

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**

**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B0715A270013 Strojní inženýrství

Studijní zaměření: Konstruování strojů a technických zařízení

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**Řízení zadní nápravy osobních vozidel**

Autor: Jakub Drahoš

Vedoucí práce: Doc. Ing. Ladislav Němec CSc.

**Akademický rok 2020/2021**

# ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Jakub DRAHOŠ**  
Osobní číslo: **S20B0382P**  
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Konstruování strojů a technických zařízení**  
Téma práce: **Řízení zadní nápravy osobních vozidel**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Uvedte základní principy řízení zadní nápravy osobních vozidel. Popište historický vývoj až po současná konstrukční řešení s popisem fungování jednotlivých systémů. Vysvětlete princip fungování a vliv zatáčení všech čtyř kol na chování vozidla a to jak pasivní, tak aktivním řízením zadní nápravy. Následně navrhnete dvě varianty táhla řízení na existujícím kinematickém modelu dodaným konzultantem. Obě varianty optimalizujete a pomocí MKP provedete pevnostní kontrolu součástí. Obě varianty proti sobě porovnejte a zvolte vhodnější. U obou pak vytvořte výkresy

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. *Historie vývoje řízení zadní nápravy.*
2. *Současná konstrukční řešení systémů*
3. *Popis olivu řízení zadních kol na chování vozidla.*
4. *Vytvoření modelu zadní nápravy s detailním návrhem dvou variant táhla řízení s výpočtem MKP.*
5. *Zhodnocení práce, závěr*

Rozsah bakalářské práce: **30 – 40 stran**  
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1*. Brno: Computer Press, 1999  
VLK, F. *Stoaba motorových vozidel*. Brno: nakl. Vlk, 2003  
MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale : SAE International, 1995.  
ISBN isbn1-56091-526-9..

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Ondřej Fric**  
Porsche Engineering Services s.r.o.  
Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2020**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2021**

L.S.

---

**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan

---

**Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**  
vedoucí katedry

### **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## **Poděkování**

Děkuji Doc. Ing. Ladislavu Němcovi CSc. za odborné vedení při zpracování této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Ondřeji Fricovi a Ing. Pavolu Petro za odbornou konzultaci.

## ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Drahoš	<b>Jméno</b> Jakub	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	B0715A270013 Strojní inženýrství		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Doc. Ing. Němec, CSc.	<b>Jméno</b> Ladislav	
	ZČU - FST - KKS		
<b>PRACOVNÍŠTĚ</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Řízení zadní nápravy osobních vozidel		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>		<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>		<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	
---------------	--	---------------------	--	----------------------	--

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>	Bakalářská práce obsahuje krátký popis historického vývoje řízení zadních kol u osobních vozidel, jednotlivá konstrukční řešení řízení zadních náprav a jejich vliv na řízení vozidla. Hlavní částí práce je konstrukční návrh táhla řízení říditelné zadní víceprvkové nápravy osobního vozu ve dvou variantách. Obě varianty jsou propočteny pomocí FEM analýzy a v závěru porovnány pro zjištění lepší varianty. Výsledkem práce jsou dvě táhla řízení říditelné zadní nápravy.
<b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	Řízení, Zavěšení, řízení zadní nápravy, táhlo řízení, FEM analýza
<b>ZPRAVIDLA</b>	
<b>JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Drahoš		Name Jakub	
<b>FIELD OF STUDY</b>	B0715A270013 Mechanical Engineering			
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.		Name Ladislav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Rear axle steering of passenger vehicles			

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

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

<b>TOTALLY</b>		<b>TEXT PART</b>		<b>GRAPHICAL PART</b>	
----------------	--	------------------	--	-----------------------	--

<b>BRIEF DESCRIPTION</b> <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The bachelor thesis contains a short description of historical evolution of rear wheel steering in passenger vehicles, describes individual construction applications of rear wheel steering and its influence on car steering. Main part of thesis is design of two variants of tie rod for multi-link rear axle with steering. Both variants are calculated with FEM analysis and then compared to find better version. The result of the thesis are two tie rods for rear wheel steering
<b>KEY WORDS</b>	Steering, axle, rear wheel steering, tie rod, FEM analysis

## Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	10
1 Úvod .....	11
1.1 Historie .....	11
1.2 Řízení zadní nápravy v současnosti .....	12
2 Rešerše .....	13
2.1 Řízení vozidla .....	13
2.1.1 Zatáčení vozidla s konvenčním řízením .....	14
2.1.2 Zatáčení vozidla s přiřizováním zadních kol .....	14
2.2 Pasivní zatáčení zadní nápravy .....	15
2.2.1 Weissach achse.....	15
2.3 Aktivní zatáčení zadní nápravy .....	16
2.3.1 Systém Honda 4WS .....	17
2.3.2 Systém HICAS a Super HICAS.....	17
2.3.3 Systém vozu Mazda 626 .....	18
2.3.4 Systém BMW AHK .....	18
2.3.5 Oboustranný modul ZF .....	18
2.3.6 Jednostranný modul ZF .....	19
2.3.7 Řešení Renault 4MOTION.....	20
2.4 Výhody plynoucí ze zatáčení všemi koly vozidla .....	21
3 Kinematika pohybu vozidla .....	21
3.1 Kinematika vozidla s konvenčním řízením .....	21
3.2 Kinematika vozidla s aktivním řízením zadní nápravy .....	22
3.3 Změna poloměru otáčení podle natočení zadních kol .....	22
3.4 Vliv souhlasného zatáčení na vozidlo .....	23
4 Návrh táhla řízení zadní nápravy .....	24
4.1 Návrh komponent zavěšení.....	24
4.1.1 Návrh ramen zadního zavěšení .....	27
4.1.2 Návrh kola.....	28
4.1.3 Návrh ostatních komponent zavěšení.....	29
4.2 Návrh táhla řízení .....	31
4.2.1 Popis funkce součásti .....	32



4.2.2	Požadavky na součást.....	32
4.2.3	Návrh hliníkové verze součásti.....	33
4.2.4	Návrh součásti z lisovaných plechů.....	35
4.2.5	Simulace součásti.....	38
4.2.6	Optimalizace součásti.....	39
4.2.7	Optimalizovaná součást.....	42
4.2.8	Kontrola vzdáleností táhla od ostatních komponent.....	51
4.2.9	Volba mezi dvěma variantami.....	53
5	Závěr.....	53
	Použité informační zdroje.....	54
	Seznam obrázků.....	55
	Seznam tabulek.....	56
	Seznam příloh.....	56
	Přílohy.....	57

## Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Název
F	[N]	Síla zatěžující táhlo řízení
m	[kg]	Hmotnost táhla řízení
k	[ - ]	Koeficient bezpečnosti
T	[ N/mm]	Tuhost táhla řízení
$\Delta L$	[mm]	Prodloužení táhla řízení
$\sigma_{Max}$	[MPa]	Maximální napětí v součásti
$\sigma_D (Al)$	[MPa]	Dovolené napětí táhla řízení z hliníkové slitiny
$\sigma_D (Ocel)$	[MPa]	Dovolené napětí táhla řízení z ocelové slitiny
$R_{p 0,2} (Al)$	[MPa]	Mez kluzu hliníkové slitiny
$R_p (Ocel)$	[MPa]	Mez kluzu ocelové slitiny

# 1 Úvod

Řízení zadní nápravy je chtěné zatáčení zadních kol přidané ke konvenčnímu zatáčení předních kol u běžných osobních automobilů určených pro silniční provoz. Řízením všech čtyř kol se mění celkové chování vozidla při jeho řízení. V této práci je popsáno, jakými způsoby lze zadní kola řídit, jaká konstrukční řešení byla historicky využívána a která se využívají v současnosti a jak řízení všemi čtyřmi koly ovlivňuje jízdu vozidla.

## 1.1 Historie

Řízení zadní nápravy se u současných vozidel objevuje stále častěji. Dlouhé luxusní vozy, velká SUV, která se honosí moderními technologiemi nebo sportovní vozy. Tyto všechny se dnes hrdě hlásí k řízení všech čtyř kol. Nejedná se však o novinku 21. století, ale o systém, který zkoušeli inženýři do vozidel implementovat už v první polovině století dvacátého.

První osobní vozidla pro silniční provoz s aktivním zatáčením všech kol se začala objevovat již v první polovině 20. století. Ve většině případů šlo o prototypy či modifikace běžných vozidel, které nikdy nedošly k hromadnější produkci. Jedním z nich bylo vozidlo pro německou lesní správu Mercedes Benz 170 VL. To se muselo často vytáčet v úzkých lesních kopcovitých cestách, a tak bylo zmenšení poloměru otáčení velkým přínosem pro každodenní použití tohoto vozu. V té době však bylo zatáčení obou náprav řešené mechanicky a pevně. To znamená, že se přední kola vůči zadním zatáčela nesouhlasně vždy. Kvůli tomu tato vozidla však byla velice nebezpečná ve vyšších rychlostech. Nesouhlasné zatočení zadních kol ve vyšší rychlosti vedlo ke značné nestabilitě a často k převrácení vozidla vedoucí ke zranění posádky. (1)

Vlivem natočení zadních kol vozu na jeho jízdu se začali v 70. letech 20. století zabývat inženýři z automobilky Porsche. Tento výrobce vozů sportovního charakteru se potýkal s problémem u svého vozu s modelovým označením 911. Ten při jistých modelových situacích vykazoval značnou nestabilitu a koncept zadní nápravy spolu s motorem uloženým za zadní nápravou tak značně zvyšoval riziko nepředvídatelného chování vozidla. Při jízdě bez plynu do zatáčky měly vozy tendenci k přetáčivému smyku, který byl těžko zvládnutelný. Inženýři z nově vzniklého technického centra v německém Weissachu po výzkumu došli k závěru, že jednou z příčin je změna sbíhavosti zadních kol způsobená natočením ramen vyvolaném nižší tuhostí gumových silentbloků. Hledání spojitosti mezi natočením zadních kol a ovladatelností vozu tak inženýři hledali pomocí vozu Opel Admiral, kterému připojili volant na obě nápravy, dovolující zatáčet individuálně jak předními, tak zadními koly. Došli takto k důležitým poznatkům vedoucím ke vzniku upravené verze kyvadlové nápravy nazvané Weissach achse a tím k vytvoření pasivního řízení zadní nápravy. (2) Toto řešení se prvně implementovalo do vozu Porsche 928 představeného v roce 1973 a přetrvalo do modelu 964, který se přestal vyrábět v roce 1993. Poté automobilka přešla na modernější více prvkovou zadní nápravu.



[Obr.: 1] – Honda Prelude (14)

Zhruba ve stejném období, ve kterém se v Porsche zabývali vlivem sbíhavosti zadní nápravy na řízení vozu, se zaměstnanci japonské automobilky Honda rozmýšleli, jak vylepšit auta v rychle se rozvíjejícím automobilovém průmyslu. Skupina inženýrů se začala zabývat myšlenkou aktivního zatáčení zadní nápravy. Spojením se s místní univerzitou, která paralelně pracovala na stejném projektu, se po necelých deseti letech dostali k prvnímu prototypu, který měl řízení zadní nápravy ovládnout mechanicky od volantu a to pomocí nově vyvinutého mechanismu, který dovoľoval zatáčet jak nesouhlasně, tak souhlasně. V roce 1987 tak vznikl vůz Honda Prelude, který byl prvním sériovým vozem s aktivním řízením zadní nápravy. (3)

V následující dekádě vzniklo na japonském souostroví více vozů od různých výrobců osobních automobilů s tímto systémem či jinými alternativami tohoto systému. Nejbližší tomu současnému byl systém HICAS od automobilového výrobce Nissan. Tento systém pracoval již na pokyn příkazů elektronické řídicí jednotky vozu. Ta odečítala nejen úhel natočení předních kol ale také rychlost vozu, či jestli je rozepnuta spojka. Všechny tyto příkazy sbírala řídicí jednotka systému Super HICAS a dávala pokyn hydraulickému mechanismu, který pohyboval s táhly řízení pro zadní kola. Tento systém lze nalézt u vozů Nissan modelové řady 240SX nebo GT-R R32.

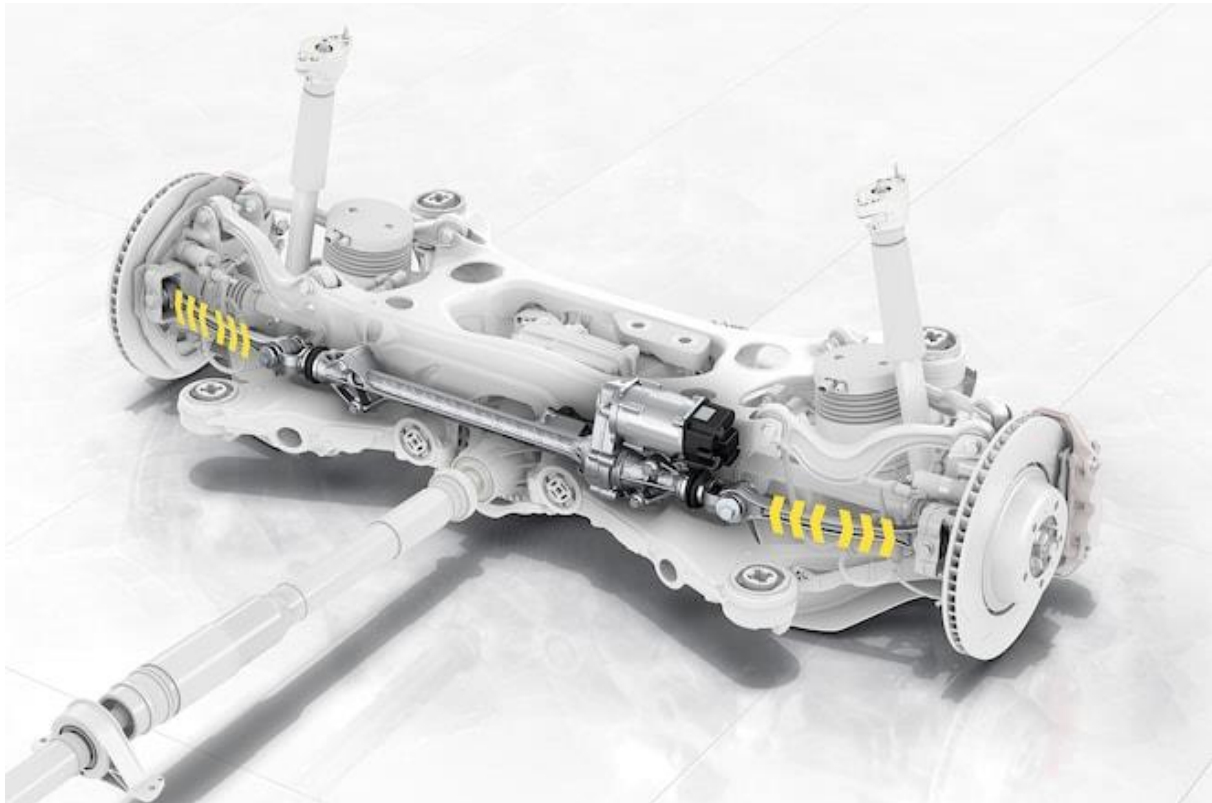
Trend říditelné zadní nápravy se však objevil i v Evropě kdy automobilka BMW představila řízení všech kol na jednom ze svých vozů. Jednalo se o vůz řady 8, který mohl zatáčet všemi čtyřmi koly pomocí plně elektronicky ovládaného systému AHK.

Nižší spolehlivost a vyšší servisní náklady zapříčinily, že o zatáčení všemi koly nebyl až takový zájem a tak se od jeho použití upustilo a vozy s řízením všech kol z trhu osobních vozů na celé dvě dekády zmizely.

## 1.2 Řízení zadní nápravy v současnosti

Řízení všemi koly opět zaznamenalo rozkvět v druhé dekádě 21. století, kdy se řízení zadních kol začalo objevovat u více vozů mnoha automobilek. Hodně tomu napomohla společnost ZF, která vyvinula modul pro řízení zadní nápravy, který si někteří výrobci osobních vozidel implementují do svých vozů. (4) Díky tomuto modulu bylo pro výrobce automobilů možné ušetřit nemalé náklady na vývoj systému. Hned první vůz, který jednu z variant systému využívá sériově je model 911 od automobilky Porsche s modelovým označením 991.

Krátce na to se systém objevil i u vozů Panamera (Obr.: 2) a Cayenne. Současně následovaly další výrobci. Audi dodává řízení do svých modelů A8, A6, Q7 či Q8, Volkswagen do nového modelu Touareg a nebo Renault do svých sportovních vozů Megane RS. Mercedes Benz tento systém využívá u svých špičkových modelů AMG GT R nebo AMG GT 4 DOOR Coupe či do budoucího S Klasse. BMW má také vozy s řízením zadní nápravy a to u modelů 5er, 7er a 8er. Mnoho dalších výrobců automobilů tento trend následuje.



[Obr.: 2] – Systém řízení zadní nápravy Porsche Panamera (13)

## 2 Rešerše

Tato část práce rozebírá fungování řízení zadní nápravy. Popis pasivního a aktivního řízení zadní nápravy. Funkci řízení zadní nápravy a popis fungování jednotlivých systémů řízení zadní nápravy v historii a současnosti.

### 2.1 Řízení vozidla

Řízením vozidla se myslí vědomé vedení vozidla, a to buď udržování ve směru jízdy či jeho změnu. Změnou se myslí zatáčení vyvolané vytočením kol od osy vozidla. Osobní vozy jsou nejčastěji řízeny skrze zatáčení předních kol vyvolané otáčením volantu uvnitř kabiny. (5)

Na řízení vozu působí veliké množství vlivů, které rozdělují idealizovaný model řízení vozidla a jeho skutečné chování. Jedním z nich je tuhost tlumících prvků zavěšení. Dále pak poddajnost pneumatiky odvozená z jejich rozměrů, směsi či nahuštění. Těchto vlivů je však mnohem více. V průběhu jízdy tak dochází ke změně sbíhavosti na všech čtyřech kolech vozu a tím se mění přesnost jeho řízení.

### 2.1.1 Zatačení vozidla s konvenčním řízením

Řízení pouze předními koly je nejběžnější řešení u osobních automobilů. Řízení je řešeno natáčením kol kolem rejdového čepu. Nejčastěji jde o mechanické spojení od volantů uvnitř kabiny vozidla, skrze hřídel, která pomocí hřebenového převodu pohybuje s tyčí řízení. Ta je na obou koncích propojena s táhly řízení. Táhla řízení jsou skrze kulové čepy spojena s těhlicemi. Ty jsou uloženy otočně i v ramenech. Těhlice se tak může otáčet a tím vyvolává natáčení samotného kola. Natočení kol pak vede ke změně směru jízdy. (5)

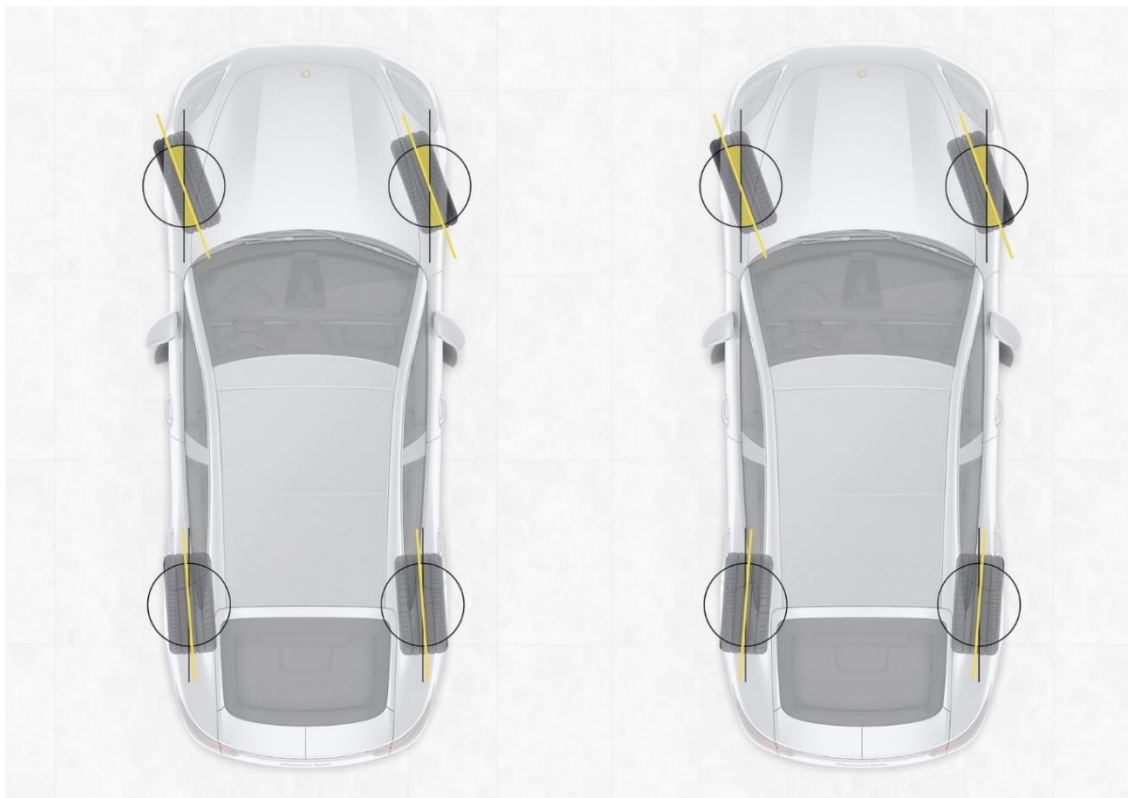
Konvenční řízení vozidla je popsáno Ackermannovou geometrií. Jde o idealizovanou charakteristiku pohybu. Geometrie udává úhly natočení předních kol tak, aby normály k jejich středu procházely pólem pohybu vozu. Z Ackermannovy geometrie lze poté určit poloměr otáčení a úhel natočení vnitřního a vnějšího kola. Jde však pouze o idealizovaný model, který dostatečně vystihuje realitu pouze v nízkých rychlostech. Při vývoji vozidla se navíc Ackermannova geometrie neuplatňuje s absolutní přesností, ale pouze s částečnou přesností.

### 2.1.2 Zatačení vozidla s přiřizováním zadních kol

Zatačení zadními koly je u běžných osobních vozidel doplňkové řešení k zatačení kol předních. Slouží primárně ke zvýšení stability ve vyšších rychlostech a vyšší manévrovatelnosti skrze snížení poloměru otáčení v rychlostech nižších. Rozlišujeme je na souhlasné a nesouhlasné a dále rozdělujeme na aktivní a pasivní zatačení zadních kol.

Souhlasné zatačení zadních kol je takové, kdy zadní kola zatačí ve stejném smyslu jako kola přední. Pokud se tedy natočí přední kola doprava, natočí se doprava i kola zadní.

Nesouhlasné zatačení je opakem souhlasného. To znamená, že zatočení předních kol doprava znamená zatočení zadních kol doleva.



[Obr.: 3] souhlasné (vlevo) a nesouhlasné (vpravo) natočení kol osobního vozu (13)

Dále se rozlišuje na pasivní a aktivní zatáčení zadních kol. Pasivní řízení je vyvoláno samotnou dynamikou vozidla. Aktivní zatáčení zadních kol je vyvoláno pomocí vloženého mechanismu, který zadními koly kolem vertikální osy otáčí pomocí vloženého mechanismu.

Ovládání moderních systémů řízení zadních náprav je již převážně aktivní a řízené plně elektronicky. Řídící jednotka vozu udává, jak se má mechanismus natáčet podle natočení předních kol a podle rychlosti vozu. V nižších rychlostech vysílá řídící jednotka pokyn, aby kola zatáčela nesouhlasně. Od vyšších rychlostí, zhruba nad 40 kilometrů v hodině (podle výrobce) se zatáčí souhlasně s koly předními. Souhlasné zatáčení vozu přidává na stabilitě při změně směru ve vyšších rychlostech. Nesouhlasné řízení přidává na obratnosti vozu v rychlostech nižších. Smysl zatáčení zadních kol vůči předním se detailněji popisuje dále v textu.

