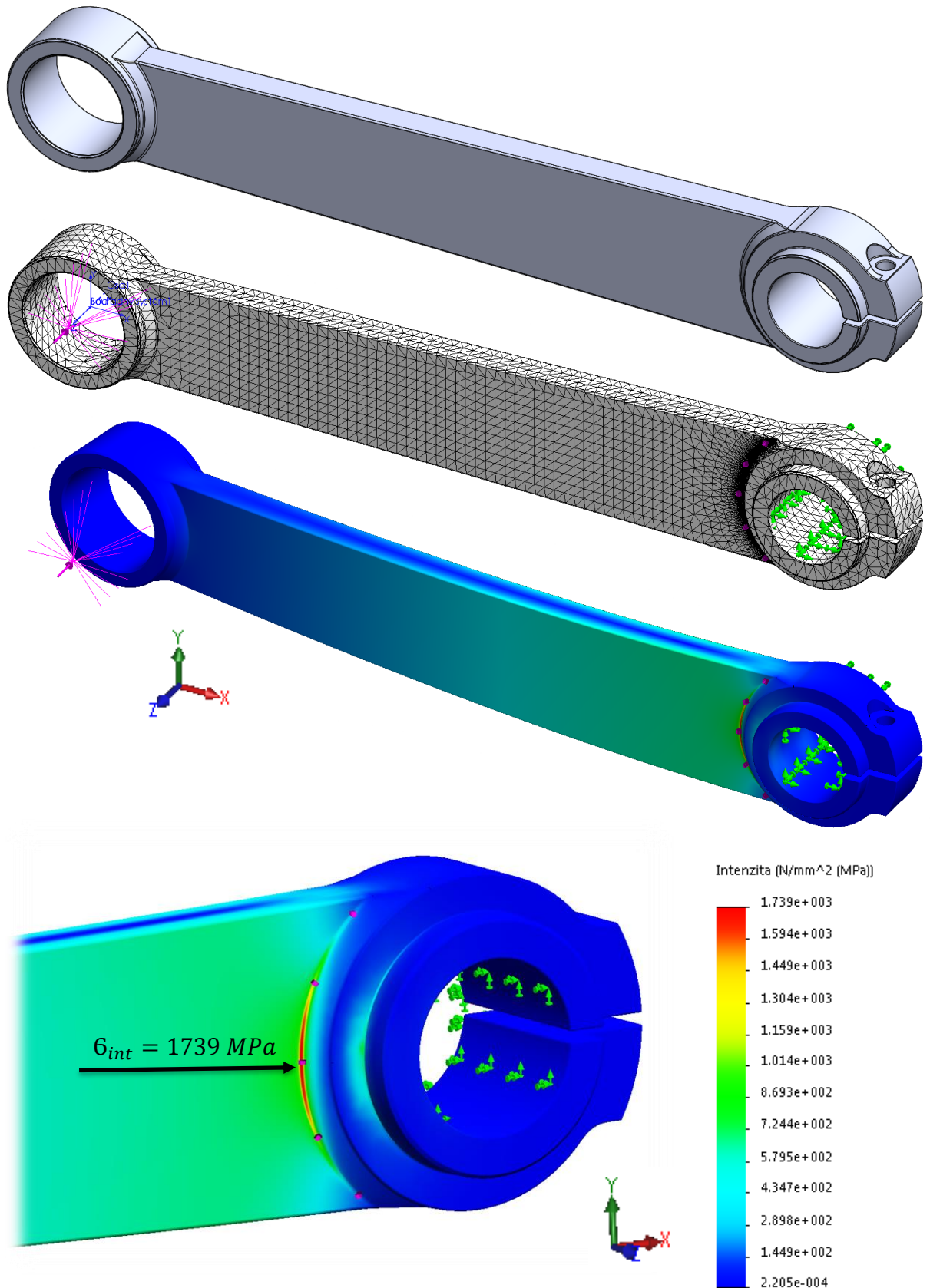
Dalším krokem při výpočtu je zvolit dostatečně jemnou hustotu prvkové sítě modelu, protože s rostoucím počtem prvků obvykle vzrůstají do určitého momentu i výsledná napětí. Sítování na rameno bylo zvoleno nejprve s velikostí prvku 5 mm. Z následné analýzy byla získána první hodnota intenzity napětí. Do místa s největší intenzitou napětí bylo přidáno zjemnění sítě a spuštěn druhý statický výpočet. Zpřesňování výpočtu probíhalo postupnými iteracemi při zvětšování hustoty prvkové sítě, nežli difference intenzity napětí byla tak malá, že bylo možné označit výsledek pro tuto analýzu za dostatečně přesný (*Graf 5*).





Graf 5: Konvergence prvkové sítě.

Pro dostatečně přesný výpočet intenzity napětí ve vrubu bylo zjemnění sítě zvoleno s velikostí elementu  $0,15 \text{ mm}$ , kde s dalším zmenšením velikosti elementů v prvkové síti docházelo již k malým rozdílům ve výsledné intenzitě napětí a zbytečně zdlouhavému a složitějšímu výpočtu.



Obrázek 30: Statická analýza. Od shora: zákl. model, prvková síť a zatížení, výsledná deformace, detail místa vrubu se stupnicí intenzity napětí.

V místě vrubu (přechodu ze základního materiálu na svarový kov) je intenzita (pseudoelastické) napětí největší a dosahuje hodnoty  $\sigma_{int} = 1739 \text{ MPa}$  (Obr. 30). Výpočet dovoleného počtu kmitů na únavu vychází z normy ČSN 69 0010, část 4.20. [18].

$$N_D = \frac{1}{n_N} \left[ \frac{A}{\left( \bar{\sigma}_A - \frac{B}{n_6} \right)} * \left( \frac{2300 - t}{2300} \right) \right]^2 \text{ [cykly]}$$

$$\bar{\sigma}_A = \max \left\{ \sigma_A, \frac{B}{n_6} \right\} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_A = \frac{\sigma_{int}}{2} \text{ [MPa]}$$

$$B = 0,66 * R_m - 0,43 * R_p \text{ [MPa]}$$

$N_D$	dovolený počet cyklů
$\sigma_A$	amplituda napětí mívajícího cyklu
$n_6 = 2$	součinitel bezpečnosti k napětí pro uhlíkaté oceli
$n_N = 10$	součinitel bezpečnosti k počtu cyklů
$A = 0,6 * 10^5$	materiálová konstanta pro uhlíkaté oceli
$B$	mez vysokocyklové únavy pro $5 * 10^5$ cyklů
$t = 45 \text{ }^\circ\text{C}$	nejvyšší provozní teplota

$$B = 0,66 * 490 - 0,43 * 355 = 170,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_A = \frac{1739}{2} = 869,5 \text{ MPa}$$

$$N_D = \frac{1}{n_N} \left[ \frac{A}{\left( \bar{\sigma}_A - \frac{B}{n_6} \right)} * \left( \frac{2300 - t}{2300} \right) \right]^2 = \frac{1}{10} \left[ \frac{0,6 * 10^5}{\left( 869,5 - \frac{170,75}{2} \right)} * \left( \frac{2300 - 45}{2300} \right) \right]^2$$

$$N_D = 562 \text{ cyklů}$$

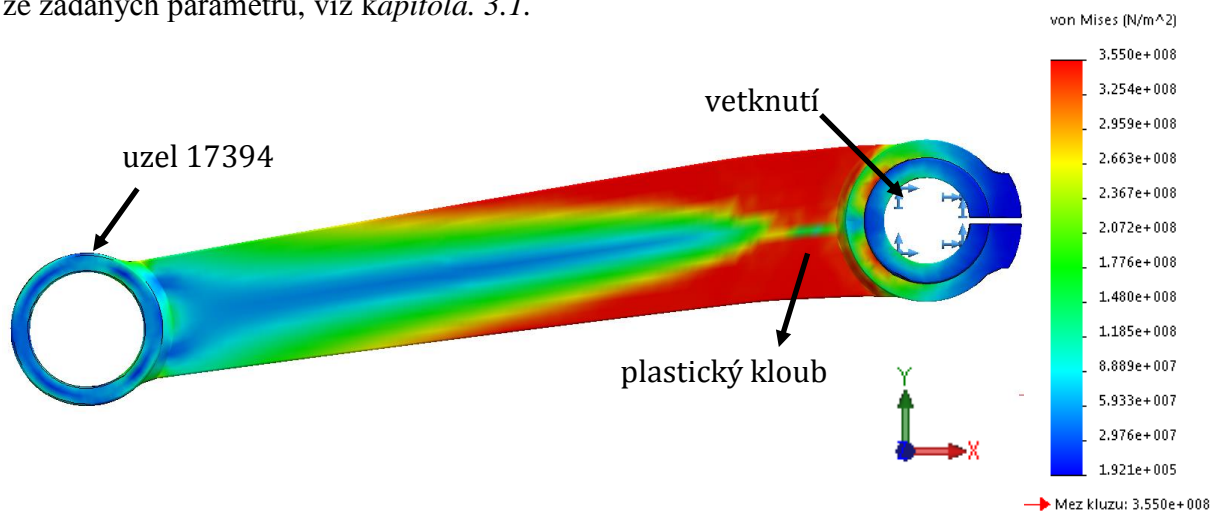
S pravidelnými prohlídkami a s možností výměny komponent mezi jednotlivými etapami během závodu a nenaskýtajícího se žádného rizika při destrukci, lze uvažovat součinitel bezpečnosti k napětí  $n_N = 1,1$  a součinitel bezpečnosti k počtu cyklů  $n_N = 1,1$ , pak přibližný počet cyklů do poruchy je:

$$N_D = 6\,166 \text{ cyklů.}$$

### 3.6.2. Namáhání na ohyb v rovině XY

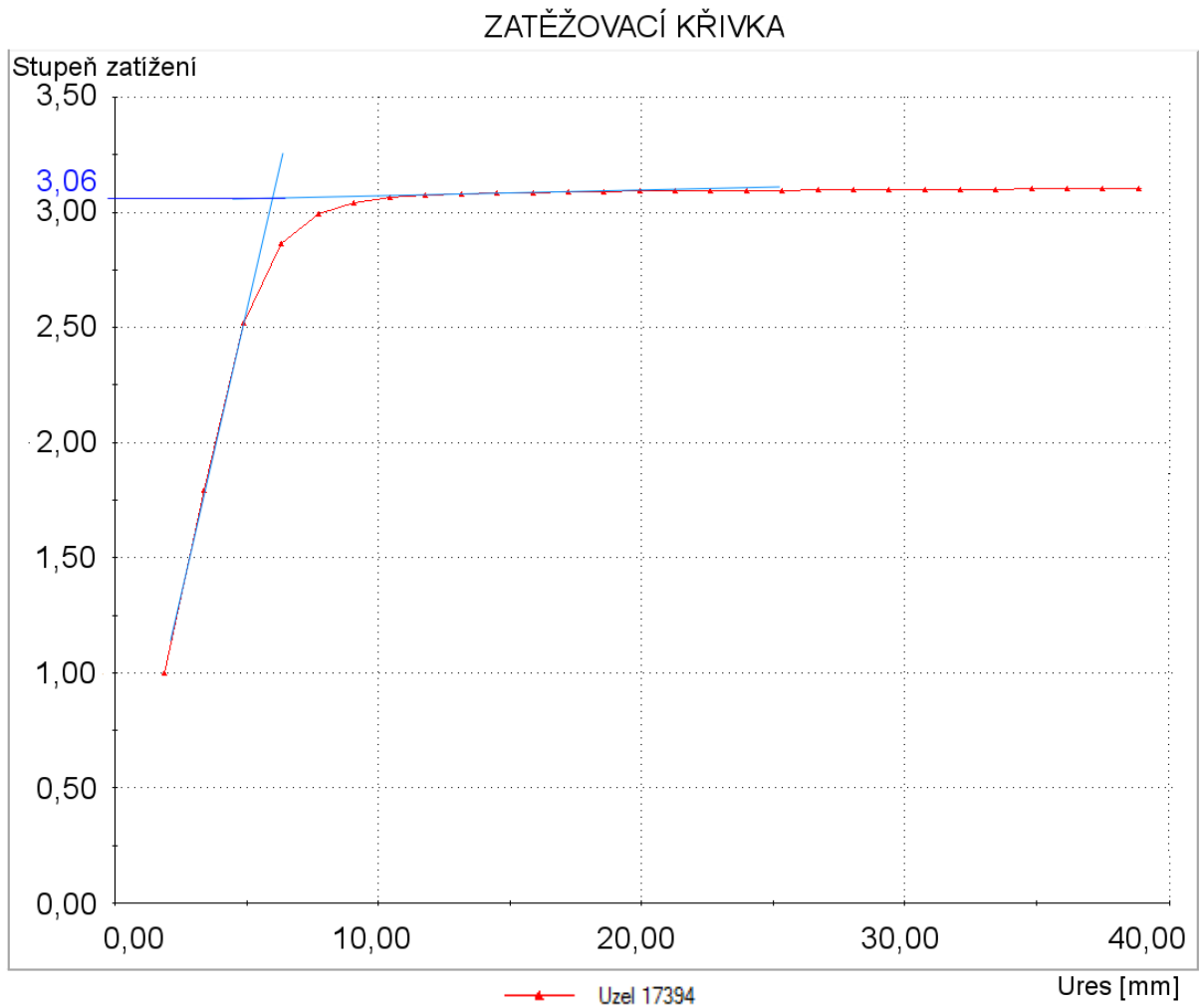
#### Pevnost

U namáhání ramene na ohyb vyvolaného od kroutícího momentu zkrutné tyče byl postup obdobný jako u předchozího namáhání na ohyb v rovině XZ. Nejprve byla provedena nelineární analýza pro stanovení meze plasticity (*Obr. 31*). Rameno bylo vežtnuto v místě drážkování a vnitřní plocha objímky pro silentblok byla zatížena svislou silou o velikosti  $F = 8246 \text{ N}$  ze zadaných parametrů, viz kapitola. 3.1.



Obrázek 31: Nelineární analýza zatíženého ramene v rovině XY.

Při výpočtu bylo opět uvažováno pružně – plastické chování materiálu a geometrická nelinearita. Výpočet probíhal až do proplastizování celé tloušťky materiálu a vytvoření plastického kloubu (*Obr. 31*). Z protínajících se tečen k lineární a nelineární části byla odečtena limitní síla jako násobek zatížení (*Graf 6*, modré křivky). Průběh násobků zatížení v závislosti na prodloužení v uzlu 17394 je zobrazen v *grafu 6*.



