



Návrh úprav podvozku vozidla

Diplomová práce

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

Bc. Michal Machotka

Vedoucí práce:

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.

Katedra vozidel a motorů





Zadání diplomové práce

Návrh úprav podvozku vozidla

Jméno a příjmení: **Bc. Michal Machotka**
Osobní číslo: S19000250
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukce strojů a zařízení
Zadávací katedra: Katedra vozidel a motorů
Akademický rok: **2020/2021**

Zásady pro vypracování:

1. Provedte rozbor typů podvozků používaných vozidel.
2. Pro zvolené osobní vozidlo navrhnete úpravu podvozku. Provedte kinematickou analýzu navrženého řešení a výsledky analyzujte
3. Vyberte vhodné komponenty pro možnou budoucí realizaci podvozku. Navrhnete úpravy zvoleného osobního vozidla.
4. Vybrané díly pevnostně ověřte.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

Vybraná výkresová dokumentace
cca 50 stran
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] VLK, F.: Podvozky motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství Vlk. BRNO 2001
- [2] SAJDL, J.: Elastokinematický model přední nápravy a metoda jeho verifikace. Disertační práce. Technická univerzita v Liberci. 2009.
- [3] DOROTKA, M.: Podvozek závodního vozidla. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci. 2011.

Vedoucí práce:

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání práce:

15. listopadu 2020

Předpokládaný termín odevzdání:

23. května 2022

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

L.S.

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. listopadu 2020

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci 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.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

18. května 2022

Bc. Michal Machotka

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé práce panu Ing. Robertu Voženílkovi, Ph.D., za věnovaný čas při konzultacích, cenné rady, trpělivost a užitečné podklady pro psaní této práce. Dále bych rád poděkoval svým rodičům, prarodičům, sourozencům a přátelům za podporu během studia a při psaní této práce.

NÁVRH ÚPRAV PODVOZKU VOZIDLA

Anotace

Tato práce popisuje základní typy podvozků používaných u motorových vozidel. Dále se zabývá měřením polohy kinematických bodů vozidla Toyota Mr2 pomocí 3D optického skeneru EinScan Pro. Následně se věnuje analýze a úpravě tohoto zavěšení s využitím softwaru Lotus Suspension Analysis. Poté zpracovává konstrukční návrh úpravy zavěšení kol a jeho pevnostní analýzu.

Klíčová slova: podvozek, zavěšení McPherson, víceprvkové zavěšení, Toyota Mr2, optický 3D skener, kinematické body, geometrie zavěšení

DESIGN OF VEHICLE'S CHASSIS MODIFICATION

Anotation

This work describes the basic types of chassis used in motor vehicles. It also deals with measuring the position of the kinematic points of the Toyota Mr2 vehicle using a 3D optical scanner EinScan Pro. Finally, it deals with the analysis and modification of this suspension using Lotus Suspension Analysis. Then it focuses on a design of vehicle's chassis modification and its strength analysis.

Keywords: chassis, McPherson suspension, multi-link suspension, Toyota Mr2, optical 3D scanner, kinematic points, suspension geometry

Obsah

1. Úvod.....	11
2. Typy zavěšení kol u vozidel.....	13
2.1. Zavěšení kol.....	13
2.1. Závislé nápravy.....	14
2.3. Nezávislé typy náprav	16
3. Měření kinematických bodů podvozku.....	21
3.1. Určení výšky těžiště vozidla.....	21
3.2. Systém EinScan 2X 2020	23
3.3. Software Gom Inspect	25
4. Analýza kinematických vlastností zavěšení kol.....	29
4.1 Kinematické vlastnosti zavěšení kol.....	29
4.2 Software Lotus Suspension Analysis	38
4.3 Úprava kinematického modelu zavěšení	47
5. Konstrukční provedení zavěšení	58
5.1. Návrh konstrukce podvozku.....	58
5.2. Konstrukční řešení přední nápravy.....	58
5.3. Konstrukční řešení zadní nápravy	60
6. Pevnostní analýza těhlice	65
6.1. Zatížení zadní nápravy při propružení.....	65
6.2. Zatížení zadní nápravy při akceleraci	66
6.3. Zatížení zadní nápravy při průjezdu zatáčkou.....	68
6.4. Analýza těhlice	71
6.5. Pevnostní kontrola těhlice	72
7. Závěr	76
Seznam použité literatury.....	77

Seznam příloh.....	79
--------------------	----

Seznam použitých zkratek, značek a symbolů

a	Horizontální vzdálenost mezi přední nápravou a těžištěm	[mm]
A	Bod dotyku přední nápravy s vozovkou	
b	Horizontální vzdálenost mezi zadní nápravou a těžištěm	[mm]
B	Bod dotyku zadní nápravy s vozovkou	
b_1	Vzdálenost mezi zdviženou zadní nápravou a těžištěm	[mm]
B_C	Boční síla působící na levé zadní kolo	[N]
B_D	Boční síla působící pravé zadní kolo	[N]
c	posun těžiště při zdvižené nápravě	[mm]
C	Bod dotyku levého zadního kola s vozovkou	
CG	Těžiště	
d	Rozchod vozidla	[mm]
D	Bod dotyku pravého zadního kola s vozovkou	
F_H	Hnací síla	[N]
F_O	Boční síla působící na zadní nápravu	[N]
F_X	Síla ve směru osy X	[N]
F_Y	Síla ve směru osy Y	[N]
F_Z	Síla ve směru osy Z	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
G	Tíhová síla vozidla	[N]
G_Z	Tíhová síla na zadní nápravě	[N]
h	Výška těžiště nad vozovkou	[mm]
h_1	Výška těžiště nad osou kol	[mm]
IC	Střed klopení	
K_D	Dynamický koeficient	[1]
l	Rozvor vozidla	[mm]
l_1	Horizontální vzdálenost mezi přední a zdviženou zadní nápravou	[mm]
m	Celková hmotnost vozidla	[Kg]
m_p	Hmotnost přední nápravy při zdvižené zadní nápravě	[Kg]
m_Z	Hmotnost na zadní nápravě vozidla	[Kg]
n_k	Závlek	[mm]
O_a	Odporová síla zrychlení	[N]
R	Poloměr pneumatik	[mm]
R_A	Svislá reakce na přední nápravě	[N]
R_B	Svislá reakce na zadní nápravě	[N]
R_C	Svislá reakce na levém zadním kole	[N]
R_D	Svislá reakce na pravém zadním kole	[N]
r_O	Poloměr rejdu	[mm]
T	Těžiště	

u	Vzdálenost mezi přední částí kol	[mm]
v	Vzdálenost mezi zadní částí kol	[mm]
W	Tíhová síla vozidla	[N]
W_F	Tíhová síla na přední nápravě při zdvižené zadní nápravě	[N]
γ	Odklon kola	[°]
δ_O	Sbíhavost	[°]
θ	Úhel, který svírá nadzvednuté vozidlo s vozovkou	[°]
ϑ	Součinitel vlivu rotačních částí	[1]
Θ_R	Úhel roviny klopení s vozovkou	[°]
σ	Příkon osy řízení	[°]
τ	Záklon kola	[°]
φ	Součinitel adheze	[1]

1. Úvod

Pro téma diplomové práce jsem si zvolil návrh úprav podvozku vozidla. Tato práce navazuje na moji bakalářskou práci, ve které jsem se věnoval konstrukci zavěšení a odpružení kol pro studentskou formuli. Ve svém životě se často věnuji opravám nebo úpravám automobilů. Oprava automobilu, který jsem dostal k osmnáctým narozeninám, mi pomohla v rozhodování při výběru vysoké školy. V dalších letech jsem pokračoval ve své zálibě při vývoji a výrobě studentské formule na Technické universitě v Liberci. Během studia jsem také pracoval jako automechanik, čímž jsem získal praktické zkušenosti při opravě vozidel a motorů. Z tohoto důvodu jsem si pro úpravu podvozku zvolil Toyotu Mr2 SW20, kterou již několik let vlastním.

Mr2 je malé sportovní vozidlo vyráběné od roku 1989 do roku 1999. Můj vůz byl vyroben v roce 1991 a později dovezen z Anglie do České republiky, kde jsem se stal jeho majitelem. Na tomto vozu mě zaujal nadčasový design 90. let, který kombinuje uhlazené plochy s jemnými funkčními prvky, které se v dnešní době již nepoužívají. Jsou to například výklopné světlometry a T-Top střecha. Střechu tvoří dva odnímatelné skleněné panely a nosník, který tvoří tvar písmene „T“.

Nejdůležitější pro mě bylo, že je motor umístěn uprostřed před zadní nápravou, kterou pohání. Uložení motoru uprostřed se téměř vždy používá u luxusních sportovních vozů. Při výrobě Mr2 byl použit stejný typ motoru, jako byl používán u ostatních modelů, které ale měly pohon předních kol a motor vpředu. To výrazně snížilo výrobní náklady vozidla, a proto bylo velmi cenově dostupné.

Jelikož bylo vozidlo navrženo před více než třiceti lety, tak jsem se rozhodl s použitím moderních simulačních programů vylepšit zavěšení kol vozu s důrazem na budoucí představu na závodní vůz. Zavěšení musí často splňovat mnoho požadavků, které jsou často protichůdné, protože je při jízdě vozidlo vystaveno odlišným situacím.

Kinematika zavěšení kol je dána polohou bodů, ve kterých se jednotlivé části podvozku spojují pomocí rotačních nebo kulových kloubů. Tyto body se nazývají kinematické body zavěšení. Kinematické charakteristiky popisují polohu kola vůči karoserii a vlastnosti zavěšení v závislosti na zdvihu nebo natočení kola vůči karoserii. Jelikož získání souřadnic těchto bodů od výrobce bývá velmi obtížné, rozhodl jsem se použít metodu reverzního

inženýrství s pomocí 3D optického skeneru, která umožňuje velmi přesné určení polohy těchto klíčových bodů podvozku.



Obrázek 1 Fotografie Mr2 pro kterou je vytvořen návrh úprav podvozku.

2. Typy zavěšení kol u vozidel

2.1. Zavěšení kol

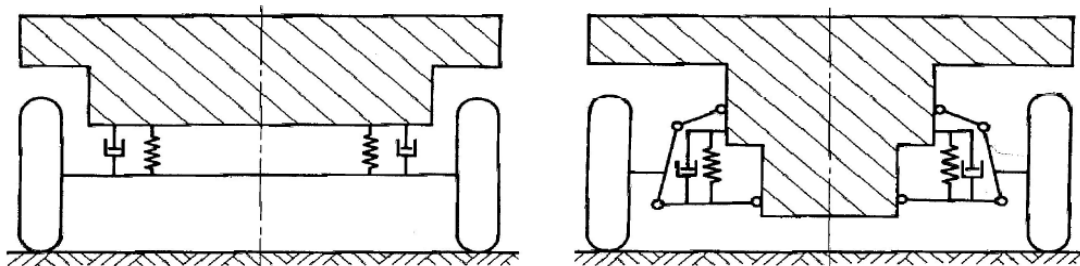
Kola vozidla jsou spojena se samonosnou karoserií nebo rámem pomocí zavěšení kol. S využitím zavěšení mohou kola vykonávat pouze svislý relativní pohyb vůči karoserii. Tento pohyb je jednoznačně kinematicky definovaný a minimalizuje pohyb karoserie vůči vozovce, také zajišťuje trvalý kontakt všech kol s vozovkou. Zavěšení musí též umožňovat změnu směru jízdy vozidla.

Dobré jízdní vlastnosti a stabilitu vozidla zajišťuje správná konstrukce zavěšení kol. Konstrukce by měla zajistit minimální opotřebení pneumatik. Zavěšení kol musí být dostatečně tuhé, protože přenáší síly mezi koly a karoserií. Přenáší statické síly od zatížení vozidla a dynamické síly, například síly odstředivé, akcelerační, decelerační a aerodynamické, které působí při jízdě.

Zavěšení dělíme na dva základní typy na závislé a nezávislé. Při závislém zavěšení jsou protilehlá kola spojena v jeden celek, který je vnímán jako jedno těleso, při pohybu se kola vzájemně ovlivňují. Když se změní odklon jednoho kola, tak se odklon druhého kola mění stejně, ale opačným směrem.

Nezávislé zavěšení umožňuje kolům, aby se jedno pohybovalo, aniž by to ovlivňovalo druhé kolo. Pokud jsou kola spojena jen příčným stabilizátorem, stále se jedná o zavěšení nezávislé.