## 2.2 Pasivní zatáčení zadní nápravy

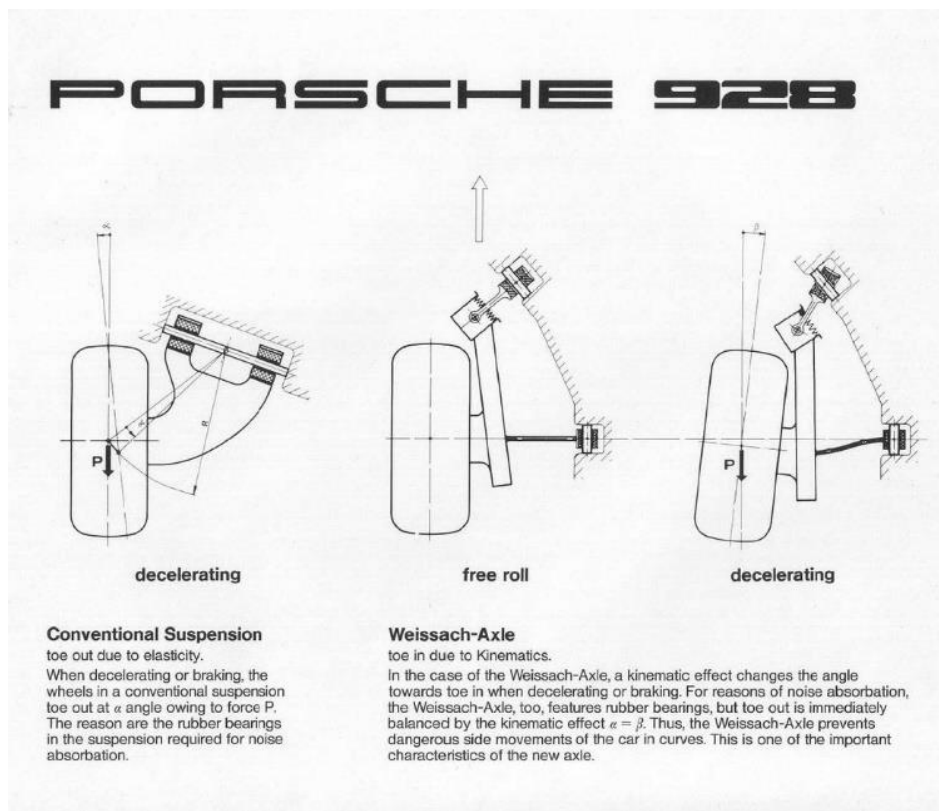
Pasivní řízení zadní nápravy je takové, které je vyvolané dynamikou vozidla. V praxi se zadní kola vozidel nepohybují pouze ve vertikálním směru, ale mají více možností pohybu, který vytváří flexibilita komponent podvozku vozidla. Pasivní řízení zadní nápravy využívá tyto pohyby ve svůj prospěch. Již zmíněná náprava Weissach byla prvním systémem tohoto typu. Jelikož automobilka byla výrobcem hlavně vozidel sportovního charakteru, bylo třeba, aby ovladatelnost ve vyšších rychlostech byla na vysoké úrovni. Jak již bylo zmíněno, Weissach achse je modifikací standardní kyvadlové nápravy, která byla vcelku běžným řešením až do úplného konce 20. století. (2) Pasivní řízení později aplikoval i SAAB, který využitím měkkých silentbloků na vybraných místech dokázal tento efekt vyvolat na víceprvkové zadní nápravě. (6) Při řešení pasivního řízení zadní nápravy je hlavně myšleno na změnu sbíhavosti zadních kol při různých situacích. Podvozek je poté navržen tak, aby se změna sbíhavosti zadních kol vždy chovala ve prospěch ovladatelnosti vozidla.

### 2.2.1 Weissach achse

Weissach achse je modifikace kyvadlové zadní nápravy. Jde o pasivní zatáčení zadních kol vůči předním. Důvod této úpravy bylo chování vozů Porsche s klasickou kyvadlovou nápravou. V situaci, kdy byl vůz v zatáčce, docházelo vlivem pohybu ramen v silentblokách k natočení kol v nesouhlasném smyslu a bez akcelerace měl vůz tendence k přetáčivému smyku, jelikož došlo k odlehčení zadní nápravy, vyvážení zadního vnitřního kola a změny jeho sbíhavosti. (7)

Weissach achse vylepšuje design kyvadlové nápravy přidáním silentbloku příčně uloženého na vlečné rameno. Celé rameno až ke kolu má díky tomu tendenci hýbat se opačným smyslem než tomu bylo u předchozího řešení.

Weissach achse tak vytváří u stejné situace přesně opačné účinky. Přidáním příčného silentbloku se mění smysl změny sbíhavosti kola a kolo tak směřuje k podélné ose vozidla a to přidává na stabilitě. Díky tomuto řešení může řidič takového vozu projíždět zatáčky vyšší rychlostí s vyšší kontrolou nad vozidlem a v případě okružové jízdy získávat desetiny sekundy na projetá kola.



[Obr.: 3] Schematický popis Weissach achse Porsche 928 (7)

### 2.3 Aktivní zatáčení zadní nápravy

Aktivní zatáčení zadní nápravy je takové, které je vyvolané úmyslně pomocí nechanického členu připojeného na těhlici zadního kola. Zadní kola zatáčí podle pohybu mechanického členu připojeného na těhlici. Z konstrukčního hlediska těhlice zadních kol pro jejich natočení není třeba nijak výjimečně konstrukčně měnit od klasických těhlic, pokud natočení zadního kola nepřekračuje přibližně  $5^\circ$ . To samozřejmě závisí na konstrukčním řešení zadní nápravy. Současné vozy toto s víceprvkovými nápravami ve většině případů splňují, a tak jde často o pouhou modifikaci těhlice standardní, která natočení kol dovoluje jen v mezích flexibility silentbloků. V případě osobních vozů je velikost úhlu natočení zadních kol ve vazbě s úhlem natočení kol předních. Řešení ovládní zatáčení zadních kol se může lišit podle výrobce vozu. V dnešní době spolehlivější elektroniky je ovládní mechanismu řešeno elektronicky bez nutnosti pevné mechanické vazby mezi řízením předních kol a řízením zadních kol, tzv. steer by wire. Úhel natočení zadních kol dnes není závislý jen na natočení kol předních ale také na rychlosti vozidla a také na příčném zrychlení vozidla, stáčivé rychlosti nebo za použití šestiosého senzoru.

V současnosti se ve většině případů používají moduly vyvinuté firmou ZF. Ta dodává dva typy modulů pro řízení zadní nápravy. Prvním je centrální modul, který má vyústění na obě strany nápravnice a skrze táhla tak řídí obě kola naráz. Jde tak o ekvivalent převodky řízení přední nápravy s použitím steer by wire. Druhý menší modul ovládá každé zadní kolo zvlášť. U obou případů jde o elektrické servořízení, které skrze převodovku a posuvný člen pohybuje s táhly řízení. Odlišnou cestou se vydala automobilka Renault, která řeší natočení zadních kol přes vahadlo připojené k nápravnici. (4) Možností jak řídit zadní nápravu však existuje více.



### 2.3.1 Systém Honda 4WS

Systém vyvinutý automobilovým výrobcem Honda pracuje čistě mechanickým spojením mezi volantem a zadní nápravou. K přednímu hřebenovému řízení je napojena hřídel, která se táhne pod celým vozidlem až k zadní nápravě, kde se nachází mechanismus vlastního vývoje. Tento mechanismus se skládá z planetových soukolí a následně napojení na táhla řízení, která jsou propojena s těhlicemi zadní nápravy.

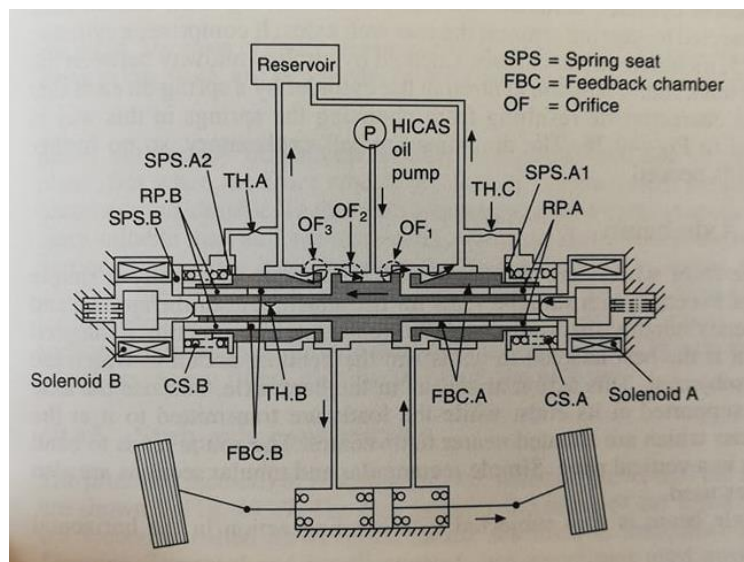
Systém dovede zatáčet jak souhlasně, tak nesouhlasně. Od převodky řízení vede hřídel do zádi vozu k mechanismu složeného z planetových kol a smýkadla. Při natočení volantu do 240° dochází k souhlasnému natočení zadních kol. Při vyšším natočení volantu dochází k prohození směru posuvu smýkadla a dojde k nesouhlasnému zatočení zadních kol. U vozu Honda Prelude se zadní kola zatočí maximálně 1,7° při souhlasném zatočení zadních kol. Při nesouhlasném dojde k natočení až k 5°.

### 2.3.2 Systém HICAS a Super HICAS

Systém HICAS a jeho evoluce Super HICAS jsou počítačem řízené hydraulicko-mechanické systémy pro řízení zadní nápravy od výrobce vozidel Nissan. HICAS je zkratka pro High Capacity Active Control System.

Systém HICAS je již modernější oproti systému 4WS, který využívala Honda. Zde je aktivní řízení zadní nápravy ovládáno bez mechanické vazby mezi předními a zadními koly. Místo toho je zde ovládání skrze řídicí jednotku automobilu, která sbírá informace o laterálním zrychlení vozu a podle toho vysílá příkazy hydraulickému mechanismu, který natáčí zadní kola pouze souhlasně a to až do třiceti úhlových minut.

Super HICAS je evoluce systému HICAS. Od první verze liší tím, že zvládá souhlasné i nesouhlasné zatáčení zadních kol na rozdíl od první verze, která zvládala jen souhlasné zatáčení. U systému Super HICAS si řídicí jednotka systému odebírá informace z několika senzorů data, které poté rozhodují, jaké povely bude řídicí jednotka odesílat. Jednotka schraňuje informace o směru natočení předních kol, úhel natočení kol, rychlost změny natočení kol a rychlost vozidla z tachometru a také zda a jakou intenzitou se sešlapává brzdový pedál. Řízení zadní nápravy je ovládáno skrze dva solenoidové ventily, které ovládají jak tlak průtoku kapaliny, tak směr zatáčení zadních kol. Do mechanismu uloženého v zadní části vozu vede olej z posilovače řízení a je dodáván jedním čerpadlem. To zaručuje, že je hydraulický mechanismus stále pod tlakem, bez čehož by nemohl správně fungovat. Solenoidové ventily posouvají dvojici pístů, které regulují průtok oleje a také zajišťují, že nedojde k nerovnováze z důvodu změny vazkosti v jedné z větví. Podle posuvu pístů se poté odvádí kapalina do jedné z větví a z druhé větve přetéká kapalina zpět do nádobky s olejem. Větve ústí v zadní části vozu, kde se nachází hydraulický pístový mechanismus, který je napojený táhly řízení na těhlice.



[Obr.: 4] Schéma hydraulického systému Super HICAS (11)

Větve ústí do válce, který je uprostřed oddělený pístem a podle změny objemu v jedné či druhé straně válce se píst posouvá a tím dochází k natáčení zadních kol.

Nevýhodou tohoto systému je jeho závislost na kapalině servořízení, jelikož při jejím nedostatku by nemohl systém fungovat správně. Může tak dojít k nepředvídatelnému chování vozidla.

Prvně se tento systém objevil v roce 1985 ve voze Nissan R31 Skyline. U modelu R31 zatáčela zadní kola jen 30 úhlových minut a pouze souhlasně. Řídicím příkazem pro zatočení kol byla pouze rychlost a úhel natočení předních kol. Příští vozy se systémem HICAS od Nissanu už zatáčely až jedním stupněm. Přesněji šlo o vozy Nissan S13 Silvia z roku 1988, Nissan R32 Skyline.

### **2.3.3 Systém vozu Mazda 626**

Systém, který používala automobilka Mazda u modelu 626, se principem blíží k systému Super HICAS. Řídicí jednotka systému získává data o aktuální rychlosti vozidla a data ze snímače úhlu řízení. Hydraulický člen poté přivádí kapalinu do hydraulického mechanismu, který ovládá zatočení zadních kol.

Mazda 626 zatáčela zadními koly jak souhlasně, tak nesouhlasně. Změna směru zatáčení zadních kol byla při dosažení rychlosti 35 km/h. Do této rychlosti zatáčí zadní kola nesouhlasně a nad ní souhlasně. Nejvyšší úhel natočení zadních kol je uváděn v procentech. Při zatočení předních kol do maxima jsou zadní kola zatočena 25% maximálního úhlu natočení předních kol. V nejvyšších rychlostech zatáčí zadní kola souhlasně až 30% úhlu natočení předních kol.

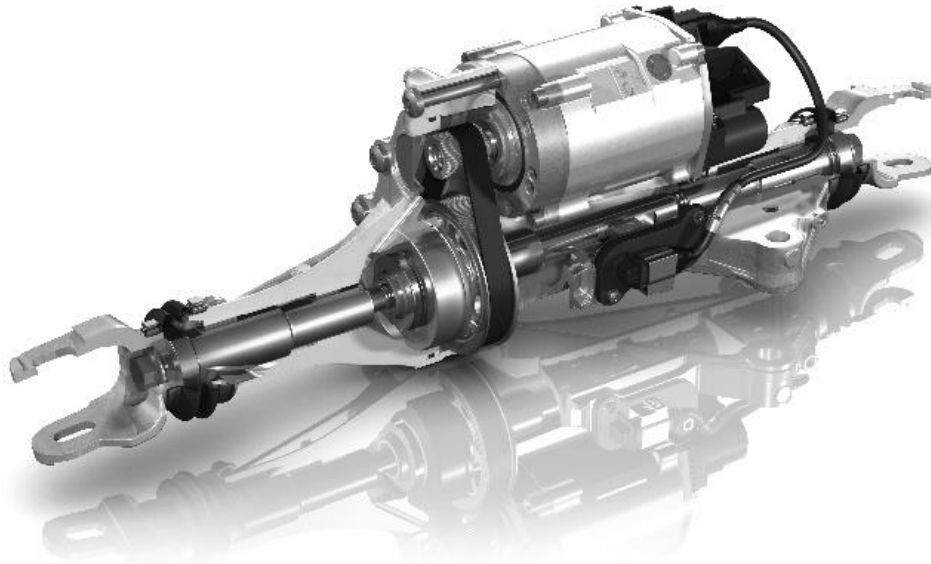
### **2.3.4 Systém BMW AHK**

Automobilka BMW přišla s vlastním systémem aktivního řízení zadních kol, které nazvala AHK (Aktive Hinterachse Kinematik). Tento systém je možné nalézt ve voze BMW 8 série s kódovým označením E31. Tento systém se velice podobá současnému řešení řízení zadní nápravy díky jeho principu fungování.

AHK je plně elektronicky řízený mechanický systém řízení zadní nápravy. Řídicí jednotka sbírá informace o rychlosti vozidla a úhlu natočení kol ze senzoru na převodce řízení. Vysílá signály k servomotoru uloženému na zadní nápravě, který poté pohybuje s táhly řízení. (8) Táhla řízení poté tlačí na těhlici a tak natáčí zadními koly vozidla.

### **2.3.5 Oboustranný modul ZF**

Tento současně využívaný modul využívá elektromotor, který skrze převodovku roztáčí matici a tak posouvá pohybovým kuličkovým šroubem. Šroub je součástí dlouhé hřídele, která je na obou koncích zakončena tak, aby bylo možné na oba jeho konce připojit táhla řízení propojena s těhlicemi. Ty poté ovládají natočení zadních kol. Systém přebírá informace z řídicí jednotky. Ta sbírá data o rychlosti vozu, zrychlení, intenzitě brzdění a další.



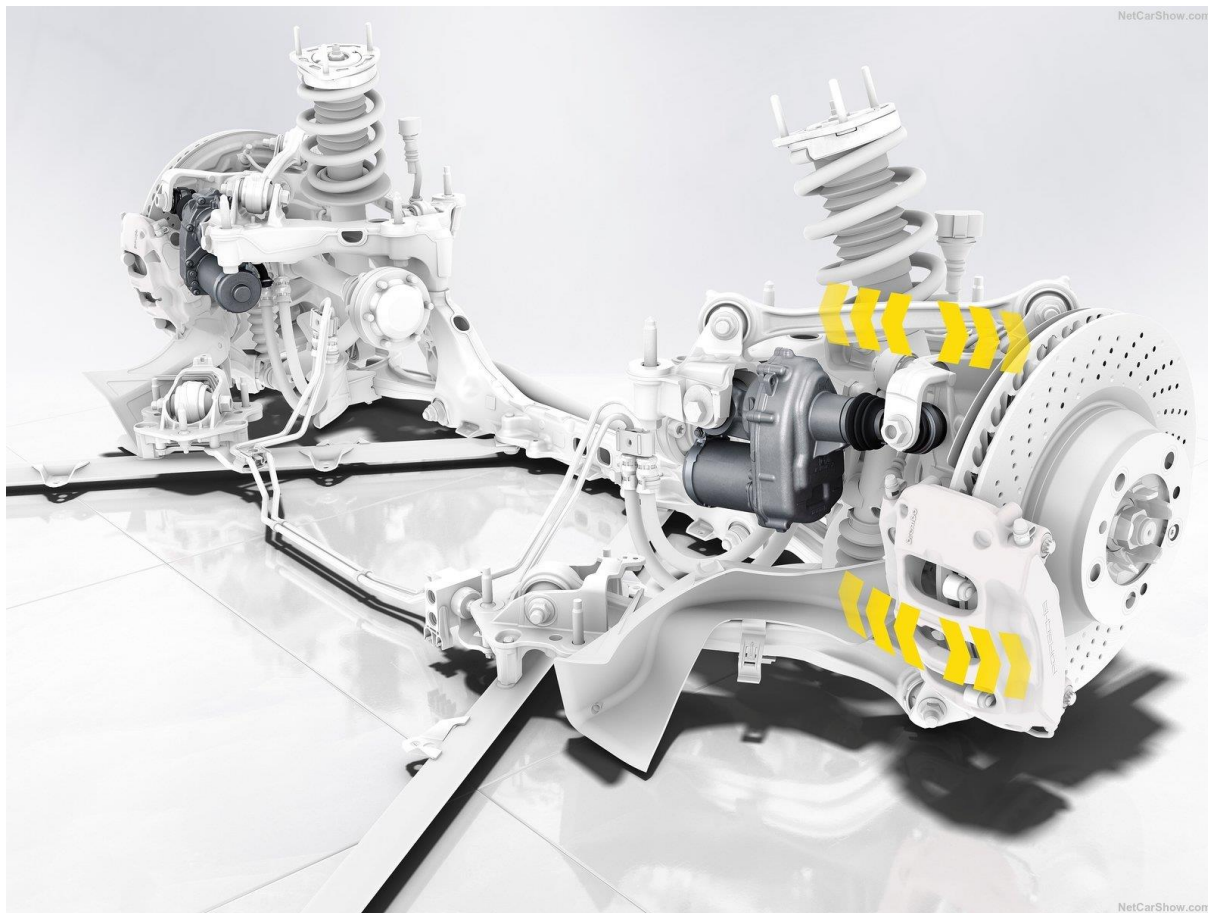
[Obr.: 5] - Oboustranný RWS modul ZF (4)

Výhodou tohoto modulu je zaručené ovládní obou stran naráz. To zaručuje, že při poruše napájení či mechanické závadě nepřestane jedna ze stran zatáčet, ale obě kola budou natočena stejným směrem v natočení, ve kterém při poruše zrovna byla. Modul bývá standardně připojen k nápravnici a nezvyšuje tak neodpruženou hmotnost vozu.

Celý modul je složený z odlitku, který chrání vnitřek mechanismu proti jeho zanešení nečistotami od vozovky, či jinému poškození. Některá vozidla kvůli konstrukci jejich zadní nápravy nemohou tento systém mít. Příkladem může být Porsche 911, které má v místě pravděpodobného výskytu mechanismu převodovku. Konstrukčně by tak bylo použití tohoto systému obtížnější.

### 2.3.6 Jednostranný modul ZF

Tento modul využívá stejného mechanismu jako oboustranný modul. Uvnitř krytu se před nečistotami skrývá motor, který přes převodovku pohání matici a ta posouvá pohybovým šroubem. Šroub však oproti centrálnímu modelu ústí jen do jedné strany a je velice krátký. Na jeho konec je připevněno táhlo řízení, které je druhým koncem spojeno s těhlicí. Je možné však spojit s těhlicí přímo pohybový šroub, jak to aplikuje automobilka Porsche u vozu 918. Tento modul se pak vyskytuje na obou stranách nápravnice spojený kloubovou vazbou přes silentblok a nahrazuje rameno s tím, že přidává funkci zatáčení.



[Obr.: 6] - Jednostranný modul Porsche 911 (13)

Samostatným natáčením kol se lépe dodrží geometrie při zatáčení. Lze také individuálně měnit sbíhavost kol za jízdy, což přispívá k dalšímu zlepšení jízdních vlastností vozidla.

Nevýhodou tohoto řešení je ale nárůst neodpružené hmoty vozidla, jelikož servomotor je značně těžší než táhlo řízení u centrálního modulu. Největším problémem při použití tohoto systému je však zástavbový prostor, který je u víceprvkové nápravy značně omezený. V neposlední řadě je také celý systém více vystavený poškození než oboustranný modul, který je bezpečně skryt za nápravnicí.

### 2.3.7 Řešení Renault 4MOTION

Renault ve své vlastní konstrukci přišel s velmi jednoduchým a originálním řešením zatáčení zadní nápravy. Na zadní nápravnici má uložený servomotor, který je připojen pod pravým úhlem k vahadlu. Vahadlo je otočně uloženo k nápravnici vozu a z druhé strany má uložena dvě dlouhá táhla řízení, která jsou od středu nápravy připojena k těhlicím. Jak servomotor natáčí vahadlem, pohybují se i táhla řízení a dochází k natáčení zadních kol.

Podle režimu, který si uživatel zvolí, se smysl natáčení zadních kol změní buď při 80, nebo 60 kilometrech v hodině. Pod tyto rychlosti je zatáčení nesouhlasné a nad jde o zatáčení souhlasné. Nejvyšší úhel natočení zadních kol je u vozu Renault Mégane R. S. 2,7° (9)

Výhodou řešení je jeho vysoká jednoduchost a z toho plynoucí značně nízká cena celého systému. Nevýhodou tohoto řešení je však jeho nechráněnost vůči prostředí. Jediná ochrana elektrického servomotoru je manžeta mezi posuvným členem a skříní servomotoru. Ostatní součásti jsou tak plně odhaleny a leží vcelku nízko v rámci nápravnice. Kontakt nápravnice s vozovkou či nějakou nerovností by tak také znamenal kontakt se servomotorem a vahadlem. Takový kontakt by mohl omezit funkci mechanismu či jej přímo poškodit.

## 2.4 Výhody plynoucí ze zatáčení všemi koly vozidla

Zatáčení všemi čtyřmi koly u osobních vozidel přidává velké množství výhod. Nejčastěji obecně zmiňovaná výhoda je vyšší manévrovatelnost vozu při nesouhlasném zatáčení kol. Menší poloměr otáčení tak přidá vozu na agilitě v uzavřenějších prostorech, jako jsou parkoviště nákupních center a hustá městská zástavba dimenzovaná pro daleko menší vozy minulého století. Další výhodou, která se často zmiňuje, je vyšší stabilita vozu při vyšších rychlostech díky souhlasnému zatáčení všech čtyř kol. To způsobuje odlišné rozložení silových účinků na každé kolo. Řízení všemi koly však skýtá další výhody.

Jednou z méně zmiňovaných výhod je vliv otěru pneumatiky širších rozměrů. Při otáčení se za maximálního natočení kol u běžného osobního vozu se zatáčením pouze předních kol a zejména u vozů s vyšší šířkou pneumatik na zadní nápravě dochází hlavně u vnitřního zadního kola ke špatnému odvalování pneumatiky vlivem rozdílu rychlostí mezi vnitřní a vnější hranou pneumatiky. Při nesouhlasném zatočení zadních kol se tento jev částečně koriguje a dochází tak k nižšímu pnutí v pneumatice a ke zpomalení jejího opotřebení.

Další výhodou řízení všech čtyř kol lze také popsat na běžné situaci při jízdě v úzkých městských blocích, kdy je s větším vozem obtížnější objet obrubníky chodníků. V takovém případě lze snadno dojít ke kontaktu kola s obrubníkem a k poškození kola nebo pneumatiky vozidla. Při nesouhlasném řízení všech čtyř kol dojde ke zvětšení oblouku, který zadní náprava koná a ke snížení pravděpodobnosti kontaktu kola s obrubníkem.

Souhlasné zatáčení všech čtyř kol nepřidává pouze stabilitu, ale také snižuje aerodynamický odpor. V modelové situaci, kdy vozidlo odbočuje z pruhu do pruhu, zůstává přední část vozu natočena do směru jízdy a proudění vzduchu kolem vozu je optimálnější.

U vozidel s nezávislým řízením každého kola je možné upravovat sbíhavost kol během jízdy a mít tak optimální nastavení kol v jakémkoli momentě.

## 3 Kinematika pohybu vozidla

V této části se popisuje řízení osobních vozidel z hlediska kinematiky a to jak jejich konvenčním řešením, tedy zatáčením předních kol, tak funkce zatáčení všech čtyř kol. Popisuje rozdíl mezi aktivním a pasivním zatáčením zadní nápravy a v neposlední řadě poukáže na geometrické vztahy mezi konvenčním řízením předních kol a řízením všech čtyř kol.

### 3.1 Kinematika vozidla s konvenčním řízením

Při zatáčení vozidla je třeba dodržovat jisté geometrické zákonitosti, aby nedocházelo ke špatnému odvalování kol a opotřebení pneumatik. K tomu se využívá Ackermannovy geometrie, která uvažuje natočení kol pro správné odvalování pneumatik. (5)

Ackermannova geometrie je však teoretický model, který je v praxi velice obtížně technicky aplikovatelný. Jelikož se při zatížení vozu v zatáčce mění sbíhavost každého z kol, bere se Ackermannova geometrie s odstupem. Ackermannova geometrie udává natočení předních kol tak, aby se jejich osy při jakémkoli nenulovém natočení kol setkaly v jednom bodě. Tak dojde k ideálnímu odvalování kol při zatáčení. Toto však platí převážně při velmi malých rychlostech, kdy není odklon ani sbíhavost ovlivněn dynamikou vozidla. Při vyšších rychlostech se již ovlivňuje sbíhavost a tak již při zatáčení Ackermannova geometrie značně nepřesná. V praxi se tak uplatňuje omezená Ackermannova geometrie, paralelní či inverzní.