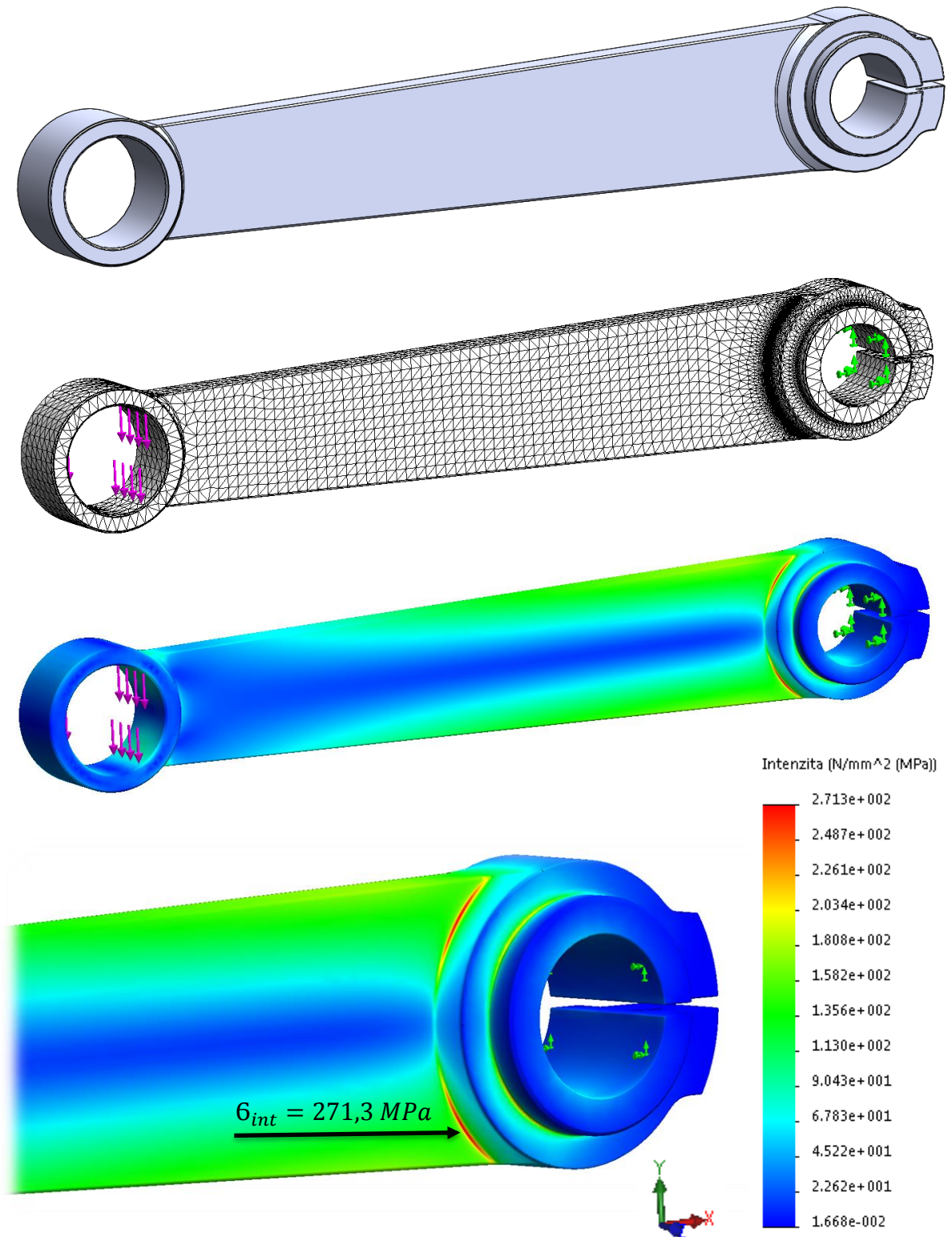
Graf 6: Zatěžovací křivka pro uzel 17394.

$$F_{LIM} = F_j * LF = 8246 * 3,06 = 25\,233\,N$$

Limitní síla je více jak třikrát větší než síla zatěžovací, což svědčí o dostatečné rezervě zatížení, než by došlo k trvalým deformacím.

### Únava

Následně byla provedena statická analýza. Síťování modelu bylo provedeno se stejnou hustotou sítě a zjemněním jako u předchozího případu.



Obrázek 32: Statická analýza. Od shora: zákl. model, prvková síť a zatížení, výsledná deformace, detail místa vrubu se stupnicí intenzity napětí.

V místě vrubu (přechodu ze základního materiálu na svarový kov) je intenzita napětí největší a dosahuje hodnoty  $\sigma_{int} = 271,3 \text{ MPa}$  (Obr. 32). Výpočet dovoleného počtu kmitů na únavu vychází z normy ČSN 69 0010, část 4.20. [18].

$$\sigma_A = \frac{\sigma_{int}}{2} = \frac{271,2}{2} = 135,6 \text{ MPa}$$

$$N_D = \frac{1}{n_N} \left[ \frac{A}{\left(\bar{\sigma}_A - \frac{B}{n_\sigma}\right)} * \left(\frac{2300 - t}{2300}\right) \right]^2 = \frac{1}{10} \left[ \frac{0,6 * 10^5}{\left(135,6 - \frac{170,75}{2}\right)} * \left(\frac{2300 - 45}{2300}\right) \right]^2$$

$$N_D = 137\,182 \text{ cyklů}$$

Opět, bude-li se počítat se součinitelem bezpečnosti k napětí  $n_N = 1,1$  a součinitelem bezpečnosti k počtu cyklů  $n_N = 1,1$ , lze uvažovat přibližný počet cyklů do poruchy  $N_D = 8\,166\,337$  cyklů.

## 4. Realizace navrženého stabilizátoru

### 4.1. Zadání zakázky do výroby

Po zhotovení kompletního modelu, včetně všech detailů, bylo zapotřebí připravit stabilizátor k výrobě. Plechové díly musely být připraveny dle požadavků společnosti Triwin s.r.o., laserové řezání. Z každého samostatného plechového dílu bylo třeba vytvořit půdorysný výkres. V případě ohybu je zapotřebí dodat rozvinutý tvar v půdorysu a s ohybem z bokorysu včetně potřebných kót. Model celého stabilizátoru byl vytvořen v softwaru SolidWorks, kde se samostatně jednotlivé plechové díly uložily ve vhodném pohledu ve formátu .dwg (lze i .dxf). Pro uspořádání do jednoho souboru, včetně popisků, bylo využito softwaru AutoCAD. Ke každé součásti se dopsal požadovaný počet kusů a informace z jakého materiálu a tloušťky má být součást vypálena (*Příloha 2*).

Všechny potřebné objímky, rozpěrné kroužky a další soustružené součásti stabilizátoru se vyráběly přímo v Buggyra Technology Center v Roudnici nad Labem na základě dodaných technických výkresů s potřebnými kótami (*Příloha 3*).

Dále bylo nutno zadat zakázku se zkrutnou tyčí do výroby. O tu se postarala společnost Talosa, zmíněná v kapitole 3.5.1. Vytvořený výkres s potřebnými kótami a zvoleným drážkováním je na *schématu 10*.

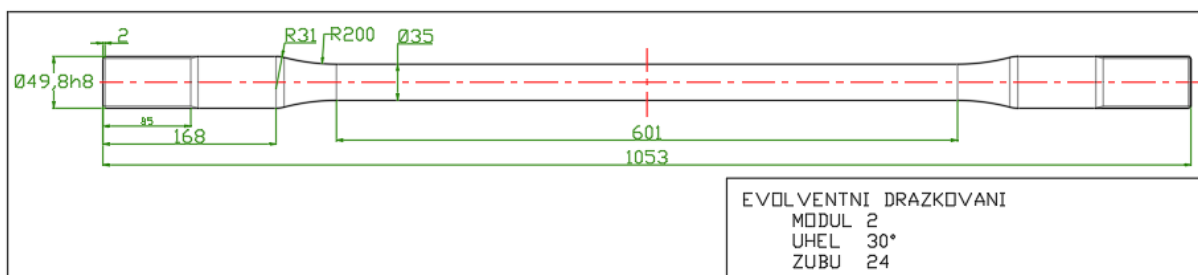


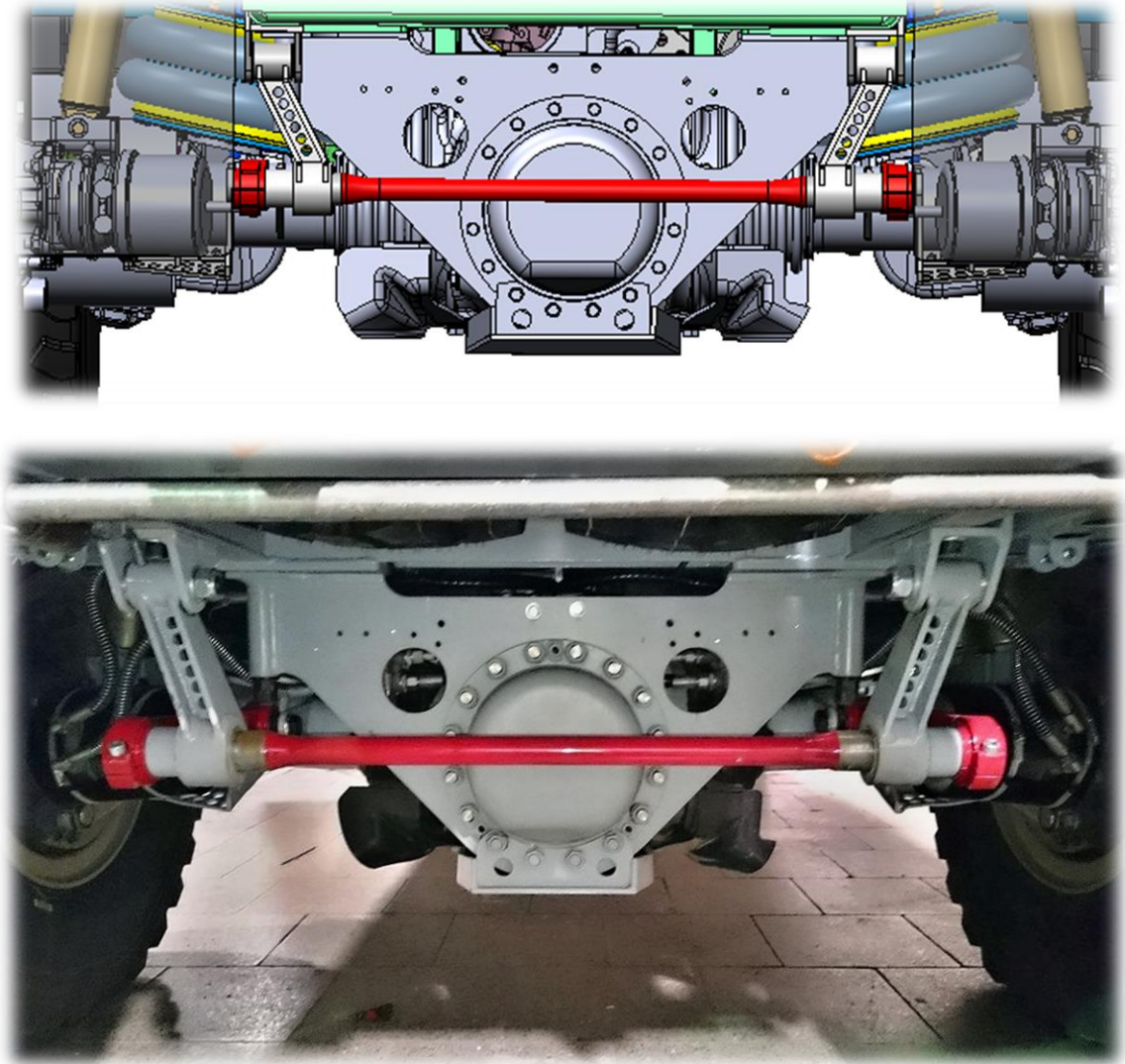
Schéma 10: Zakázka na výrobu zkrutné tyče.

### 4.2. Realizace

#### *Potřebné dokumenty pro správnou kompletaci*

Po zhotovení všech zakázek a dovezení výrobků na dílnu Buggyra Technology Center bylo zapotřebí doložit dokumentaci s podrobnostmi, jak mají být součásti složeny, svařeny a na závodních speciálech namontovány. Technické výkresy jsou vloženy jako *přílohy 4 – 9*. Hotový výrobek lze vidět na *obrázku 33* a dále na *přílohách 10 – 15*.





Obrázek 33: Realizace stabilizátoru. Nahoře: virtuální model. Dole: vyrobený stabilizátor.

### 4.3. Kontrolní měření

Po montáži stabilizátoru na závodní speciál bylo provedeno kontrolní měření pro určení přesnosti funkce s požadovanými vstupními podmínkami a kritérii. Nejprve bylo zapotřebí připravit automobil na měření. Závodní Tatra byla postavena do haly v BTC na rovný povrch a pro splnění počátečních podmínek a možnost porovnat výsledky z měření se zadanými hodnotami byl vypuštěn vzduch z pružinových vaků. Zadní část automobilu se zvedla heverem a automobil se podepřel speciálními stojnami pod podélníky nosného rámu. Výsledkem byla zdvihnutá zadní část automobilu tak, že zadní polonápravy byly vyvěšeny na spodní dorazy a kola nebyla ve styku s podlahou.



*Obrázek 34: Příprava kontrolního měření.*

Následně se hever umístil pod levou polonápravu a začala se zdvihát. Při zdvihání levé polonápravy se sledovala pravá, jestli nezačíná docházet díky torzní síle ve stabilizátoru taktéž ke zdvihu. V momentě, kdy se pravá polonáprava začala též zdvihát, přestalo se s heverováním.



*Obrázek 35: Měření nakroucené zkrutné tyče na závodním speciálu.*

Pro zjištění úhlu natočení zkrutné tyče bylo nejvhodnější zvolit takové dva body, které jsou dostupné a dobře se mezi nimi odměří vzdálenost. Jeden bod se musel nacházet na nosném rámu a druhý na polonápravě. Na nosném rámu se nacházel proto, že se mohl označit za základní rám či rovinu, která je vůči nápravám nehybná. Kdyby se brala hodnota mezi polonápravou a podlahou, mohlo by docházet k chybě měření z důvodu nedokonalé rovinné podlahy a vlivem zvedání vozidla za jednu polonápravu by mohlo dojít k natočení celého vozidla vůči podlaze. Dobře dostupné a vhodné místo bylo mezi středem objímky ramene pro silentblok a hranou horní konzole tlumičů na nosném rámu, kde se body nachází svisle pod sebou. Hodnota mezi těmito dvěma body byla změřena na obou polonápravách a rozdíl těchto hodnot udává rozdíl zdvihu levé a pravé polonápravy na vyznačeném místě.

Pomocí vytvořeného virtuálního modelu lze zjistit další potřebné údaje jako natočení zkrutné tyče a celkové natočení polonáprav.

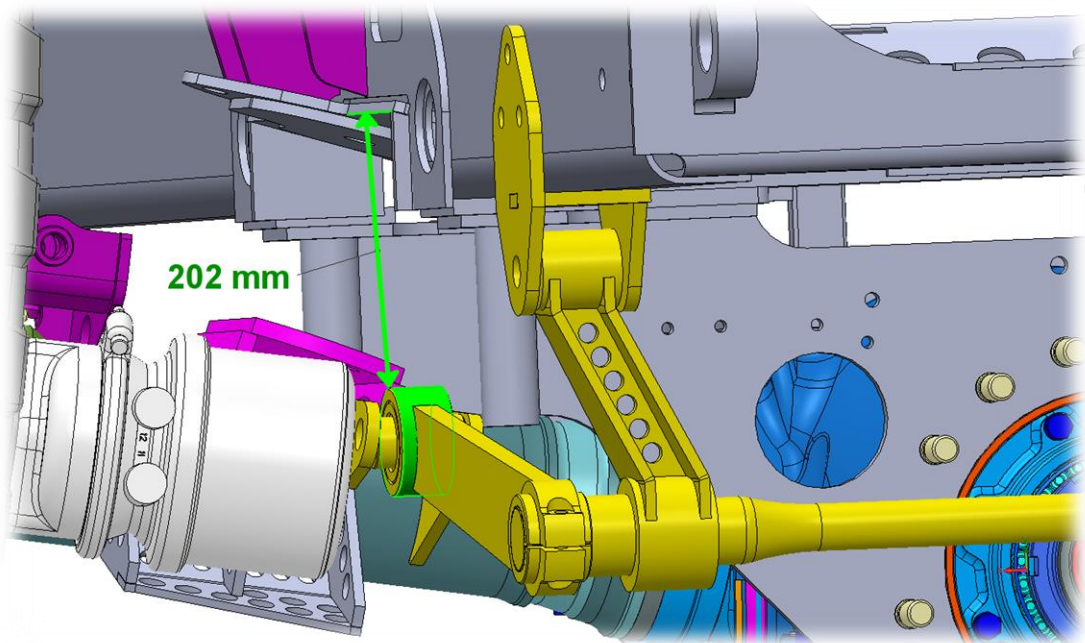


Schéma 11: Změřená hodnota mezi zvolenými body.