Dalším typem je zavěšení polozávislé. V tomto případě pohyb jednoho kola ovlivňuje polohu druhého, ale kola k sobě nejsou pevně připojena. Tento typ zavěšení reprezentuje náprava s vlečnými rameny a torzní tyčí. Tato tyč má průřez nejčastěji ve tvaru písmene U. [1]



Obrázek 2 Závislé zavěšení kol vlevo – nezávislé zavěšení kol vpravo [1]

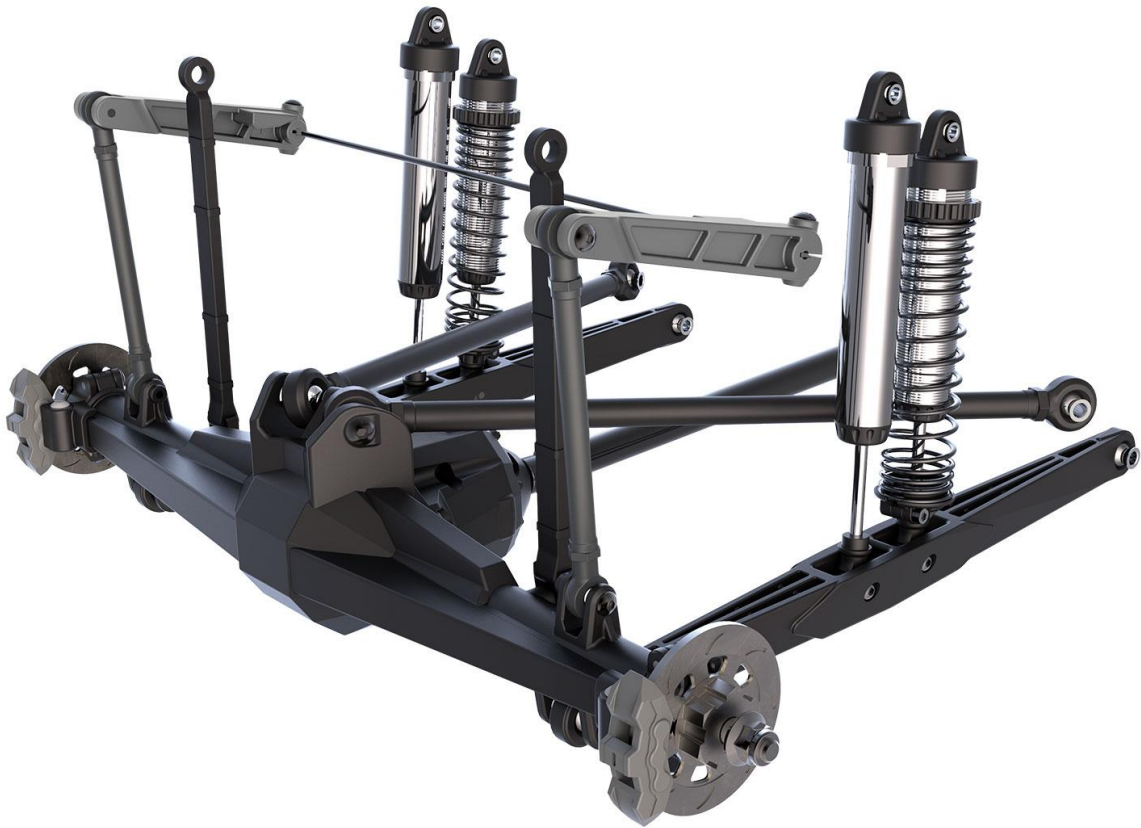
2.1. Závislé nápravy

2.2.1. Tuhá náprava

Nejstarším typem nápravy je tuhá náprava. Kola na jedné nápravě jsou pevně spojena nosníkem. Tuhá náprava může obsahovat prvky hnacího ústrojí, jako je diferenciál a hnací hřídele. Nemění se vzájemná poloha kol vůči sobě při propružení. Listové pružiny jsou nejjednodušší způsob uložení tuhé nápravy, které umožňuje propružení nápravy a její vedení v podélném a příčném směru. Při brzdění nebo akceleraci jsou pružiny namáhány na ohyb. Může dojít k rozkmitání nápravy, pokud je pružina příliš dlouhá a měkká. Tento jev je označován jako s-ráz. Mohou se používat i hydraulické tlumiče, pokud tření listových pružin není dostatečné. Tlumiče se umísťují úhlopříčně před a za nápravu, protože při jízdě přes nerovnosti může vzniknout torzní kmitání.

Konstrukce toho typu náprav je velmi jednoduchá, protože obsahuje minimum klubů a spojů. Hnací ústrojí je uloženo uvnitř nápravy, a protože se nepohybuje vůči kolům, tak hnací hřídele nepotřebují klouby. Tento typ nápravy je vhodný k přenášení vysokého točivého momentu, je také vhodný pro vysoké zatížení. Pro vysoké zatížení jsou potřeba tužší pružiny, tím pádem se zvyšuje i boční tuhost nápravy.

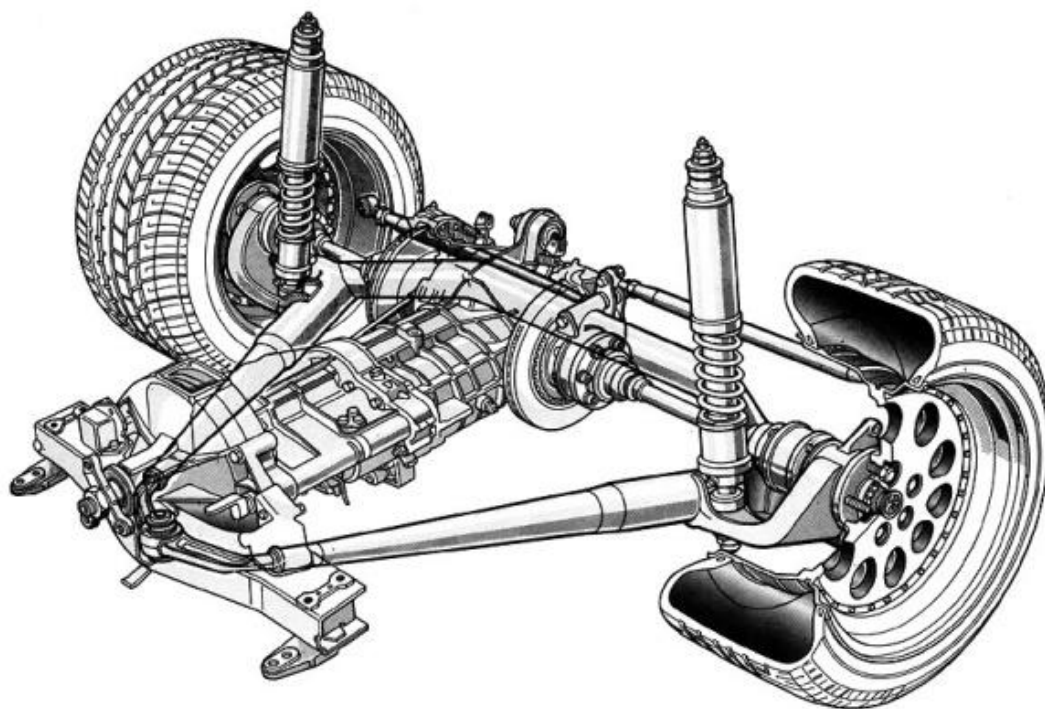
Další způsob vedení tuhé nápravy je pomocí několika ramen, to lze zajistit několika způsoby. Jedním způsobem je použití čtyř ramen v podélném směru, která zajišťují podélnou stabilizaci. Příčnou stabilizaci lze zajistit pomocí panhardské tyče. Její nevýhodou je relativní boční posunutí nápravy vůči karoserii při propružení, aby toto posunutí bylo co nejmenší, musí být rameno co nejdelší a nejlépe ve vodorovné poloze. Wattův přímovod je další možnost příčné stabilizace. Obsahuje dvě ramena a vahadlo. Tento způsob eliminuje boční posunutí, ale je složitější na výrobu než panhardská tyč. Další způsob je nahrazení dvou podélných ramen jedním trojúhelníkovým ramenem, které zajišťuje podélnou a příčnou stabilizaci. Díky své jednoduchosti a odolnosti se tento způsob používá hlavně pro off-road vozidla. Velké využití má také při závodech ve sprintu, protože dokáže přenášet velké točivé momenty a kola jsou vždy v přímém směru. [1][7]



Obrázek 3 Poháněná tuhá náprava se dvěma podélnými rameny a trojúhelníkovým ramenem. Na obrázku lze vidět dva páry tlumičů, stabilizátor a pásy, které omezují maximální zdvih nápravy. [9]

2.2.2. Náprava De Dion

Náprava De Dion byla pojmenována podle hraběte De Dion v roce 1896, ale byla vynalezena jeho spolupracovníkem C. Trépardoux. Tato náprava je odvozena od tuhé nápravy. Kola jsou pevně spojena nosníkem podobně jako u tuhé nápravy, ale na rozdíl od ní je rozvodovka spojena s rámem nebo karoserií. Tato konstrukce spojuje přednosti nezávislého zavěšení, což je hlavně velké snížení neodpružených hmot a přednosti tuhé nápravy, což je pevné uložení kol bez změny odklonu. Náprava De Dion může být uložena pomocí listových pružin nebo pomocí ramen. V případě použití ramen musí být náprava příčně zajištěna pomocí Panhardské tyče, Wattova přímovodu nebo pomocí A-ramena. Přenos hnacího momentu musí být realizován pomocí kloubových hřídelů. Pro další snížení neodpružených hmot mohou být kotoučové brzdy umístěny u rozvodovky.[1][20]



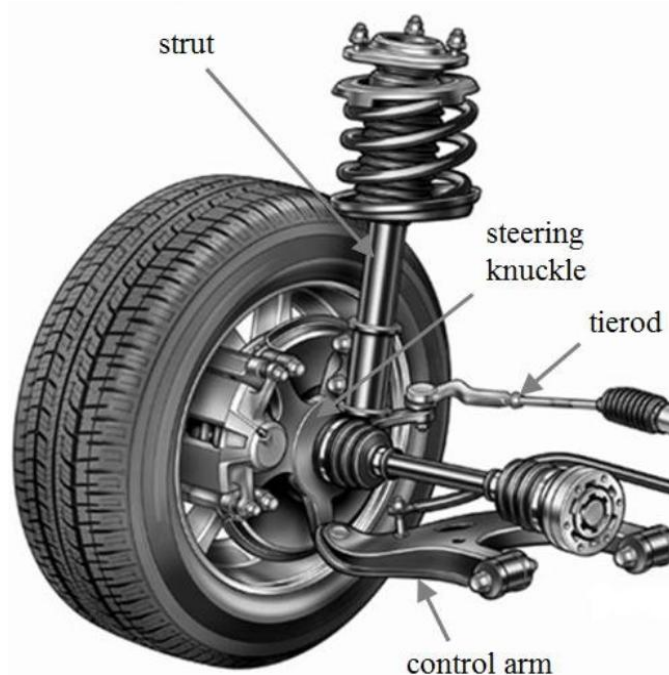
Obrázek 4 Náprava De Dion ve vozidle Alfa Romeo 75 [20]

2.3. Nezávislé typy náprav

2.3.1. Náprava McPherson

Horní část teleskopického tlumiče pérování u nápravy McPherson slouží jako otočný bod závěsu kola. Je pojmenovaná podle amerického inženýra E. S. McPhersona. Prvně byla použita ve voze Ford Consul v 50. letech 20. století.

U nápravy McPherson je použito jedno A-rameno, které poskytuje spodní uložení pro těhlici s nábojem kola. Toto rameno zajišťuje podélnou a příčnou stabilizaci kola a většina bočních a podélných sil se přenáší do karoserie přes toto rameno. Spodní část teleskopické vzpěry je pevně připojena k horní části těhlice. Horní část vzpěry je připojena k samonosné karoserii. Pokud je náprava říditelná, tak musí být toto horní uložení doplněno axiálním ložiskem. Osa řízení prochází středem horního uložení na karoserii a středem spodního uložení těhlice k A-rameni. Osa teleskopické vzpěry často není shodná s osou řízení z důvodu prostoru.



Obrázek 5 Zavěšení typu McPherson, strut – Teleskopický tlumič, steering nuckle – těhlice, control arm – spodní A-rameno, tierod – rameno řízení [10]

Náprava McPherson je hlavně používaná u vozidel se samonosnou karoserií, protože pro tento typ nápravy je potřeba podstatný vertikální prostor a pevné horní uložení pro přenos vertikálních sil, které samonosná karoserie poskytuje. Teleskopická vzpěra se skládá z hydraulického tlumiče, který je umístěn uvnitř vinuté pružiny. Osa pružiny se zpravidla umísťuje na osu řízení. Rameno řízení se připojuje na těhlici nebo na teleskopickou vzpěru. Nepřítomnost horního ramene umožňuje větší šířku prostoru mezi zavěšeními, což je užitečné zejména pro vozy s motory umístěnými napříč a s předním pohonem. Stabilizátor je často připojen na spodní A-rameno nebo na teleskopickou vzpěru pomocí ramínek s kloubovými ložisky. Lze použít místo A-ramena dvě samostatná ramena pro zlepšení geometrie řízení.