Při omezené Ackermannově geometrii je odpovídá realita teorii pouze vzdáleně. Dle výrobce se může omezení geometrie pohybovat kolem 60 [%] v malých rychlostech a s vyšší rychlostí přesnost klesá. Toto nastavení se využívá více u osobních vozů, jelikož správná sbíhavost a odvalování pneumatik je důležitější při vyšších rychlostech než při manipulaci v rychlostech nízkých. Při běžném ježdění je řízená náprava často pod zatížením a sbíhavost kol je ovlivněna. Proto by Ackermannova geometrie nebyla vyhovující.

Při inverzní geometrii se kola nastavují přesně obráceně. Inverzní geometrie se více využívá u závodních vozidel, které tímto nastavením dosahují lepšího valivého odporu ve vysoké zátěži, či lepšímu přenosu hmotnosti a dalších výhod.

### **3.2 Kinematika vozidla s aktivním řízením zadní nápravy**

Teoreticky optimální geometrie řízení vozidla s aktivním přiřizováním zadních kol je jen lehce odlišná s geometrií s konvenčním řízením. Je třeba přizpůsobit natočení zadních kol kolům předním tak, aby se všechny normály v osách směru jízdy kol vytvořily průsečík v jednom bodě. Tento bod však již neleží v kolmici k prodloužené ose zadní nápravy. (5)

Ve skutečnosti se zadní náprava Ackermannovou geometrií řídí jen minimálně nebo má nulovou geometrii. Jde opět o upřednostnění lepší sbíhavosti kol za jízdy ve vyšších rychlostech než při manipulaci v malých rychlostech.

V případě konstrukčního řešení zadního zavěšení pro umožnění řízení zadní nápravy u běžných osobních vozidel nevyžaduje značné změny v jeho návrhu. Nejde-li o vozy pro speciální užití, je řešení řízení zadní nápravy často jen doplňkovou výbavou a modifikací standardního zadního zavěšení. Existují tak vozy se stejným řešením zadního zavěšení s možností řízení zadní nápravy či bez. V případě absence mechanismu řízení zadní nápravy se v místě výskytu táhla řízení objevuje rameno.

### **3.3 Změna poloměru otáčení podle natočení zadních kol**

Jako hlavní výhoda řízení všech kol u osobního vozu se nejčastěji vyzdvihuje snížení poloměru otáčení při nesouhlasném zatáčení zadních kol. Střed poloměru otáčení vzniká v průsečíku os kol a při aplikaci Ackermannovy geometrie na všechna kola je možné sledovat změnu poloměru otáčení při natočení zadních kol.

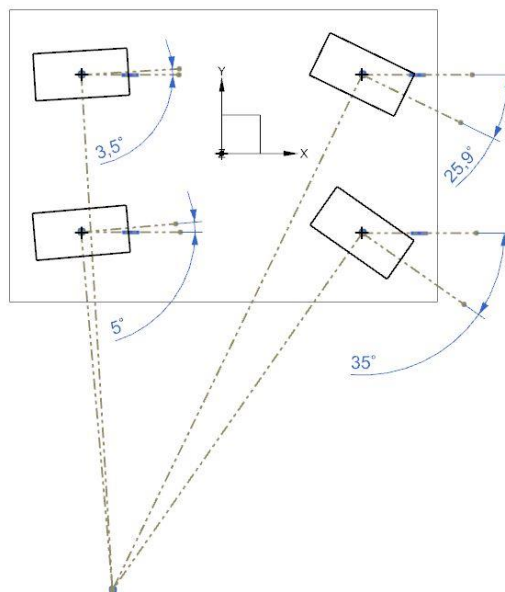
Na příkladu je znázorněna aplikace Ackermannovy geometrie na obě nápravy vozu. Rozvor a rozchod kol odpovídá vozu Porsche Cayenne. Pro ukázkou změny poloměru otáčení bylo nastaveno pevné natočení předních kol a k němu se postupně zvyšoval úhel natočení zadních kol. V grafickém softwaru se poté odměřil poloměr otáčení vzhledem ke středu vozidla.



Při nulovém natočení zadních kol je Ackermannova geometrie standartní. Při navyšování úhlu natočení zadních kol se pól pohybu posouvá blíže k podélné ose vozu a také k ose laterální.

Jde o čistě idealizovaný model, který má ukázat změnu poloměru otáčení vozu podle změny natočení zadních kol. Jak již bylo zmíněno, u skutečného vozu se bere Ackermannova geometrie s odstupem a tak se bude poloměr otáčení skutečného vozu lišit.

Z tabulky je viditelná změna poloměru otáčení v závislosti na změně natočení zadních kol nesouhlasným smyslem. Bez natočení zadních kol odpovídá poloměr otáčení délce 5103 milimetrů. Při mezním natočení zadních kol se poloměr otáčení zmenší na 4629 milimetrů. Ve výsledku tak došlo ke zmenšení poloměru otáčení o bezmála půl metru.



[Obr.: 7] Upravená Ackermannova geometrie

přední vnitřní [°]	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0
přední vnější [°]	26,7	26,6	26,5	26,4	26,3	26,3	26,2	26,1	26,0	2,6	25,9
zadní vnitřní [°]	0,0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
zadní vnější [°]	0,0	0,4	0,7	1,1	1,4	1,8	2,1	2,5	2,8	3,1	3,5
poloměr otáčení [mm]	5103,0	5050,5	4999,3	4949,3	4900,5	4852,8	4806,2	4760,6	4715,9	4662,3	4629,0

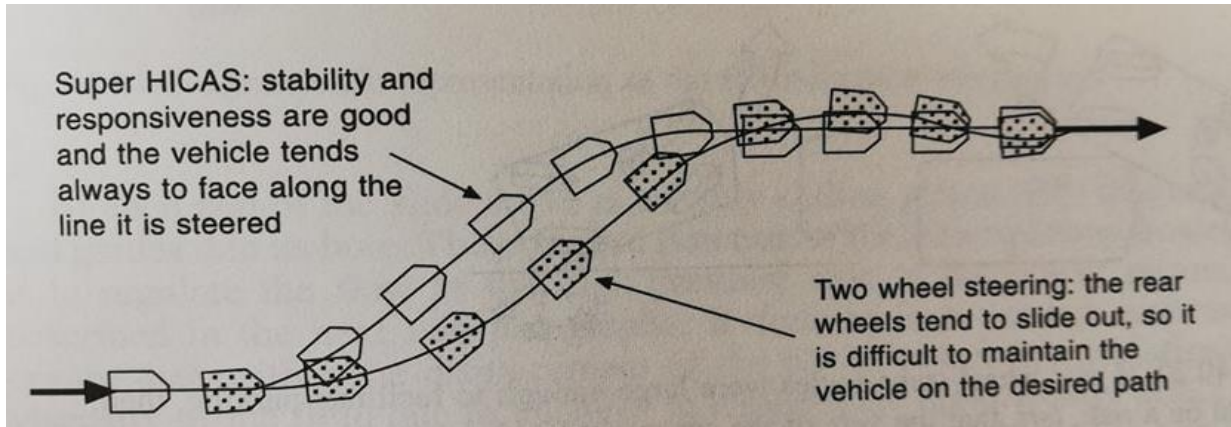
[Tab.: 1] Tabulka změny poloměru otáčení

### 3.4 Vliv souhlasného zatáčení na vozidlo

Jako druhá nejvíce zmiňovaná výhoda řízení všech čtyř kol se zmiňuje zvýšení jízdní stability díky souhlasnému zatáčení zadních kol vůči předním. Stabilita vozu je vlastnost závislá na velkém množství ovlivňujících prvků jako je rychlost vozu, rychlost změny směru, aerodynamický odpor, stav a nahuštění pneumatik a mnoho dalších.

V případě souhlasného zatáčení zadních kol dochází ke zvětšení poloměru otáčení a vůz se tak chová podobně, jako vozidlo s konvenčním řízením a větším rozvozem. Změna směru ve vyšších rychlostech, kdy k souhlasnému zatáčení dochází je tak stabilnější a lépe se koriguje

Na obrázku je vyobrazená modelová situace, která by v praxi mohla odpovídat změně jízdního pruhu při jízdě na dálnici. Tečkovaná značka vyobrazuje vozidlo s konvenčním řízením při manévru a vysvětluje, že je při takovém manévru potřeba provádět malé korekce směru jízdy. V případě značek bez teček je vidět, že je průběh manévru bez korekcí. Jde o idealizovaný model, avšak korekce by mely být značně menší při řízení všech čtyř kol. Dále se také ovlivní zrychlení stáčivého pohybu vozu kolem jeho osy Z.



[Obr.: 8] porovnání konvenčního zatáčení a souhlasné zatáčení všech kol (11)

## 4 Návrh táhla řízení zadní nápravy

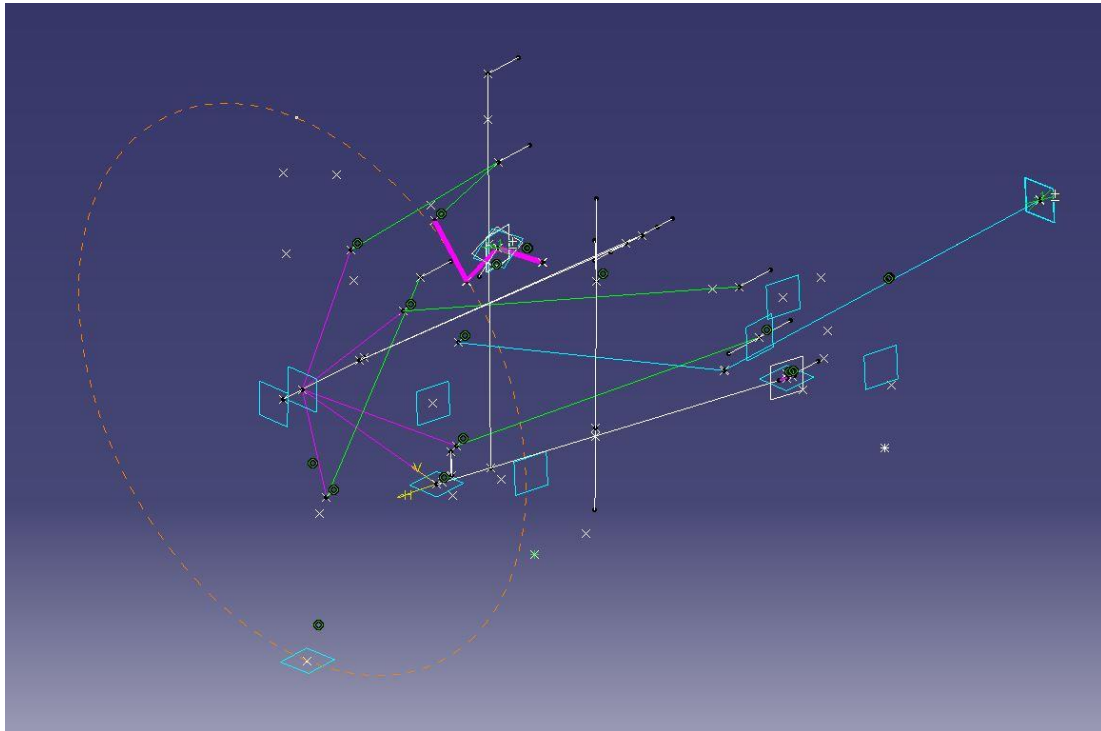
Úkolem této práce je vytvoření detailního modelu táhla řízení, které bude odpovídat požadavkům zadaných konzultantem. Táhlo řízení je stavěno v okolí schematického modelu, zadaným konzultantem. Dle požadavků jde o návrh táhla řízení pro pětiprvkovou zadní nápravu s aktivním řízením kol. Návrh zavěšení by měl odpovídat osobnímu vozu vyšší střední třídy se sportovním charakterem.

Schematický model má přidělené kinematické vlastnosti, které dávají jednotlivým bodům, reprezentující členy zavěšení možnost pohybovat se v několika možných směrech. Lze tak nastavit zdvih kola, velikost odklonu a dále sbíhavost kola. Tohoto se bude využívat při kontrole vzdálenosti navrhované součásti vůči ostatním komponentám. Komponenty zavěšení však musí být prvotně namodelovány, aby bylo vytvořeno okolí pro návrh táhla řízení.

### 4.1 Návrh komponent zavěšení

Nejprve je nutno podotknout, že úkolem této práce je detailní návrh táhla řízení v sestavě zavěšení pětiprvkové zadní nápravy. Pro možnost návrhu táhla řízení je tak přednostně třeba navrhnut jeho okolí, tedy členy zavěšení. Protože jde pouze o okolí, není třeba komponenty řešit detailně s početními výsledky, avšak jejich tvar a rozměry by měly přibližně odpovídat realitě, aby bylo dosaženo vysoké přesnosti návrhu táhla řízení. Tyto komponenty budou vytvořeny na schematickém modelu zavěšení dodaného konzultantem.

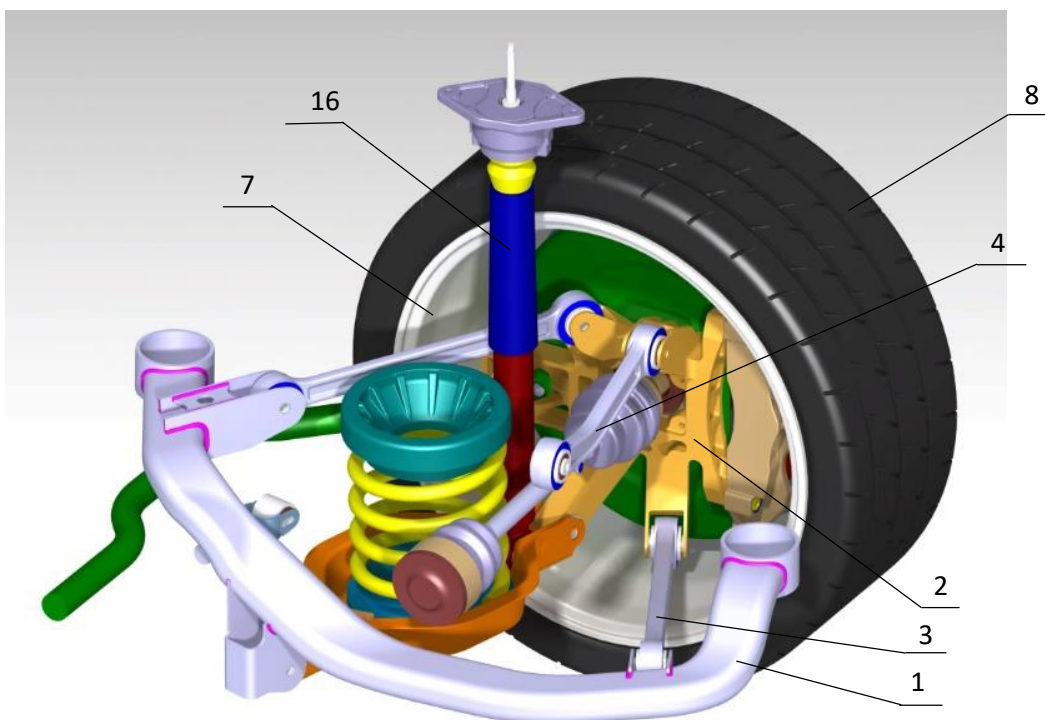




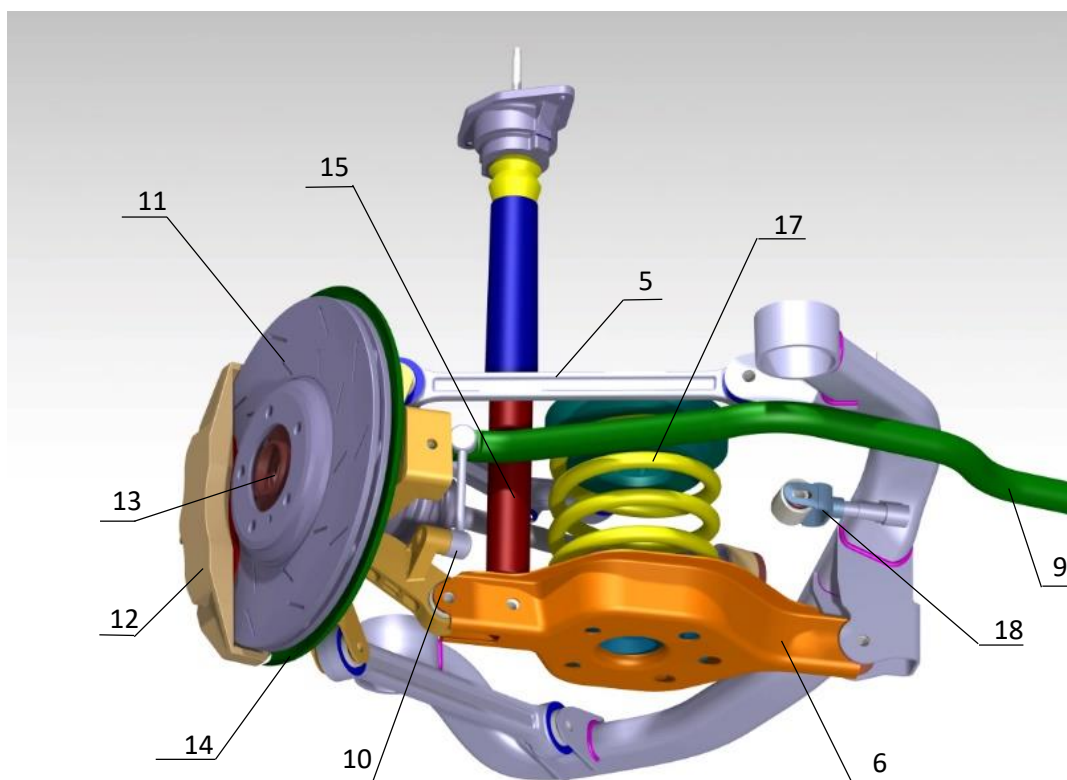
[Obr.: 9] Schéma zavěšení dodané konzultantem

Sestava zavěšení se pro zjednodušení modeluje pouze z jedné poloviny. Na dvou obrázcích sestavy, které jsou očíslovány, je pak možné vidět zpracované okolí. Tato pětiprvková zadní náprava obsahuje část nápravnice (č. 1), ke které jsou připojena čtyři ramena (č. 3, 4, 5, 6), Druhé konce ramen jsou připojeny k těhlici (č. 2), K těhlici je také připojen stabilizátor skrze táhlo stabilizátoru (č. 9, 10), náboj kola (č. 13), ochranný štít (č. 14) a brzdový třmen (č. 12). V náboji kola je poté uložen brzdový kotouč (č. 11) a kolo s pneumatikou (č. 7, 8). Do těhlice je také připojeno táhlo řízení, které je na svém druhém konci připojeno skrze silentblok do vidličky (č. 18) spojující pohybový šroub modulu řízení zadní nápravy. Ve spodním zadním rameni je také uložen tlumič a pružina (č. 15, 16, 17).

Vytvořené komponenty byly konzultovány s konzultantem, aby byly jednotlivé části a jejich rozměry dostatečně blízké realitě. Jednotlivé části zavěšení a jejich způsob návrhu jsou popsány v dále.



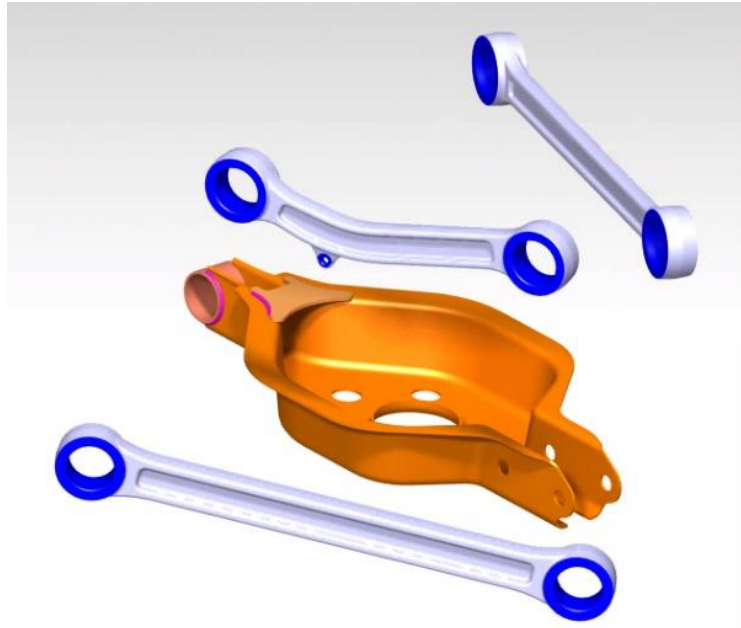
[Obr.: 10] Sestava zavěšení pro návrh táhla řízení s kolem



[Obr.: 11] Sestava zavěšení pro návrh táhla řízení bez kola

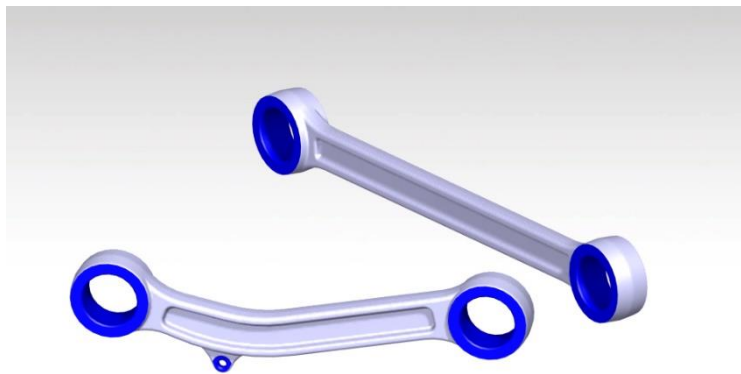
#### 4.1.1 Návrh ramen zadního zavěšení

Ramena zavěšení slouží ke spojení odpružených a neodpružených částí vozu. V tomto případě tedy ke spojení nápravnice s těhlicí a tlumícími prvky zavěšení. V případě tohoto zavěšení jde o čtyři ramena. Dvě ramena v horní části zavěšení a dvě ramena v části spodní. Řešíme tak horní a spodní ramena a z nich přední a zadní ramena.



[Obr.: 12] Ramena zavěšení

Horní ramena jsou řešena jako výkovky z hliníkové slitiny. Pro jejich reálnější vyobrazení mají ramena úkosity nutné pro kování. Přední horní rameno předpokládá připojení senzoru propružení, proto má ve spodní části otvor na jeho připojení. Ramena jsou modelována jako hrubé výkovky a následně je modelem odebráno předpokládané obrábění. Obrobené plochy jsou vyobrazeny modrou barvou.

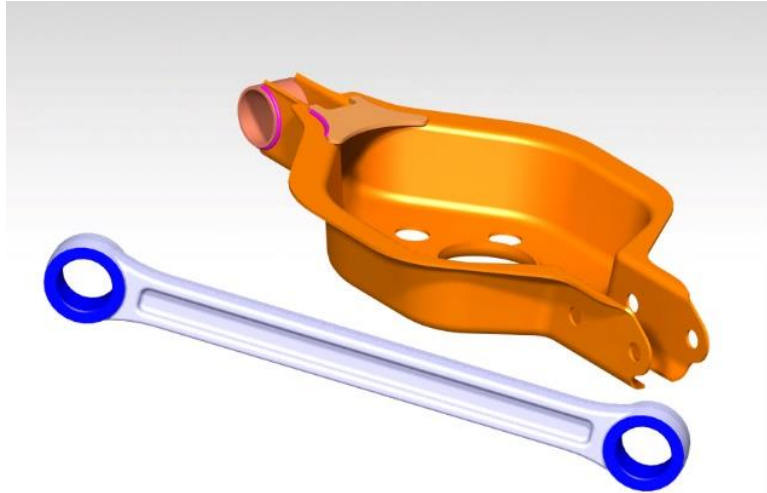


[Obr.: 13] Přední horní rameno (dole) a zadní horní rameno (nahore)

Přední spodní rameno má jednoduchý přímý tvar. Není třeba jej jakkoli tvarově komplikovat jelikož v jeho okolí se nenachází žádné další komponenty a šance jeho kontaktu s vozovkou je minimální. Je řešeno jako výkovek z hliníkové slitiny a má příslušné úkosity. V tomto případě je rameno navrženo jako hrubý výkovek, od kterého je odebrána obrobená část. Obrobené plochy jsou zobrazovány modře.

Zadní spodní rameno je svařenec plechového výlisku, válce pro vložení silentbloku a vyztužujícího výpalku. Pro zjednodušení byly všechny tyto tři části tvořeny v jednom modelu. Model výlisku je tvořen plochami, které poté byla přiřazena tloušťka 2,5 [mm]. Všechny tři části jsou spojeny svarovými housenkami, které v modelu reprezentují růžové válce. V přední části má rameno dva kruhové otvory. Druhá dvojice otvorů slouží ke spojení ramene s tlumičem.

Ze všech ramen je toto rameno nejrobustnější, jelikož při jízdě přenáší největší laterální zatížení a kvůli připojení tlumiče s pružinou také svislé zatížení. Proto má toto rameno značnou tloušťku stěny, aby zatížení přeneslo. Zároveň se skrze zadní spodní rameno nastavuje změna odklonu.