Na schématu 11 jsou patrné zvolené body a svislá hodnota mezi nimi, která činí 202 mm. Na pravé straně byla hodnota změřena mezi totožnými body a svislý rozdíl poloh byl 342 mm. Po přenesení změřených hodnot do virtuálního modelu byl nejprve odečten rozdíl zdvihu kol měřený mezi středem náboje kola a horní plochou podélníku nosného rámu a úhel natočení polonáprav kolem svého středu otáčení od nulové roviny, tj. stejným způsobem jako byly hodnoty vyobrazeny na schématu 4 na straně 35 odpovídající vstupním údajům. Dále byl z modelu odečten úhel mezi rameny odpovídající celkovému nakroucení zkrutné tyče. Nově zjištěné a odměřené hodnoty reálného stabilizátoru se porovnály s teoretickými výpočty, viz tabulka 17.

Tabulka 17: Porovnání žádaných výsledků se skutečnými.

POROVNÁNÍ ŽÁDANÝCH VÝSLEDKŮ SE SKUTEČNÝMI	strana/polonáprava	žádané parametry	docílené parametry
rozdíl zdvihu kol (měřeno mezi středem náboje kola a horní plochou nosného rámu)	levá	380 mm	354 mm
	pravá	680 mm	680 mm
	<b>celkový rozdíl</b>	<b>300 mm</b>	<b>326 mm</b>
natočení polonápravy od nulové polohy	levá	7,6°	9°
	pravá	-7°	-7°
	celkový rozdíl	14,6°	16°
natočení zkrutné tyče	<b>celkový úhel</b>	<b>16,5°</b>	<b>18°</b>

Z tabulky 17 jsou předně důležité dvě zvýrazněné hodnoty a jejich rozdíl, protože jako vstupní údaj byl dán rozdíl zdvihu kol, že je-li jedno kolo kvazistaticky zdviháno, druhé se díky přenosu sil přes stabilizátor začne též zdvihát se svislým rozdílem 300 mm. Po návrhu stabilizátoru, jeho výrobě a montáži na závodní speciál proběhlo kontrolní měření, které ukázalo, že svislý rozdíl zdvihu kol není původně chtěných 300 mm, nýbrž 326 mm, tedy o 26 mm více. 26 mm se dá označit za dostatečnou přesnost a splnění podmínky. Druhým, důležitějším údajem je maximální natočení zkrutné tyče, které se očekávalo přibližně 16,5°, skutečný úhel natočení činí 18°. Rozdíl mezi žádanou a skutečnou hodnotou je přibližně 1,5°. Rozdíl je s ohledem na celkové úhly natočení polonáprav akceptovatelný a výsledek lze označit za dostatečně přesný. Jelikož je reálný úhel větší než teoretický, je třeba aktualizovat výpočty pevnosti, které byly počítány s menším možným úhlem natočení zkrutné tyče.

Potřebné hodnoty na výpočet pevnosti:

$\phi$	0,314 rad (18°)
R <sub>p0,2</sub>	1550 MPa
G	78,5*10 <sup>3</sup> MPa
l <sub>R</sub>	682 mm
D	35 mm
k	1,5

Kroutící moment:

$$M_k = \frac{\phi * G * J_p}{l_R} = \frac{0,314 * 78500 * \frac{\pi * 35^4}{32}}{682} = 5\,327\,296 \text{ Nmm.}$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_k = \frac{\pi * d^3}{16} = \frac{\pi * 35^3}{16} = 8\,418,5 \text{ mm}^3.$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{5\,327\,296}{8\,418,5} = 632,8 \text{ MPa.}$$

Pevnostní podmínka:

$$\tau_{dov} \geq \tau$$

$$0,6 * \frac{R_{p0,2}}{k} \geq \tau$$

$$0,6 * \frac{1550}{1,4} \geq 632,8$$

$$664,3 \text{ MPa} \geq 632,8 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Přesto, že na skutečném vozidle se zkrutná tyč při zdvihání jedné polonápravy zkroutí o větší úhel, než dojde k zdvihnutí polonápravy protilehlé, je stále pevnostní podmínka splněna. Větší úhel natočení zkrutné tyče má vliv i na výpočty únavy, ale jelikož je stabilizátor na dakarském závodním speciálu, není zapotřebí stabilizátor dimenzovat na dlouhou životnost. Přáním je, aby vydržel závod. Jelikož je Rallye Dakar velmi nepředvídatelný terénem, byly vyrobeny i náhradní zkrutné tyče pro případnou výměnu mezi jednotlivými etapami. Důležité je podotknout, že v případě poškození se nemůže lidem, ani vozidlu nic stát, konstrukce a pozice stabilizátoru to nedovolí. Stabilizátor není nepostradatelnou součástí, bez které by se nedalo dokončit etapu nebo závod. Je to pouze součást, která má zvýšit ovladatelnost a zlepšit výsledné časy etap. Samotní piloti byli do Dakaru 2017 zvyklí jezdit bez stabilizátoru.

Další fotografie z kontrolního měření jsou v *příloze 16*.

#### 4.3.1. Zkušební jízda

Na zkušební jízdu a testování stabilizátoru v terénu bohužel nezbyl před dopravou závodních speciálů do Jižní Ameriky na Rallye Dakar čas. Vozy se pouze vyzkoušely na letišti v Panenském Týnci, kde si speciály vyzkoušeli Martin Kolomý, Aleš Loprais a David Vrščeký. Účinnost stabilizátoru při průjezdu zatáčkou byla znatelná, vozidlo se tolik nenaklánělo a docílilo se chtěného více přetáčivého účinku. Ovšem na asfaltové ranveji dochází k minimálním propužením a zdvihům kol oproti v terénu, kde jsou podmínky zcela jiné. Takže plnou funkčnost a životnost stabilizátoru bylo nutné ověřit až při ostrém závodě.



Obrázek 36: Zkušební jízda na letišti v Panenském Týnci. [13]

#### 4.4. Dakar 2017

Největší zkouška stabilizátoru nastala na jedné z nejnáročnějších motoristických soutěží, Rallye Dakar. Stabilizátor byl vystaven nepředvídatelným náročným terénům. Přesto stabilizátory na obou speciálech vydržely až do samotného cíle a zvládly tak více jak devět tisíc kilometrů přes Jižní Ameriku. Celý Dakar a stavbu stabilizátoru shrnul a okomentoval dvojnásobný mistr Evropy, Číny, Indie v okruhových tahačích a šéfkonstruktor týmu David Vršecký: [33]

*„Tak máme samozřejmě snahu krůček po krůčku stále zlepšovat jízdní vlastnosti a být rychlejší, takže jedna z otázek byla, jak ustabilizovat auto, aby nebylo tak vratké jako je Tatra kvůli kyvnám oproti tuhým nápravám. Je to výhoda jen v určitých fázích. Auto se vlivem kyven stává hůře čitelné a nepředvídatelné. Závodní Tatra má stabilizátor jen vepředu, protože se zadním stabilizátorem byly doposud jen problémy. Ty nebyly zapříčiněny samotným stabilizátorem, ale celým odperováním nápravy. Tento problém se nám vloni podařilo vyřešit, takže stabilizátor začal být opět aktuálním.“*

*Od stabilizátoru se očekávalo zklidnění a zpřesnění řízení celkového chování auta a docílení více přetáčivého účinku v zatáčkách, protože s hmotností, kterou Tatra dosahuje, a s náhonem na všechna kola se chová v zatáčkách velmi nedotáčivě, což samozřejmě zpomalovalo průjezd zatáčkou a auto v zatáčkách mělo omezenou možnost manipulace.*

*Při vjezdu do zatáčky se špatně podtočeným motorem, už s tím nešlo takřka nic dělat. Očekávali jsme zrychlení tedy v zatáčkách a na rychlých pistách, samozřejmě jsme i počítali s negativním vlivem ve velkých „rozbíječkách“, pomalých přejezdech v těžkém terénu a v dunách, kdy dochází k omezení zdvihu kol. Jenže poměrově na Dakaru vychází daleko více rovné rychlé pisty, takže případná časová ztráta v „rozbíječkách“, lze snadno dohnat na rychlých úsecích.*

*Při stavbě stabilizátoru jsme se museli vypořádat s nedostatkem místa, protože v zadní části jsou další komponenty, jako sestup, nádrže, podlaha a další, takže nebylo vůbec jednoduché najít vhodné funkční umístění. Nezávislé zavěšení je nepraktické i v tom, že otáčením polonáprav okolo podélné osy auta dochází k jejím velkým výkyvům. Takže se počítalo s tím, že ramena stabilizátoru budou muset vykompenzovat tento špatný chod polonáprav.*

*Velkou otázkou bylo zvolit správnou tuhost stabilizátoru, protože je to velmi subjektivní. Jsem toho názoru, že je zapotřebí co možná nejužší stabilizátor, ale tak, aby kola krásně kopírovala terén a nestalo se, že by vlivem omezenému zdvihu kol došlo v zatáčkách, při brzdění k nedostatečné adhezi, auto pak není schopné kvůli nízké trakci přenést výkon na kola. Např. Aleši Lopraisovi vyhovuje o něco tvrdší podvozek, přál si stabilizátor ještě tužší. Zapotřebí bylo vytvořit určitý kompromis. Proto se vyšlo z určitých dat z telemetrie při testování, kdy byly po celou dobu snímány zdvihy tlumičů a náklony kabiny vůči podvozku. Výsledky samozřejmě nebyly přesné, protože v terénu opakovat zkoušku se stejným průběhem nelze, ale měli jsme představu, co to dělá, a kam chceme jízdní vlastnosti posunout.*

*Na Dakaru byla se stabilizátorem absolutní spokojenost. Po první etapě se pouze udělala drobná změna a dodělávalo se ukotvení ramen pomocí unibalů, aby neměly tendenci se v drážkování posouvat. Po celý zbytek Dakaru nenastaly žádné problémy, ani se šrouby, ani se vznikajícími prasklinami ve svarech. Na jednu etapu se stabilizátory demontovaly, protože se očekávala velká „rozbíječka“ a náročný terén. Aleš Loprais však po dojetí do bivaku chtěl stabilizátor okamžitě namontovat zpět, auto mu přišlo příliš nepředvídatelné a vratké.*

*Stabilizátor tedy přinesl obrovskou změnu, všechna očekávání se splnila, auto se stalo čitelnějším a přetáčivějším. Výpočet byl příznivý, na pistách bylo auto klidnější a rychlejší, přesto nedocházelo ke ztrátě styku kol s terénem. Největší efekt stabilizátoru nastává, když ze smyku auto chytá zpět trakci. Dříve se auto v tomto přechodu „nahrbilo“, nastala celkem dlouhá prodleva a následovalo trhnutí a stočení auta přes přímý směr až lehce na druhou stranu. Tento problém se se stabilizátorem eliminoval, průběh průjezdu zatáčkou smykem*



*je plynulý a ze smyku zpět do trakce jde auto hladce a čitelně. Podařilo se nám tedy opět o krůček posunout jízdní vlastnosti. Jediný problém je, že musíme vědět dopředu v jakém terénu se budeme pohybovat, abychom mohli stabilizátor případně rychle demontovat, ale i pokud bychom ho tam nechali, tak v průměru je to vlastnost kladná z důvodu velkého procenta rychlých etap. Do budoucna bychom tedy chtěli zrealizovat myšlenku a jít zase o další krůček vpřed se stabilizátorem odpojitelným za jízdy. “*

*David Vršecký*



Obrázek 37: Tatra Phoenix II na Rallye Dakar 2017 s novým stabilizátorem. [13]

## 5. Vyhodnocení

### Zkrutná tyč

Délka tyče dle návrhu byla  $l = 1055 \text{ mm}$ , včetně rozšířených konců na drážkování pro uchycení ramen. Jako aktivní délka zkrutné tyče se neuvažovala pouze část s menším průměrem, ale zohlednila se ve výpočtu i přechodná část na větší průměr konců tyče. Celková výpočtová délka zkrutné tyče je tedy  $l_R = 682 \text{ mm}$ . S touto uvažovanou délkou a charakteristikou vybraného materiálu 14 260 ČSN po tepelném zpracování, se vypočítal takový průměr tyče, který při celkovém úhlu natočení o  $16,5^\circ$  přenesse sílu působící na konci ramene o velikosti  $F = 8246 \text{ N}$  na konec druhého ramene a zdvihne protilehlé kolo o svislý rozdíl  $h = 300 \text{ mm}$ . Tomu odpovídá průměr zkrutné tyče  $d = 35 \text{ mm}$ . Poté byl proveden výpočet, zda tyč splňuje pevnostní podmínku. Při maximálním krutu dochází v tyči ke kroučicímu momentu maximálně  $\tau = 612,2 \text{ MPa}$  a dovolené napětí v krutu s koeficientem bezpečnosti  $k = 1,4$  je  $\tau_{dov} = 664,3 \text{ MPa}$ , tzn., že podmínka je splněna. Evolventní drážkování na zkrutné tyči bylo kontrolováno jak na pevnost proti stříhu, tak proti otláčení. Na stříh při délce drážkování  $35 \text{ mm}$  vychází napětí  $\tau = 163,04 \text{ MPa}$  a na otláčení tlak  $P = 512,4 \text{ MPa}$ . Obě hodnoty jsou nižší než dovolené napětí a dovolený tlak, který činí  $P_{dov} = 1033,3 \text{ MPa}$ . Pro určení únavy zkrutné tyče bylo zohledněno krom působícího krutu i ohybové namáhání na koncích tyče. Pro výpočet bylo využito softwaru MathCad, ve kterém se zkrutná tyč kontrolovala na dvou místech s vruby (v místě přechodu průměrů a v místě drážkování) na vysokocyklovou únavu a stanovila se bezpečnost proti překročení hranice vysokocyklové únavy. Ohybový účinek splňoval vysokocyklovou mez na obou místech. V místě přechodu je bezpečnost rovna  $k = 3,46$  a v místě drážkování  $k = 14,62$ . Mez vysokocyklové únavy od působícího kroučicího momentu nebyla splněna. Z tohoto důvodu se přistoupilo na výpočet nízkocyklové únavy, která při maximálním zkrutu tyče v místě přechodu dovoluje přibližný počet cyklů 200 a v místě drážkování cyklů 1314.