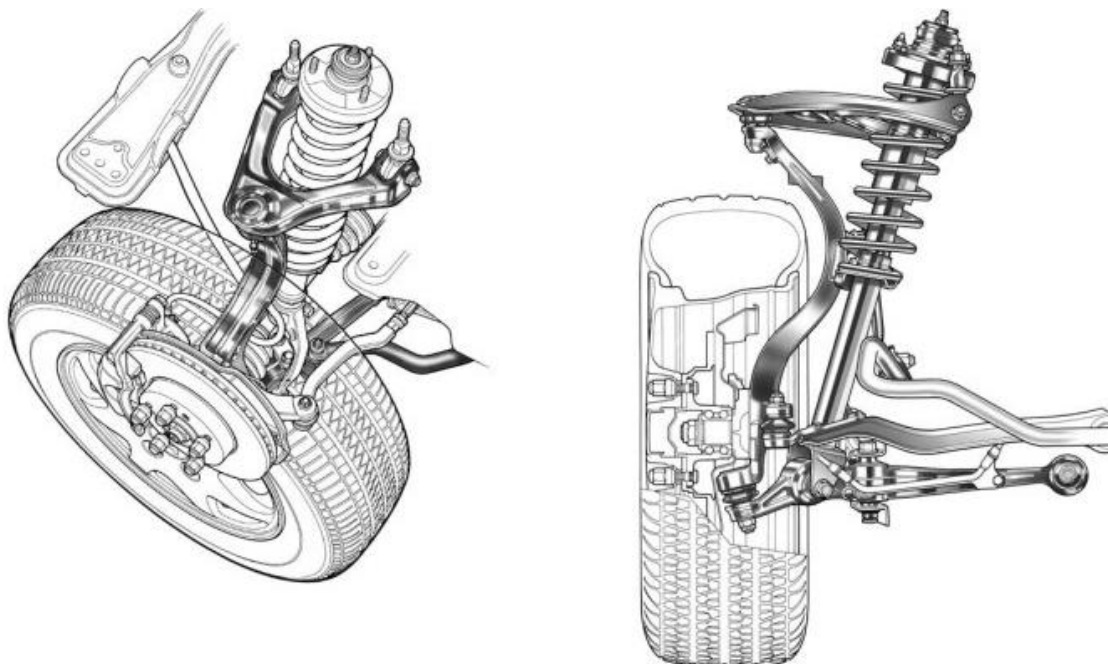
Náprava McPherson je velmi jednoduchá na výrobu i montáž a je velmi často používaná díky svým nízkým výrobním nákladům. Je složena z méně pohyblivých částí oproti ostatním nezávislým nápravám a poskytuje větší komfort než závislé nápravy, ale má tendence přenášet hluk a vibrace z jízdy do karoserie. Poskytuje možnost nastavení kinematiky na rozdíl od závislých náprav. Sbíhavost lze nastavovat pomocí změny délky ramene řízení nebo ramene sbíhavosti. Lze také nastavovat odklon kola pomocí oválné díry na spojení mezi těhlicí a tlumičem nebo posunutím horního uložení vůči karoserii. Posunem horního uložení lze nastavovat i záklon osy řízení. Toto nastavení se vyskytuje jen velmi vzácně u sportovních vozidel.

U této nápravy dochází při propružení kola vždy ke změně odklonu kola. Tento typ nápravy neumožňuje tak dobré nastavení kinematiky jako lichoběžníková náprava. Auta s nastavitelnou výškou vozidla většinou nemají McPherson nápravu z důvodu změn odklonu, které jsou nevyhnutelnou součástí této nápravy. Nevýhodou této nápravy je, že se část bočních a podélných sil přenáší do hydraulického tlumiče a tím se snižuje jeho životnost.[1][2]

2.3.2. Lichoběžníková náprava

Lichoběžníkovou nápravu tvoří dvě A-ramena, kde horní rameno je kratší než dolní rameno. Každé rameno má dvě uložení na karoserii vozidla a jedno na těhlici. Hovoříme o nízké lichoběžníkové nápravě, pokud se uložení horního ramene k těhlici nachází uvnitř kola. Toto řešení je však složité na konstrukci. Z tohoto důvodu se častěji uložení umísťuje nad úroveň pneumatiky, poté se jedná o vysokou lichoběžníkovou nápravu. Aby se při propružení zvyšoval negativní odklon, musí být horní rameno kratší. Tento typ nápravy dovoluje umístění osy řízení do požadovaného místa i pod požadovaným úhlem. Změnou úhlu ramen podle osy Y lze ovlivňovat hodnotu anti-dive či anti-squat. U řízené nápravy mívá spodní rameno tvar písmena L, aby poskytlo prostor pro řízené kolo.

Tlumič s vinutou pružinou se většinou upevňuje ke spodnímu rameni nebo ke spodní části těhlice. Pružina může být integrována na tlumič nebo může být samostatně uložena. V mnoha závodních vozidlech se pružiny s tlumiči umísťují dovnitř karoserie a jsou spojeny se zavěšením pomocí táhel a vahadel. Vahadlo umožňuje jednodušší nastavení převodového poměru mezi kolem a tlumičem.



Obrázek 6 Vysoká lichoběžníková náprava [11]

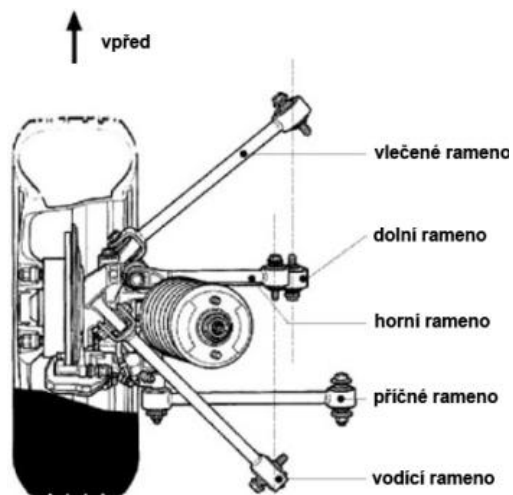
U nízké nápravy je vyžadováno tužší uložení ramen, protože jsou na něj přenášeny větší síly. Nedostatek prostoru uvnitř kola ztěžuje nastavení osy řízení. U vysoké nápravy se tento problém nevyskytuje, naopak tato náprava omezuje prostor pro kolo s pneumatikou. Vozidlo musí mít dostatečný prostor pro pohyb horního ramene. Lichoběžníková náprava je vhodnější k optimalizaci kinematiky zavěšení než ostatní typy náprav. Negativní odklon přibývá v celé dráze stlačení na rozdíl od nápravy McPherson, kde na začátku stlačení přibývá pozitivní odklon, který se později změní na negativní. Lichoběžníková náprava je náročnější na zástavbu, složitější, a tudíž i dražší na výrobu než náprava McPherson.[1][2][3]

2.3.3. Víceprvková náprava

Víceprvková náprava používá pět samostatných ramen. Tato ramena jsou opatřena kloubovým ložiskem nebo gumovým pouzdem na každém konci. Čep se častěji vyskytuje na straně těhlice a gumové pouzdro se používá v uložení do karoserie. U některých víceprvkových náprav se používají vlečná ramena nebo A-ramena. Na přední nápravě se jedno rameno připevňuje na hřeben řízení.

Víceprvková náprava umožňuje pohodlnou jízdu a dobré ovládání vozidla. Používá se u dražších vozidel. Ramena mohou být slabší než A-ramena, protože jsou namáhána jen na tah a tlak. Její nevýhodou je náročnost na konstrukci a nákladnost na výrobu. Optimalizace

kinematiky je daleko obtížnější než u lichoběžníkové nápravy. Tento typ nápravy umožňuje velký chod pružení, při kterém si náprava zachová dobré vlastnosti. [4][6]



Obrázek 7 Víceprvková náprava z pohledu zhora[12]

3. Měření kinematických bodů podvozku

Tato kapitola se věnuje určení základních parametrů vozidla Toyota Mr2 SW20, které jsou důležité pro analýzu kinematiky zavěšení. Dále zpracovává 3D data zavěšení kol, která byla naměřena pomocí bezdotykového optického scanneru. Z naskenovaných dat jsou pomocí reverzního inženýrství získány souřadnice kinematických bodů.

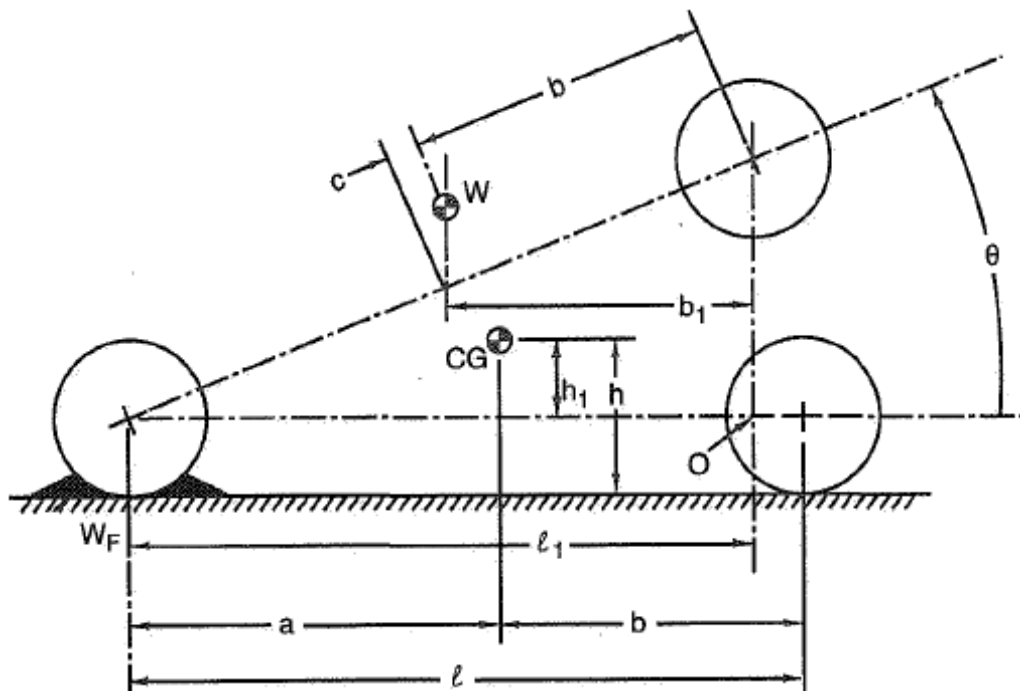
3.1. Určení výšky těžiště vozidla

Výška těžiště je důležitá hodnota pro určení několika kinematických parametrů zavěšení, které ovlivňují chování vozu hlavně při akceleraci a brzdění. Jedna z metod jak určit výšku těžiště vozidla je nadzvednout zadní část vozidla, tak aby spojnice skrz středy předních a zadních kol byla pod úhlem s vodorovnou podložkou.

Před započítím měření, byly všechny volně položené předměty odstraněny z vozidla a nádrž se naplnila palivem. Pro toto měření bylo nutné nastavit tlumiče vozidla, tak aby vozidlo bylo vodorovně s podložkou. Poté se vozidlo umístilo na čtyři vozidlové váhy, které byly pomocí nastavitelných stojanů srovnány vodorovně. Z vyhodnocovacího zařízení bylo odečteno zatížení na jednotlivých kolech. Poté se zablokovala přední kola, tak aby vozidlo nemohlo samovolně sjet z vah a následně se nadzvedla zadní část vozidla. Pod váhy na zadních kolech se vložily podložky. Jejich výška může být libovolná, ideálně co nejvyšší. Z technických důvodů byly zvoleny podložky o výšce 210 mm. Ze zařízení se opět odečetlo zatížení na jednotlivých kolech. Pomocí jednoduchého výpočtu byla zjištěna výška těžiště nad vozovkou. Ostatní informace o vozidle byly získány z manuálů výrobce.

Data pro výpočet:

$m = 1150 \text{ kg}$	Celková hmotnost vozidla
$m_p = 486 \text{ kg}$	Hmotnost přední nápravy při zdvižené zadní nápravě
$b = 1000 \text{ mm}$	Horizontální vzdálenost mezi zadní nápravou a těžištěm
$l = 2400 \text{ mm}$	Rozvor
$R = 292 \text{ mm}$	Poloměr pneumatik
$\theta = 5,0178^\circ$	Úhel, který svírá nadzvednuté vozidlo s vozovkou
$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	Gravitační zrychlení



Obrázek 8 Schéma pro výpočet výšky těžiště [3]

Pro získání výšky těžiště bude prvním krokem momentová rovnováha okolo bodu O:

$$W_F \cdot l_1 - W \cdot b_1 = 0 \quad (1)$$

Dále ze schématu určíme b_1 a l_1 :

$$b_1 = (b + c) \cdot \cos \theta \quad (2)$$

$$l_1 = l \cdot \cos \theta \quad (3)$$

Do rovnice (1) dosadíme rovnice (2) a (3):

$$W_F \cdot l \cdot \cos \theta - W \cdot (b + c) \cdot \cos \theta \quad (4)$$

Dále určíme c pomocí $\tan \theta$ ze schématu:

$$c = h_1 \cdot \tan \theta \quad (5)$$

Do rovnice (4) dosadíme rovnici (5) a vyjádříme h_1 :

$$h_1 = \frac{W_F \cdot l - W \cdot b}{W \cdot \tan \theta} \quad (6)$$

Určíme rovnici pro výšku těžiště nad vozovkou h ze schématu:

$$h = R + h_1 \quad (7)$$

Do rovnice (7) dosadíme rovnici (6) a dosadíme za proměnné:

$$h = R + \frac{W_F l - W b}{W \tan \theta} \quad (8)$$

$$h = 292 + \frac{486 \cdot 9,81 \cdot 2400 - 1150 \cdot 9,81 \cdot 1000}{1150 \cdot 9,81 \cdot 0,0878} = 292 + 166 = 458 \text{ mm} \quad (9)$$

Výška těžiště nad vozovkou je 458 mm.