[Obr.: 14] Přední spodní rameno (dole) a zadní spodní rameno (nahore)

#### 4.1.2 Návrh kola

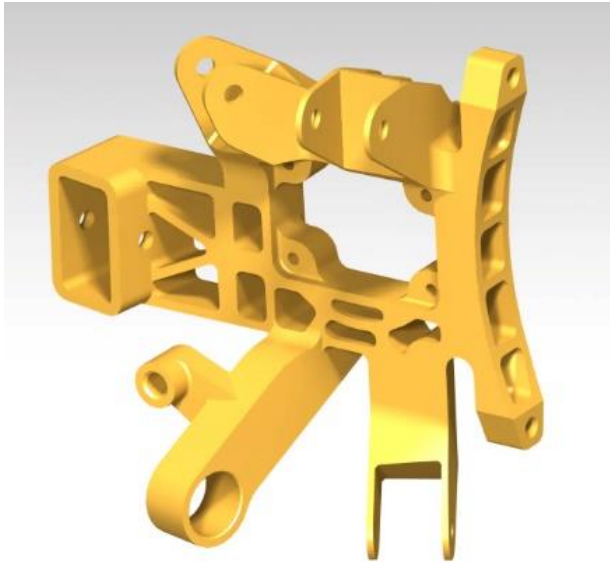
Většina výrobců osobních vozů dnes volí kola velkých rozměrů a tak bylo zvoleno kolo o velikosti dvaceti palců. Konzultantem byla doporučena i vyšší šířka disku, aby došlo k zajištění dostatečné vzdálenosti táhla řízení od věnce kola. Z tohoto důvodu byla zvolena šířka kola devět palců. Takové kolo obouvá pneumatiku šířky 285 milimetrů. Design středu kola je inspirován diskem od společnosti HRE a to model Classic Series 300. Tento design byl zvolen čistě z osobní preference k vylepšení estetické stránky modelu.

Model pneumatiky je značně zjednodušený a pouze dodržuje šířku a průměr. Drážky v něm jsou pouze kosmetického charakteru.



[Obr.: 15] Model kola s pneumatikou

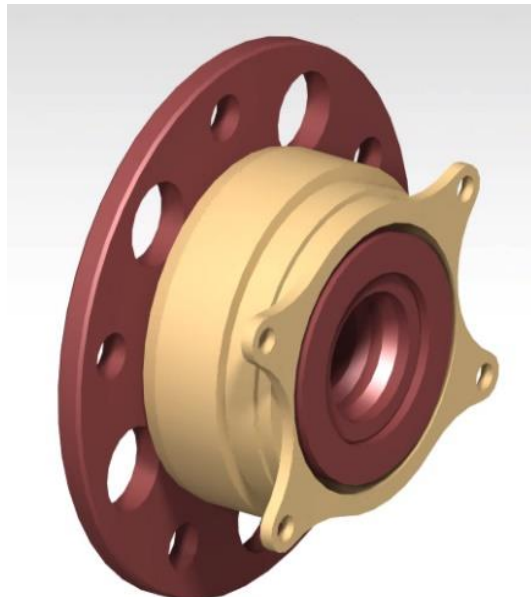
### 4.1.3 Návrh ostatních komponent zavěšení



Těhlice je značně nerealistická. Jde o komplexní součást, pokud má patřit pětiprvkové zadní nápravě. Dle konzultanta je návrh těhlice velice náročný proces vyžadující vysoké úsilí a spotřebuje značné množství času. Jelikož není návrh těhlice účelem této práce byla vytvořena velice zjednodušená verze, která splňuje požadavky propojení všech komponent, které by detailně řešená těhlice také spojila bez toho, aby ovlivnila tvar táhla řízení.

[Obr.: 16] Model těhlice

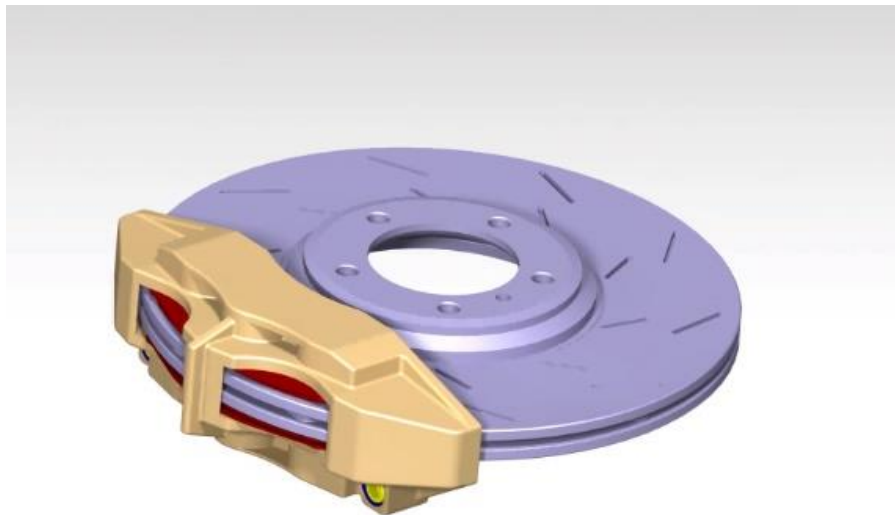
Náboj kola je zjednodušen a tvořen jako jedno těleso bez tvarových detailů. V praxi se toto nazývá mock up model. Tvarem se inspiruje skutečnými ložisky. Model obsahuje pouze vnitřní a vnější část ložiskové jednotky. Valivá tělíška byla z důvodu zjednodušení zanedbána, stejně tak těsnění.



[Obr.: 17] Model ložiska

Brzdová soustava se zde seskládá ze dvou komponent. Brzdový kotouč přibližně odpovídá tvaru skutečného kotouče o průměru 380 [mm] s drážkami. Brzdový třmen s destičkami je obsažen v jednom modelu a postrádá řešení vnitřních komponent.

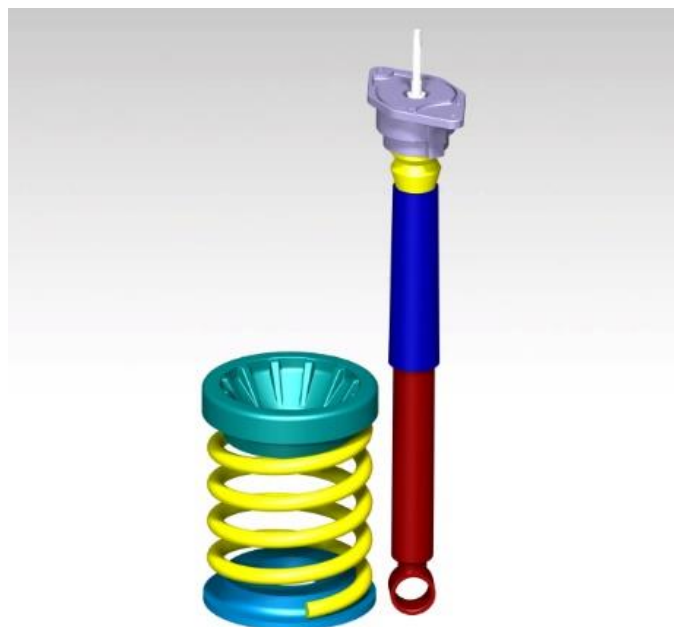




[Obr.: 18] Model brzdového kotouče s třmenem

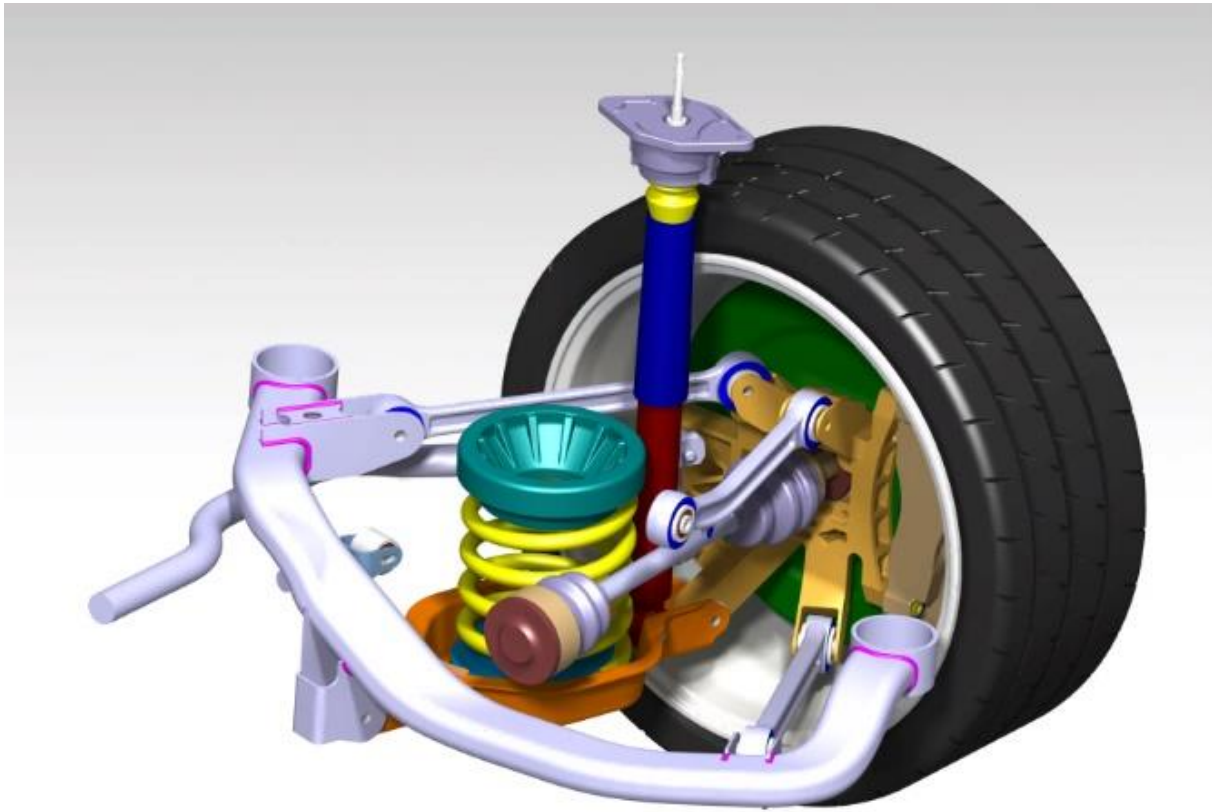
V případě pružiny je důležité znát průměr vinutí pružiny. Ta ovlivňuje tvar táhla řízení. Průměr vinutí je u mock up modelu 182 [mm]. Velký průměr vinutí zde odpovídá skutečným víceprvkovým zadním nápravám, které takto široké pružiny osazují. V modelu se pružina nachází dvakrát pro lepší odhad reálné deformace, která je u pružin značná.

Tlumič je rozdělen na dvě části. Spodní část reprezentuje píst s uložením pro silentblok. Horní část tvoří samostatný model, který reprezentuje válec s uložením do karoserie a prachovkou.



[Obr.: 19] Model tlumících prvků

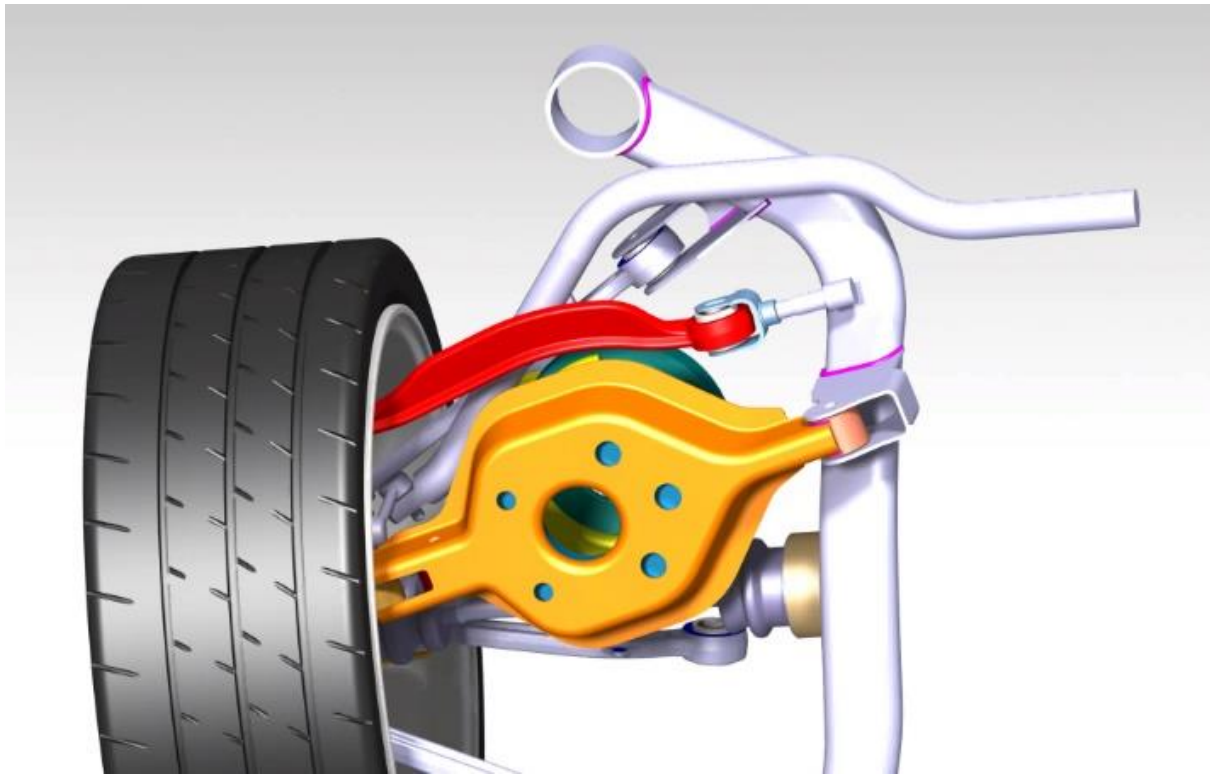
Sestava obsahuje také značně zjednodušenou neúplnou nápravnici, poloosu, vyústění pohybového šroubu převodky řízení s vidličkou pro uložení táhla řízení, silentbloky a šrouby spojující jednotlivé části. Také stabilizátor s táhlem stabilizátoru. Zavěšení bez táhla řízení sloužící jako okolí pro samotný návrh táhla řízení v sestavě vypadá takto.



[Obr.: 20] Model sestavy

## 4.2 Návrh táhla řízení

Návrh táhla řízení je hlavním úkolem této práce. Jde o detailní návrh součásti s ohledem na její vyrobiteľnosť a splnění požadavků, které zadal konzultant. Na obrázku je vidět červeně obarvená komponenta reprezentující místo uložení táhla řízení. Táhlo řízení se nachází v zadní části zavěšení za pružinou, kterou by mělo obcházet a dále by se mělo vyhnout stabilizátoru, který prochází nad ním. Přímý tvar tedy nepřipadá v úvahu a je třeba už od počátku řešit táhlo řízení jako tvarově komplexní komponentu.



[Obr.: 21] Pohled na umístění táhla řízení v sestavě (červená komponenta)

#### 4.2.1 Popis funkce součásti

Táhlo řízení pro zadní nápravu vykonává dvě funkce. Mimo samotné zatáčení se táhlo řízení považuje také za rameno. Skrze táhlo řízení se nastavuje také sbíhavost kola. Jde o binární člen, který je uložený na obou koncích kulovou vazbou. Přenáší zatížení v ose spojující oba koncové body. Zatížení táhla řízení vychází primárně ze zatížení kola vozu v laterálním směru.

#### 4.2.2 Požadavky na součást

Konzultant vytvořil seznam požadavků na táhlo řízení, které je třeba splnit. Co se týče provedení součásti, bylo dohodnuto, že dojde ke vzniku dvou variant stejné komponenty. Rozdíl mezi nimi bude v materiálu a způsobu výroby.

První variantou označenou V02 je táhlo řízení vyrobené z hliníkové slitiny. Toto rameno má být řešené jako kované a k němu tak řešit i technologické úkoly a radiusy a provést analýzu odformování součásti, která zkontroluje vyrobiteľnost součásti.

Druhou variantou značenou V03, je rameno tvořené z výlisků z ocelového plechu, které jsou svařeny dohromady. Je třeba u součásti dbát na dodržení minimálních radiusů, možnosti tváření a na použití technologických přípravků pro správně svaření jednotlivých částí dohromady.

Obě součásti se finálně kontrolují z hlediska vzdálenosti s ostatními komponentami. Je požadováno, aby táhlo řízení dosáhlo minimální vzdálenosti od pružiny, věnce kola a stabilizátoru ve velikosti 15 [mm] v celém rozsahu pohybu nápravy.



Požadavek	Varianta součásti	
	V02	V03
Zatížení v ose součásti [N]	10 000	
Minimální tuhost [ $\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$ ]	10	
Maximální hmotnost [kg]	0,6	
Koeficient bezpečnosti [-]	1,2	
Materiál	Hliníková slitina EN AW 6082 – T6	Ocel S500
Způsob výroby	Kování	Svaření výlisků z plechu

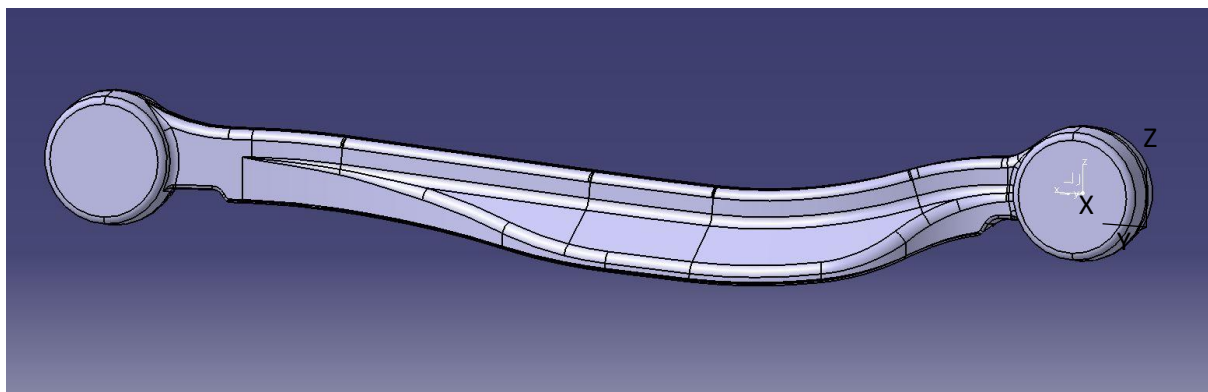
[Tab.: 2] Požadavky na táhlo řízení

### 4.2.3 Návrh hliníkové verze součásti

Model je tvořen mezi dvěma body, které jsou zadány konzultantem z kinematického modelu. Dva body reprezentují středy otáčení ramene. Jeden ukazuje místo uložení v nápravnici a druhý v těhlici.

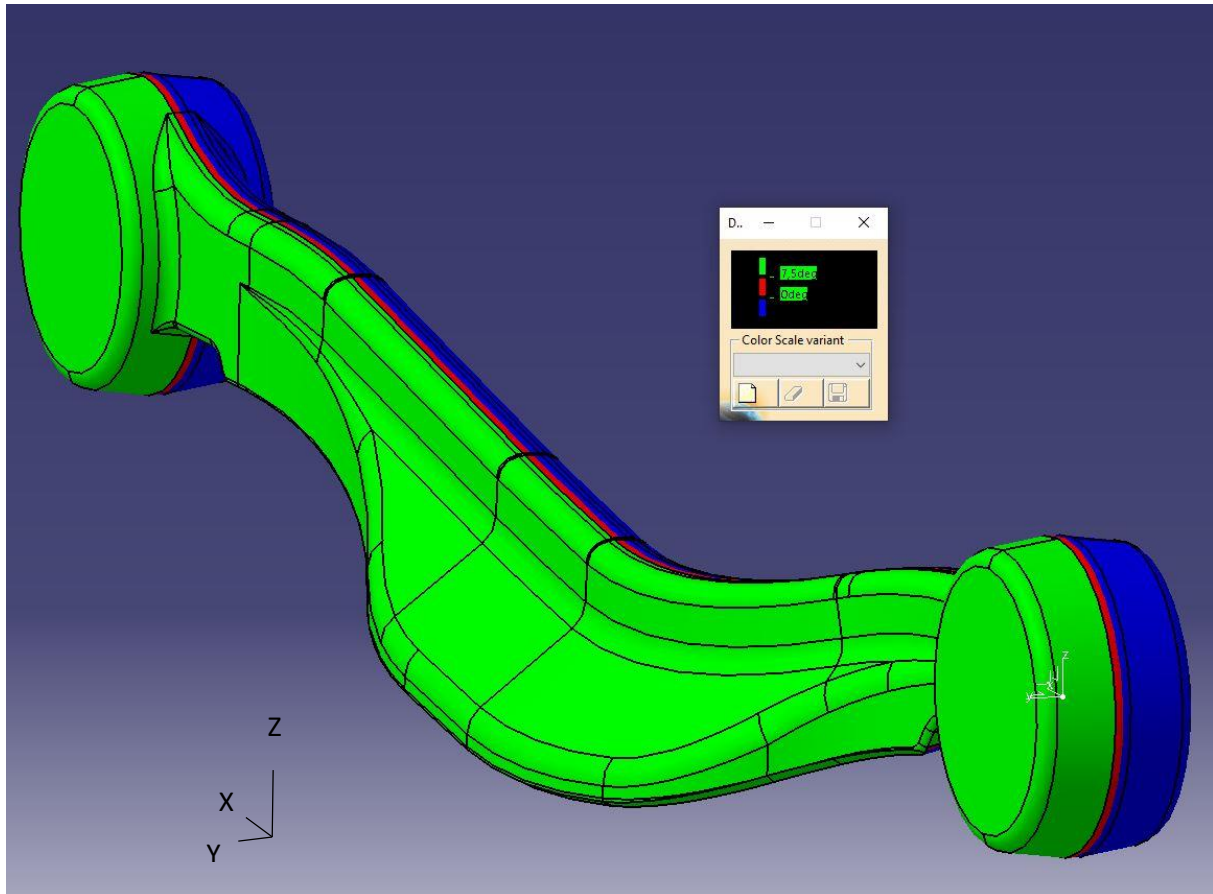
Oba body představují středy otáčení a tak je na nich vytvořené stejné těleso. Táhlo řízení se navrhuje jako výkovek, uvažuje se prvně hrubý tvar bez obrábění. Proto jsou na bodech vytvořeny identické plné válce, na kterých se vytvoří úkosy. Úkos na kování hliníku je optimálně  $7,5^\circ$  a ten byl také na součásti zvolen. Všem ostrým hranám jsou následně přiřazeny zaoblení.

Následně je separátně vytvořený střed ramene, který dvě rotační části následně spojí. Jde o tvarově komplexní část, která se musí vyhnout ostatním komponentám zavěšení. Primárně se musí zamezit kolizi s pružinou uloženou do spodního zadního ramene a také s věncem kola ve všech jeho polohách. Střední část je tvořena tažením obrazce po křivce. Tím vznikne uzavřená plocha, která se vyplní a následně se ořízne na obou krajích. Středu se poté přiřadí úkos na horní hraně. Pro správné propojení s krajními válci jsou vytvořeny spojovací části, které vytvoří plynulé navázání všech částí dohromady. Získaných pět částí se následně spojí pomocí Booleanské operace a zbylé hrany se zaoblí. Tím vznikne model odpovídající finálnímu výkovku.



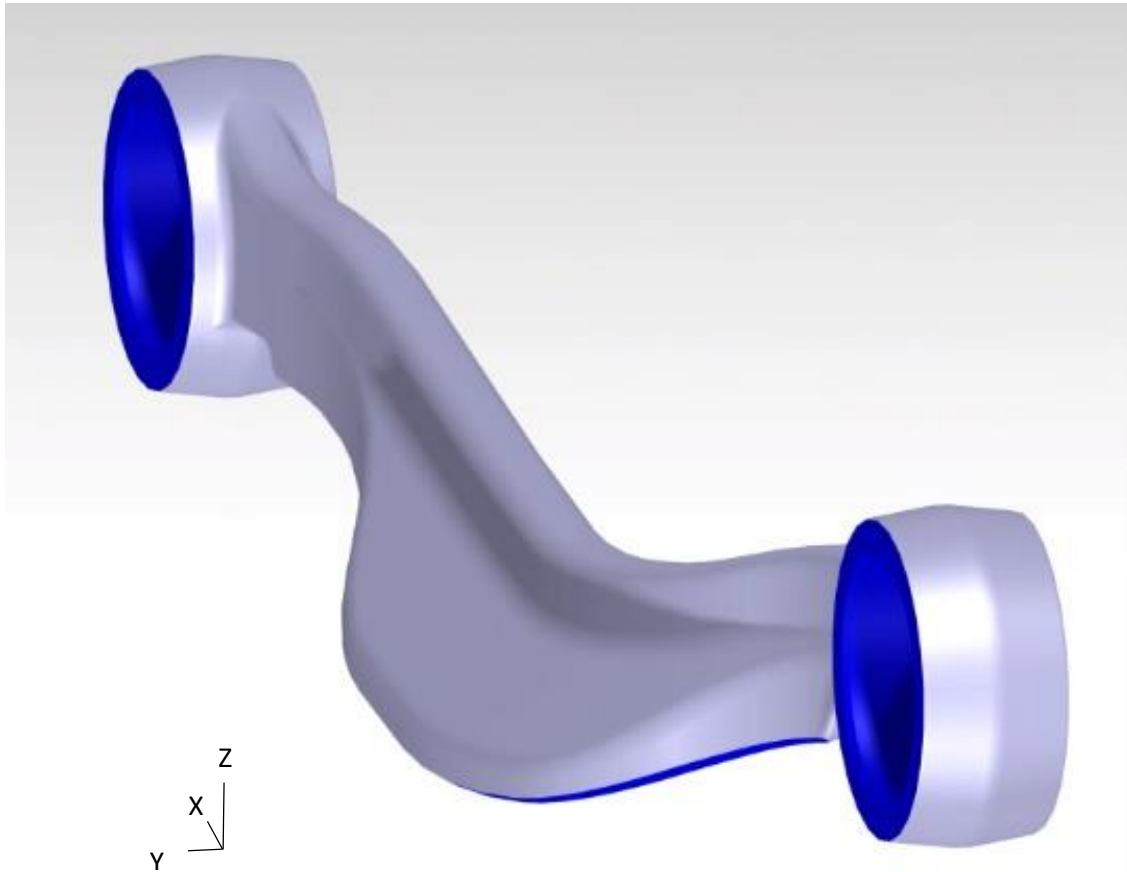
[Obr.: 22] Model výkovku táhla řízení z hliníkové slitiny

Jelikož jde o výkovek, je třeba zkontrolovat dělicí rovinu, zda je možné součást opravdu vytvořit. K tomuto se využije analýza odformování kterou se odhalí spojitost dělicí roviny a zda je velikost úkosů dostatečná. Výsledná analýza následně ukáže hrubý výkovek ve třech barvách. Modrá a zelená značí strany, které zapadají do kovací formy. Červená barva zde značí nesplnění úkosu a v tomto případě i dělicí rovinu součásti.