Tabulka 18: Souhrn údajů z výpočtů zkrutné tyče.

efektivní průměr tyče	max. napětí v krutu /dovolené ( $k = 1,4$ )	612,2	664,30	MPa
drážkování	napětí na stříh / dovolené ( $k = 1,4$ )	163,0	664,30	MPa
	napětí na otláčení / dovolené ( $k = 1,5$ )	512,4	1033,3	MPa
únavy	v přechodu průměrů	ohyb	vysokocyklová	$k = 3,46$
		krut	nízkocyklová	200 cyklů
	v drážkování	ohyb	vysokocyklová	$k = 14,62$
		krut	nízkocyklová	1314 cyklů

### Ramena

Rameno stabilizátoru bylo kontrolováno na namáhání od ohybového účinku ve dvou rovinách. V jedné rovině je ohybový účinek zapříčiněn polonápravou, která při svém pohybu opisuje kružnici a dochází tak k vodorovným výchylkám objímky na konci ramene a v rovině druhé od kroutícího momentu zkrutné tyče. Analýza ramene probíhala v programu SolidWorks metodou konečných prvků. Nejprve byl proveden nelineární výpočet pro zjištění zatěžovacích křivek, poté byl proveden statický výpočet pro následnou kalkulaci dovolených počtů kmitů do únavy. Maximální napětí od ohybového namáhání v první zmíněné rovině, nacházející se ve vrubu u objímky s drážkováním pro vložení zkrutné tyče, je  $1739 \text{ MPa}$ , kterému odpovídá 6166 dovolených cyklů s koeficientem bezpečnosti  $k = 1,1$ . V druhé rovině, ve stejném vrubu, je napětí  $271,3 \text{ MPa}$ , kterému odpovídá více jak osm miliónů cyklů se stejným koeficientem bezpečnosti.

Tabulka 19: Souhrn údajů z výpočtů ramen.

VÝSLEDKY ANALÝZY RAMEN	max. napětí [MPa]	počet cyklů do únavy
rovina XZ	1739	6 166
rovina XY	271,3	8 166 337

Při závodě došlo vlivem výše zmíněného velkého napětí  $1739 \text{ MPa}$  k únavě a utržení silentbloku, který má osovou vůli v uložení na obě strany  $14 \text{ mm}$ . Docházelo tak k ohybu pouze  $6 \text{ mm}$  a ohybové zatížení se pohybovalo v čistě elastické oblasti.

### Svarový spoj

Pro zkoušku byly vytvořeny dva vzorky z plechu o síle  $8$  a  $10 \text{ mm}$ . Na vzorky byly použity rozdílné svářečky. Pro první vzorek byl nastaven svarový proud  $160 \text{ A}$ , kde dle tabulek výrobce měl dosahovat průvar přibližně  $3,9 \text{ mm}$ . Pro druhý byl nastaven proud  $200 \text{ A}$ , s předpokládaným průvarem cca  $6 - 7 \text{ mm}$ , kde kromě kořenového svaru byl nanesen ještě vrchní svar. Technologie svaru odpovídá skutečně použitým technologiím používaným v dílně BTC. Zkoušky svarových spojů vykazaly následující nedostatky: průvar plechu  $8 \text{ mm}$  dosahuje cca  $2 \text{ mm}$ ; průvar plechu  $10 \text{ mm}$  dosahuje necelé  $2 \text{ mm}$ . Svary lze označit za nedostatečně provařené, protože jakékoliv vnější zatížení by nesl pouze svarový kov, nikoliv spojený základní materiál.

Tabulka 20: Souhrn údajů z analýzy svarového spoje.

tloušťka vzorku	předpokládaný průvar	skutečný průvar
8 mm	3,9 mm	2 mm
10 mm	6 - 7 mm	2 mm

Z analýzy struktury základního materiálu byly zjištěny rozdíly mezi plechem o síle 8 a 10 mm, nejspíše způsobené výrobou z rozdílných polotovarů. Plech o síle 10 mm byl válcován ze silnějšího materiálu, a proto má více zřetelné řádkování zrn, která jsou jemnější a více zploštěná. V tepelně ovlivněné oblasti došlo pomalým chladnutím ke zjemnění zrn a šířka hranice ztavení, kde jsou zrna zhrubnutá, se pohybuje okolo 420 – 450  $\mu\text{m}$ . Svarový kov se skládá především z bainitické struktury, která je u plechu o síle 10 mm jemnější. To je způsobeno jinou technologií svařování, kde byl nanesen nejprve kořenový svar a poté na něj vrchní. Spoj prošel opakovaným a delším prohřevem a zrna se stačila zjemnit.

Zjištěny byly i tvrdosti jednotlivých oblastí u obou vzorků svarových spojů. Ve všech oblastech na obou vzorcích se vždy měření třikrát opakovalo pro zvýšení přesnosti. Při měření tvrdosti základních materiálů došlo k rozdílným výsledkům přibližně o 50 HV i přesto, že jsou oba vzorky ze stejné oceli 11 523 ČSN. U plechu tloušťky 10 mm vychází tvrdost o 50 HV vyšší, tj. kolem 200 HV. Tento plech je tvrdší z důvodu jemnějších zrn ve své struktuře. Použitý svarový kov je na obou vzorcích stejný a zjištěná tvrdost se pohybuje kolem 200 HV. Výrobce udává mez kluzu 480 MPa a mez pevnosti 560 MPa, což je přiměřené k charakteristice základního materiálu. V oblasti rozhraní je tvrdost rozdílná. U plechu 8 mm vychází průměr z měření 185 HV a u druhého vzorku 10 mm 233 HV. Výsledky ukazují, že hranice ztavení a svarový kov je tvrdší než základní materiál. Pevnost a únosnost ve svaru a v jeho rozhraní je zde z důvodu malého průvaru důležitá. Svar je zapotřebí kvalitní, a svou strukturou pokud možno kvalitnější nebo alespoň stejný, jako základní materiál. V TOO u obou vzorků došlo k zjemnění zrn a struktura zůstala čistě feriticko-perlitická. Svarový kov má bainitickou strukturu a zrna má jemná, proto se svarový spoj dá označit jako kvalitní, je houževnatý, bez vad či nežádoucích jevů.

Tabulka 21: Souhrn údajů ze zkoušky tvrdosti.

VÝSLEDKY ZKOUŠKY TVRDOSTI	č. měření	zákl. mat.	svarový kov	pásmo zhrubnutí
vzorek 8 mm	průměr z třech měření	152	197	185
vzorek 10 mm		200	201	233

### Tahová a rázová zkouška

Pro kontrolu kvality materiálu 11 523 ČSN byla provedena tahová a rázová zkouška Charpyho kladivem. Zkušební tyč pro tahovou zkoušku byla vyrobena z plechu o síle 8 mm. Pro přesný výsledek byla zkouška opakována na pěti zkušebních tyčích, průběhy byly obdobné a materiál nevykazoval žádné vnitřní vady či heterogenity. U oceli je dána dle normy 41 1523 ČSN mez pevnosti 490 – 630 MPa. Výsledky ze zkoušek se pohybují v rozmezí 488 – 505 MPa. Změřené hodnoty spadají do normy daného intervalu, ale blíží se dolní hranici. Rozmezí meze kluzu je 327 – 337 MPa, ovšem norma udává minimálně 355 MPa, což splněno není. Z poznatku o rozdílné struktuře plechu síly 8 a 10 mm lze předpokládat, že tahová zkouška se silnějším plechem by měla výsledky jiné.

Při analýze lomu vzorku byl zjištěn štěpný lom ve střední části plechu způsobený nejspíše odmíšenou vrstvou uhlíku, která může vzniknout při tepelném válcování plechů. Jedná se o vadu, která oslabuje materiál.

Tabulka 22: Souhrn údajů z tahové zkoušky.

VÝSLEDKY Z TAHOVÉ ZKOUŠKY	F <sub>m</sub> [N]	R <sub>m</sub> [MPa]	R <sub>p0,2</sub> [MPa]	A [%]	Ag [%]
rozmezí z pěti zkoušek	31 276 – 32 336	488 - 505	327 - 338	34,6 – 40,6	17,9 – 19,4
dle normy	-	490 - 630	min. 355	min. 20	-

Pro rázovou zkoušku bylo vyrobeno zkušební těleso z plechu o síle 10 mm. Norma 41 1523 ČSN udává nejnižší střední nárazovou práci KV 27 J. Z šesti měřených zkoušek se pohybovala nárazová práce v rozmezí 90,9 – 107,9 J. Struktury lomů nevykazovaly žádné vady. Materiál je pevný a houževnatý.

Tabulka 23: Souhrn údajů z rázové zkoušky.

VÝSLEDKY Z RÁZOVÉ ZKOUŠKY	rozmezí hodnot z šesti zkoušek	dle normy
energie W [J]	90,9 - 107,9	min. 27

### Kontrolní měření

Po realizaci a montáži stabilizátoru na automobil bylo provedeno kontrolní měření, které vyhodnotilo jeho funkčnost a naplnění zadaných podmínek. Změřené hodnoty se porovnaly se zadanými. Požadavkem bylo, že pokud bude jedno kolo kvazistaticky zdviháno, druhé se díky přenosu sil přes stabilizátor začne též zdvihát se svislým rozdílem 300 mm. Na reálném automobilu tento rozdíl zdvihu činí 326 mm, tedy o 26 mm více. Z důvodu

mnoha aspektů, které mohly výpočet ovlivnit (vstupní údaje, vlastnost zkrutné tyče, uvažované rozdílné délky ramen) se tato hodnota dá označit za dostatečně přesnou a rozdíl zdvihu kol splňuje vstupní podmínku. Druhým důležitějším údajem je maximální natočení zkrutné tyče, které se očekávalo přibližně  $16,5^\circ$ . Skutečný úhel natočení činil  $18^\circ$ . Rozdíl mezi žádanou a skutečnou hodnotou je tedy přibližně  $1,5^\circ$ . Rozdíl je s ohledem na celkové úhly natočení polonáprav akceptovatelný a výsledek lze označit za dostatečně přesný.

Tabulka 24: Souhrn údajů z kontrolního měření funkce stabilizátoru.

POROVNÁNÍ ŽÁDANÝCH VÝSLEDKŮ SE SKUTEČNÝMI	žádané parametry	docílené parametry
celkový rozdíl zdvihu kol	300 mm	326 mm
celkový rozdíl natočení polonáprav od nulové polohy	$14,6^\circ$	$16^\circ$
celkový úhel natočení zkrutné tyče	$16,5^\circ$	$18^\circ$

## 6. Závěr

Práce řeší kompletní vývoj stabilizátoru zadní nezávisle zavěšené nápravy na závodním nákladním automobilu Tatra Phoenix týmu Buggyra Racing určený pro závod Rallye Dakar. Úvodem je připraven pomocný virtuální model, který slouží pro snadné odměřování hodnot, představu geometrie pohybu a celé zástavby stabilizátoru. Dle zadaných parametrů jsou kompletně navrženy jednotlivé komponenty, které jsou kontrolovány jak z hlediska pevnosti a únavy, tak z hlediska kvality zvolených materiálů a provedení analýzy svarových spojů.

Z výsledků analýz je patrné, že zkrutná tyč a ramena stabilizátoru jsou velmi namáhané. Přesto, že pevnostní podmínku splnily, únava komponent je vysoká. U závodních terénních automobilů, kde se uplatňuje zcela jiný pohled a filozofie konstruování komponent než u běžných sériově vyráběných automobilů, to však není jedno z prioritních kritérií při konstruování. Z důvodu jednoduchosti konstrukce, snadné obsluhy, nízké hmotnosti, možnosti kontroly a výměny dílů mezi jednotlivými etapami závodu lze použití takových dílů připustit.

Při kontrole kvality materiálu byly zjištěny odlišné struktury mezi jednotlivými tloušťkami stejného materiálu a neshody mechanických vlastností s předpisem normy, je proto dobré brát při konstruování v úvahu možné mírné odchylky. Materiály jinak nevykazují žádné heterogenity, jsou houževnaté a pro toto užití dostačující. Protože však zkoušky svarových spojů vykazaly nedostatky, bude v budoucnu zaměřena pozornost na technologii svařování. Materiál je nedostatečně provařený a veškeré namáhání na spoj je přenášeno pouze přes svarový kov. Svarový kov s tepelně ovlivněnou oblastí je ale proveden kvalitně, pevnost a únosnost materiálu je vždy stejná nebo vyšší než základní materiál.

Stabilizátory byly vystaveny celému závodu Rallye Dakar (cca 9 000 km) a nevykazovaly známky jakékoliv poruchy. Oba piloti, Martin Kolomý a Aleš Loprais, i šéfkonstruktér David Vršecký, uznali posun jízdních vlastností k lepšímu. Automobil hodnotí jako čitelnější, přetáčivější a plynulejší při průjezdu zatáčkami ve vysokých rychlostech. Výsledky práce, jak ukázalo zhodnocení jejich praktického nasazení v závodě, lze označit za plně uspokojivé.

Na stabilizátoru budou provedeny lehké úpravy. Do dalšího závodu bude rameno, nasazené na zkrutné tyči pomocí drážkování, zaaretováno kromě stávající stahovatelné objímky ještě dalším prvkem, aby nedocházelo k jeho stahování ze zkrutné tyče. Jednou z variant je na čelech

zkrutné tyče vytvořit závit a vložit šroub s podložkou o větším průměru, než jsou rozšířené konce zkrutné tyče. Jinou možností je vložit rozpěrnou tyč mezi ramena s kulovým uložením na koncích, která nedovolí pohyb ramen, a tedy změnu jejich rozteče. Další budoucí úpravou bude jiné uložení ramen k polonápravám, aby nedocházelo k tak velkému ohybovému účinku v rovině XY. Silentblok se uloží přes posuvný čep k polonápravě a bude se moci axiálně posouvat v obou směrech o 14 mm. Tím se razantně sníží ohybové namáhání. S větším opotřebením čepu se bude počítat.



## 7. Zdroje

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] PECINA, Miroslav. *Přehled dostupných náprav s nezávislým zavěšením kol o nosnosti vyšší než 7 tun*. Pardubice, 2015. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice. Vedoucí práce Ing. Jan Pokorný, PhD.
- [3] KOLOC, Martin. Dakar 2015: Utkání konceptů Tatra (kyvné polonápravy) versus Liaz (pevné nápravy). Auto.cz [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/dakar-2015-utkani-konceptu-tatra-kyvne-polonapravy-versus-liazpevne-napravy-84897>.
- [4] DANA [online]. [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <http://www.dana.com/commercial-vehicle/products/driveline/drive-axles/s130>.
- [5] TATRA [online]. [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <http://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/>.
- [6] TIMONEY: *mobility system* [online]. [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: <http://timoneygroup.com/Index.aspx>.
- [7] KOVANDA, Jan, Ivo RESL a Jiří SOCHA. *Konstrukce automobilů: pérování vozidel*. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-010-1624-2.
- [8] ŠŤASTNÝ, J. Zavěšení, odpružení, tlumení závodních vozidel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 48 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ondřej Blaťák.
- [9] *Race ready products* [online]. [cit. 2017-02-01]. Dostupné z: <http://www.racereadyproducts.com/torsion-bars/sway-a-way-300m-racing-application-torsion-bars/>.
- [10] PTÁČEK, L. et. al. *Nauka o materiálu I*. Brno: CERM, 2003. 520 s. ISBN 80- 7204-283-1.
- [11] ZEJDOVÁ, L. Haighův diagram vybrané pružinové oceli. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 57 s., Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Stanislav Věchet, CSc.
- [12] FREMUNT P., PODRABSKY T. *Konstrukční oceli*. 1. vyd. Brno, CERM, 1998, 267 s. ISBN 80-85867-95-8.
- [13] *BUGGYRA racing* [online]. [cit. 2017-02-01]. Dostupné z: <http://buggyra.com/>.