3.2. Systém EinScan 2X 2020

EinScan je přenosný bezdotykový optický 3D skener určený pro reverzní inženýrství, konstrukci, design, zdravotnictví, výzkum, výuku, umění a archivaci. Nejrozšířenější využití je v oblastech CAD, CAM a FEM, kde je požadováno měření skutečných objektů a jejich následné porovnání s teoretickým modelem. EinScan dovoluje snímat v rychlém ručním režimu 1 500 000 bodů za sekundu a 30 snímků za sekundu. Přesnost při ručním HD skenování dosahuje až 0,045 mm a objemová přesnost dosahuje až 0,3mm/m. Skener váží 1,13 kg.



Obrázek 9 Ukázka použití skeneru EinScan [13]

Skener obsahuje dvě kamery, LED projektor a řídicí jednotku. K měření je potřeba výkonný počítač se softwarem Solid Edge Shinig 3D Edition nebo Exscan Pro. Samotný proces měření je založen na principech optické triangulace a fotogrammetrie. Na povrch objektu je promítán světelný vzor, který je snímán dvěma kamerami. Skener nepotřebuje externí zařízení k určení

vlastní polohy vůči snímanému objektu. Pro zjištění pozice může používat reflexní značky nebo obrysy u geometricky výrazných prvků na povrchu, dokáže také používat obě metody zároveň v hybridním módu. Výstup z měření je ve formátech STL, OBJ, ASC, PLY, P3, 3MF. [22]

3.2.1. Příprava vozidla pro měření

Vozidlo bylo potřeba pro skenování důkladně připravit a zamezit nežádoucímu pohybu zavěšení. Měřeno bylo v provozní poloze zavěšení kol, aby bylo možné výsledky převést do souřadného systému vozidla. Provozní výška vozidla byla stejná jako u měření těžiště. Změřila se vertikální vzdálenost mezi horní částí ráfku a hranou podběhu na vozidle. Tato vzdálenost je 160 mm na přední i zadní nápravě a slouží k určení polohy zavěšení vůči karoserii. Sbíhavost a odklon se nastavil na 0° na všech kolech.

Pro skenování se vozidlo umístilo na montážní zvedák, aby se dalo pohybovat pohodlně skenerem zespodu i z boku vozidla. Skenovalo se pravé zavěšení vozidla, protože z této strany bylo více prostoru okolo zvedáku. Odmontovali se plastové kryty, prachovky, brzdový třmen a kotouč, které omezovali nebo zakrývali pohled na ramena, tlumič nebo těhlici. Odstranili se pružiny z tlumičů, aby se zavěšení mohlo volně pohybovat. Pro lepší určení kinematických bodů se šrouby se šestihrannou hlavou na zavěšení nahradily šrouby s válcovou hlavou. Jediná součást příliš lesklá pro skenování byla pístnice tlumiče, na tu se nanesl bílý zmatňující nástřík. Hřeben řízení se zablokoval ve středu chodu pomocí vložky o délce 72,5 mm, to zajistilo, aby přední kola byla v jedné rovině se zadními. Zavěšení se za spodní rameno zvedlo do provozní výšky pomocí ručního zvedáku, tak aby vzdálenost mezi ráfkem a hranou podběhu byla 160 mm. Nakonec se odmontovala kola, protože pro měření nejsou potřeba a zakrývají výraznou část zavěšení kol. Vozidlo bylo připraveno na skenování.

3.2.2. Průběh měření

V aplikačním softwaru SHINING 3D bylo nutné před samotným skenováním zvolit mód „ruční HD skenování“ a poté založit nový projekt jeho umístění. V tomto nastavení je dosaženo přesnosti až 0,045 mm a snímá se 3 000 000 bodů v 10 snímcích za sekundu. V dalším kroku jsme zvolili skenování bez textury a zarovnání pomocí obrysů. Zavěšení bylo dostatečně tvarově složité, aby nebylo potřeba použít referenční body. Na skeneru se nastavila úroveň osvětlení, tak aby co největší část zavěšení byla na počítači osvětlena zeleně. Málo osvětlené oblasti jsou označeny v programu v odstínech šedi a přesvětlené části jsou červené.

Pomocí ukazatele na obrazovce se skener umístil tak, aby byl ve vhodné vzdálenosti od skenované součásti, což je přibližně 400 mm. V této chvíli bylo možné spustit samotné skenování. Během skenování se skenerem pohybovalo okolo součástí podvozku, tak aby byly naskenovány ze všech možných úhlů. Na monitoru se průběžně kontroloval postup a vzdálenost sondy od skenovaného povrchu. Bylo důležité naskenovat hlavně spojení jednotlivých dílu zavěšení s karoserií a náboj kola. Po ukončení měření a optimalizaci dat se výsledná polygonální síť exportovala v nejpoužívanějším formátu STL. Přední a zadní náprava se naskenovala samostatně, a tak byly získány dvě výsledné sítě.

3.3. Software Gom Inspect

Pro určení prostorových souřadnic kinematických bodů zavěšení, středů a rovin kol byla importována polygonální síť ve formátu STL do softwaru Gom Inspect. V tomto prostředí se zpracovala naskenovaná síť. K získání souřadnic se použila primitiva, což jsou jednoduché geometrické prvky jako body, úsečky, kružnice, roviny a válce.

Gom Inspect je bezplatný software pro inspekci a zpracování 3D dat, získaných metodou projekce pruhů světla, laserovými skenery, souřadnicovými měřicími stroji (CMM) a jinými měřicími systémy. Software umožňuje generovat polygonální sítě z 3D shluků bodů za účelem použití v reverzním inženýrství a porovnání s daty CAD. Tyto polygonální sítě je možné exportovat do řady běžných formátů, jako jsou STL, G3D, JT open, ASCII a PLY. Obsahuje mnoho nástrojů pro zpracování sítí. Umožňuje polygonální sítě ředit a zahušťovat, zaplňovat v nich díry a vyznačovat křivky. Vypočítané mnohoúhelníkové sítě popisují povrchy s volnou formou a primitivními útvary. Ty lze ověřit porovnáním povrchů s technickým výkresem nebo přímo s datovým souborem CAD.[23]

3.3.1. Zpracování a vyhodnocení dat

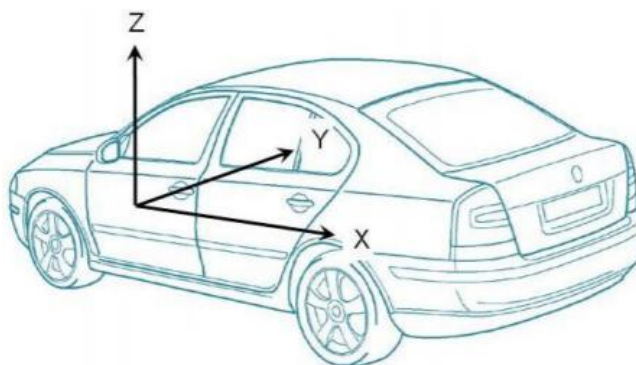
V softwaru GOM Inspect se vytvořil nový projekt, do kterého se importovala data ve formátu STL. Pro určení kinematických bodů bylo nutné některé rozměry změřit ručně posuvným měřidlem. Změřily se především šířky pryžových uložení jednotlivých ramen a šířky uložení na karoserii. Také se změřila vzdálenost kloubových čepů k vhodné rovině s pomocí radiusových měrek.

K nalezení spodního předního kinematického bodu na zadní nápravě se ramenem a uložení na rameni proložily válce pomocí metody best-fit. Průsečík jejich os tvoří hledaný kinematický bod. Pro nalezení zadního spodního bodu se na naskenovanou válcovou plochu

hlavy šroubu proložil válec. Následně se čelní plochou uložení proložila nejbližší vhodná rovina. K této rovině se vytvořila rovina paralelní, která se pomocí změřené vzdálenosti umístila do středu uložení. Hledaný kinematický bod zavěšení leží na průsečíku osy válce a paralelní roviny. Tímto způsobem byly nalezeny všechny kinematické body a body důležité pro konstrukci například uložení brzdových třmenů, polohy tlumiče a uložení pružiny.

3.3.2. Určení počátku souřadnicového systému

Souřadný systém vozidla je ortogonální a je popsán osami x , y , z . Jeho počátek leží na ose předních kol a nachází se uprostřed spojnice, která prochází středy předních kol. Kladný směr osy X směřuje proti směru jízdy vozidla. Kladná část osy Y směřuje vpravo ve směru jízdy vozidla. Kladná část osy Z směřuje vzhůru nad vozidlo.



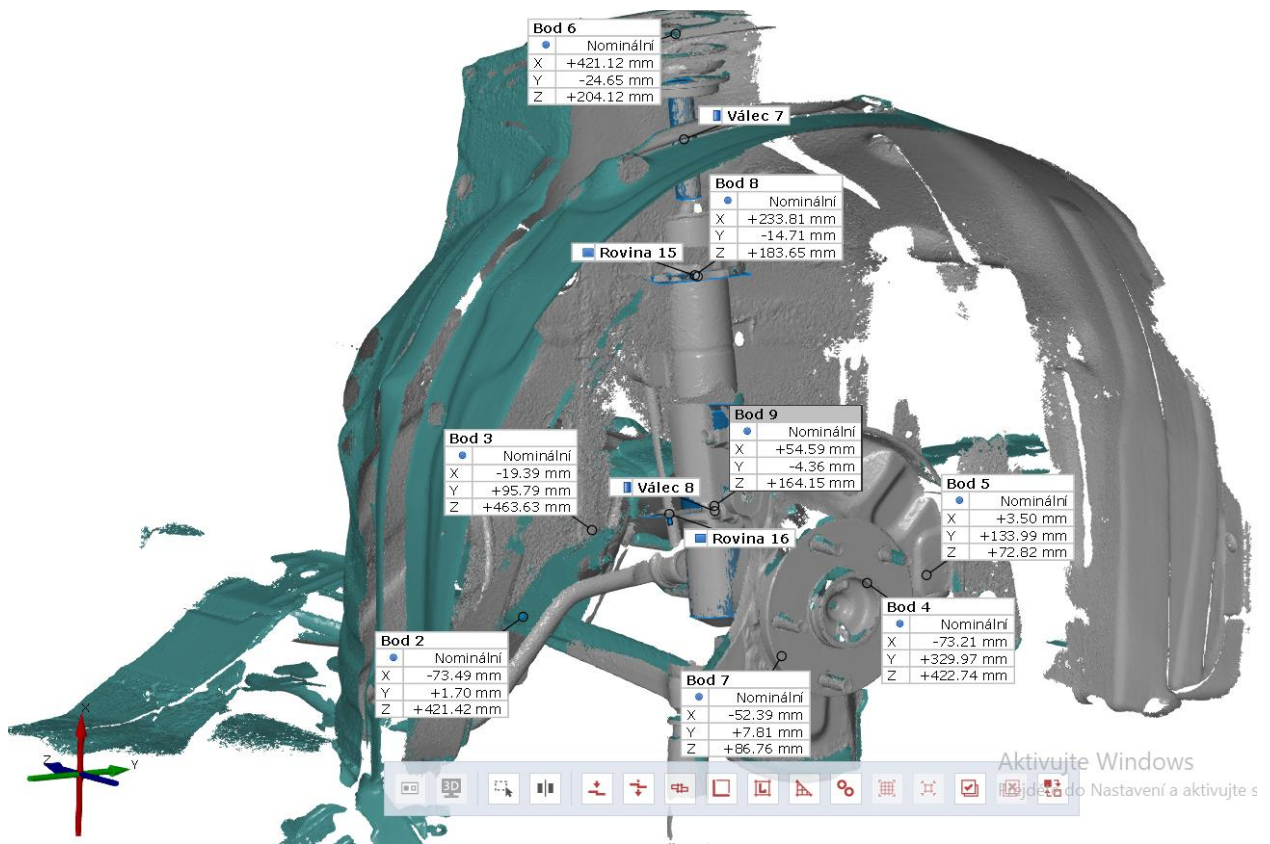
Obrázek 10 Znáznornění souřadného systému vozidla [8]

Na začátku skenování si systém určil vlastní souřadnicový systém. Tento souřadnicový systém se nehodí pro určování kinematických bodů. Počátek nového souřadnicového systému vznikl jako průsečík proloženého válce a plochy na náboji kola. Spodní částí nápravnice byla proložena rovina. Dále byla vytvořena rovina kolmá na tuto rovinu a na rovinu náboje kola skrz počátek, to vytvořilo vertikální směr. V softwaru byl použit nástroj pro vyrovnání souřadného systému a interaktivním výběrem se zvolil počátek souřadného systému, rovina kola a rovina kolmá na tuto rovinu. Potvrzením došlo k vyrovnání souřadného systému a souřadnice kinematických bodů byly vztažené k vhodnému počátku pro další krok.