[Obr.: 23] Kontrola odformování součásti s barevným rozlišením (dělicí rovina – červeně)

K modelu hrubé součásti se vytvoří těleso, které odpovídá obroběnému objemu a od modelu se odečte pomocí Booleovské funkce. Vznikne tak finální model, který odpovídá konečné podobě součásti připravené k montáži do vozidla. Plochy, které jsou k výrobě dodatečně obroběné, se v praxi označují jinou barvou, aby byly rozlišeny. V tomto případě jsou obroběné plochy obarveny modře. U tohoto táhla řízení se obrábí otvory pro usazení silentbloků.



[Obr.: 24] Model táhla řízení s obrobenými plochami (modrá)

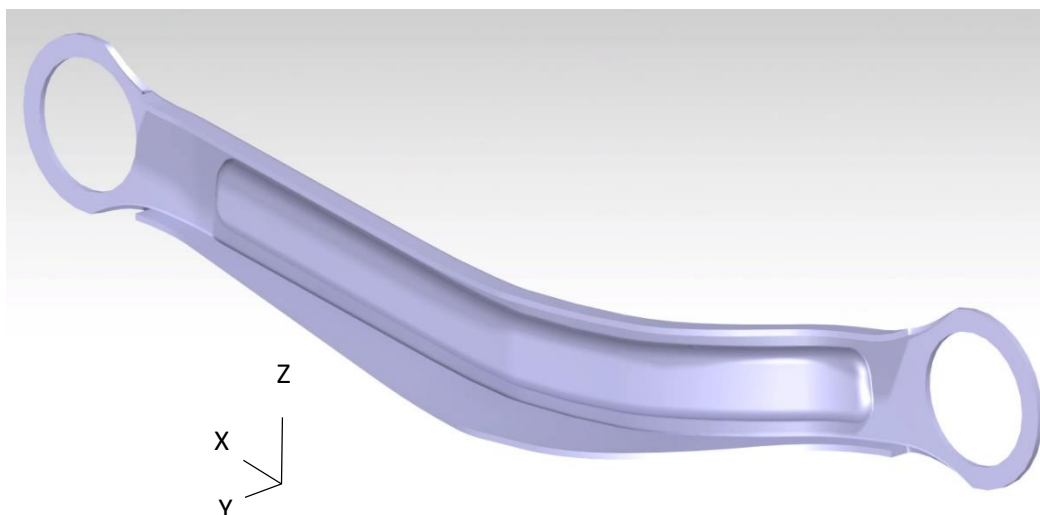
#### 4.2.4 Návrh součásti z lisovaných plechů

Kostra modelu této varianty je totožná s výkovkem. Svařenec se bude skládat ze čtyř částí. Půjde o dva tenkostěnné válce, do kterých bude umístěn silentblok a poté vnitřní a vnější plechový výlisek.

Dvě tenkostěnné trubky jsou vytvořeny jako separátní kusy v modelu. Tloušťka stěny je 2,5 milimetru. Důvod vyšší tloušťky stěny je, aby při lisování silentbloku do válce nedošlo k jeho zhroucení, roztržení či jiné nechtěné deformaci.

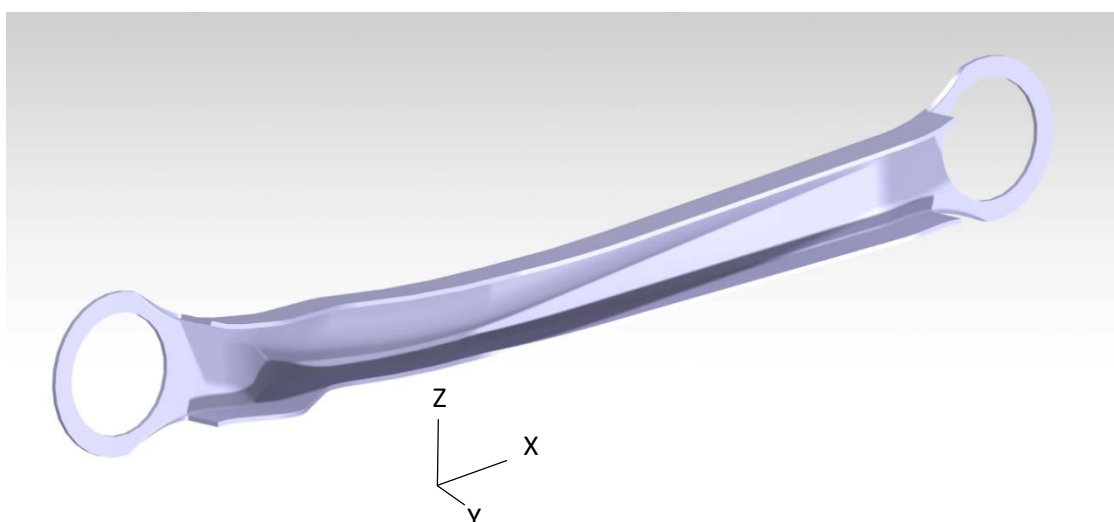
Návrh plechových výlisků probíhá tažením křivek a ploch a jejich vzájemným ořezávám a spojováním. Finální tvar plochy má tak tvar výlisku avšak s nulovou tloušťkou. Ta je následně přiřazena a tvoří tak výlisek. Je při tom třeba dbát na velikost zvolených zaoblení aby mohlo ke tváření vůbec dojít. Minimální vnitřní radius by tak měl být minimalně násobkem jedné k tloušťce stěny. V tomto případě je nejmenší zaoblení 3 [mm] a největší tloušťka stěny má 2,5 [mm] a tedy je podmínka splněna.

Prvním je vnitřní plechový výlisek, který je bližší pružině. Má vyhnutý tvar a obdélníkový prolis zvyšující jeho tuhost. Výlisek má v sobě dva otvory. Dva velké otvory o průměru 45 [mm] do kterých se usadí trubky pro silentbloky pro následné svaření.

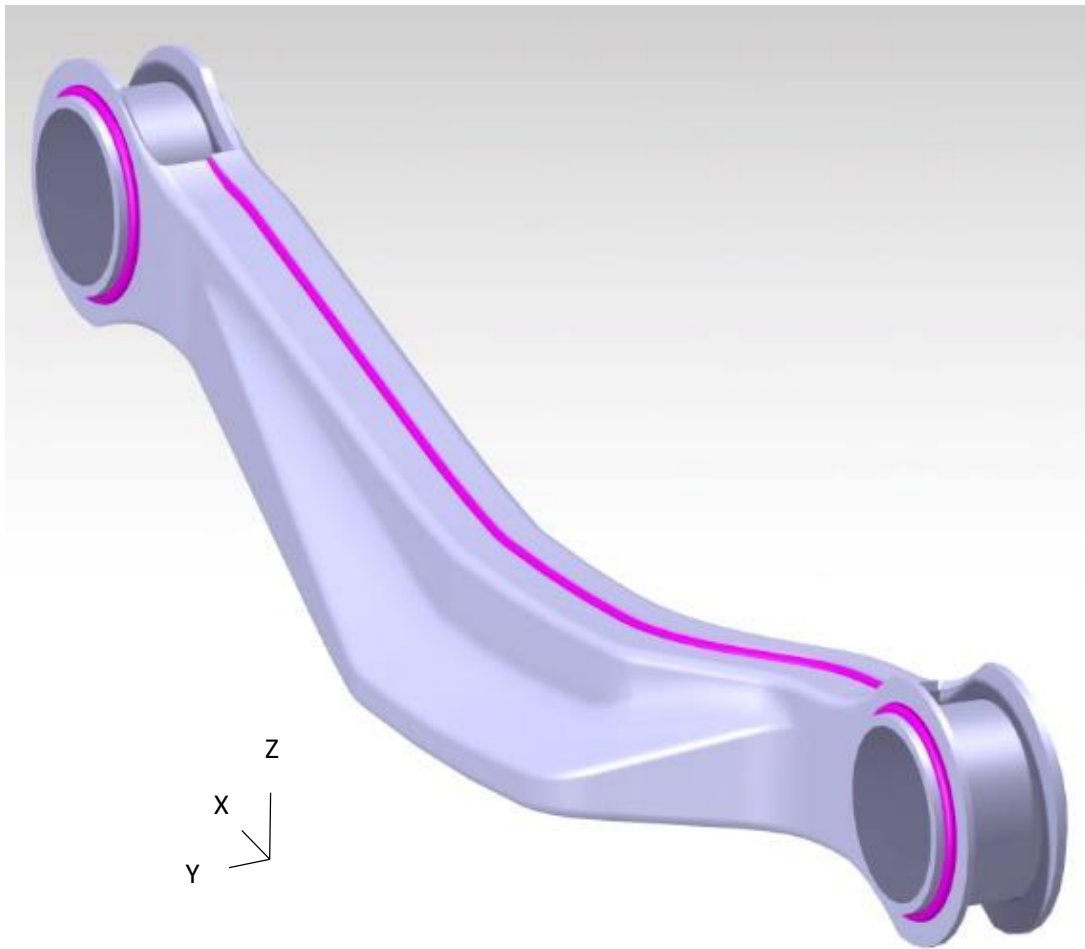


[Obr.: 25] Vnitřní výlisek táhla řízení

Druhým je vnější plechový výlisek, který je od pružiny dále. Tvarově je komplexnější a tvarem inspirovaný kovanou variantou. Vnější výlisek má tloušťku 2,5 [mm] a má v sobě obdobně dva otvory. Dva otvory o průměru 45 [mm] slouží pro vložení válců.



[Obr.: 26] Vnitřní výlisek táhla řízení



[Obr.: 27] zkompletované táhlo řízení se svary (růžová)

Plechové výlisky Do sebe zapadají s přesahem ploch na horní a spodní straně obou výlisků, na kterém se poté svaří. Mezi plochami je mezera 0,2 [mm] a pospolu tak drží právě svarem. Mezera částečně kompenzuje výrobní tolerance výlisků. Každý výlisek má otvor o jiném rozměru a nelze tak zaměnit výlisky mezi sebou.

V modelu jsou poté vytvořeny svary jako samostatná část. Nejprve se okopírují kontury hran, po kterých bude svar tvořen. Vznikne celkem šest svarů. Dva svary, které spojí výlisky k sobě a vzniknou na přeložení dvou ploch. Zbýlé čtyři svary poté spojí výlisky a válce. Svar se vymodeluje vytvořením plochy uzavřeného válce taženého podél kontur. Následně jsou plochy vyplněny a Booleanskou operací sečtou všechny čtyři části dohromady. Aby došlo k jejich zvýraznění a zobrazení způsobu tvorby součásti byla svarům přiřazena růžová barva.

Finální část má tak realistické modelové vyobrazení kdy jsou jednotlivé části spojeny svarem. V simulaci by totiž modelové zjednodušení spojením celých ploch značně ovlivnilo a znehodnotilo výsledky. Takto lze v jednodušších výpočtových softwarech dosáhnout uspokojivých výsledků.

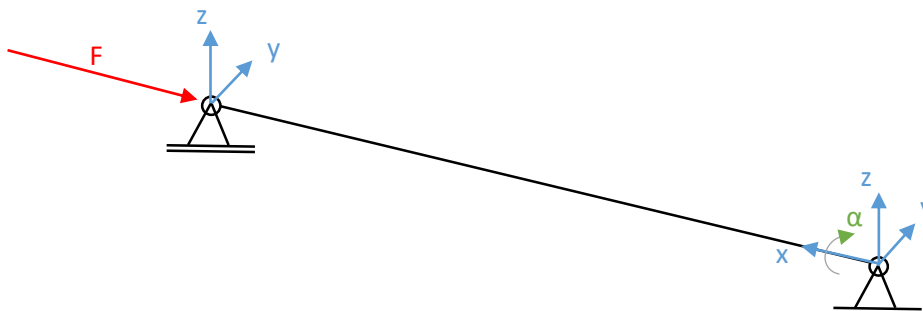
#### 4.2.5 Simulace součásti

Simulace probíhá v softwaru Catia V5. Simulace je prováděna na aktuálním modelu táhla řízení. Model má již z modelu přiřazený materiál, který simulation model přebírá.

Nastavení simulace začíná síťováním součásti. Mesh je nastaven na tetragonální síť o kvadratických elementech velikosti 2 [mm] pro kované táhlo řízení a 0,9 [mm] pro táhlo z lisovaných plechů kvůli lepšímu zasíťování. Pro výpočet je vhodné, aby byla velikost elementu taková, aby vyšla minimálně na dva elementy na tloušťku plechu.

Plocha otvoru pro silentblok na straně nápravnice je přiřazena vazba s omezením posuvu ve všech směrech kartézského souřadného systému a je zakázána rotace kolem podélné osy X. Na straně těhlice je přiřazena síla o velikosti 10 000 N. Jelikož se jedná o prut je směr působení síly v ose součásti.

Obě varianty táhla řízení jsou simulovány stejným způsobem a jsou zavazbeny stejně. Rozdílná je pouze hustota zasíťování modelu. Schéma ukazuje zatěžující sílu F působící na konec táhla řízení vsazeného do těhlice. Modře jsou zobrazeny posuvné vazby a zeleně vazba rotace.



[ Obr.: 28] Schéma táhla řízení se zatěžující silou a odebranými stupni volnosti

Výsledky simulace jsou interpretovány metodou Von Mises. Po skončení simulace si lze zobrazit součást s barevným vyobrazením rozložení napětí. Lze tak dohledat místa kde se kumuluje napětí a kde by takové nahromadění mohlo tvořit negativní účinky. Program s výsledkem dodá také škálu barev a k nim odstupňované hodnoty napětí. Modrá barva značí nulové nebo malé napětí a červená značí maximální napětí v součásti. Pro jednotlivé části byla barevná škála nastavená pro maximální hodnotu napětí na dovoleném napětí v součásti. Červená barva by tak znamenala dosažení maximálního napětí. Na modelech je také přiřazen senzor prodloužení, který s vyřešením výpočtu ukáže prodloužení zatíženého bodu. Z této hodnoty se zjišťuje tuhost součásti jednoduchým výpočtem

$$T = \frac{F [N]}{\Delta L [m]} \left[ \frac{N}{m} \right]$$

#### 4.2.6 Optimalizace součásti

Optimalizace modelu spočívá v jemné úpravě rozměrů součásti tak, aby byla eliminována riziková místa a celkově snížit vnitřní napětí a lépe jej rozmístit po celém tělese. Dále odhalit místa, kde se nekumuluje žádné napětí a tato místa odebrat pro odlehčení součásti. Postupná úprava by měla přivést součást k optimálnímu stavu za splnění podmínek. V případě této práce dochází k manuální optimalizaci součástí.

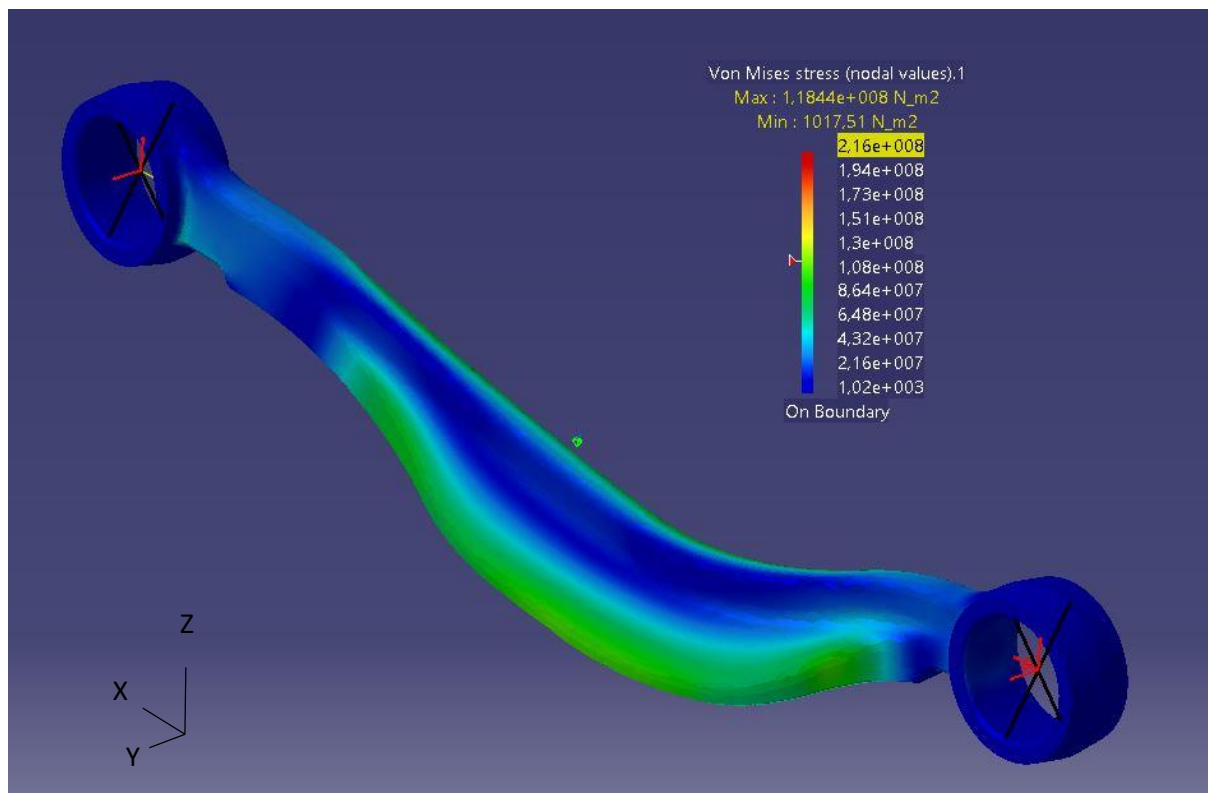
Hodnoty simulací během optimalizace byly zanášeny do tabulky pro sledování vývoje součásti. Do tabulky se nezanašela každá provedená simulace, ale každá simulace po větší úpravě součásti. Nezaznamenané simulace obsahovaly testovací simulace pro ověření správnosti výpočtu či sledování chyb v modelu.

Při optimalizaci varianty z hliníkové slitiny vycházelo od počátku k uspokojivým pevnostním výsledkům. Mohlo tedy dojít k redukci hmotnosti a k úpravě zaoblení a celkové geometrie součásti. Sledováním výsledků se postupně získala vyšší tuhost součásti a nižší hmotnost. Z tabulky je vidět, že první výsledky mají celkově nejspokojivější hodnoty, avšak bylo zjištěno, že součást nedodrжуje dostatečnou vzdálenost k pružině a ke stabilizátoru a bylo třeba změnit její tvar, což vedlo ke snížení tuhosti a zvýšení napětí. Postupně však došlo k nápravě za dodržení potřebných vzdáleností.

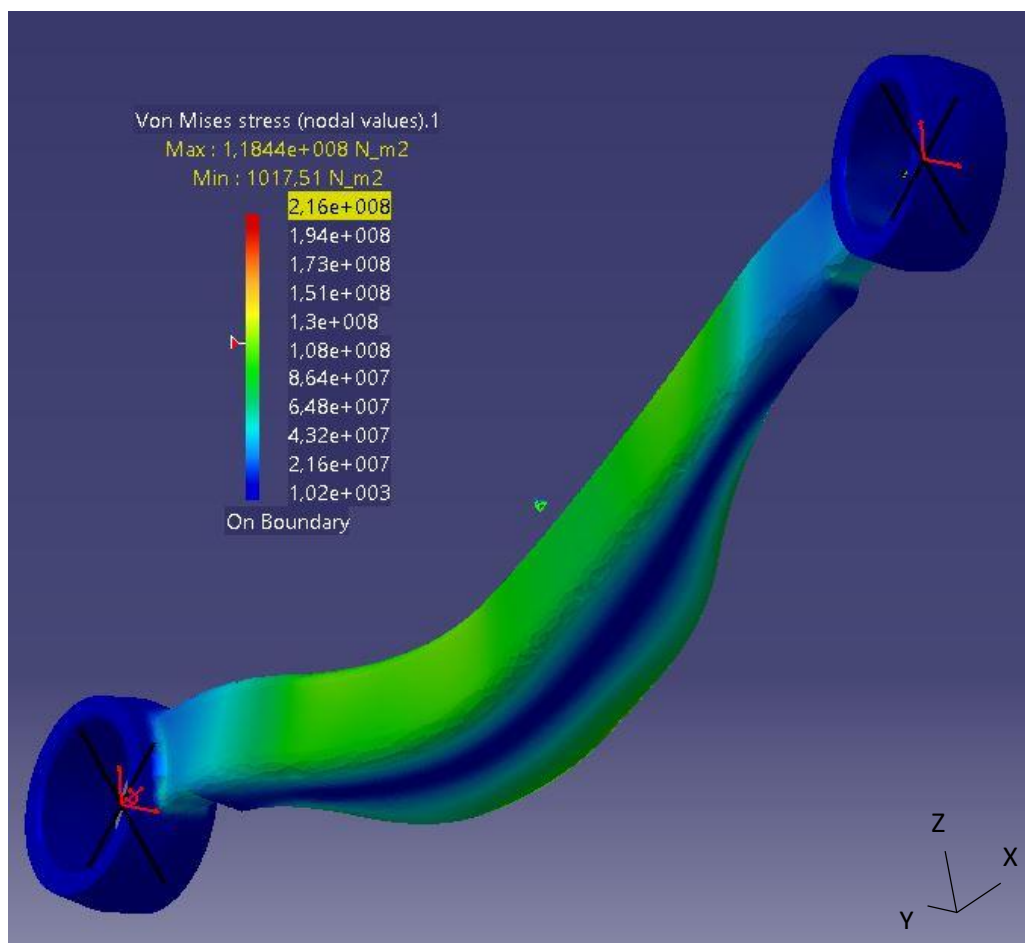
Hliníkové táhlo řízení				
Verze modelu	Hmotnost $m$ [g]	Tuhost $k$ [N/mm]	Max napětí $\sigma_{Max}$ [Mpa]	Deformace $\Delta L$ [mm]
V02_14022020	588	16371,060	118,613	0,611
V02_19022020	588	16078,515	123,586	0,622
V02_03032020a	532	14101,230	133,904	0,709
V02_03032020b	528	11986,757	166,861	0,834
V02_03032020c	523	16181,151	159,160	0,618
V02_05032020	559	14476,934	149,558	0,691
V02_10032020	569	14378,827	139,458	0,695
V02_12032020	589	14034,182	156,874	0,713
V02_20032020	602	14276,029	151,212	0,700
V02_26032020	608	14317,376	150,935	0,698
V02_06042020a	605	14290,982	148,718	0,699
V02_06042020b	594	14254,741	147,621	0,702
V02_06042020c	584	14055,248	143,192	0,711
V02_06042020d	578	14092,983	144,231	0,709

[Tab.: 3] Kontrolované hodnoty při optimalizaci hliníkového táhla řízení





[Obr.: 29] Simulace varianty V02\_14022020



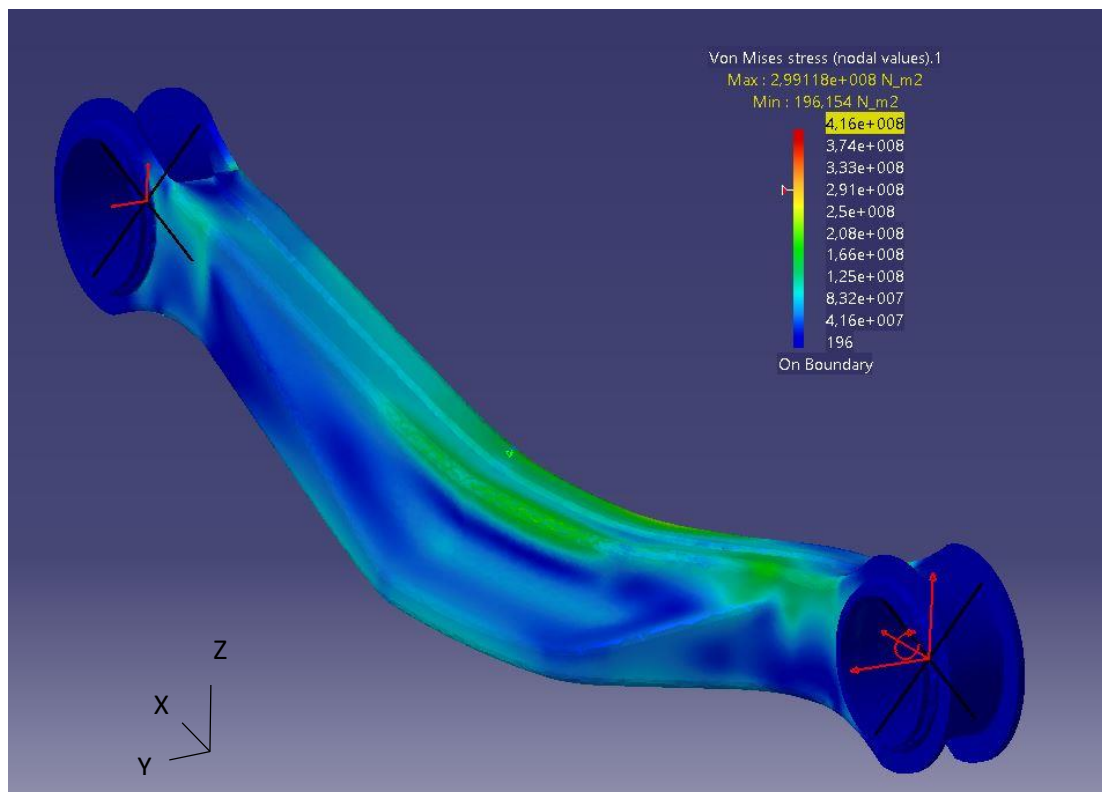
[Obr.: 30] Simulace varianty V02\_14022020