- [14] *AM: automobilrevue* [online]. [cit. 2017-02-05]. Dostupné z: [http://www.automobilrevue.cz/rubriky/truck-bus/historie/fenomen-doby-buggyra-designedsince-1969\\_44315.html](http://www.automobilrevue.cz/rubriky/truck-bus/historie/fenomen-doby-buggyra-designedsince-1969_44315.html).
- [15] *Buggyra: buggyra.pixia* [online]. [cit. 2017-02-05]. Dostupné z: <http://buggyra.pixia.cz/index.php?page=tym&ion=historie>.
- [16] VELIČKOVÁ, Eva. *[Stroje a zařízení: Části strojů]*. VŠB-TU OSTRAVA: Fakulta bezpečnostního inženýrství, 2002.
- [17] Prof. Ing. HOSNEDL, Stanislav. CSs. a kol. *Části a mechanismy strojů: Katedra konstruování strojů. Fakulta strojní Západočeské univerzity v Plzni* [online]. Plzeň [cit. 2017-04-18].
- [18] ČSN 69 0010, ČÁST 4.20. *Tlakové nádoby stabilní: Nízkocyklová únava*. 1993. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [19] *TRIWIN* [online]. [cit. 2017-02-03]. Dostupné z: <http://www.triwin.cz/index.html>.
- [20] *E-Konstruktér: portál pro strojní konstruktéry* [online]. [cit. 2017-02-03]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/prevodni-tabulka-znaceni-oceli>.
- [21] ČSN 41 1523. *Ocel 11 523*. Duben 1993. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [22] ČSN 41 4260. *Ocel 14 260*. Březen 1988. Praha: Český normalizační institut, 1988.
- [23] *Preciz, s.r.o.* [online]. [cit. 2017-02-03]. Dostupné z: <http://www.preciz.cz/sluzby-hlavni/material-normal/1.0570>.
- [24] *TALOSA s.r.o.: Výroba prototypových dílů pohonu vozidel Off-Road, výroba speciálních vozidel, značkový servis nákladních automobilů TATRA a renovace osobních vozidel a motorů TATRA* [online]. [cit. 2017-04-03]. Dostupné z: <http://www.talosa.info/cz/>.
- [25] *Tech Portal: Největší on-line knihovna pro technický management a strojírenství v ČR* [online]. [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: [https://www.techportal.cz/33/si-cr-ocel-na-pruziny-csn-41-4260-uniqueidmRRWSbk196FNf8-jVUh4EppFhJYVc3tsFRakcAcytX\\_VRYFLS2WAvA/?query=14%20260&serp=1](https://www.techportal.cz/33/si-cr-ocel-na-pruziny-csn-41-4260-uniqueidmRRWSbk196FNf8-jVUh4EppFhJYVc3tsFRakcAcytX_VRYFLS2WAvA/?query=14%20260&serp=1).
- [26] ŠTĚRBÁČEK, J. *Tahové a únavové zkoušky tenkých vláken a fólií*. Brno, 2008. 89 s. Diplomová práce na Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně, Ústavu materiálových věd a inženýrství. Vedoucí diplomové práce Mgr. Tomáš Kruml, CSc.
- [27] MACHEK, Václav a Jaromír SODOMKA. *[Nauka o materiálu]*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978800103686-0.
- [28] ČSN EN 10002-1 (42 0310). *Kovové materiály - Zkouška tahem: Část 1: Zkušební metoda za okolní teploty*. Únor 2002. Praha: Český normalizační institut, 2002.

- [29] ČSN EN ISO 14556. *Ocel - Zkouška rázem v ohybu na kyvadlovém kladivu tyčí Charpy s V-vrubem: Instrumentovaná zkušební metoda*. Květen 2000. Praha: Český normalizační institut, 2000.
- [30] ČSN ISO 148-1 (42 0381). *Kovové materiály – Zkouška rázem v ohybu metodou Charpy: Část 1: Zkušební metoda*. Zář 2010. Praha: Český normalizační institut, 2010.
- [31] *Dynamické zkoušky* [online]. Brno, 2012 [cit. 2017-03-16]. Dostupné z: [http://www.sssebrno.cz/files/ovmt/dynamicke\\_zkousky.pdf](http://www.sssebrno.cz/files/ovmt/dynamicke_zkousky.pdf). Studijní opora. SŠSE.
- [32] *Dassault Systemes: SolidWorks* [online]. [cit. 2017-04-07]. Dostupné z: <http://www.solidworks.cz/>.
- [33] Dle ústního sdělení Davida Vršeckého (pilota a šéfkonstruktéra Buggyra Racing, Buggyra Technology Center, Roudnice nad Labem) dne 23.3.2017.
- [34] *Challenger-forumZ.com: how to change out REAR sway bar* [online]. [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <https://www.challengerforumz.com/threads/how-to-change-out-rear-sway-bar.96062/>.

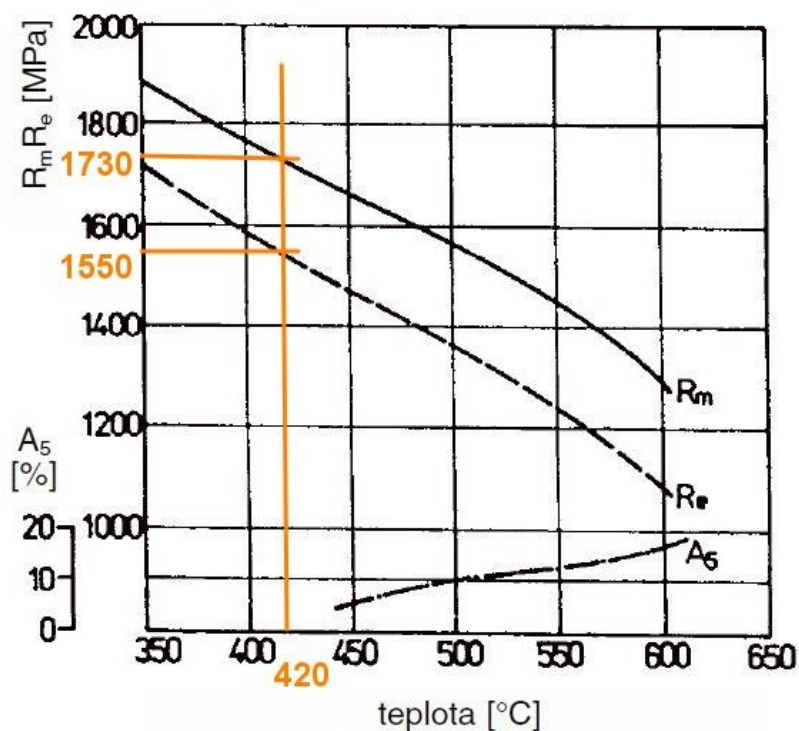
## 8. Přílohy

Příloha 1: Diagram popouštění a prokalitelnosti oceli 14 260.....	109
Příloha 2: Vytvořený výkres pro laserové řezání v softwaru AutoCAD. ....	110
Příloha 3: Technický výkres - potřebné vložky na nápravu. ....	111
Příloha 4: Technický výkres - uložení k rámu. ....	112
Příloha 5: Technický výkres - podpěra. ....	113
Příloha 6: Technický výkres - rameno. ....	114
Příloha 7: Technický výkres - uložení k polonápravám. ....	115
Příloha 8: Technický výkres - poloha na vozidle 01. ....	116
Příloha 9: Technický výkres - poloha na vozidle 02. ....	117
Příloha 10: Rameno. Vlevo: virtuální model. Vpravo: vyrobené součást. ....	118
Příloha 11: Zkrutná tyč. Vlevo: virtuální model. Vpravo: vyrobená součást. ....	118
Příloha 12: Realizace - detail ramene. Vlevo: virtuální model. Vpravo: reálný model.....	119
Příloha 13: Podpěra. Vlevo: virtuální model. Vpravo: vyrobená součást. ....	119
Příloha 14: Realizace. Nahoře: virtuální model. Dole: reálný pohled. ....	120
Příloha 15: Realizace stabilizátoru. ....	121
Příloha 16: Kontrolní měření - zdvihy kol.....	121