3.3.3. Určení kinematických bodů

Pro další postup bylo potřeba transformovat souřadnice do souřadného systému vozidla. Pro tuto transformaci byla změřena vzdálenost na vozidle mezi čely nábojů na levé a pravé straně. Tato vzdálenost je 1558 mm stejná na přední i zadní nápravě. Aby byla zjištěna vzdálenost mezi středy kol, bylo potřeba dvakrát odečíst hodnotu 45 mm a přičíst dvakrát 7 mm, což je

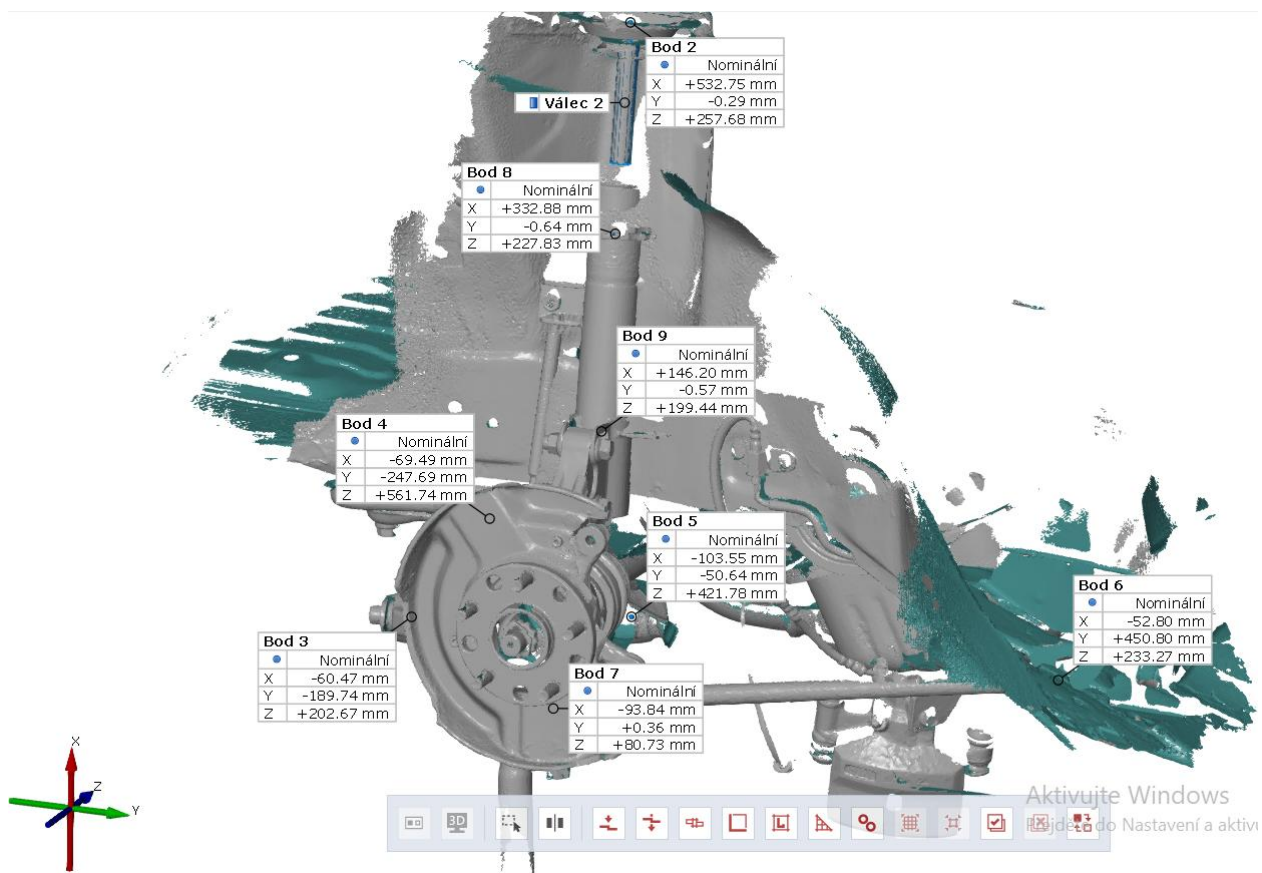
hodnota záslu kola a tloušťka brzdového kotouče. Rozchod kol je pak 1482 mm a změřený rozvor je 2400 mm. Tyto hodnoty byly použity k transformování souřadnic kinematických bodů do souřadného systému vozidla.



Obrázek 11 Sken levé strany přední nápravy se souřadnicemi bodů, čísla bodů neodpovídají tabulce 1

Kinematické body přední nápravy							
Číslo bodu	Název bodu	GOM Inspect			Lotus		
		X	Y	Z	X	Y	Z
1	Lower wishbone front pivot (F)	-73,21	329,97	422,74	-329,97	356,26	-73,21
2	Lower wishbone rear pivot (F)	-73,49	1,70	421,42	-1,70	357,58	-73,49
3	Lowerwishbone outer balljoint (F)	-52,39	7,81	86,76	-7,81	692,24	-52,39
6	Strut slider upper axis point (F)	54,59	-4,36	164,15	4,36	614,85	54,59
7	Strut top point (F)	421,12	-24,65	204,12	24,65	574,88	421,12
8	Strut slider lower axis point (F)	233,81	-14,71	183,65	14,71	595,35	233,81
11	Outer track rod ball joint (F)	3,5	133,99	72,82	-133,99	706,18	3,50
12	Inner track rod ball joint (F)	-19,39	95,79	463,63	-95,79	315,37	-19,39
16	Upper spring pivot point (F)	421,12	-24,65	204,12	24,65	574,88	421,12
17	Lower spring pivot point (F)	233,81	-14,71	183,65	14,71	595,35	233,81
18	Wheel spindle point (F)	0,00	0,00	0,00	0,00	779,00	0,00
19	Wheel centre point (F)	0,00	0,00	38,00	0,00	741,00	0,00

Tabulka 1 Kinematické body přední nápravy a jejich souřadnice, čísla bodů jsou v celé práci zachovány



Obrázek 12 Sken levé strany zadní nápravy se souřadnicemi bodů

Kinematické body zadní nápravy							
Číslo bodu	Název bodu	GOM Inspect			Lotus		
		X	Y	Z	X	Y	Z
1	Lower wishbone front pivot (R)	-52,80	450,80	233,27	1949,20	545,73	-52,80
2	Lower wishbone rear pivot (R)	-103,55	-50,64	421,78	2450,64	357,22	-103,55
3	Lower wishbone outer ball joint (R)	-93,84	0,36	80,73	2399,64	698,27	-93,84
6	Strut slider upper axis point (R)	79,80	-1,07	190,03	2401,07	588,97	79,80
7	Strut top point (R)	532,75	-0,29	257,68	2400,29	521,32	532,75
8	Strut slider lower axis point (R)	332,88	-0,64	227,83	2400,64	551,17	332,88
11	Outer track rod ball joint (R)	-60,47	-189,74	202,67	2589,74	576,33	-60,47
12	Inner track rod ball joint (R)	-69,49	-247,69	561,74	2647,69	217,26	-69,49
16	Upper spring pivot point (R)	532,75	-0,29	257,68	2400,29	521,32	532,75
17	Lower spring pivot point (R)	332,88	-0,64	227,83	2400,64	551,17	332,88
18	Wheel spindle point (R)	0,00	0,00	0,00	2400,00	779,00	0,00
19	Wheel centre point (R)	0,00	0,00	38,00	2400,00	741,00	0,00

Tabulka 2 Kinematické body zadní nápravy a jejich souřadnice, čísla bodů jsou v celé práci zachovány

4. Analýza kinematických vlastností zavěšení kol

Úkolem diplomové práce je analýza kinematických vlastností zavěšení Toyoty Mr2 SW20. Za tímto účelem byl posloužit software Lotus Suspension Analysis. S využitím dat, která byla získána měřením pomocí optického scanneru, byl v tomto modulu vytvořen model zavěšení. Analýzou pohybu tohoto modelu byly získány průběhy jednotlivých kinematických vlastností.

4.1 Kinematické vlastnosti zavěšení kol

Geometrie zavěšení je vztažena ke statické poloze vůči karoserii, pokud je sledována změna hodnot geometrie kol v závislosti na zdvihu, natočení kola nebo naklánění vozidla, jedná se o kinematické vlastnosti zavěšení. Průběhy těchto vlastností mají zásadní vliv na jízdní vlastnosti vozidla. Pokud by nebyla kinematika zavěšení navržena správně, docházelo by k nadměrnému opotřebení pneumatik, vyšší spotřebě paliva, zhoršení jízdních vlastností a snížení stability vozidla. Níže jsou podrobně popsány vlastnosti, které jsou důležité při popisu kinematiky zavěšení.

4.1.1. Rozvor kol

Rozvor je vzdálenost os předních a zadních kol. Lze ho také definovat jako vzdálenost dvou za sebou jdoucích náprav. Větší délka rozvoru zvyšuje stabilitu vozidla při jízdě, ale snižuje poloměr zatáčení při stejném úhlu natočení kol. Malá délka rozvoru má za následek větší ochotu vozidla měnit směr a přenášet váhu mezi nápravami.[10]

4.1.2. Rozchod kol

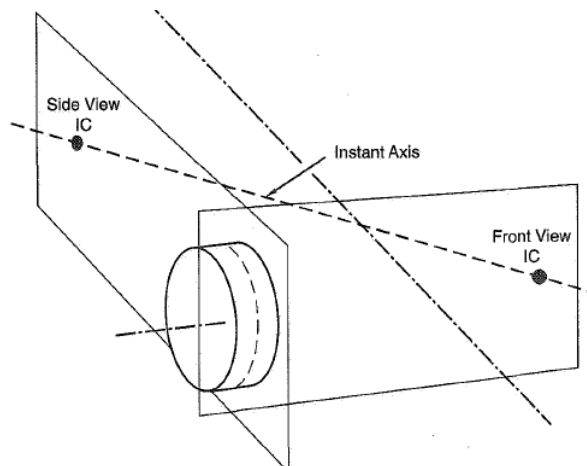
Rozchod udává vzdálenost mezi středy kol, které jsou na jedné nápravě. Pokud jsou kola zdvojená, používá se vzdálenost mezi středovými liniemi kol. Rozchod kol bývá rozdílný mezi přední a zadní nápravou. Rozchod je většinou větší na poháněné nápravě a na nápravě, která je více zatížena. Větší hodnota rozchodu kol zvyšuje boční stabilitu vozidla a snižuje naklánění vozidla. [10]



Obrázek 13 Znáznornění rozvoru kol vlevo[14] a rozchodu kol vpravo [15]

4.1.3. Střed klopení kola

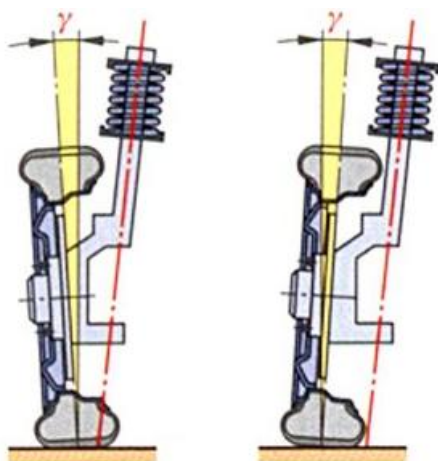
Střed klopení kola se používá při popisu a určování základních parametrů zavěšení kol. Poloha tohoto bodu se mění při propružení zavěšení. Rozlišujeme dva středy klopení, jeden v bočním pohledu a druhý v pohledu zepředu. Nalezneme je tak, že proložíme dvě roviny, jednu horním a druhou dolním ramenem zavěšení, jejich průtnutí tvoří osu, tato osa se nazývá osa klopení. Střed klopení kol v bočním pohledu tvoří průsečík osy klopení s podélnou rovinou procházející středem kola. Průsečík osy klopení s příčnou rovinou procházející středem kola je střed klopení v pohledu zepředu. Poloha středů klopení ovlivňuje poměr sil, které se přenáší na odpružení a které se přenáší do karoserie. [3]



Obrázek 14 Instant axis- osa klopení – side view IC – střed klopení v bočním pohledu – front view IC - střed klopení v pohledu zepředu [3]

4.1.4. Úhel odklonu kola

Odklon kola je úhel, který svírá svislá osa kola a svislá osa vozidla z pohledu ve směru nebo proti směru jízdy. Odklon je pozitivní, když horní část kola je více vzdálená od vozidla než jeho spodní část. V opačném případě hovoříme o negativním odklonu.