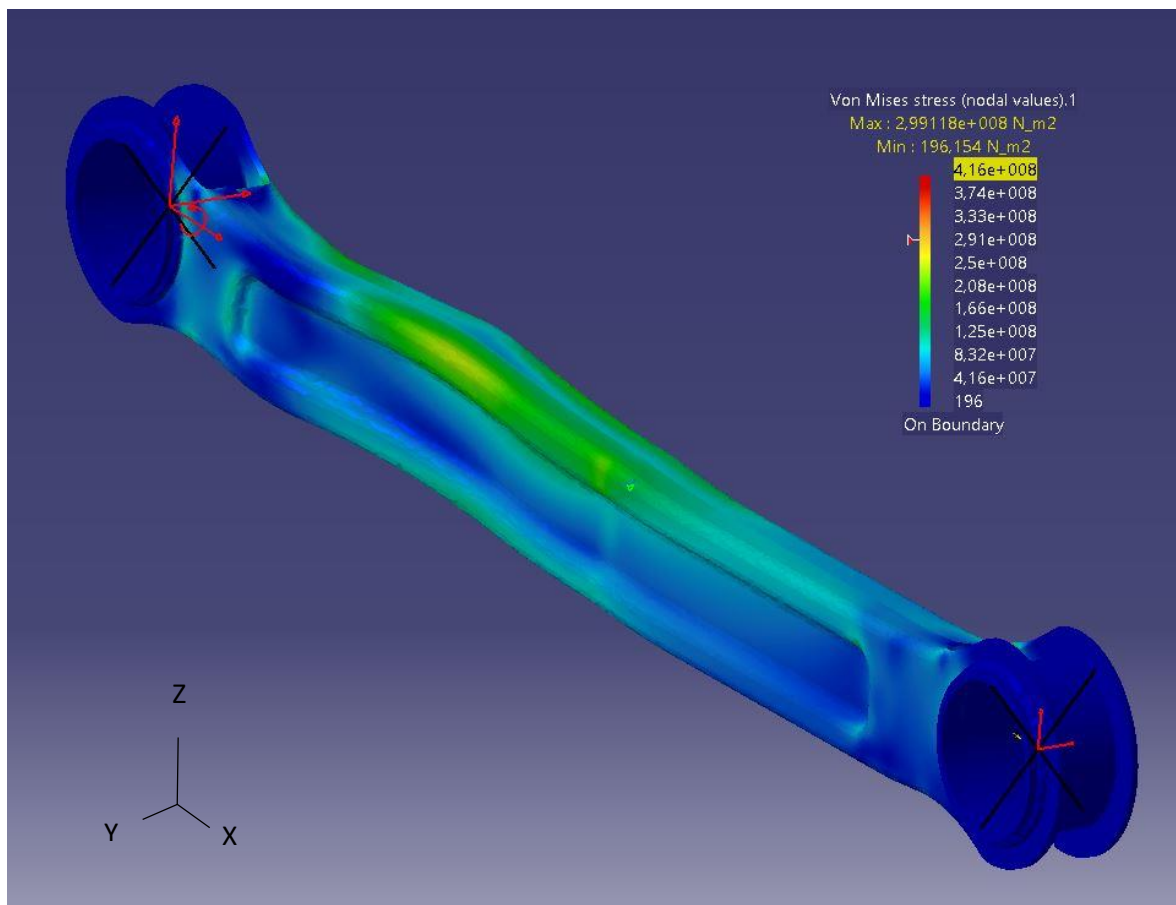
Vývoj součásti z ocelových výlisků ukazuje od počátku značně uspokojivé hodnoty tuhosti a pevnosti, nikoli však hmotnosti. Při optimalizaci byl kladen důraz na rozložení napětí, které se hromadilo v malých zaobleních. Došlo tak hlavně ke zvětšení zaoblení ve vnitřní části blíže k pružině pro lepší rozložení napětí. Následně pro snížení hmotnosti došlo k usazení výlisků blíže k sobě a zkrácení horní a spodní části, na které se výlisky k sobě svaří.

Ocelové táhlo řízení				
Datum	Hmotnost m [g]	Tuhost $k$ [N/mm]	Max napětí $\sigma_{Max}$ [MPa]	Deformace $\Delta L$ [mm]
V03_14022020	1060	36633,123	355,816	0,273
V03_18022020a	1040	35796,105	371,258	0,279
V03_18022020b	1059	37404,851	235,257	0,267
V03_18022020c	1057	45085,053	215,769	0,222
V03_18022020d	1040	42431,134	230,038	0,236
V03_19022020a	1061	43987,560	215,552	0,227
V03_19022020b	1059	47062,589	204,647	0,212
V03_19022020c	1040	46048,148	209,921	0,217
V03_02032020a	1009	45129,816	217,601	0,222
V03_02032020b	995	43741,853	220,618	0,229
V03_02032020c	983	43216,519	234,811	0,231
V03_02032020d	966	41523,238	230,168	0,241
V03_05032020	967	30982,678	304,421	0,323
V03_03042020	985	31726,895	248,526	0,315

[Tab.: 4] Kontrolované hodnoty při optimalizaci ocelového táhla řízení



[Obr.: 31] Simulace varianty V03\_14022020



[Obr.: 32] Simulace varianty V03\_14022020

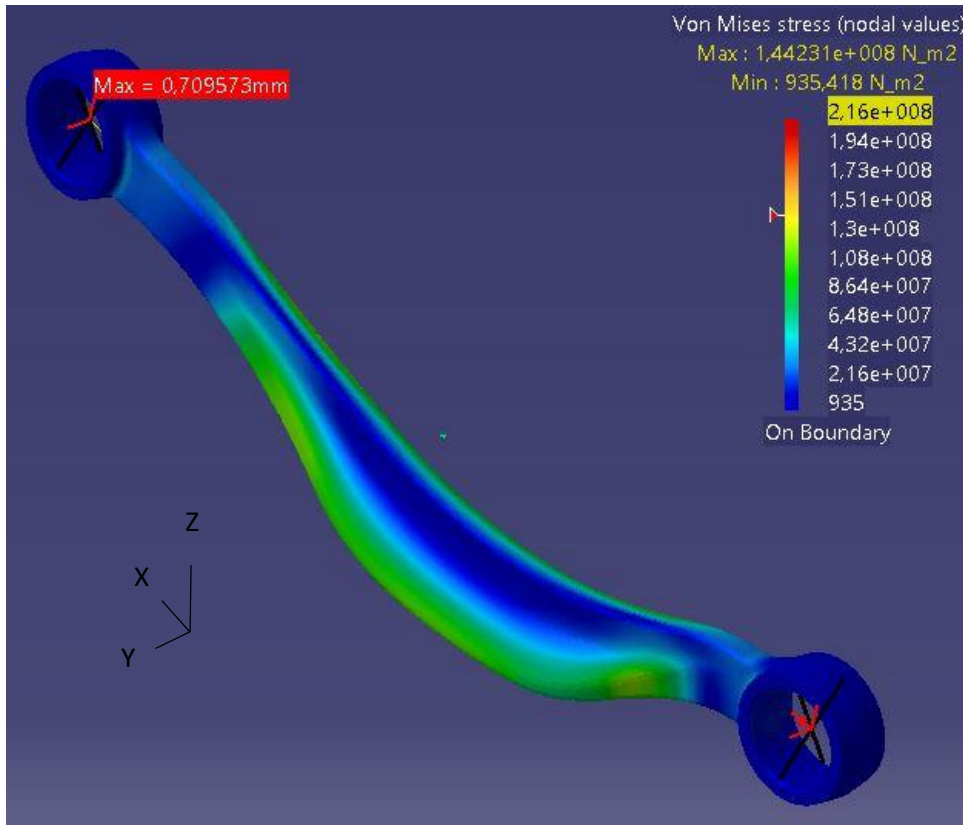
#### 4.2.7 Optimalizovaná součást

Při optimalizování součástí byl vytvářen kompromis mezi mnoha faktory a bylo třeba dbát na všechny požadavky, které jsou na obě varianty kladeny. Tento kompromis vedl k vytvoření finálních verzí obou součástí.

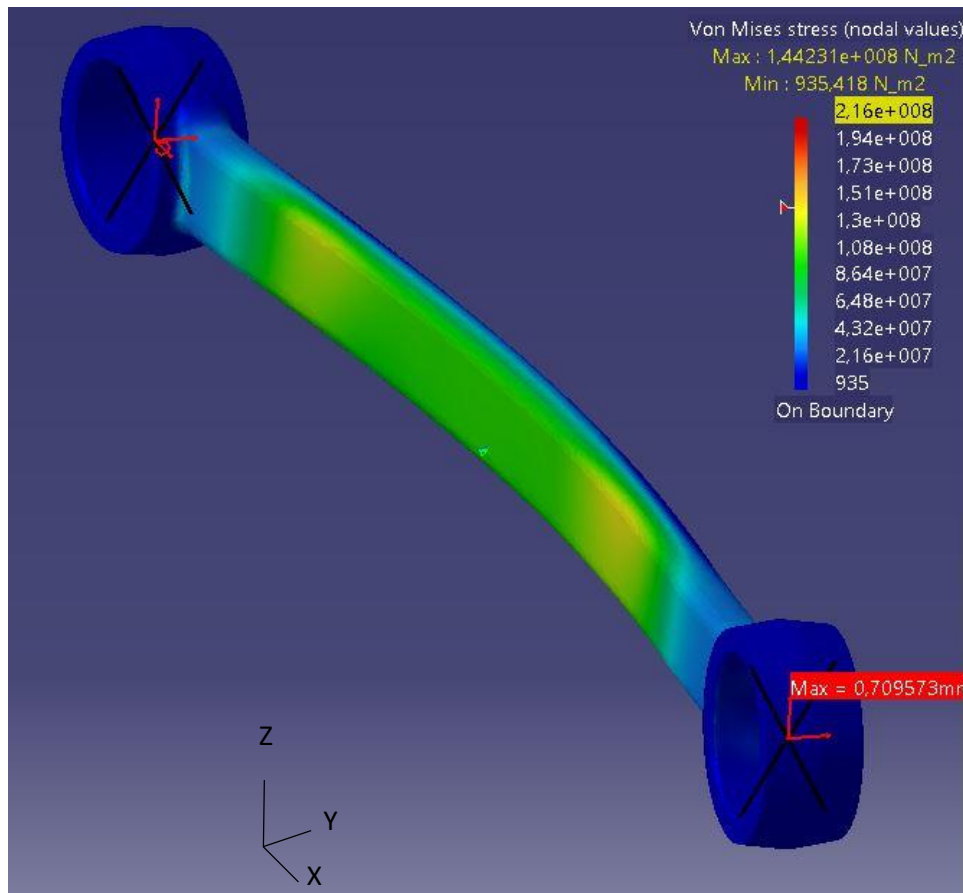
Optimalizace hliníkového táhla řízení proběhla menšími změnami ve tvaru a v průběhu zakřivení středu součástí. Upravil se rozměr žebra na vnější straně táhla a jeho úhel sklonu. Simulace této součásti ukazuje dobře rozložený průběh napětí součástí a žádné lokální kumulace napětí. Na obrázku je vidět snímek ze simulace s legendou barev pro zobrazení velikosti napětí. Opět platí, že červená barva by značila dosažení dovoleného napětí.

Další změnou je odstranění vrubu v obou koncích středu táhla řízení. Vrub kumuloval napětí a komplikoval odformování součástí. Odformování bylo u optimalizované části opět zkontrolováno.

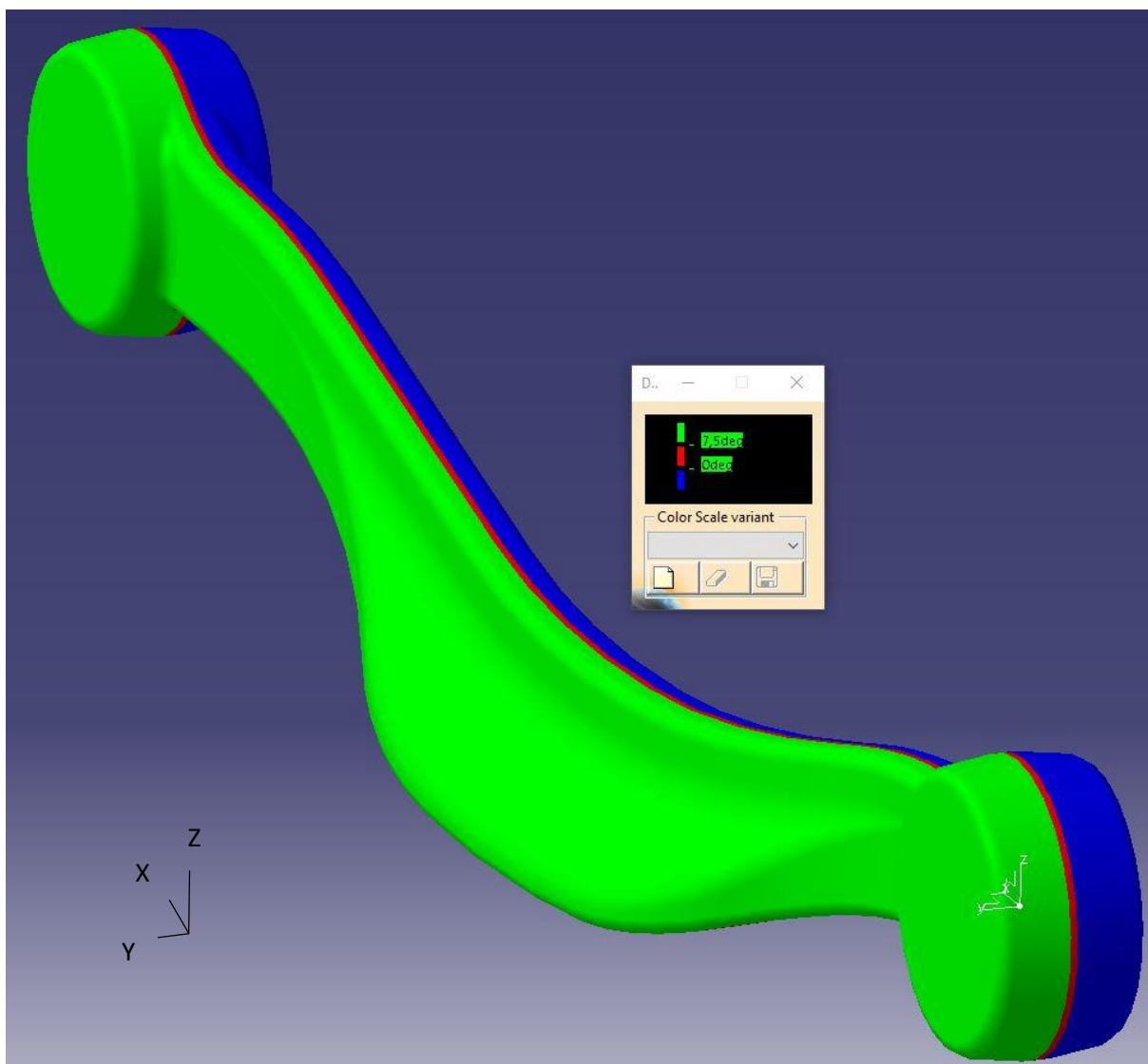
Pro finální vizualizaci změn je optimalizovaná varianta proložena prvotní variantou V02\_14022020. Původní verzi je přiřazena odlišná barva a průhlednost pro dobrou viditelnost změn v součásti.



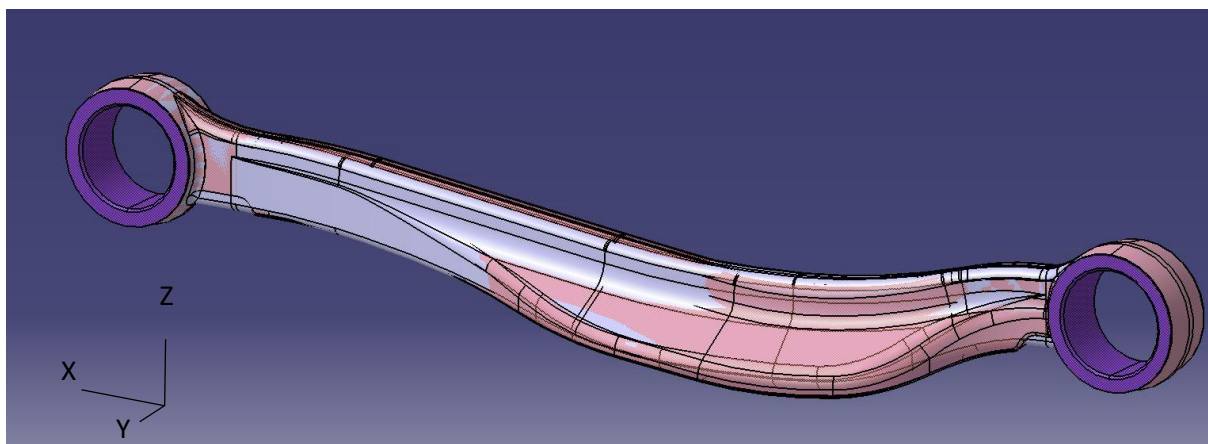
[Obr.: 33] Simulace optimalizované varianty V02\_06042020d



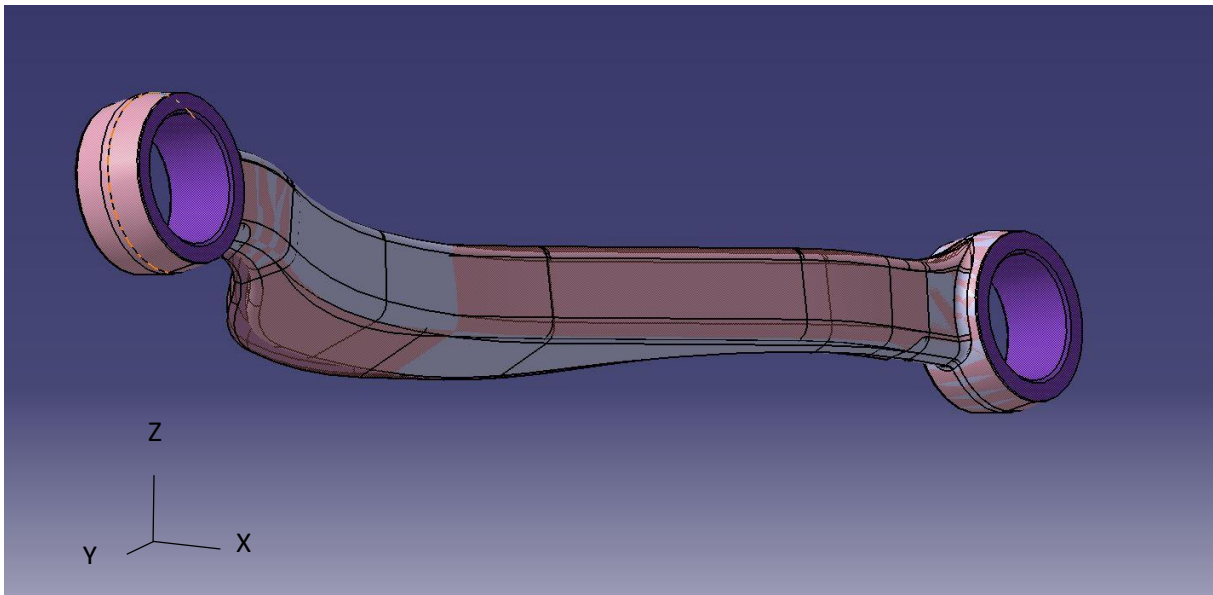
[Obr.: 34] Simulace optimalizované varianty V02\_06042020d



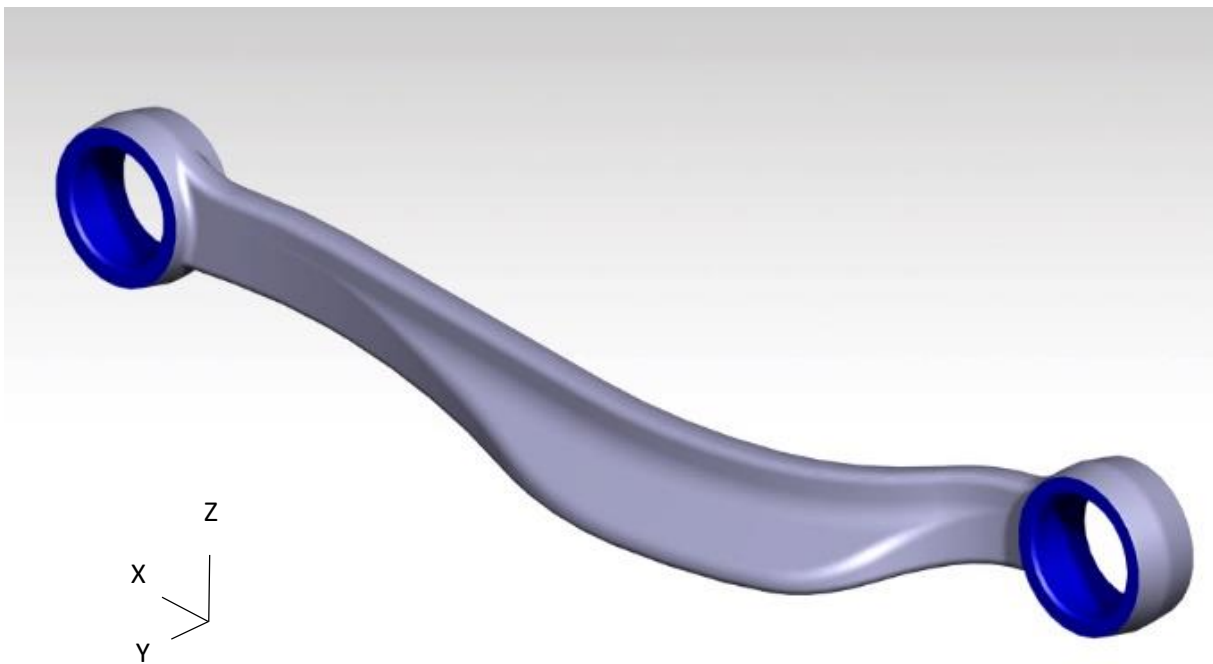
[Obr.: 35] Kontrola odformování optimalizované varianty (červená – dělící rovina)



[Obr.: 36] Prolnutí prvotní (průhledná červená) a optimalizované varianty (šedá)



[Obr.: 37] Prolnutí prvotní (průhledná červená) a optimalizované varianty (šedá)



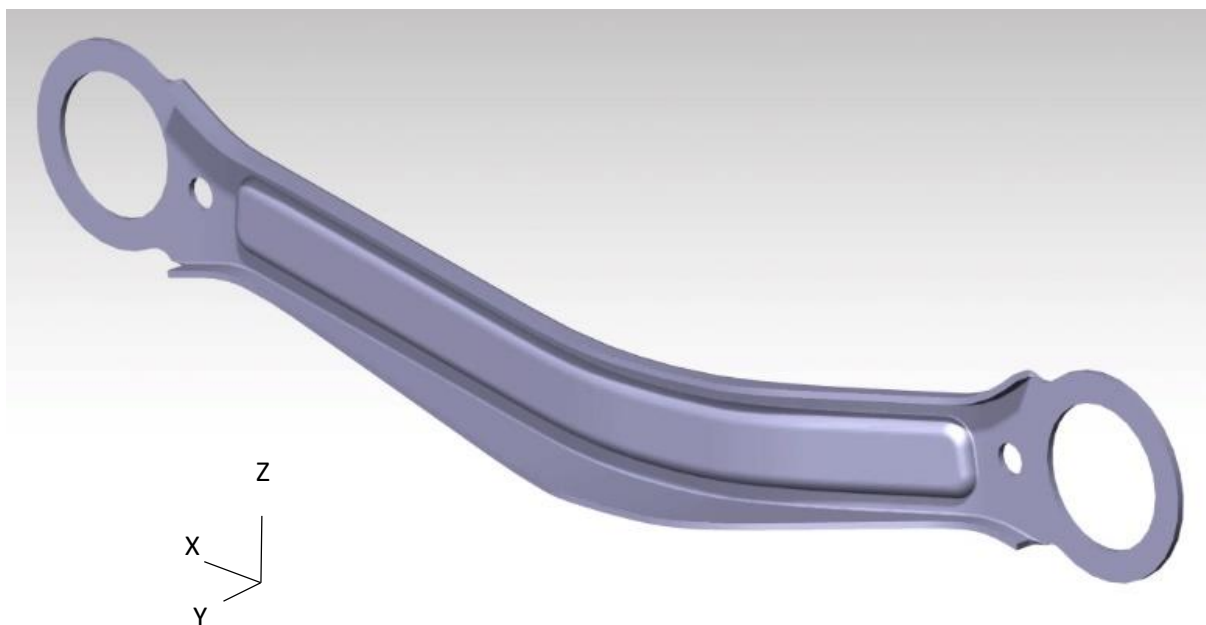
[Obr.: 38] Optimalizované táhlo řízení z hliníkové slitiny.