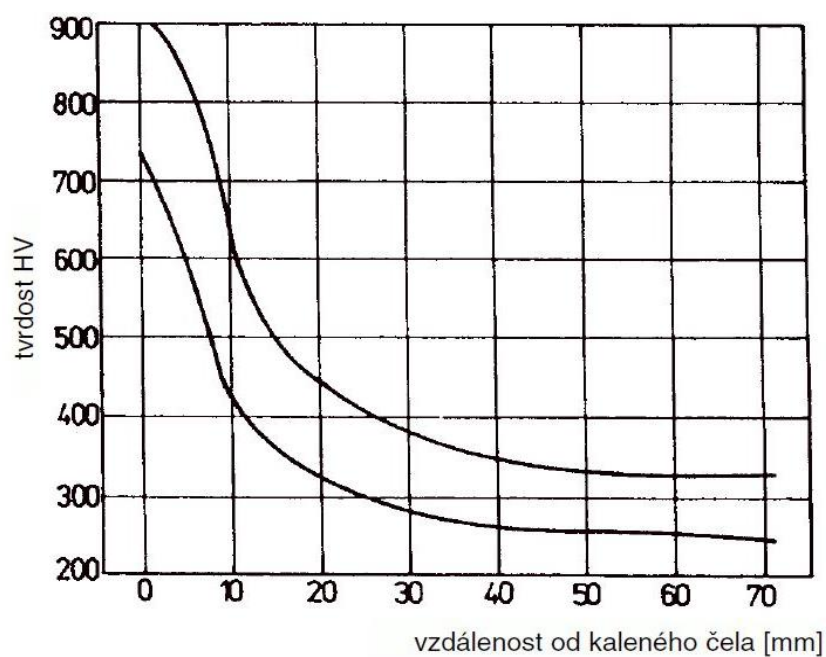
OCEL 14 260

ČSN 41 4260

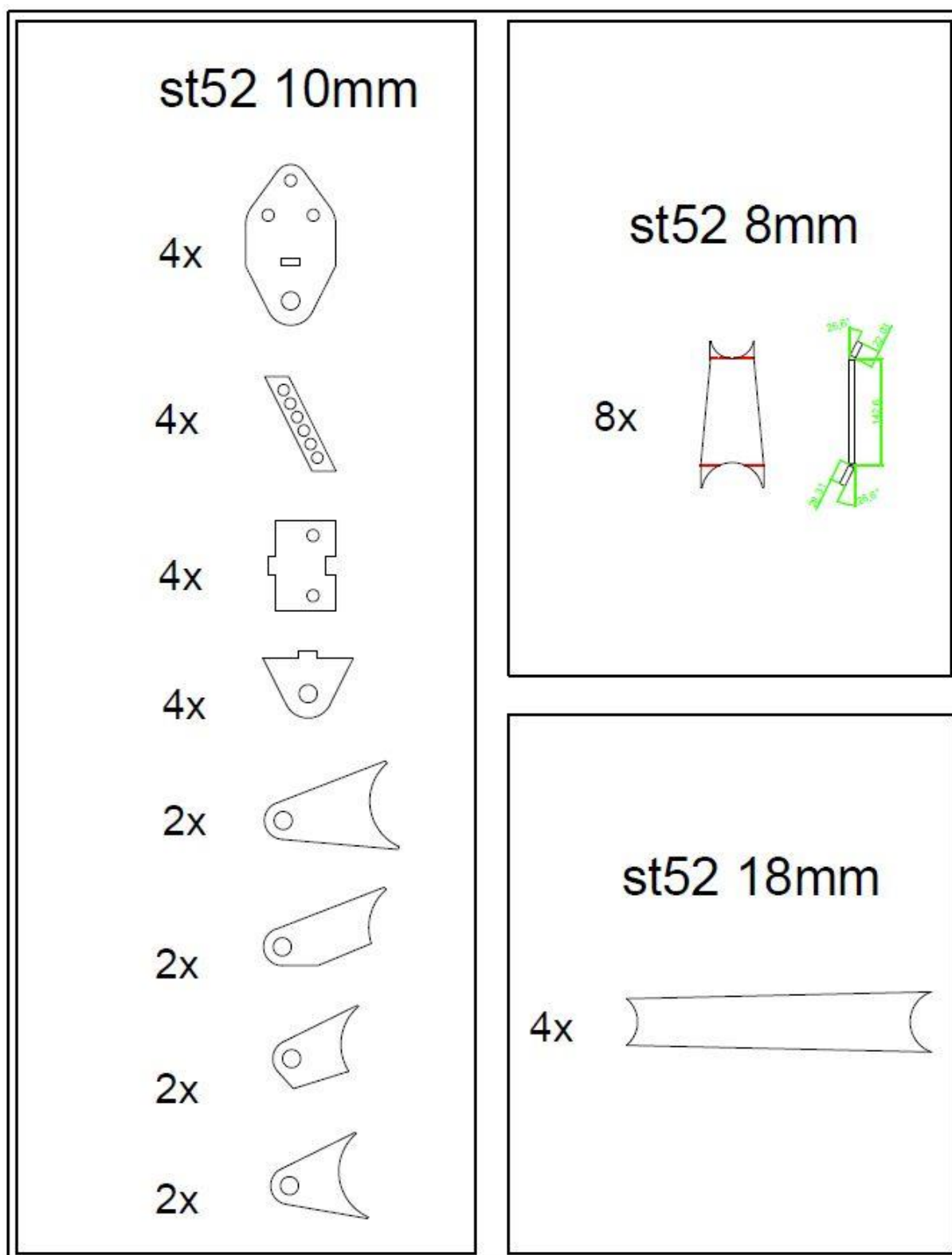
## Popouštěcí diagram



## Pás prokalitelnosti

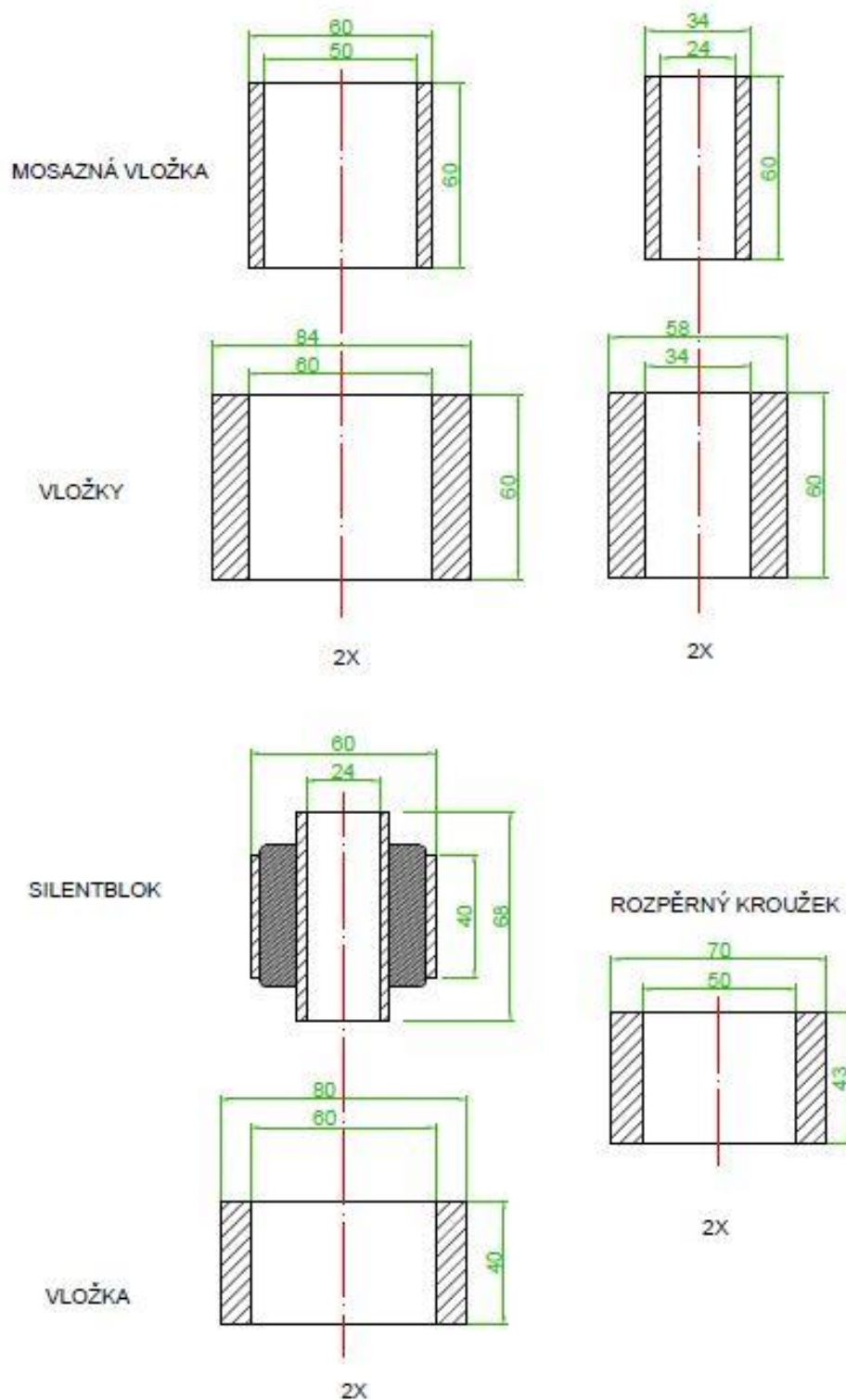


Příloha 1: Diagram popouštění a prokalitelnosti oceli 14 260. [25]

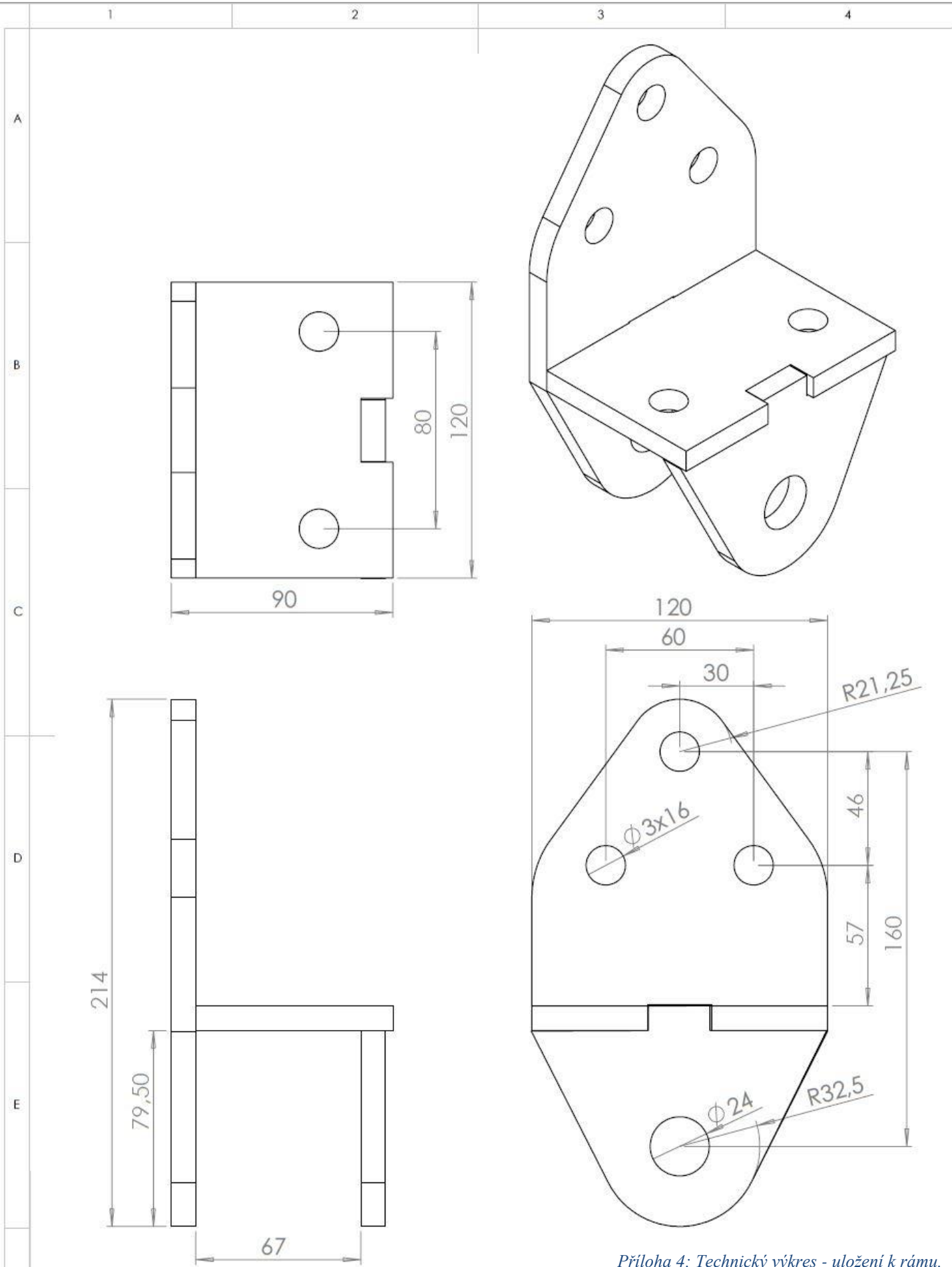


Příloha 2: Vytvořený výkres pro laserové řezání v softwaru AutoCAD.

## POČET KS NA 1 NÁPRAVU



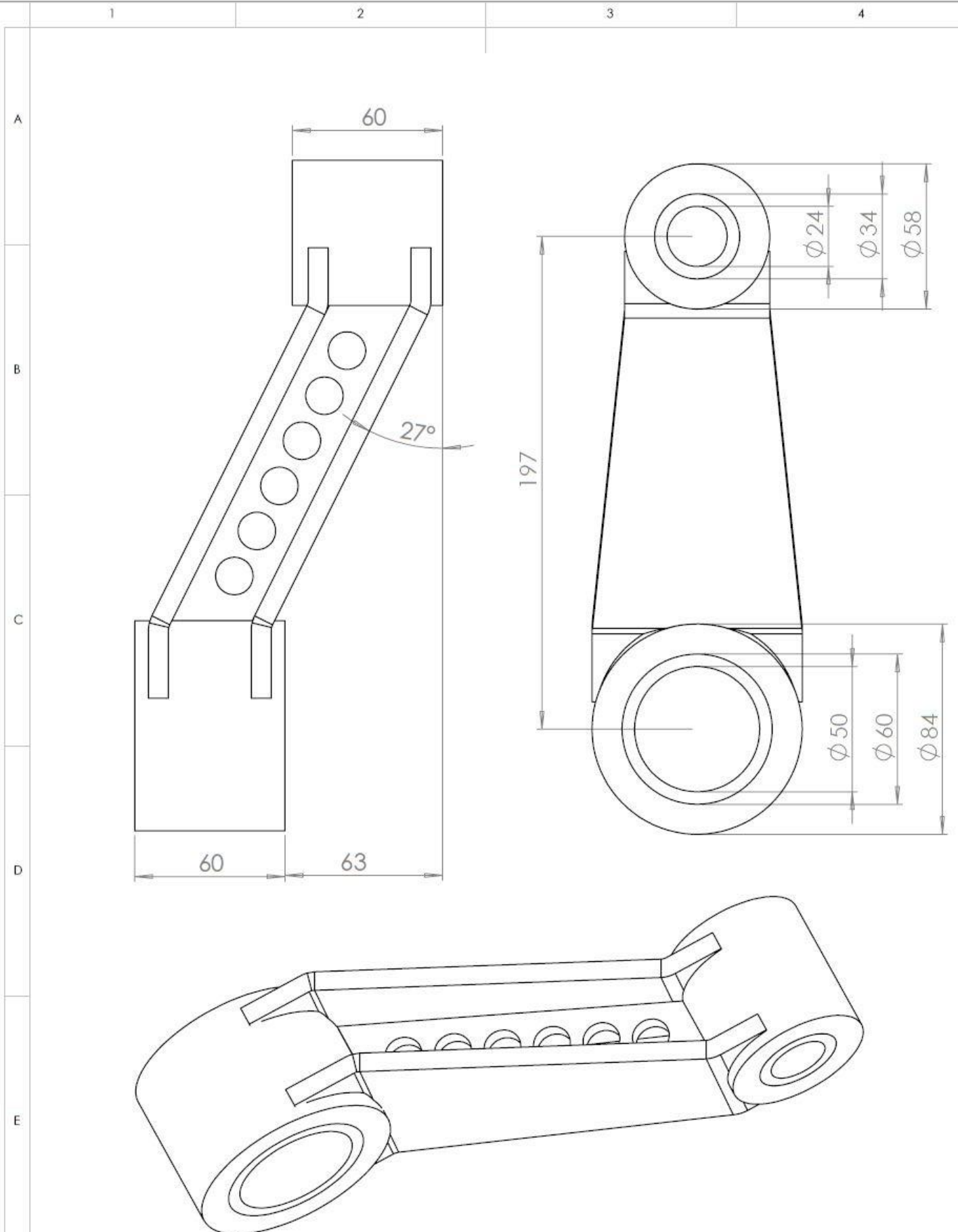
Příloha 3: Technický výkres - potřebné vložky na nápravu.



Příloha 4: Technický výkres - uložení k rámu.

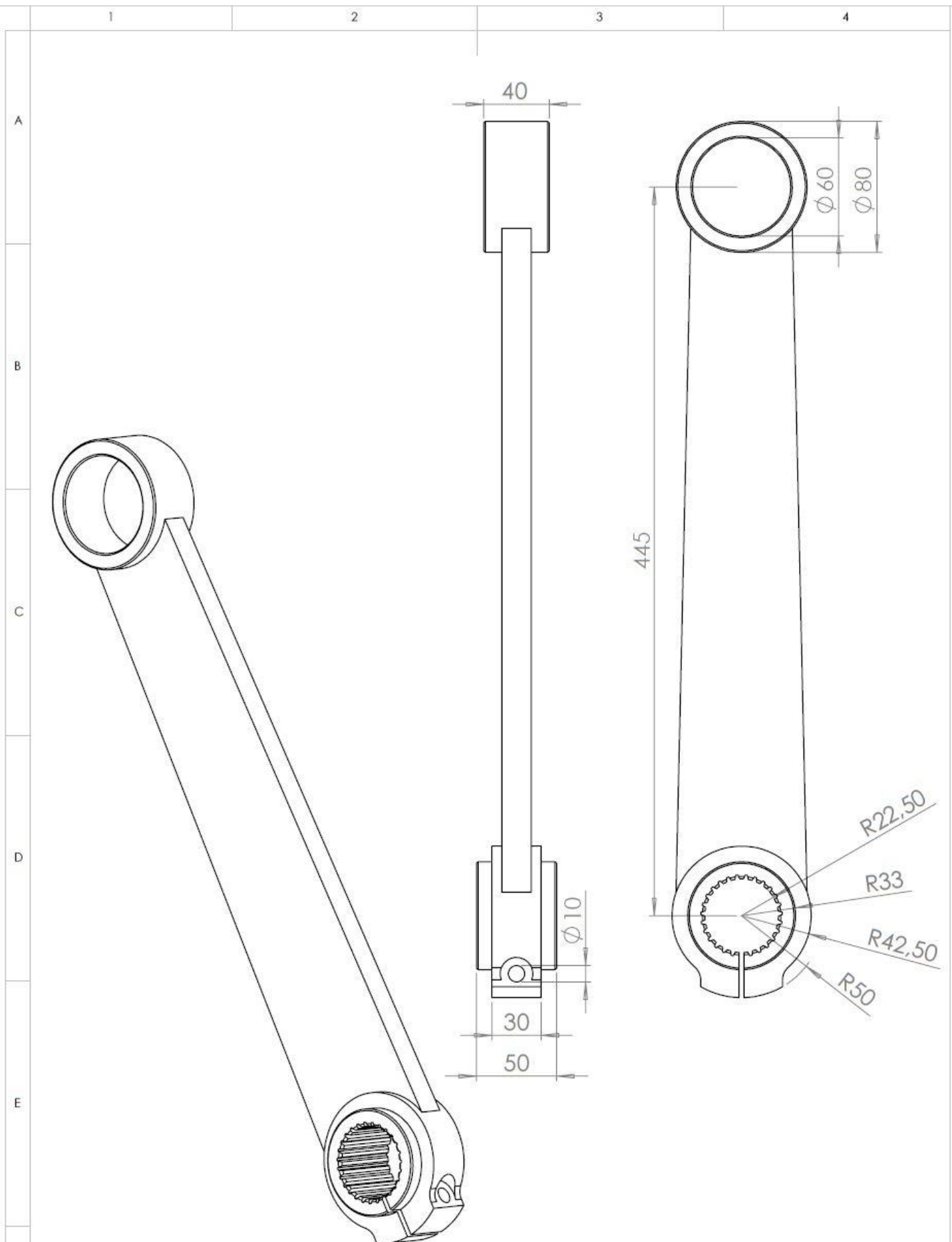
F	POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH	NÁZEV CELKU: <b>STABILIZÁTOR</b>	NÁZEV: <b>ULOŽENÍ</b>
	NAVRHL: <b>MARTIN PAPEŽ</b>	MATERIÁL: <b>ST 52</b>	Č. VÝKRESU <b>1.</b>
	HMOTNOST:	MĚŘÍTKO: 1:5	<b>A4</b>





*Příloha 5: Technický výkres – podpěra.*

POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: <b>JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH</b>	NÁZEV CELKU: <b>STABILIZÁTOR</b>	NÁZEV: <b>PODPĚRA</b>	
NAVRHL: <b>MARTIN PAPEŽ</b>	MATERIÁL: <b>ST 52</b>	Č. VÝKRESU <b>2.</b>	<b>A4</b>
HMOTNOST:	MĚŘÍTKO: 1:2	LIST 1 Z 1 LISTŮ	



Príloha 6: Technický výkres – rameno.