Obrázek 15 Pozitivní odklon kola vlevo- negativní odklon kola vpravo [16]

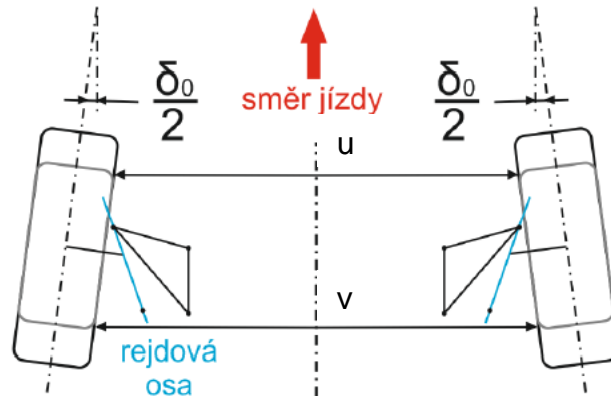
Odstředivá síla při průjezdu zatáčkou přenáší váhu vnějšího kola a tím dochází k deformaci pneumatiky a náklonu vozidla. Tato deformace má za následek nadlehčování vnitřní části pneumatiky a větší zatížení vnější části. Tím se zmenšuje plocha styku pneumatiky s povrchem vozovky, což má za následek snížení součinitele adheze. Negativní odklon snižuje tento efekt a zvyšuje plochu styku pneumatiky s vozovkou na vnějším kole, čímž zvyšuje součinitel adheze při průjezdu zatáčkou. Pokud se vozidlo pohybuje v přímém směru, negativní odklon naopak snižuje plochu styku. Příliš velký negativní odklon může mít vliv na akceleraci, deceleraci, stabilitu vozidla ve vysokých rychlostech a na opotřebenosti pneumatik. Větší negativní odklon z pravidla bývá u nepoháněné nápravy. Při průjezdu zatáčkou, při akceleraci či brzdění dochází ke změně sil působících na jednotlivá kola a dochází k propružení podvozku, proto správným nastavením kinematiky odklonu můžeme dosáhnout výborných vlastností ve většině situací.

U sériových vozidel se většinou statický odklon kola pohybuje okolo mínus jednoho stupně. U závodních vozidel dosahuje negativní odklon až čtyř stupňů. Zvláštním případem jsou závodní vozidla pro disciplínu drift, kde dochází k přenosu sil jinak, a tak se odklon na přední nápravě může blížit mínus šesti stupňům a na zadní nápravě se pohybuje okolo nuly až plus jednoho stupně.[1][2]

4.1.5. Sbíhavost kol

Sbíhavost kol označuje symetrický úhel, který je svírá mezi podélnými osami kol vozidla na stejné nápravě v pohledu shora. Jako pozitivní sbíhavost označujeme, když jsou k sobě blíže přední části kol než zadní části, zjednodušeně to nazýváme jen sbíhavost. V opačném případě sbíhavost je negativní, ale častěji ji nazýváme rozbíhavost. Tato definice platí jak pro přední

tak i zadní nápravu. Častěji se sbíhavost udává jako vzdálenost v milimetrech. Tato vzdálenost je potom rozdíl vzdálenosti oddělující zadní části kol a vzdálenosti oddělující přední části kol. V tomto případě je sbíhavost vztažená k průměru kol.



Obrázek 16 Úhel δ_0 znázorňuje sbíhavost – rozdíl vzdálenosti B a A bude potom udávat sbíhavost v milimetrech [5]

Vlivem kinematiky dochází při propružení podvozku ke změně hodnoty sbíhavosti kol, tento efekt se nazývá „bump-steer“. Tento efekt má negativní vliv na chování vozu při jízdě. Změna sbíhavosti vychyluje vozidlo z přímého směru, proto se snažíme tento efekt při návrhu zavěšení minimalizovat.

Sbíhavost na přední nápravě se používá ke změně způsobu, jakým vozidlo reaguje na vstupu do zatáčky. Čím větší je sbíhavost, tím hůře vozidlo reaguje na změnu směru. Když vozidlo vstupuje například do levé zatáčky a má na přední nápravě sbíhavost, tak nastane situace, kdy pravé přední kolo je mírně zatočené doleva a levé přední kolo je nasměrováno jen mírně doprava. V tuto chvíli dochází ke smýkání předních kol, protože vnitřní kolo by se mělo odvalovat po menší dráze než kolo vnější. Aby ke smýkání nedocházelo, tak by mělo být vnitřní kolo zatočeno více než vnější. Přední vnitřní kolo se smýká více, protože je nadlehčováno odstředivými silami. Naopak čím je rozbíhavost větší, tím je jednodušší změna směru vozidla. Vozidlo rychleji reaguje na změny směru. K tomuto efektu dochází hlavně na vstupu to zatáčky.

Sbíhavost také ovlivňuje stabilitu vozidla v přímém směru, brání kmitání kol a vymezuje vůle v podvozku. Rozbíhavost na přední nápravě má za následek větší citlivost vozidla na změnu směru, protože vnitřní kolo při zatáčení směřuje ve větším úhlu do zatáčky než kolo vnější. To také zhoršuje stabilitu v přímém směru, protože i minimální impulzy mohou vozidlo vychýlit z přímého směru.

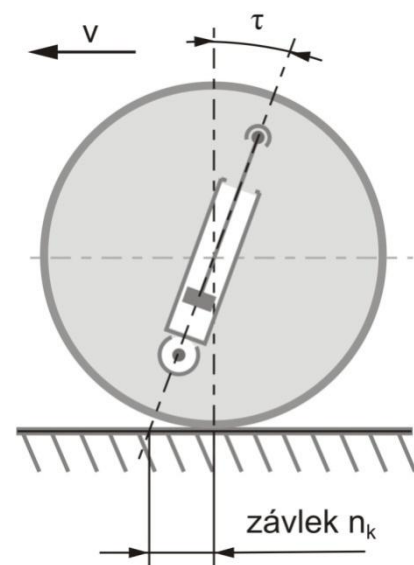
V průběhu zatáčení je chování vozu ovlivňováno sbíhavostí na zadní nápravě. Pokud je na zadní nápravě rozbíhavost, tak se snižuje přilnavost zadních pneumatik, protože vnější kolo je více zatížené a zároveň směřuje ven ze zatáčky. Dochází k přetáčivému chování, tento efekt se ještě zvyšuje, pokud se na kolo přenáší točivý moment. Sbíhavost naopak zvyšuje přilnavost pneumatik, protože vnější zadní kolo směřuje do zatáčky.

Při velké sbíhavosti dochází k opotřebení pneumatik, protože nesměřují stejným směrem a musí se smýkat po povrchu. Opotřebení vnějších okrajů pneumatik je způsobeno sbíhavostí. Rozbíhavost kol naopak zvyšuje opotřebení vnitřní části pneumatiky. Negativní odklon a rozbíhavost může vést k výraznému snížení životnosti pneumatik.[3][6]

4.1.6. Záklon osy řízení a závlek kola

Osa řízení je osa, okolo které se kolo otáčí vůči karoserii vozidla. Záklon osy řízení je úhel, který je svírána mezi osou řízení a svislou osou kola z bočního pohledu. Závlek kola je vzdálenost mezi průsečíkem osy řízení s vozovkou a průsečíkem svislé osy kola s vozovkou. Pozitivní záklon je když horní část osy řízení směřuje proti směru jízdy. Záklon je negativní, pokud horní část osy řízení směřuje ve směru jízdy. O pozitivním závleku hovoříme, když osa řízení protíná povrch před bodem dotyku pneumatiky s vozovkou. U negativního závleku protíná osa povrch za bodem dotyku pneumatiky s vozovkou. Mechanická stopa je vzdálenost osy řízení a průsečíku svislé osy kola s vozovkou. Osa řízení nemusí procházet středem kola, tím pádem je záklon nezávislý na závleku kola.

Pozitivní závlek pomáhá stabilizovat vozidlo v přímém směru. Když dojde k vychýlení kola z přímého směru, boční a odporové síly vytvářejí moment okolo osy řízení na kolo vozidla. Závlek tvoří rameno pro boční a odporové síly, které působí na osu řízení. Tento efekt zajišťuje automatické centrování řízení. To stabilizuje řízení a udržuje vozidlo při jízdě v přímém směru a snižuje tendenci vozidla odchylovat se od přímé dráhy. Velikost závleku je přímo úměrná síle, která je potřebná pro otáčení volantem, tuto sílu lze snížit pomocí posilovače řízení. Při jízdě dochází k deformaci pneumatiky a síly na



Obrázek 17 Úhel τ znázorňuje pozitivní záklon rejdové osy kola [17]

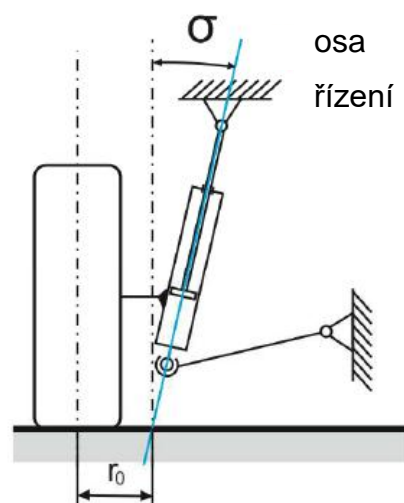
pneumatiku potom nepůsobí na střed kontaktní plochy, ale v určité vzdálenosti za touto plochou ve směru jízdy. Tuto vzdálenost ovlivňuje rychlost, zatížení pneumatiky, záklon osy řízení, typ povrchu vozovky, druh pneumatik a jejich tlak. Proto se skutečná velikost pneumatické stopy při jízdě mění. Síla potřebná k otáčení volantem se zvyšuje se zvyšující rychlostí, to zvyšuje cit v řízení. Pokud dojde ke snížení stabilizačního momentu, tak je to signálem pro řidiče, že pneumatika je na hranici přilnavosti, protože se pneumatická stopa bude blížit nule.

Záklon rejdové osy ovlivňuje odklon kola při natačení kol. Pozitivní záklon má za následek větší negativní odklon na vnějším kole. Pozitivní odklon vzniká na vnitřním kole, tak že se vnitřní kolo naklání do zatáčky. Tento efekt zvyšuje přilnavost předních pneumatik k vozovce. Záklon způsobuje zvedání a klesání vozidla při natačení kol. Pozitivní záklon způsobuje, že dojde k naklonění vozidla ven ze zatáčky, což způsobuje diagonální přesun váhy. Dojde k zatížení vnějšího předního kola. To bude způsobovat přetáčivý efekt na vozidlo v zatáčce.[3]

4.1.7. Příklon osy řízení, poloměr řízení

Příklon osy řízení je úhel, který je svírá osou řízení a svislou osou kola z pohledu zpředu. Tento úhel je pozitivní, pokud se horní část osy přiklání k vozidlu. Když se odklání od vozidla, tak je tento úhel negativní. Poloměr řízení je vzdálenost mezi průsečíkem osy řízení s vozovkou a průsečíkem svislé osy kola s vozovkou z pohledu zpředu. Jedná se o negativní poloměr řízení, pokud průsečík leží na vnější polovině kola. Když průsečík leží na vnitřní polovině kola, tak poloměr řízení je pozitivní. Vzdálenost mezi středem kola a osou řízení se nazývá délka náboje. Tato vzdálenost je pozitivní, pokud je střed kola více vzdálen od středu vozidla než osa řízení.

Pokud je příklon osy řízení nenulový, tak při zatáčení dochází k nadzvedávání vozidla. Vozidlo se bude nadzvedávat nezávisle na směru zatáčení. Zvětšení úhlu nebo poloměru řízení zvýší vzdálenost, o kterou se vozidlo zvedne, tím se zvýší síla potřebná k zatáčení. Tato síla bude pomáhat s centrováním kol v nízkých



Obrázek 18 Pozitivní příklon osy řízení znázorňuje úhel σ – r_0 je pozitivní poloměr rejdu [5]

rychlostech. Tento efekt bude symetrický, pokud bude záklon osy řízení nulový.

Příklon osy řízení ovlivňuje odklon kola při zatáčení. Pozitivní příklon osy řízení bude naklánět horní část kola ven, ve směru pozitivního odklonu bez ohledu na směr zatáčení. Tento efekt je signifikantní hlavně u zatáčení s malým poloměrem.

Při jízdě během přejezdu nerovností dochází ke změně dynamického poloměru kola a tím ke změně rychlosti otáčení kola. Díky tomu dochází ke vzniku podélných sil na střed kola. Tyto síly způsobují rázy v řízení. Velikost těchto rázů je přímo úměrná délce náboje. Protože skutečný bod dotyku u pneumatiky se nemusí nacházet ve středu kola vlivem odklonu, nerovnosti, vnějších sil nebo nesymetričnosti pneumatiky. Tato asymetrie bude způsobovat rázy v řízení, i když bude délka náboje nulová.