Při optimalizaci táhla řízení z ocelových výlisků došlo během optimalizace na doporučení konzultanta ke změně tloušťek stěn výlisků. Konzultant doporučil, že oba výlisky nemusí nutně mít stejnou tloušťku stěny což, vedlo k redukci tloušťky stěny vnitřního výlisku z 2,5 [mm] na 2,2 [mm] a v případě výlisku vnějšího k větší redukci z 2,5 [mm] na 1,8 [mm]. Dále byly upraveny radiusy a hloubka prolisu u vnitřní části

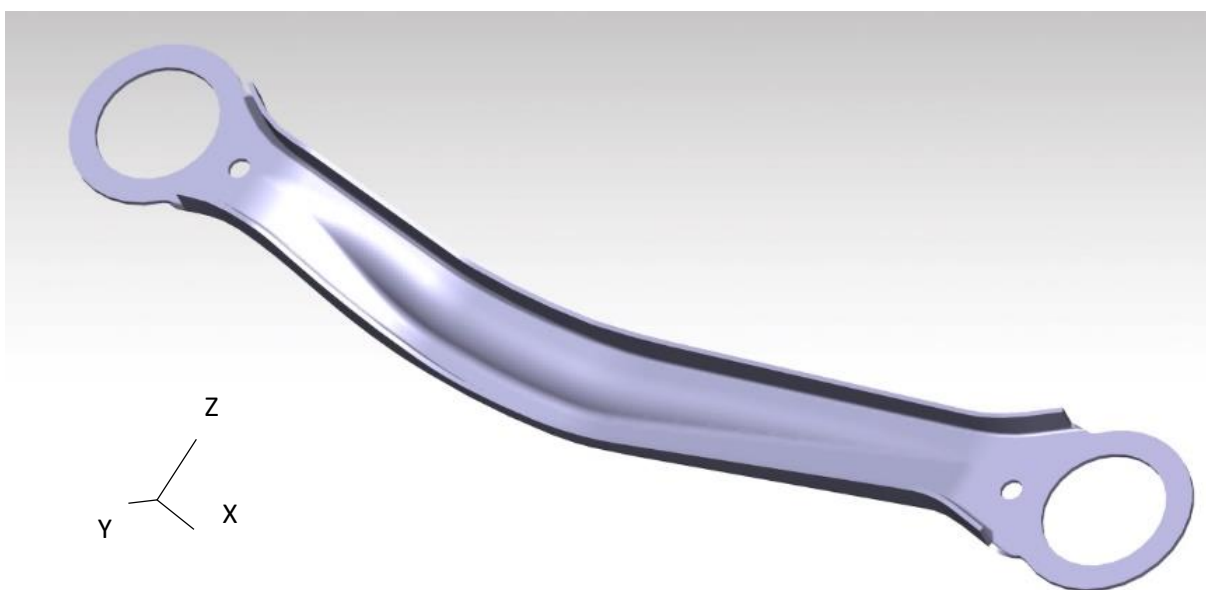
Optimalizované táhlo řízení je proloženo prvotní variantou V03\_14022020 s průhledností a jinou barvou pro rozeznání původního a optimalizovaného tvaru součásti



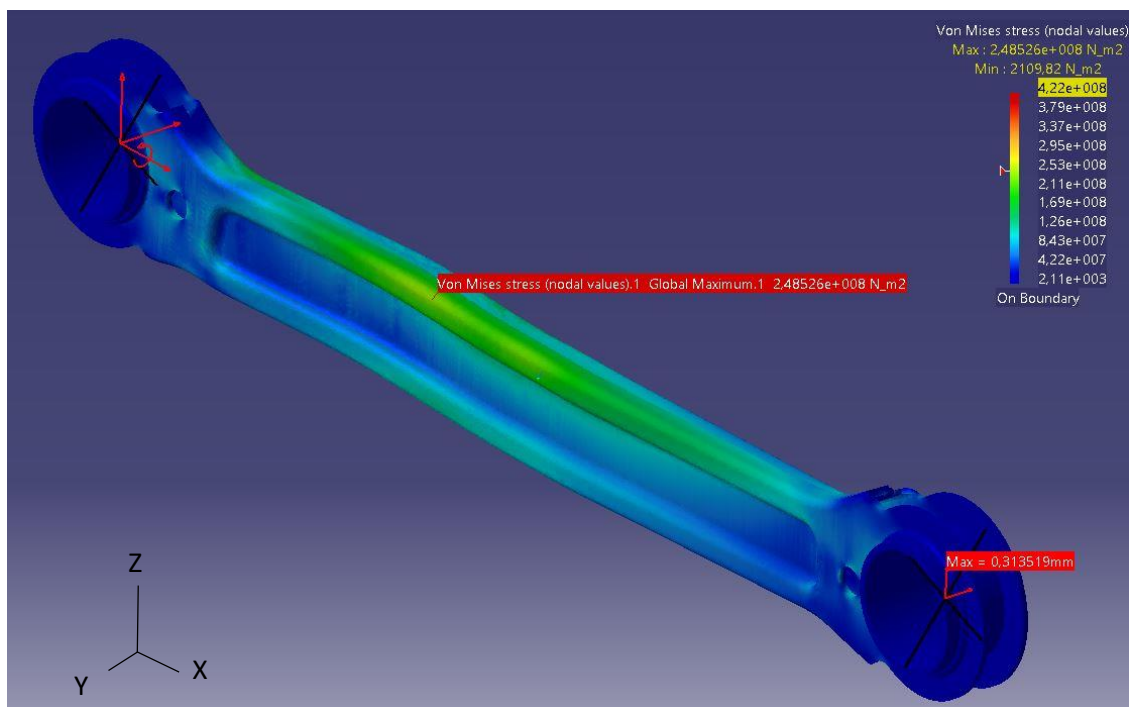
Během optimalizace také došlo k přidání otvorů pro svařovací přípravek. Tyto otvory se nacházejí v obou výliscích. Každý z výlisků má dva otvory. Vnitřní výlisek má otvory o průměru 10 [mm] a vnější o průměru 8 [mm]. Výlisky se tak vsadí do svařovacího přípravku odpovídající osazenému čepu a budou tak usazeny vůči sobě do správné vzájemné polohy pro jejich svaření



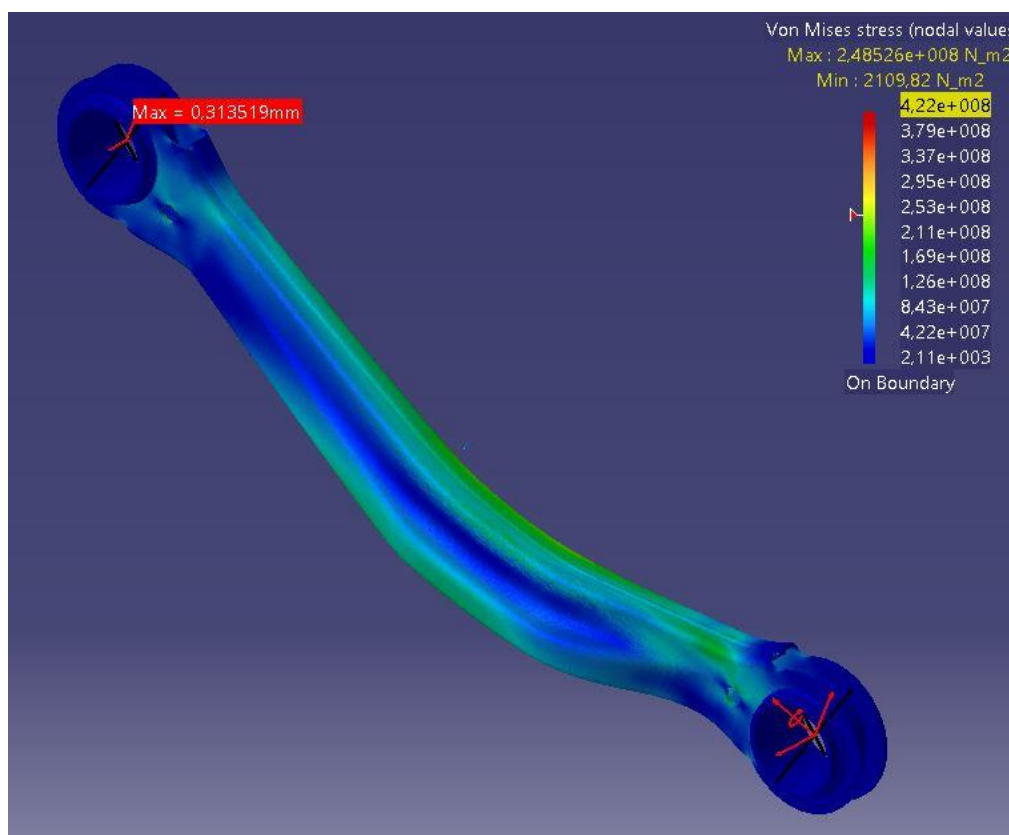
[Obr.: 39] Vnitřní výlisek optimalizovaného táhla řízení



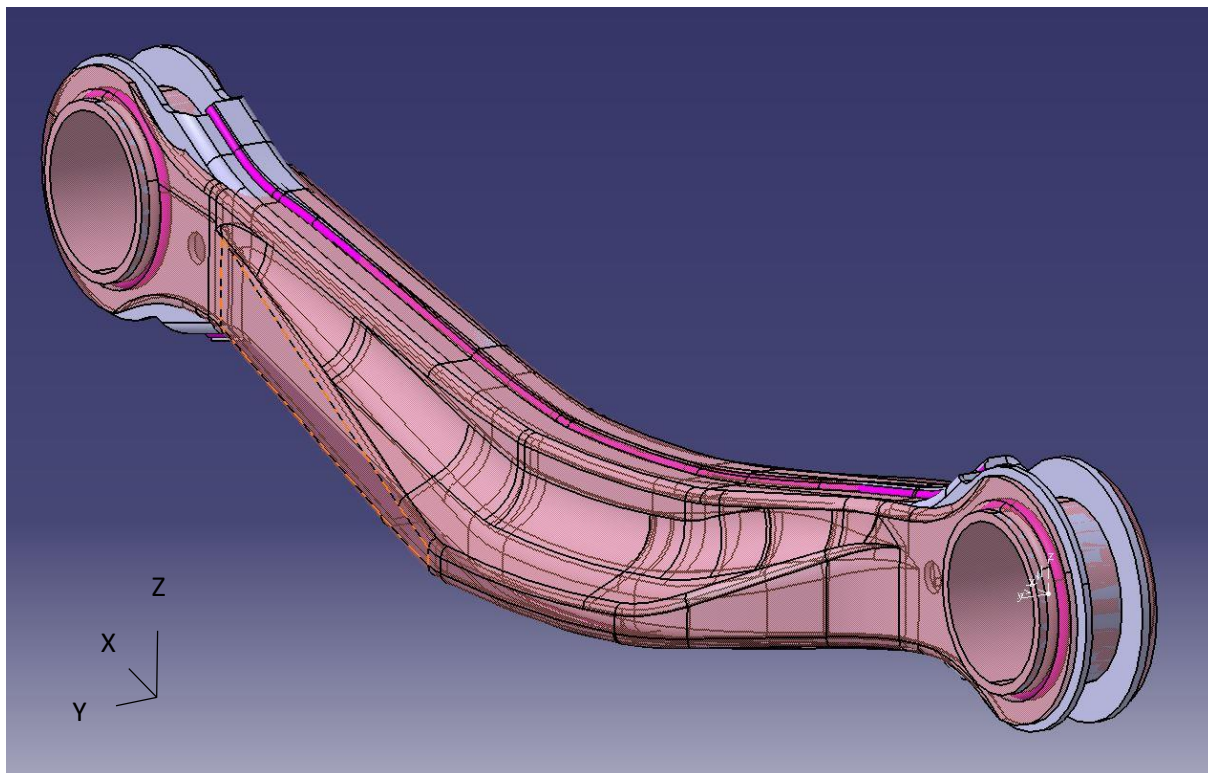
[Obr.: 40] Vnější výlisek optimalizovaného táhla řízení



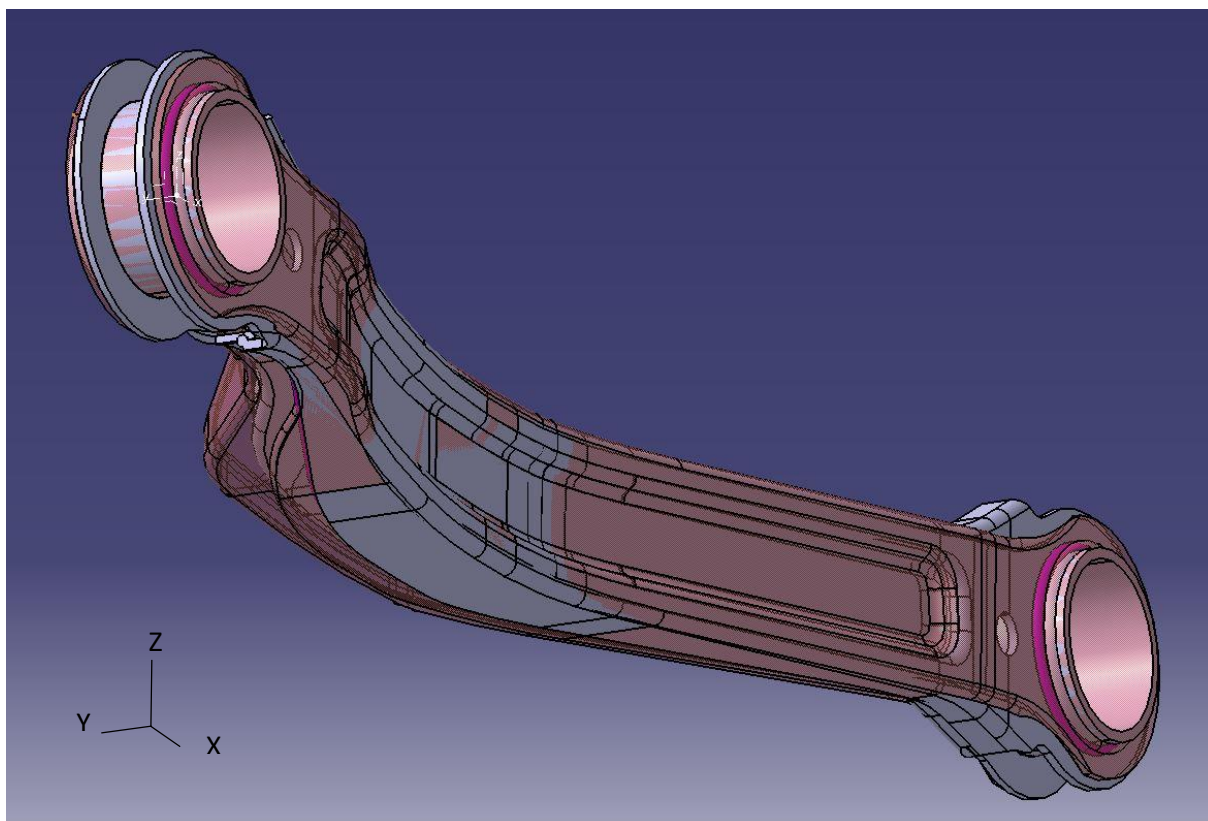
[Obr.: 41] Simulace optimalizované varianty V03\_03042020



[Obr.: 42] Simulace optimalizované varianty V03\_03042020

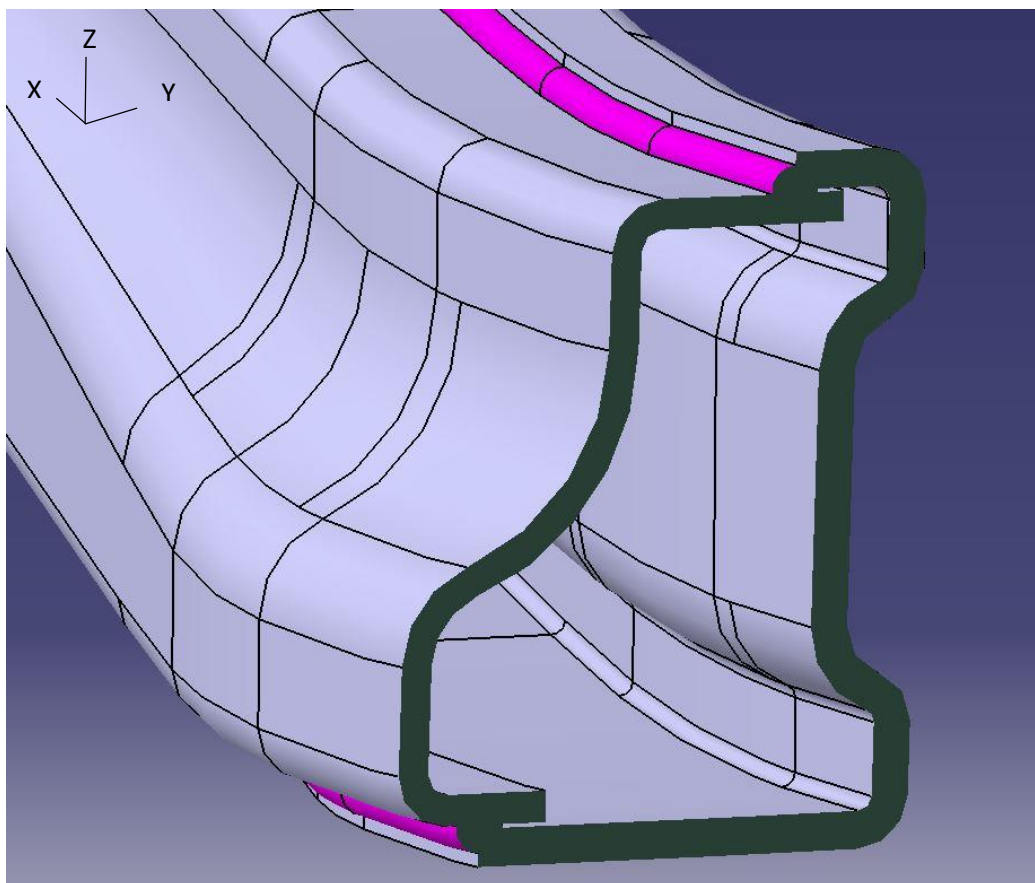


[Obr.: 43] Prolnutí prvotní (průhledná červená) a optimalizované varianty (šedá)

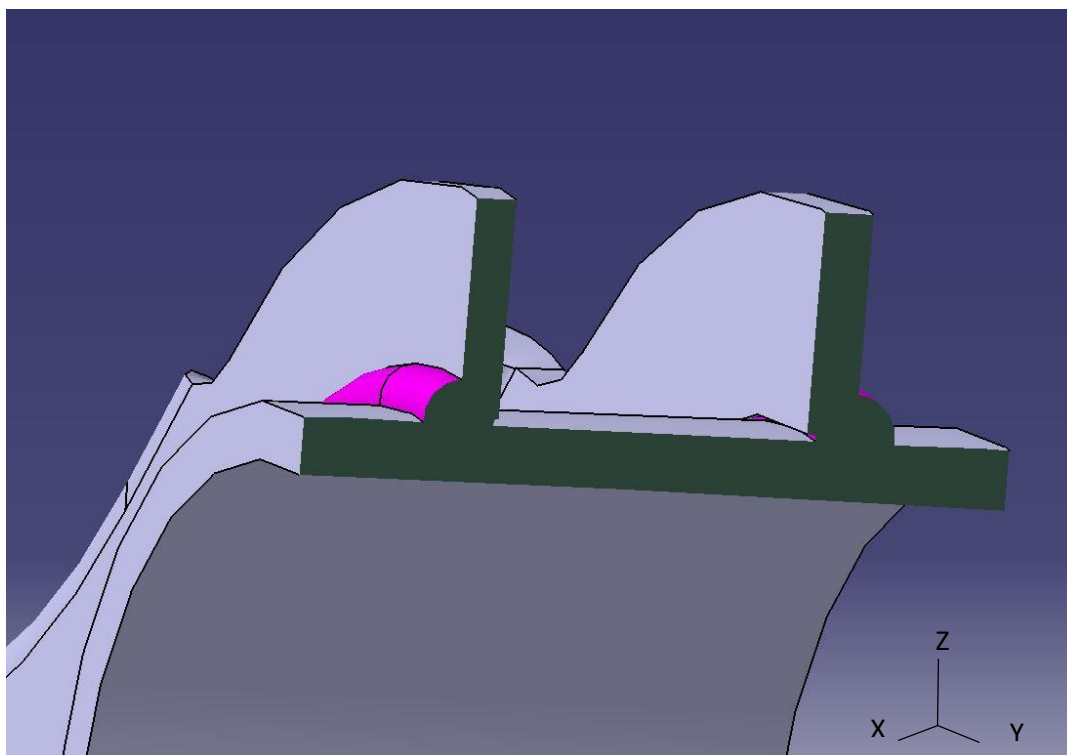


[Obr.: 44] Prolnutí prvotní (průhledná červená) a optimalizované varianty (šedá)

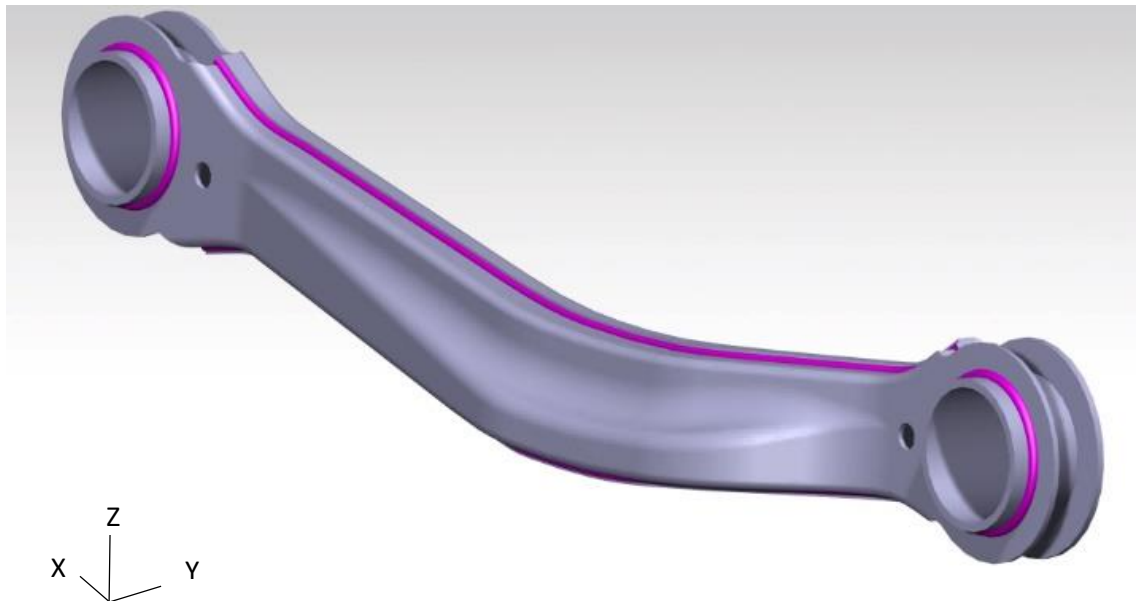




[Obr.: 45] Příčný řez svařeným táhlem řízení (svar – růžová)



[Obr.: 46] Řez trubkou pro uložení silentbloku (svar – růžová)



[Obr.: 47] Optimalizované táhlo řízení

Simulované hodnoty obou optimalizovaných součástí byly zaneseny do tabulky a porovnány vůči jejich požadavkům. Pro obě součásti platí stejné požadavky na tuhost a na hmotnost, avšak rozdílná na dovolené napětí. Ta se zjistí jednoduchým výpočtem s využitím koeficientu bezpečnosti a meze kluzu odečtené z materiálového listu obou materiálů.

Pro zjištění dovoleného napětí pro hliníkové rameno je třeba v materiálovém listu vyhledat správnou hodnotu meze kluzu. Ta se liší dle tloušťky stěny tělesa. V případě ramene tloušťka stěny neklesá pod 5 [mm]. V tomto případě odpovídá mez kluzu hodnotě T6 v materiálovém listu. Výpočtem se dospěje k dovolenému napětí.

$$\sigma_{D(Al)} = \frac{Rp_{0,2(Al)}}{k} = \frac{260 [MPa]}{1,2 [-]} = 216,67 [MPa]$$

Zjištění dovoleného napětí u ocelového táhla řízení vychází obdobně z materiálového listu. Z toho vyplývá, že mez kluzu je nezávisle na tloušťce stěny jednotná. Vložením do vzorce vyjde dovolené napětí.

$$\sigma_{D(Ocel)} = \frac{Rp(Ocel)}{k} = \frac{500 [MPa]}{1,2 [-]} = 416,67 [MPa]$$

Ostatní hodnoty, které se kontrolují, jsou zadané a jsou tak dosazeny do tabulky, která porovnává splnění podmínek zjišťovaných pevnostní simulací součástí. Porovnáním hodnot zjištěných a zadaných se zjistí procentuální splnění podmínek. Z tabulky je viditelné, že obě táhla řízení odpovídají z hlediska maximálního napětí v součásti a že nepřesahuje napětí dovolené. Ocelové táhlo řízení má větší rezervu proti dovolenému napětí než hliníkové, avšak obě táhla řízení mají rezervu v napětí. Obě táhla řízení také splňují dovolenou deformaci, kterou ocelové rameno opět splňuje lépe a stejně vychází při kontrole tuhosti. Maximální hmotnost šesti set gramů však splňuje pouze táhlo řízení z hliníkové slitiny. V tabulce je splnění a nesplnění požadavků rozlišeno barevně kdy splnění je označeno zeleně a nesplnění červeně.