F	POKUD NENÍ UVEDENO JINAK: JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH	NÁZEV CELKU: <b>STABILIZÁTOR</b>	NÁZEV: <b>RAMENO</b>	
	NAVRHL: <b>MARTIN PAPEŽ</b>	MATERIÁL: <b>ST 52</b>	Č. VÝKRESU <b>3.</b>	<b>A4</b>
	HMOTNOST:	MĚŘÍTKO: 1:3	LIST 1 Z 1 LISTŮ	

1

2

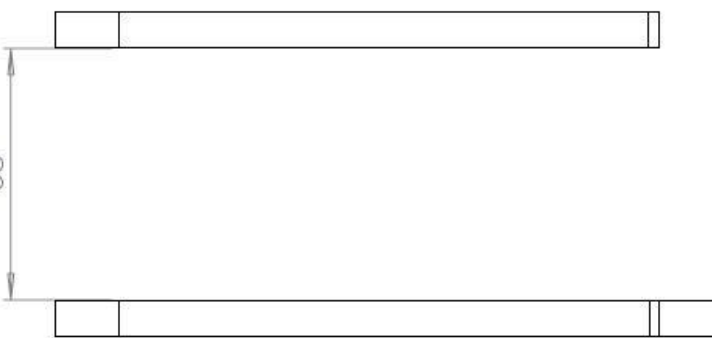
3

4

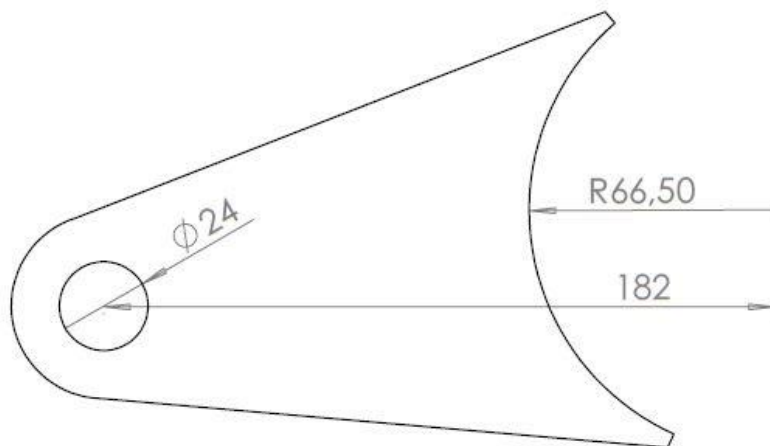
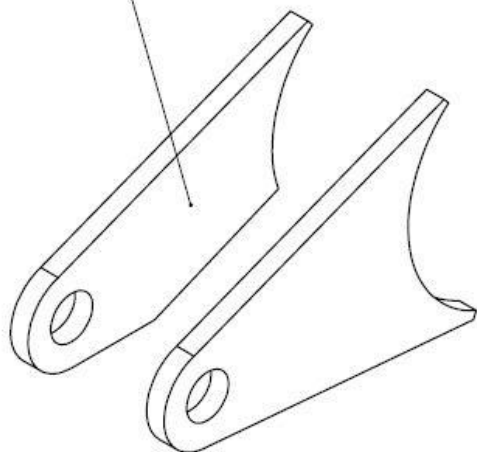
A

LEVÁ STRANA

68



B

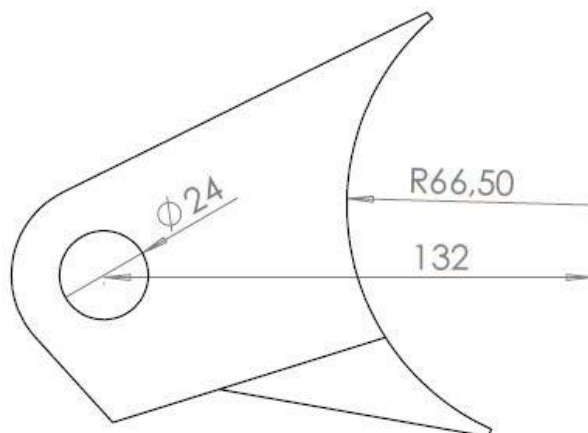
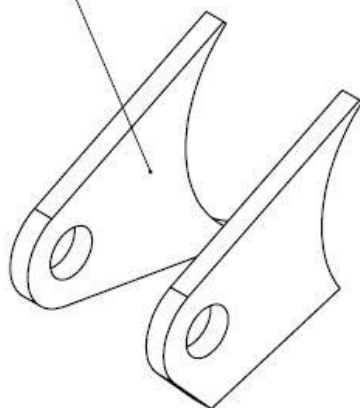
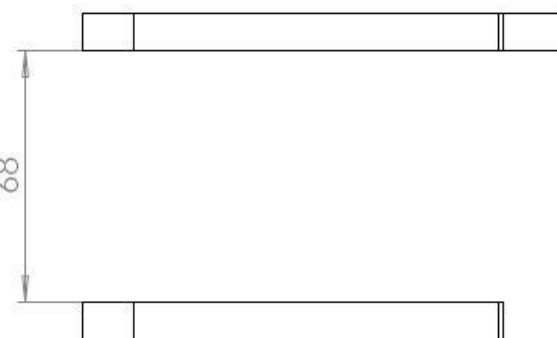


C

D

PRAVÁ STRANA

68



E

Příloha 7: Technický výkres - uložení k polonápravám.

POKUD NENÍ UVEDENO JINAK:  
JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH

NÁZEV CELKU:

STABILIZÁTOR

NÁZEV:

ULOŽENÍ\_2

F

NAVRHL:

MARTIN PAPEŽ

MATERIÁL:

ST 52

Č. VÝKRESU

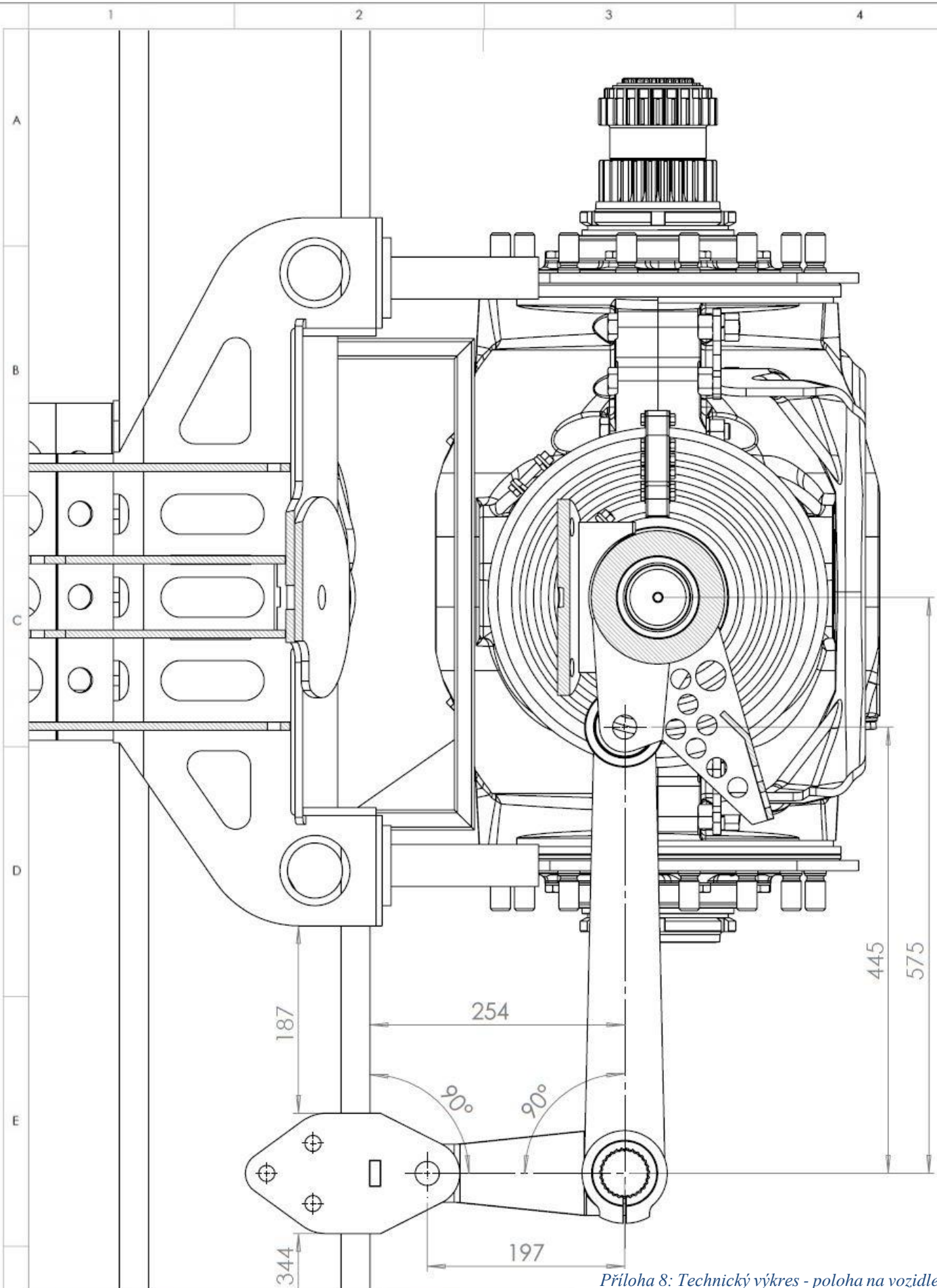
4.

A4

HMOTNOST:

MĚŘÍTKO: 1:2

LIST 1 Z 1 LISTŮ



*Príloha 8: Technický výkres - poloha na vozidle 01.*

POKUD NENÍ UVEDENÉ INAK:  
JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH

NÁZEV CELKU:

**STABILIZÁTOR**

NÁZEV:

NAVRHL:

**MARTIN PAPEŽ**

MATERIÁL:

**ST 52**

Č. VÝKRESU

**5.**

**A4**

HMOTNOST:

MĚŘÍTKO: 1:5

LIST 1 Z 1 LISTŮ

1

2

3

4

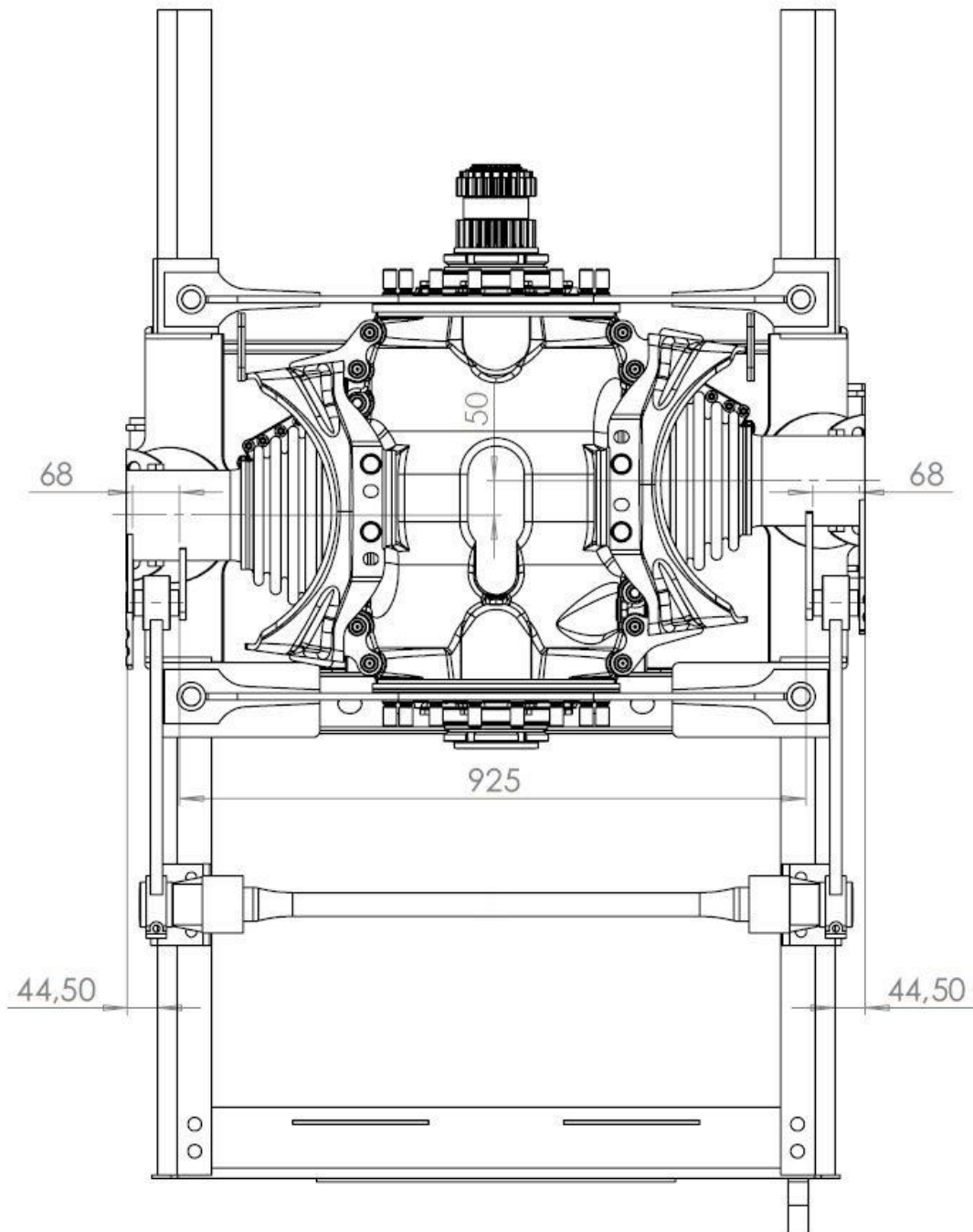
A

B

C

D

E



*Príloha 9: Technický výkres - poloha na vozidle 02.*

POKUD NENÍ UVEDENO JINAK:  
JEDNOTKY JSOU V MILIMETRECH

NÁZEV CELKU:

**STABILIZÁTOR**

NÁZEV:

NAVRHL:

**MARTIN PAPEŽ**

MATERIÁL:

**ST 52**

Č. VÝKRESU

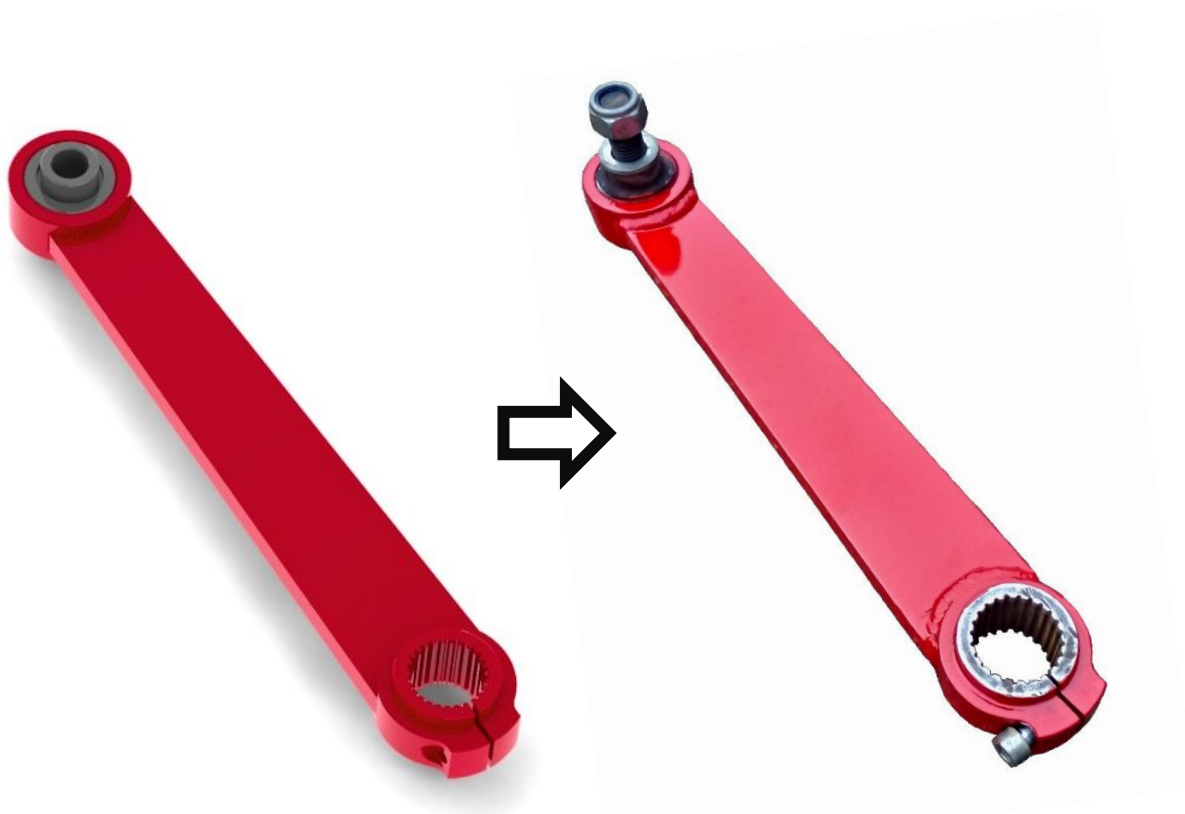
**6.**

**A4**

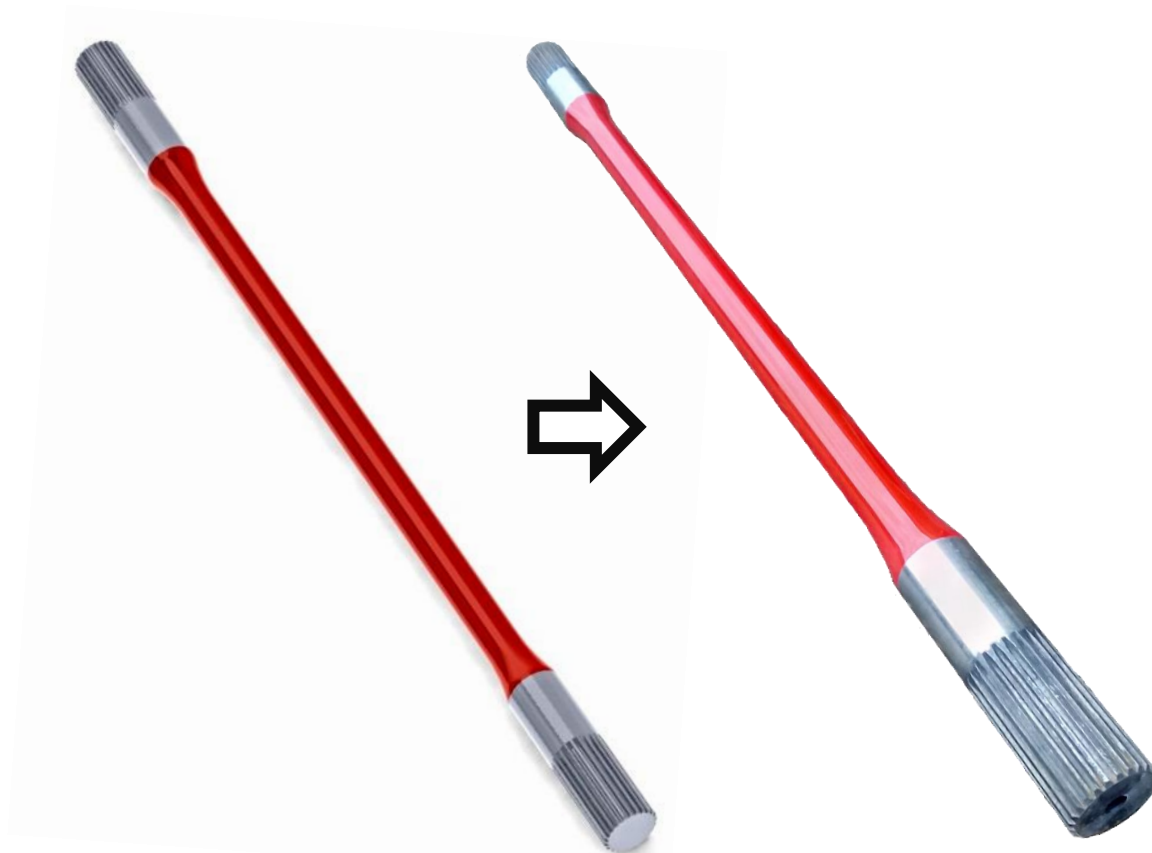
HMOTNOST:

MĚŘÍTKO: 1:10

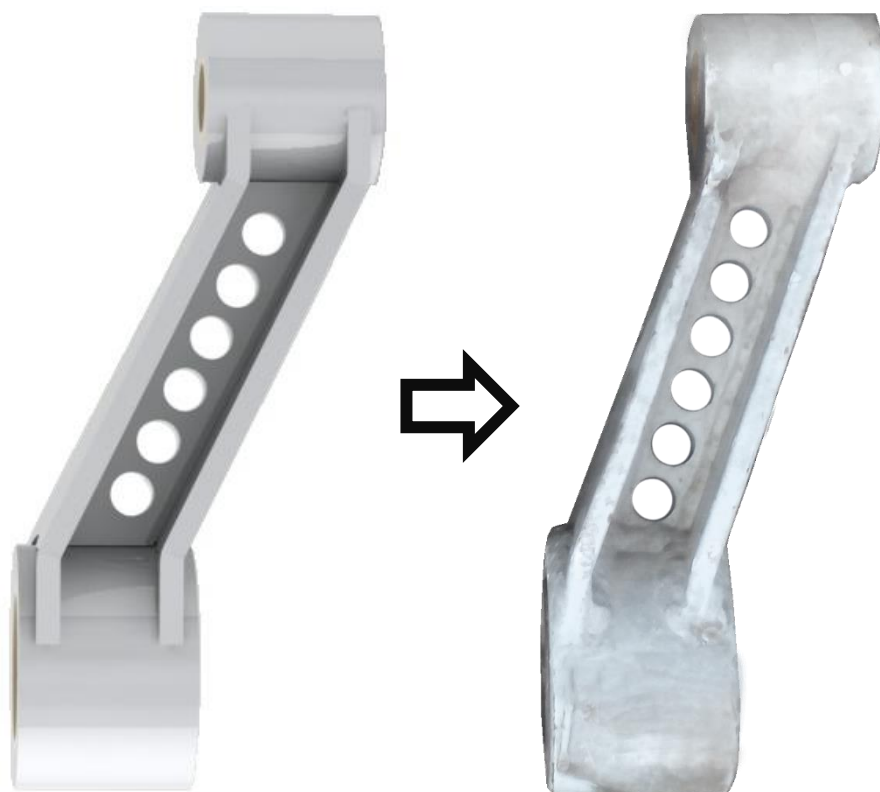
LIST 1 Z 1 LISTŮ



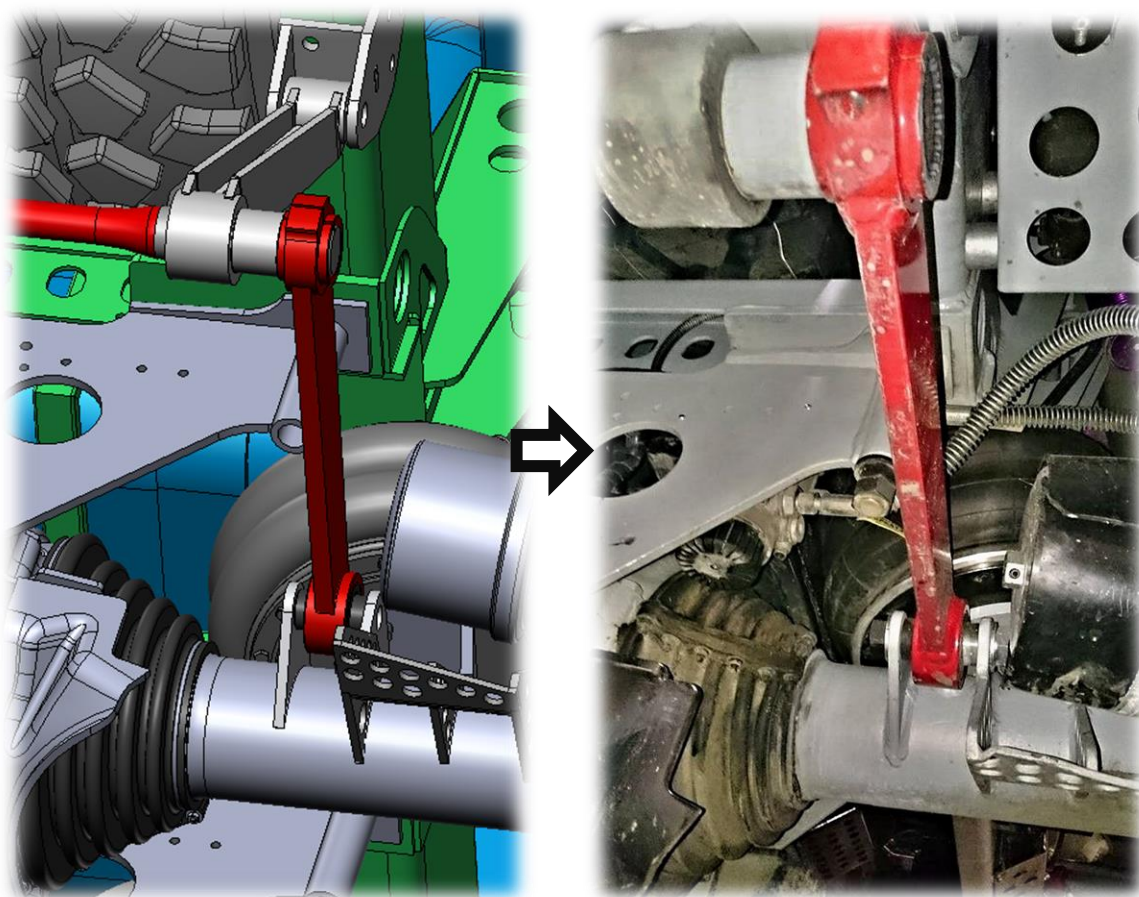
*Příloha 10: Rameno. Vlevo: virtuální model. Vpravo: vyrobená součást.*



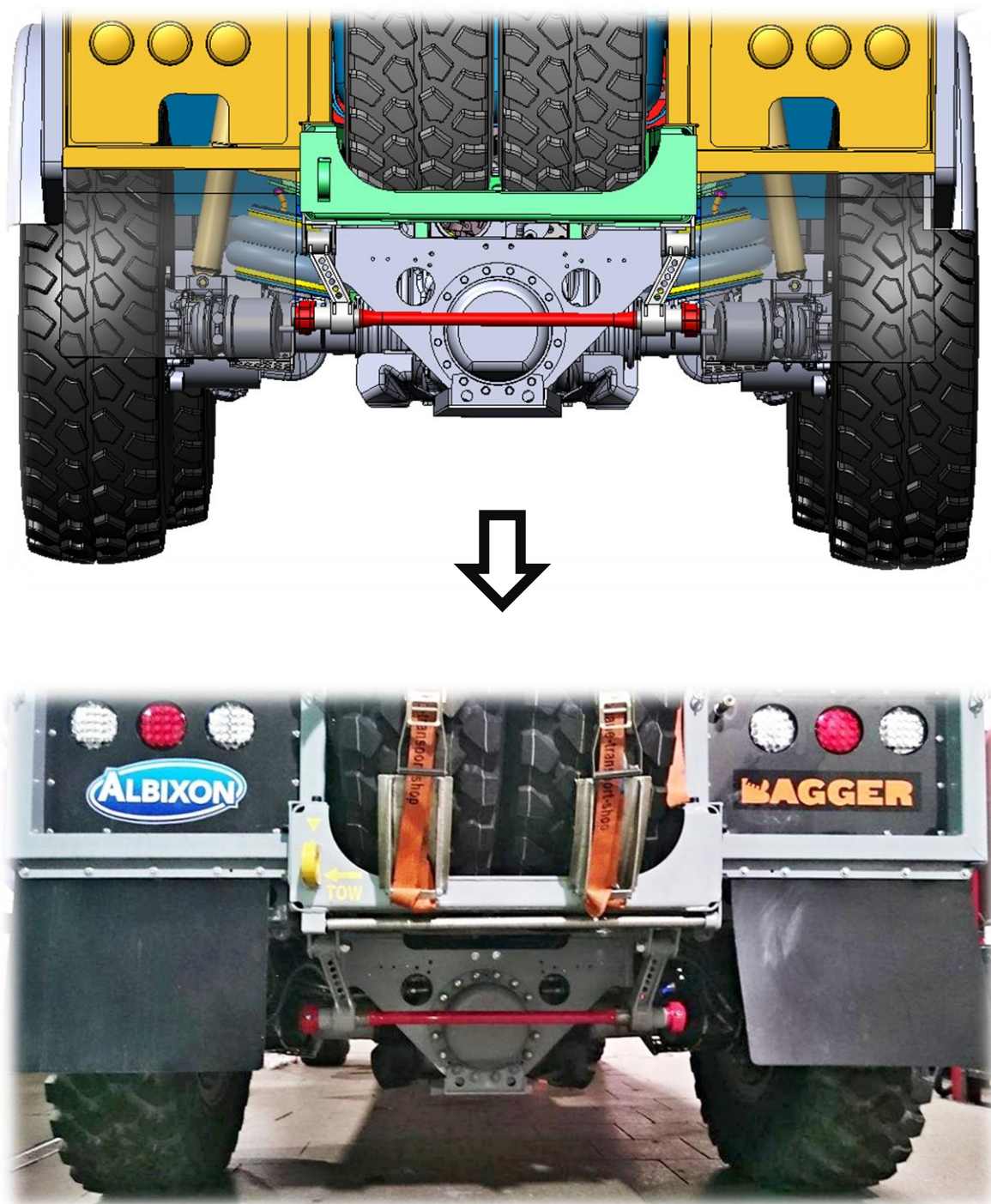
*Příloha 11: Zkrutná tyč. Vlevo: virtuální model. Vpravo: vyrobená součást.*



Příloha 13: Podpěra. Vlevo: virtuální model. Vpravo: vyrobená součást.



Příloha 12: Realizace - detail ramene. Vlevo: virtuální model. Vpravo: reálný model.



*Příloha 14: Realizace. Nahoře: virtuální model. Dole: reálný pohled.*





Příloha 15: Realizace stabilizátoru.



Příloha 16: Kontrolní měření - zdvihy kol.