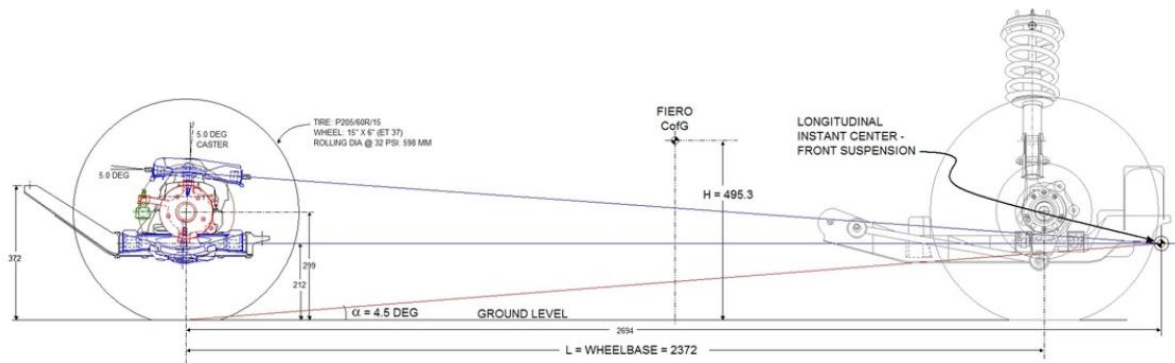
Při jízdě vlivem hnací síly nebo valivých odporů vzniká moment kolem osy řízení, který působí na řízení. Pokud je moment stejný vlevo i vpravo, účinky se vzájemně vyruší a řidič nebude cítit žádné síly ve volantu. Tyto síly se začnou přenášet do volantu, pokud momenty nejsou stejné na levé a pravé straně, tyto momenty mohou být rozdílné vlivem nerovnosti, snížením přilnavosti nebo rozdílným zatížením. Pokud je poloměr řízení nulový, síly nebudou mít rameno, na kterém by mohly působit, a tudíž nebude vznikat zatáčecí moment.

Negativní poloměr řízení způsobuje stabilizační efekt u vozidla s přední poháněnou nápravou. Na předním kole se začne vytvářet zatáčecí moment, pokud je při akceleraci hnací moment rozdělován asymetricky mezi obě kola, který pomáhá držet vozidlo v přímém směru. Negativní poloměr řízení bude pomáhat udržovat vozidlo v přímém směru, i když brzdící síly nebudou stejné na obou kolech, vlivem povrchu vozovky nebo vlivem zatížení kol. Pokud je při akceleraci stabilizační efekt nedostatečný nebo je poloměr řízení pozitivní, tak se vozidlo vychyluje z přímého směru. Tento efekt se nazývá „torque-steer“. [3]

4.1.8. Anti-dive

Anti-dive je vlastnost vozidla vyjádřená v procentech. Vyjadřuje poměr sil při brzdění, které se přenesou na zavěšení vozidla. Pokud se všechny podélné síly přenáší na zavěšení ramen a žádná síla se nepřenáší do odpružení, tak je hodnota anti-dive 100%. Jestliže je hodnota anti-dive 0%, tak se všechny síly přenáší do odpružení a tím dochází k propružení. Anti-dive neovlivňuje statické zatížení pneumatik. Podélný přenos váhy mezi přední a zadní nápravou při brzdění je ovlivňován rozvorem, výškou těžiště vozidla a brzdící silou.

Pro určení hodnoty anti-dive vozidla s vnějšími brzdami je potřeba najít úhel mezi přímkou procházející bodem dotyku pneumatiky a podélným středem klopení přední nápravy a vodorovnou rovinou z bočního pohledu. Hodnota anti-dive je dána součinem poměru síly brzdění mezi přední a zadní nápravou, tangenciální hodnoty úhlu přímky středu klopení a poměru výšky těžiště k rozvoru. Pokud je vozidlo vybaveno vnitřními brzdami, tak je postup stejný, pouze zaměníme bod dotyku pneumatiky za střed kola. Tento postup můžeme použít i pro zadní nápravu. Tuto hodnotu poté nazýváme anti-lift.[3]



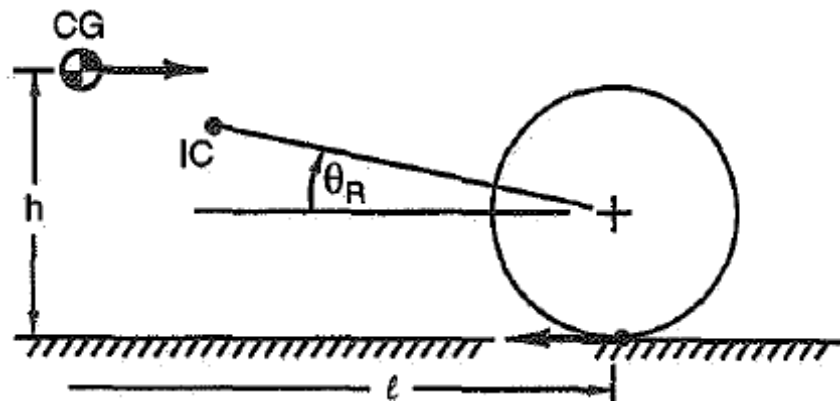
Obrázek 19 Příklad výpočtu hodnoty anti-dive pro přední nápravu s vnějšími brzdami – H je výška těžiště –L je délka rozvoru - α je úhel podélného středu klopení [18]

Anti-dive snižuje zatížení předního odpružení při brzdění, a tím nedochází k přetěžování předních pneumatik a nadlehčování zadních, to dovoluje vozidlu vyvinout větší přetížení při brzdění. Mohou vznikat vibrace, které nejsou tlumeny odpružením, pokud dochází k přenosu většiny brzdných sil do uložení náprav. Ty mohou způsobovat ztrátu adheze a dokonce i ztrátu kontaktu pneumatiky s vozovkou, takzvaný wheelhop.

4.1.9. Anti-squat

Anti-squat popisuje vlastnost poháněné nápravy a je vyjádřená v procentech. Tato vlastnost vyjadřuje poměr akceleračních sil, které jsou přenášeny na zavěšení nápravy.

Výpočet hodnoty anti-squat se provádí podobně jako u anti-dive. Anti-squat je součin poměru přenášeného výkonu, tangenciální hodnoty úhlu přímky středu klopení a poměru výšky těžiště k rozvoru. Pro závislou nápravu je použit úhel z bočního pohledu mezi přímkou procházející středem klopení a bodem dotyku pneumatiky s horizontální rovinou. Pro nezávislé zavěšení je použit úhel mezi přímkou, která prochází středem klopení a středem kola s horizontální rovinou.



Obrázek 20 Pro výpočet anti-squat nezávislé nápravy použijeme výšku těžiště h , délku rozvoru l a úhel θ_R [3]

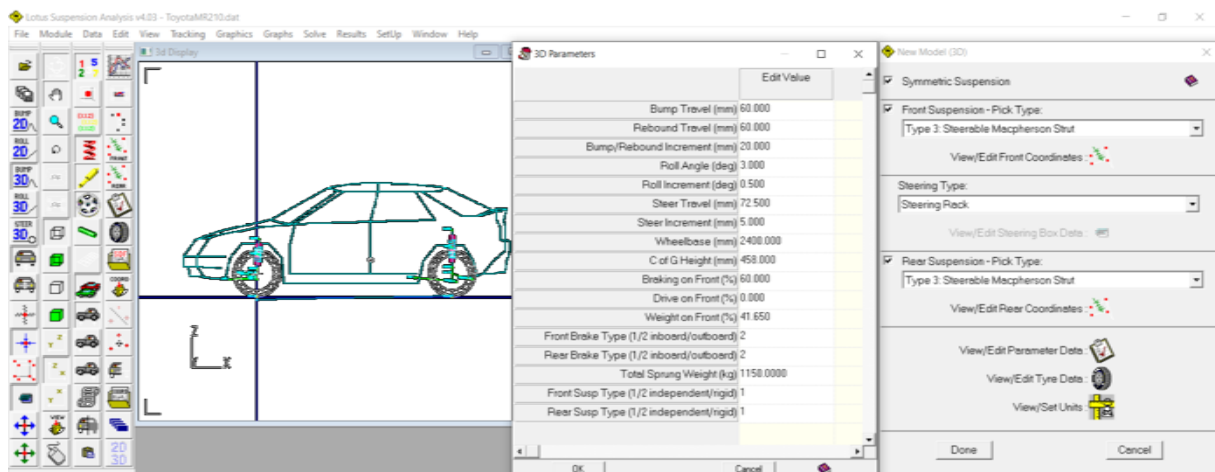
Pozice středů klopení se mění podle pohybu podvozku. Tím pádem se mění i hodnota anti-dive či anti-squat, proto se musí dbát na to, jak výrazně se tyto hodnoty mění při propružení. Anti-squat snižuje stlačení nápravy při akceleraci, to má pozitivní i negativní účinky. Přenos sil do odpružení zatěžuje pneumatiky, což zvyšuje hnací moment, který může pneumatika přenést. Zatížení zadní nápravy zároveň odlehčuje přední nápravu, což může mít za následek narušení aerodynamiky vozu, ztrátu přitlaku a způsobovat nedotáčivost nebo nestabilitu vozu. Vysoké hodnoty anti-squat mohou způsobovat vibrace, které nejsou utlumovány odpružením a může docházet k odskakování kol od povrchu, takzvaný „wheelhop“.[3]

4.2 Software Lotus Suspension Analysis

Současná úroveň výpočetní techniky umožňuje vývoj nebo optimalizaci kinematiky zavěšení velmi přesně při použití vhodného programu a to snadno a rychle. Lotus suspension analysis je analytický a návrhový nástroj pro počáteční návrh kinematických bodů a také pro optimalizaci elastokinematického uložení. Modely se vytváří a upravují prostřednictvím 3D prostředí. V systému lze vytvářet vlastní modely, k jejich vytvoření lze použít připravené šablony standardních typů zavěšení. Software lze použít pro design a analýzu umístění kinematických bodů tak, aby zavěšení mělo potřebné kinematické vlastnosti. Jednotlivé kinematické vlastnosti lze graficky zobrazit v závislosti na propružení, naklonění nebo zatáčení vozidla. Tyto výsledky se zobrazují v reálném čase, hned jak dojde k posunutí bodu. Lze také navrhovat pružné uložení tak, aby splňovala potřebnou deformaci při působení sil.

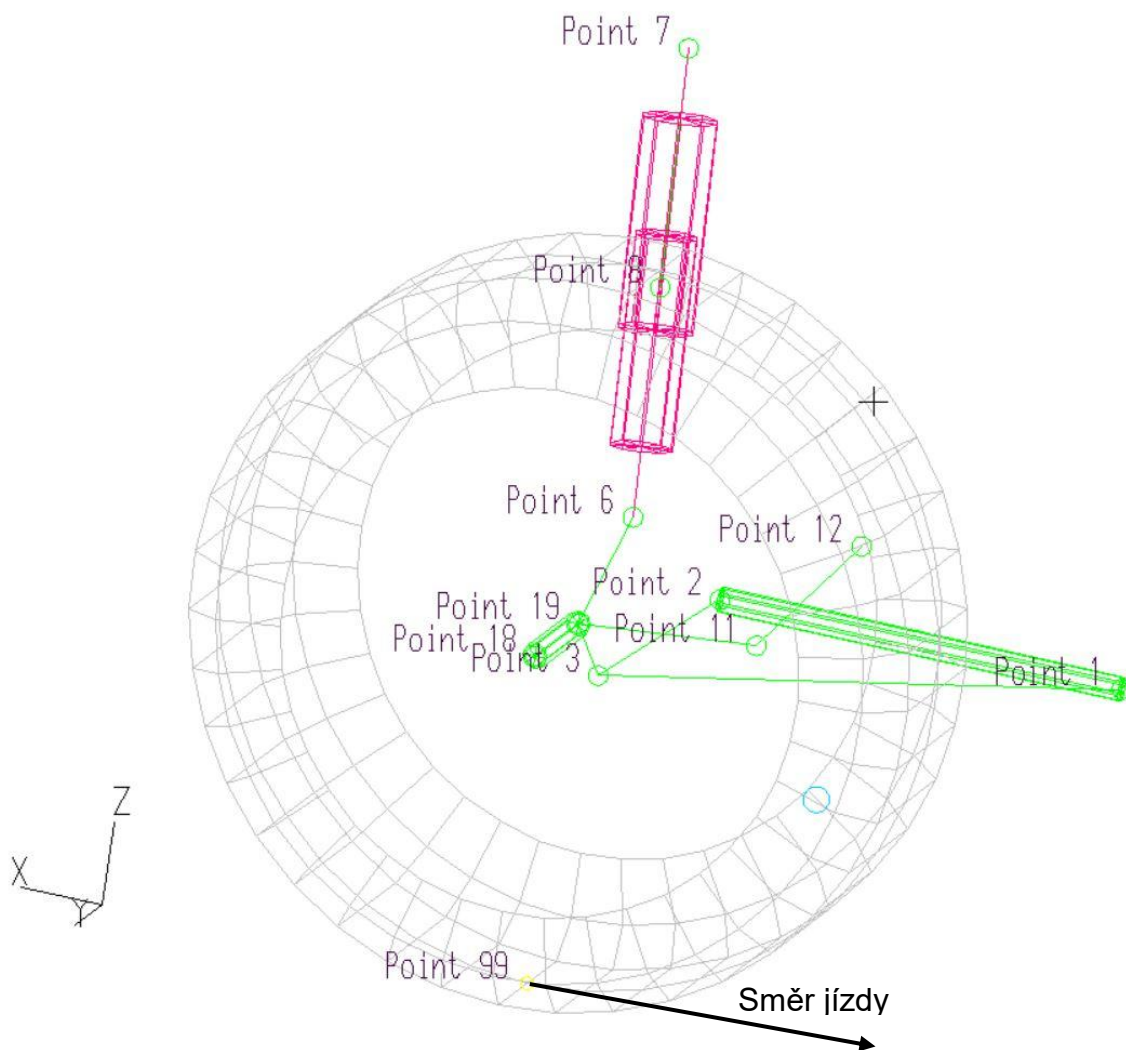
4.2.1 Vytvoření kinematického modelu zavěšení

Před samotnou analýzou kinematických vlastností bylo potřeba vytvořit jeho model. Pro vytvoření modelu byla použita šablona číslo 3 říditelná náprava McPherson pro přední i zadní nápravu. Jako typ řízení byla zvolena hřebenová převodka. Poté byly zvoleny parametry vozidla. Délka propružení kola se změřila na vozidle při demontovaných pružinách, hodnota propružení je 60 mm v obou směrech. Dále byl zvolen posun hřebenu řízení, který je 72.5 mm. Byla zadána hodnota rozvoru 2400 mm, a výška těžiště nad vozovkou, která je 458 mm.