Varianta táhla řízení	Požadované hodnoty a jejich plnění			
Hliníkové	Hmotnost [g]	Tuhost [N/mm]	Max. napětí [MPa]	Max. deformace [mm]
Požadavek	600	10 000	216,67	5
Finální verze	578	14 092,98268	144,231	0,7095
Bezpečnostní rezerva [%]	3,8	40,9	50,2	604,7
Ocelové	Hmotnost [g]	Tuhost [N/mm]	Max napětí [MPa]	deformace [mm]
Požadavek	600	10 000	416,67	5
Finální verze	985	31 726,89489	248,526	0,315
Bezpečnostní rezerva [%]	-39,1	217,3	67,7	1487,3

[Tab.: 5] Porovnání výsledků simulací a požadavků na součást

U varianty táhla řízení z lisovaných plechů došlo k nedodržení maximální požadované hmotnosti. Důvodem nesplnění tohoto požadavku je dodržení ostatních požadavků. Hlavním faktorem ovlivňujícím hmotnost je tloušťka stěny výlisků. Při dostatečném snížení tloušťky stěny výlisků pro dosažení požadované hmotnosti bylo překročeno maximální napětí v součásti.

#### 4.2.8 Kontrola vzdáleností táhla od ostatních komponent

Již samotné modelování obou verzí součásti proběhlo při ohledu na ostatní komponenty zavěšení. Při optimalizaci však došlo ke změně některých rozměrů, a tak je třeba provést finální kontrolu optimalizované součásti a ujistit se, zda součást dosahuje bezpečných vzdáleností od ostatních komponent zavěšení, se kterými by mohly přijít do kontaktu.

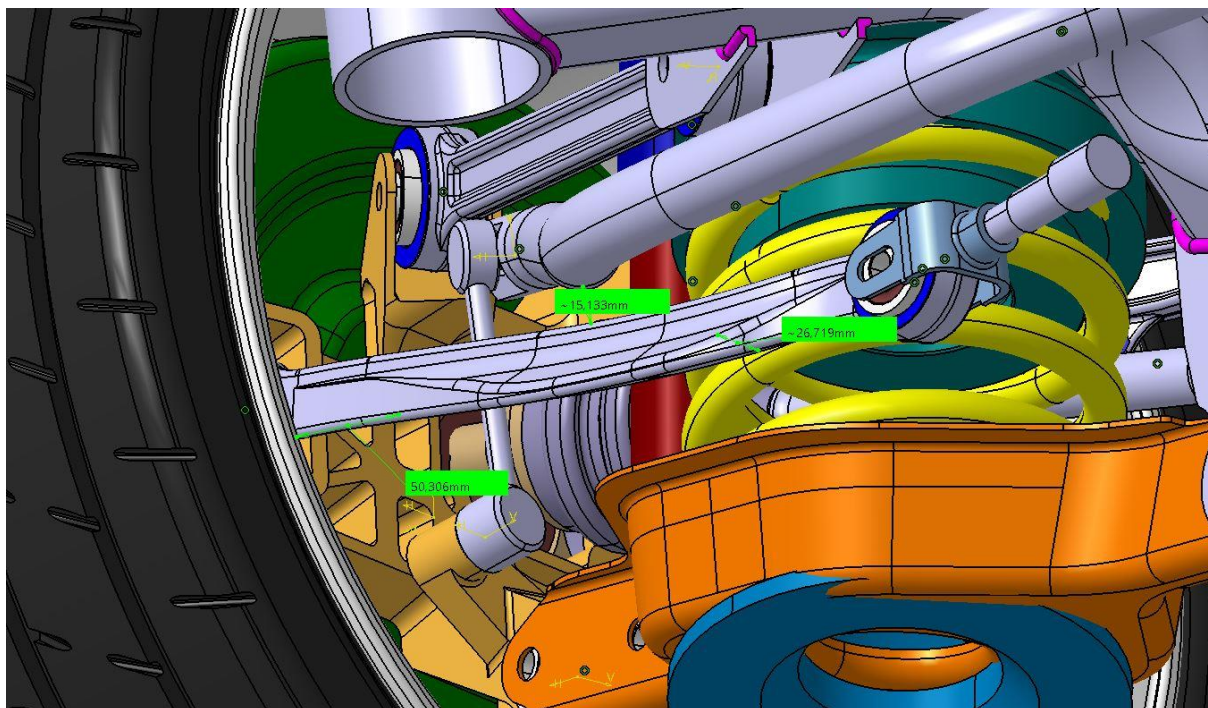
Kontrola vzdáleností obou variant táhel řízení je provedena vzhledem ke třem komponentám. Ke stabilizátoru, pružině a věnci kola, jelikož jde o nejbližší části, které ovlivňují tvar součásti. Prvotní kontrola proběhla volným pohybem kola a sledováním kritického přiblížení komponent vůči sobě. Během této prvotní kontroly byla hledána možná kolize komponent, ke které nedošlo. Následně byly nastavovány kombinace poloh kola a při nich měřeny přesné hodnoty vzdáleností obou variant táhla řízení vůči zmíněným komponentám.

Polohu kola je možné nastavovat třemi pohyby. Prvním je vertikální poloha kola. Ta ukazuje změnu polohy kola ve směru tlumení. Nulová hodnota je poloha, při které je vozidlo v klidu na vozovce bez zatížení. Maximální záporné hodnoty je dosaženo, když dojde k úplnému vyvěšení kola. K této situaci může dojít při zdvižení automobilu při servisním úkonu, kdy vozidlo nestojí na kolech, při skoku či při křížení náprav. Maximální kladné hodnoty kolo dosáhne, když je pružina a tlumič maximálně stlačen a dojde k dosažení maximálního zasunutí kola do podběhu vozidla.

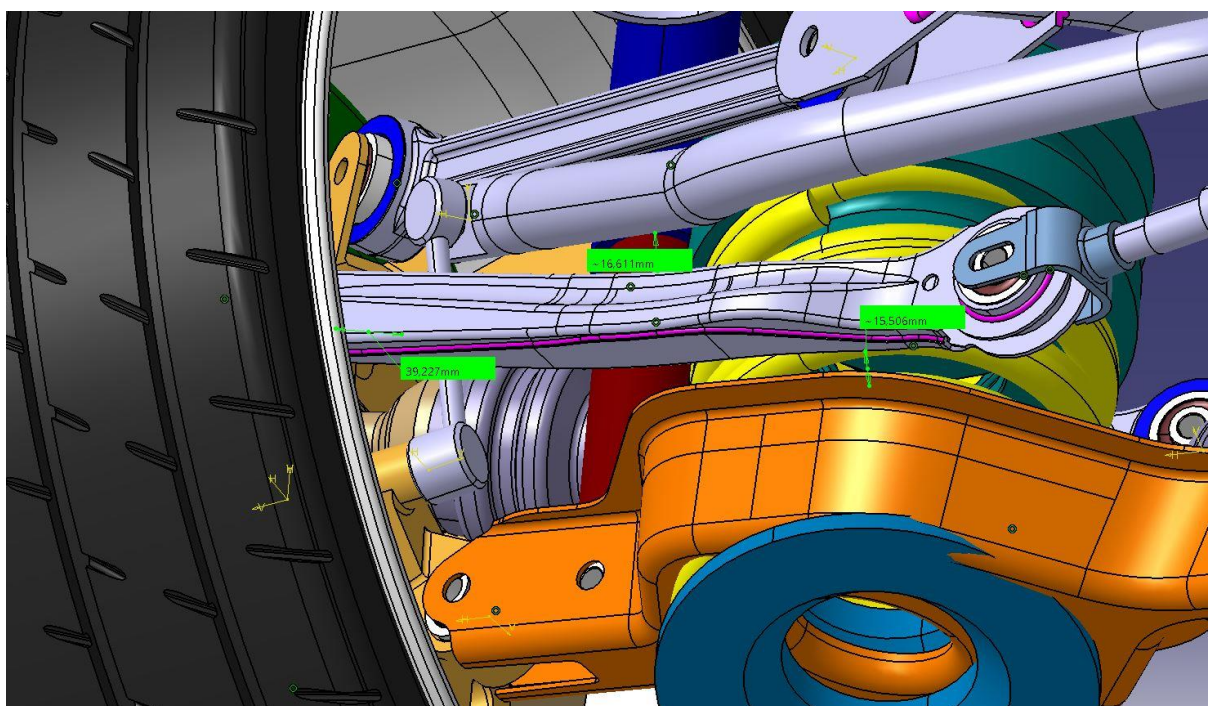
Druhou hodnotou je změna odklonu. Ta vzniká posunem uložení zadního spodního ramene v nápravnici a to v rozsahu pěti milimetrů do kladné a záporné hodnoty. Třetím nastavením je natočení kola, kdy dochází k axiálnímu posunu vidličky, která v sobě ukládá táhlo řízení. Rozsah tohoto pohybu je umožněn 12 [mm] do kladné i záporné hodnoty.

Kontroly vzdáleností byly změřeny v 81 polohách pro obě varianty. Nastavení zdvihu kola je rozděleno na 9 dílů včetně nulové polohy. Nastavení odklonu na 3 díly včetně nulové polohy a nastavení natočení kola také na 3 díly včetně nulové polohy. Požadavkem je, aby byl odstup táhla řízení minimálně 15 [mm] od ostatních komponent, čehož bylo dosaženo.





[Obr.: 48] Kritická poloha hliníkového táhla řízení



[Obr.: 49] Kritická poloha ocelového táhla řízení

#### 4.2.9 Volba mezi dvěma variantami

V této fázi práce jsou kompletně vyřešeny obě varianty táhla řízení. Obě splňují základní podmínky, kterými jsou pevnost, tuhost a minimální vzdálenost vůči ostatním komponentám. Každá z variant však má své výhody a nevýhody a je třeba je porovnat a zvolit variantu, která je výhodnější.

Třemi hlavními požadavky na součást byly pevnost, tuhost a hmotnost. Z výsledků simulací je zřetelné, že nižšího maximálního napětí dosahuje táhlo řízení z hliníkové slitiny, avšak vůči své mezi kluzu má vyšší rezervu táhlo řízení tvořené z lisovaných plechů. Požadavek tak splnili obě součásti. Výsledky také ukazují, že má vyšší tuhost než táhlo z hliníkové slitiny. Podmínku minimální tuhosti splňují obě součásti. Hmotnostní podmínku však splňuje pouze táhlo řízení z hliníkové slitiny. Při navrhování ocelového táhla řízení nebylo dosaženo požadované hmotnosti 0,6 [kg].

Jelikož táhlo řízení z lisovaných ocelových plechů nesplnilo všechny požadavky, je automaticky upřednostněna varianta z hliníkové slitiny, která všechny podmínky splňuje. Toto rozhodnutí by však mohlo být dále zváženo v případě, že by zadavatel práce dbal na snížení výrobních nákladů na úkor zvýšení neodpružené hmotnosti vozu. V takovém případě by po důkladnější konzultaci se zadavatelem mohlo dojít k použití táhla řízení z lisovaných ocelových plechů.

Řešením pro snížení hmotnosti táhla řízení z lisovaných plechů by bylo zvolení materiálu s vyšší pevností. Vyšší pevnost by znamenala možnost snížit tloušťku stěny výlisků a s tím by došlo ke snížení hmotnosti. Změna materiálu však může přinést problém s tvářením plechů.

## 5 Závěr

Touto prací byly zjištěny základní poznatky k funkci řízených zadních náprav osobních automobilů. Pochopením historického vývoje a současných řešení řízení zadních náprav značně usnadňuje následující řešení bakalářské práce. Bylo vysvětleno chování vozu při zatáčení všemi čtyřmi koly. Dále byl proveden návrh zjednodušené zadní nápravy s detailním návrhem dvou variant táhla řízení, u kterých byla provedena výpočtová kontrola metodou konečných prvků. Obě varianty prošly optimalizací a finálně rozhodnutím mezi variantami.

Při řešení této práce bylo použito pouze základního výpočtového programu CAD softwaru, který neřeší vzpěr součástí. Vzhledem ke tvaru součásti lze předpokládat nízkou šanci jeho výskytu, jelikož u takto prohnuté součásti dochází primárně k napětí v ohybu. Pro přesnější řešení by bylo třeba součást dále zkoumat sofistikovanějším výpočtovým softwarem, který by přinesl přesnější výsledky, např. Abaqus.

## Použité informační zdroje

1. **Lažanský, Milan.** *AutoRevue.cz*. [Online] 1. 3 2017. [Citace: 23. 9 2019.] <https://www.autorevue.cz/rizeni-zadnich-kol-zadny-vystrelek-posledni-doby-rada-aut-ho-mela-davno>.
2. **Peitzmeier, Klaus-Achim.** Porsche Newsroom. *Newsroom.Porsche.com*. [Online] 29. 5 2018. [Zitat vom: 19. 8 2019.] <https://newsroom.porsche.com/de/technik/porsche-928-weissach-achse-transaxle-fahrwerk-technologie-frontmotor-15492.html>.
3. **Honda Motor Co., Ltd.** Honda Global | Honda Motor Co., Ltd. *Global.Honda*. [Online] [Cited: 8 14, 2019.] <https://global.honda/heritage/episodes/19874ws.html>.
4. **ZF Press Center.** ZF Press Center. *press.zf.com*. [Online] 10. Februar 2017. [Zitat vom: 26. 10 2019.] [https://press.zf.com/site/press/de\\_de/microsites/press/list/release/release\\_30788.html](https://press.zf.com/site/press/de_de/microsites/press/list/release/release_30788.html).
5. **VLK, František.** *Podvozky motorových vozidel. 2. vyd.* Brno : František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0026-9.
6. **SAAB Planet.** SAAB Planet. *www.saabplanet.com*. [Online] 11 16, 2014. [Cited: 12 4, 2019.] <https://www.saabplanet.com/saab-reaxs-unique-passive-rear-wheel-steering/>.
7. **Dusil, Tomáš.** Auto.cz. [Online] 1. 5 2018. [Citace: 10. 11 2018.] <https://www.auto.cz/jak-porsche-pred-40-lety-radikalne-zmenilo-jizdni-vlastnosti-diky-zaveseni-weissach-121383>.
8. **František, Vlk.** *Automobilová elektronika 2, Systémy řízení podvozku a komfortní systémy*. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., Nakladatelství a vydavatelství, 2006. ISBN 80-239-7062-3.
9. **Renault Sport.** RenaultSport.com. [Online] [Citace: 20. 12 2019.] <https://www.renaultsport.com/-4control-system-.html>.
10. **Europa Lehrmittel.** *Tabellenbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Gruitzen : VERLAG EUROPA-LEHRMITTEL - Nourney, Vollmer GmbH Co. KG.
11. **T. K. Garrett, K. Newton, W. Steeds.** *The Motor Vehicle*. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 07506 4449 4.
12. **MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN.** *Race car vehicle dynamics*. Warrendale : SAE International, 1995. ISBN isbn1-56091-526-9..
13. **Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG.** Presskit.porsche.de. [Online] Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG. [Citace: 29. 6 2020.] <https://presskit.porsche.de/specials/en/porsche-fahrwerkentwicklung/photos.html>.
14. **NetCarShow.** [Online] ©2005-2020. [Citace: 30. 6 2020.] <https://www.netcarshow.com/>.

## Seznam obrázků

[Obr.: 1] – Honda Prelude (14) .....	12
[Obr.: 2] – Systém řízení zadní nápravy Porsche Panamera (13) .....	13
[Obr.: 3] Schematický popis Weissach achse Porsche 928 (7) .....	16
[Obr.: 4] Schéma hydraulického systému Super HICAS (11) .....	17
[Obr.: 5] - Oboustranný RWS modul ZF (4).....	19
[Obr.: 6] - Jednostranný modul Porsche 911 (13) .....	20
[Obr.: 7] Upravená Ackermannova geometrie .....	23
[Obr.: 8] porovnání konvenčního zatáčení a souhlasné zatáčení všech kol (11) .....	24
[Obr.: 9] Schéma zavěšení dodané konzultantem .....	25
[Obr.: 10] Sestava zavěšení pro návrh táhla řízení s kolem .....	26
[Obr.: 11] Sestava zavěšení pro návrh táhla řízení bez kola.....	26
[Obr.: 12] Ramena zavěšení .....	27
[Obr.: 13] Přední horní rameno (dole) a zadní horní rameno (nahore) .....	27
[Obr.: 14] Přední spodní rameno (dole) a zadní spodní rameno (nahore).....	28
[Obr.: 15] Model kola s pneumatikou .....	28
[Obr.: 16] Model těhlice .....	29
[Obr.: 17] Model ložiska .....	29
[Obr.: 18] Model brzdového kotouče s třmenem .....	30
[Obr.: 19] Model tlumících prvků .....	30
[Obr.: 20] Model sestavy .....	31
[Obr.: 21] Pohled na umístění táhla řízení v sestavě (červená komponenta).....	32
[Obr.: 22] Model výkrovku táhla řízení z hliníkové slitiny.....	33
[Obr.: 23] Kontrola odformování součásti s barevným rozlišením (dělicí rovina – červeně).....	34
[Obr.: 24] Model táhla řízení s obrobenými plochami (modrá) .....	35
[Obr.: 25] Vnitřní výlisek táhla řízení .....	36
[Obr.: 26] Vnitřní výlisek táhla řízení .....	36
[Obr.: 27] zkompletované táhlo řízení se svary (růžová) .....	37
[Obr.: 28] Schéma táhla řízení se zatěžující silou a odebranými stupni volnosti .....	38
[Obr.: 29] Simulace varianty V02_14022020 .....	40
[Obr.: 30] Simulace varianty V02_14022020 .....	40
[Obr.: 31] Simulace varianty V03_14022020 .....	41
[Obr.: 32] Simulace varianty V03_14022020 .....	42
[Obr.: 33] Simulace optimalizované varianty V02_06042020d.....	43
[Obr.: 34] Simulace optimalizované varianty V02_06042020d.....	43
[Obr.: 35] Kontrola odformování optimalizované varianty (červená – dělicí rovina) .....	44
[Obr.: 36] Prolnutí prvotní (průhledná červená) a optimalizované varianty (šedá).....	44
[Obr.: 37] Prolnutí prvotní (průhledná červená) a optimalizované varianty (šedá).....	45
[Obr.: 38] Optimalizované táhlo řízení z hliníkové slitiny.....	45
[Obr.: 39] Vnitřní výlisek optimalizovaného táhla řízení .....	46
[Obr.: 40] Vnější výlisek optimalizovaného táhla řízení .....	46
[Obr.: 41] Simulace optimalizované variante V03_03042020.....	47
[Obr.: 42] Simulace optimalizované varianty V03_03042020.....	47
[Obr.: 43] Prolnutí prvotní (průhledná červená) a optimalizované varianty (šedá).....	48
[Obr.: 44] Prolnutí prvotní (průhledná červená) a optimalizované varianty (šedá).....	48
[Obr.: 45] Příčný řez svařeným táhlem řízení (svar – růžová) .....	49
[Obr.: 46] Řez trubkou pro uložení silentbloku (svar – růžová) .....	49

[Obr.: 47] Optimalizované táhlo řízení .....	50
[Obr.: 48] Kritická poloha hliníkového táhla řízení.....	52
[Obr.: 49] Kritická poloha ocelového táhla řízení.....	52

## **Seznam tabulek**

[Tab.: 1] Tabulka změny poloměru otáčení.....	23
[Tab.: 2] Požadavky na táhlo řízení.....	33
[Tab.: 3] Kontrolované hodnoty při optimalizaci hliníkového táhla řízení.....	39
[Tab.: 4] Kontrolované hodnoty při optimalizaci ocelového táhla řízení .....	41
[Tab.: 5] Porovnání výsledků simulací a požadavků na součást .....	51


## **Seznam příloh**

- Příloha číslo 1 – Materiálový list hliníkové slitiny EN AW 6082
- Příloha číslo 2 – Materiálový list ocelové slitiny S500



## Přílohy

### Příloha 1

		<b>ALLOY DATA SHEET</b> <b>EN AW-6082 [AlSi1MgMn]</b>						<b>Type:</b> <b>High strength</b> <b>structural alloy</b>		
<p>The alloy EN AW-6082 is a high strength alloy for highly loaded structural applications. Typical applications are scaffolding elements, rail coach parts, offshore constructions, containers, machine building and mobile cranes. Due to the fine grained structure this alloy exhibits a good resistance to dynamic loading conditions. EN AW-6082 is certified for use in marine applications.</p>										
<b>Chemical composition according to EN573-3 (weight%, remainder Al)</b>										
Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	remarks	others	
0.7 – 1.3	max. 0.50	max. 0.10	0.40 – 1.0	0.6 – 1.2	max 0.25	max 0.20	max 0.10		each	total
									max 0.05	max 0.15
<b>Mechanical properties according to EN755-2</b>										
Temper*	Wallthickness e***	Yield stress Rp <sub>0.2</sub> [MPa]	Tensile strength Rm [MPa]	Elongation		Hardness** HB				
				A [%]	A <sub>50mm</sub> [%]					
T4	e ≤ 25	110	205	14	12	65				
T5	e ≤ 5	230	270	8	6	80				
T6	e ≤ 5	250	290	8	6	95				
	5 < e ≤ 25	260	310	10	8	95				
<small>* Temper designation according to EN515: T4-Naturally aged to a stable condition, T5-cooled from an elevated temperature forming operation and artificially aged, T6-Solution heat treated, quenched and artificially aged (T6 properties can be achieved by press quenching)  ** Hardness values are for indication only  ***For different wall thicknesses within one profile, the lowest specified properties shall be considered as valid for the whole profile cross section</small>										
<b>Physical properties (approximate values, 20°C)</b>										
Density	Melting range	Electrical conductivity	Thermal conductivity	Co-efficient of thermal expansion	Modulus of elasticity					
[kg/m <sup>3</sup> ]	[°C]	[MS/m]	[W/m.K]	10 <sup>-6</sup> /K	[GPa]					
2700	585-650	24-32	170-220	23.4	~70					
<b>Weldability<sup>1</sup></b> Gas: 3    TIG: 2    MIG: 1    Resistance welding: 3    Spot welding: 2 Typical filler materials (EN ISO18273): AlMg5Cr(A), AlMg4.5Mn0.7(A) or AlSi5. Due to the heat input during welding the mechanical properties will be reduced by approximately 50% (ref. EN1999-1).										
<b>Machining characteristics<sup>1</sup>:</b> T4 temper: 4    T5 and T6 temper: 2										
<b>Corrosion resistance<sup>1</sup></b> General: 2    Marine: 2										
<b>Coating properties<sup>1</sup></b> Hard/protective anodising: 2    Bright/colour anodising: 3										
<small><sup>1</sup> Relative qualification ranging from 1-very good to 6 – unsuitable</small>										
Nedal Aluminium P.O.-Box 2020 NL-3500 GA Utrecht, The Netherlands T. +31 30 2925711 F. +31 30 2939512 <a href="mailto:sales@nedal.nl">sales@nedal.nl</a> <a href="http://www.nedal.com">www.nedal.com</a>			Alloy data sheet ENAW-6082				jun-2005 rev.00			

Příloha 2

SSAB Domex®

Data sheet 2279 SSAB Domex 500MC 2019-06-28

SSAB Domex 500MC

General Product Description

SSAB Domex 500MC meets or exceeds the requirements of S500MC in EN 10149-2. Upon agreement, it can be delivered as dual certified. This dual certification will enable producers of steel structures, in accordance with EN 1090, to use SSAB Domex 500MC in their CE-marked final component or structure.

Dimension Range

SSAB Domex 500MC is available in thicknesses of 2.00-13.00 mm and widths up to 1800 mm as coils, slit coils and as cut to length in lengths up to 16 meters.

Mechanical Properties

Thickness (mm)	Yield strength R <sub>eH</sub> (min MPa)	Tensile strength R <sub>m</sub> (MPa)	Elongation A <sub>80</sub> <sup>1)</sup> (min %)	Elongation A <sub>5</sub> <sup>2)</sup> (min %)	Min. inner bending radius for a 90° bend
2.00 - 3.00	500	550 - 700	14	18	0.6 xt
3.01 - 6.00	500	550 - 700	-	18	0.8 xt
6.01 - 13.00	500	550 - 700	-	18	1.0 xt

The mechanical properties are valid in the longitudinal direction.  
Bending properties for both longitudinal and transversal direction.

<sup>1)</sup> A<sub>80</sub> value applies for thicknesses < 3.00 mm

<sup>2)</sup> A<sub>5</sub> value applies for thicknesses ≥ 3.00 mm

Impact Strength

Designation	Test temperature	Energy level
B	-	-
D	-20 °C	40 J
E	-40 °C	27 J

Other test temperatures and impact strengths are available subject to special agreement. Impact testing according to ISO 148-1 is performed on thicknesses ≥ 6mm. The specified minimum value corresponds to a full-size specimen.

Chemical Composition (Ladle analysis)

C (max %)	Si (max %)	Mn (max %)	P (max %)	S (max %)	Al (min %)	Nb (max %)	V (max %)	Ti (max %)
0.10	0.21 <sup>1)</sup>	1.60	0.025	0.010	0.015	0.09 <sup>2)</sup>	0.20 <sup>2)</sup>	0.15 <sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> If the material is to be hot dip galvanized, this must be specified in the order.

<sup>2)</sup> The sum of Nb, V and Ti is max 0.22%.

Thickness (mm)	2.00 - 13.00
CEV Typical	0.30
CET Typical	0.21

$$CET = C + \frac{Mn + Mo}{10} + \frac{Cr + Cu}{20} + \frac{Ni}{40}$$

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Cu + Ni}{15}$$

SSAB