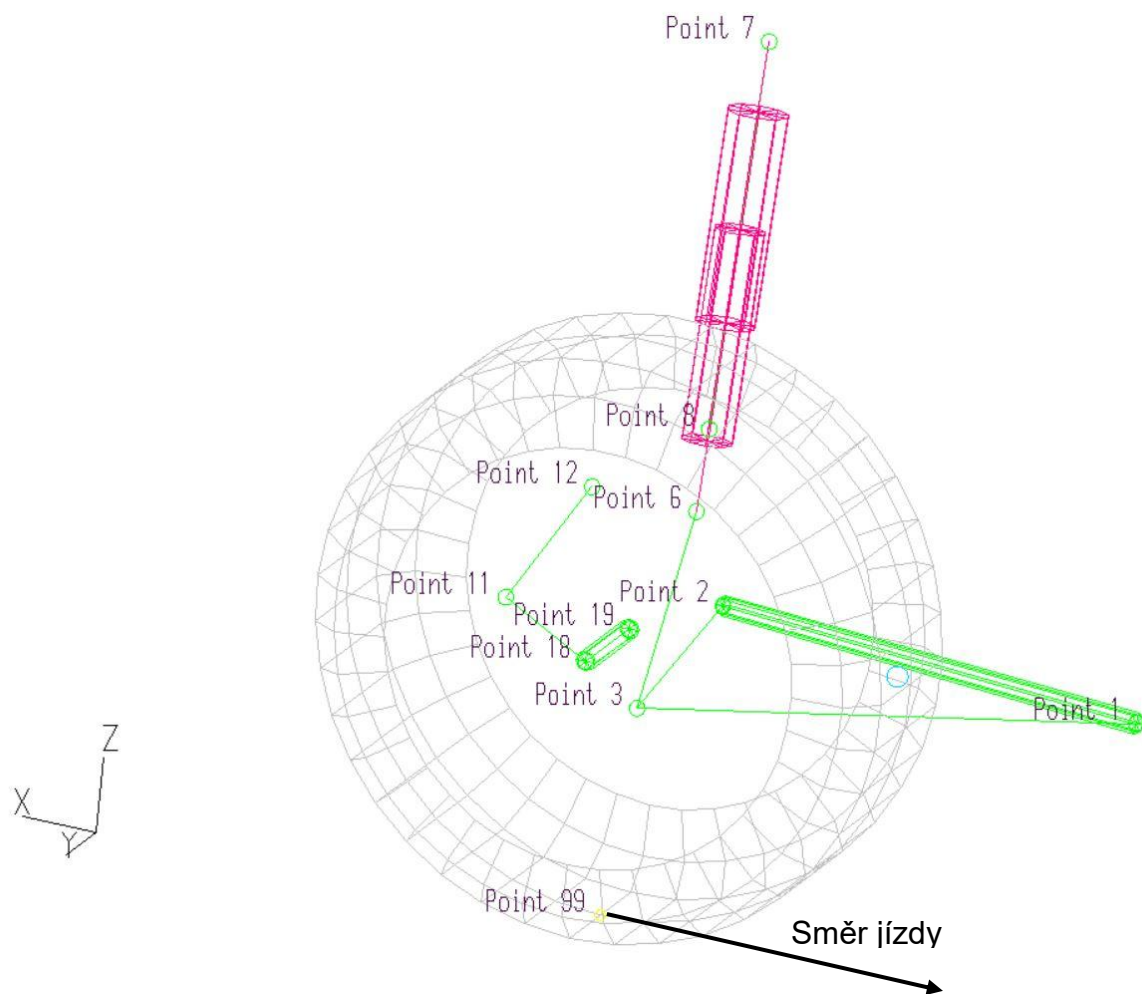
Obrázek 21 Zadání parametrů do softwaru Lotus Suspension Analysis

V další tabulce byl zvolen průměr a šířka pneumatik. V této chvíli byly zadány všechny základní informace a software načítal zvolenou šablonu. Dále byla otevřena tabulka kinematických bodů a zadány správné souřadnice zavěšení, které byly získány při měření podvozku optickým skenerem.



Obrázek 22 Schéma levé strany přední nápravy s čísly bodů

Uložení ramen na rám a těhlici v modelu bylo realizováno pomocí rotačních vazeb, které nejsou poddajné. Toto výrazně zjednodušuje model a hodí se lépe k porovnávání kinematiky tohoto typu zavěšení. Tento model je připraven pro analýzu zavěšení kol.

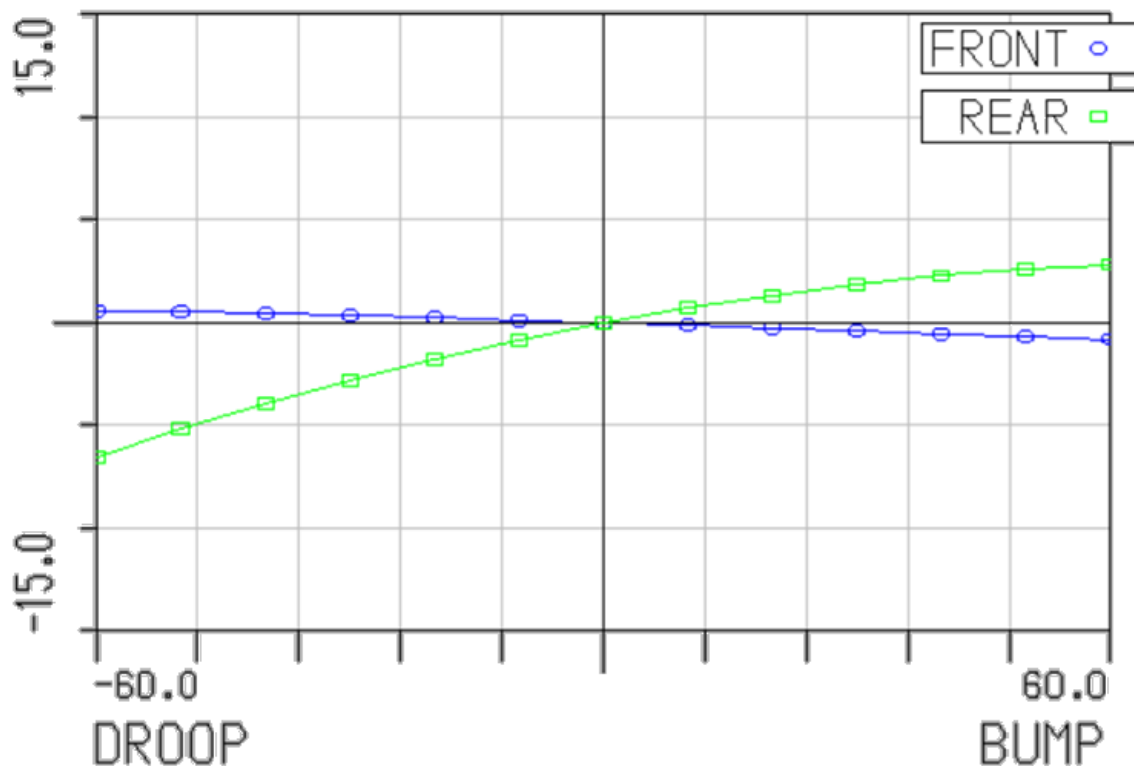


Obrázek 23 Schéma levé strany zadní nápravy s čísly bodů

4.2.2 Rozbor kinematických vlastností původního zavěšení

V následujících grafech budou popsány kinematické vlastnosti zavěšení v závislosti na zdvihu kola. Pokud se budeme pohybovat v záporných hodnotách zdvihu, kola se budou pohybovat vůči karoserii směrem dolů. Nulová hodnota zdvihu označuje polohu, kdy je zavěšení v provozní poloze. Modře je označen průběh na přední nápravě a zeleně je označen průběh na zadní nápravě.

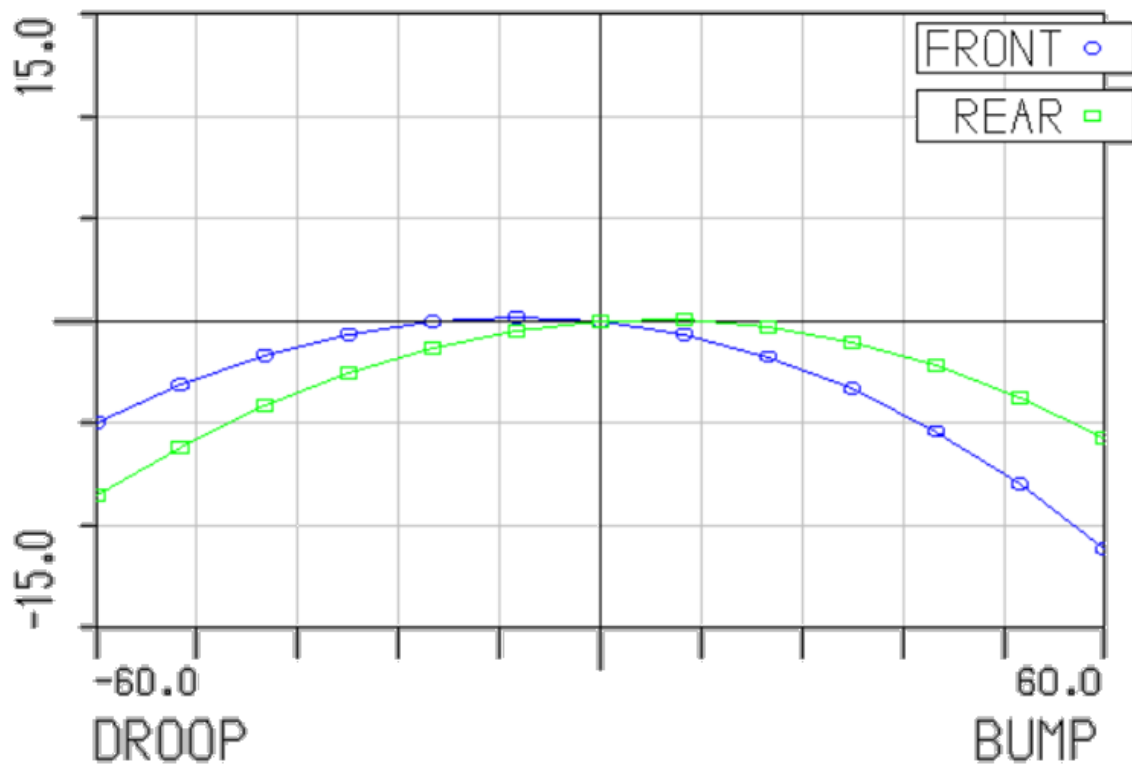
Rozvor kol



Graf 1 Průběh změny rozvoru v milimetrech v závislosti na propružení zavěšení kol

Průběh změny rozvoru kol je zobrazen na grafu. Změna rozvoru na přední nápravě je skoro zanedbatelná, odchylka je menší než 1 mm. Celková změna rozvoru na zadní nápravě je výrazně vyšší než na přední nápravě, ale stále není dostatečná, aby negativně ovlivnila chování vozu. Celková změna rozvoru na zadní nápravě je 10 mm. Velká změna rozvoru při propružení by způsobovala změnu rychlosti otáčení kola.

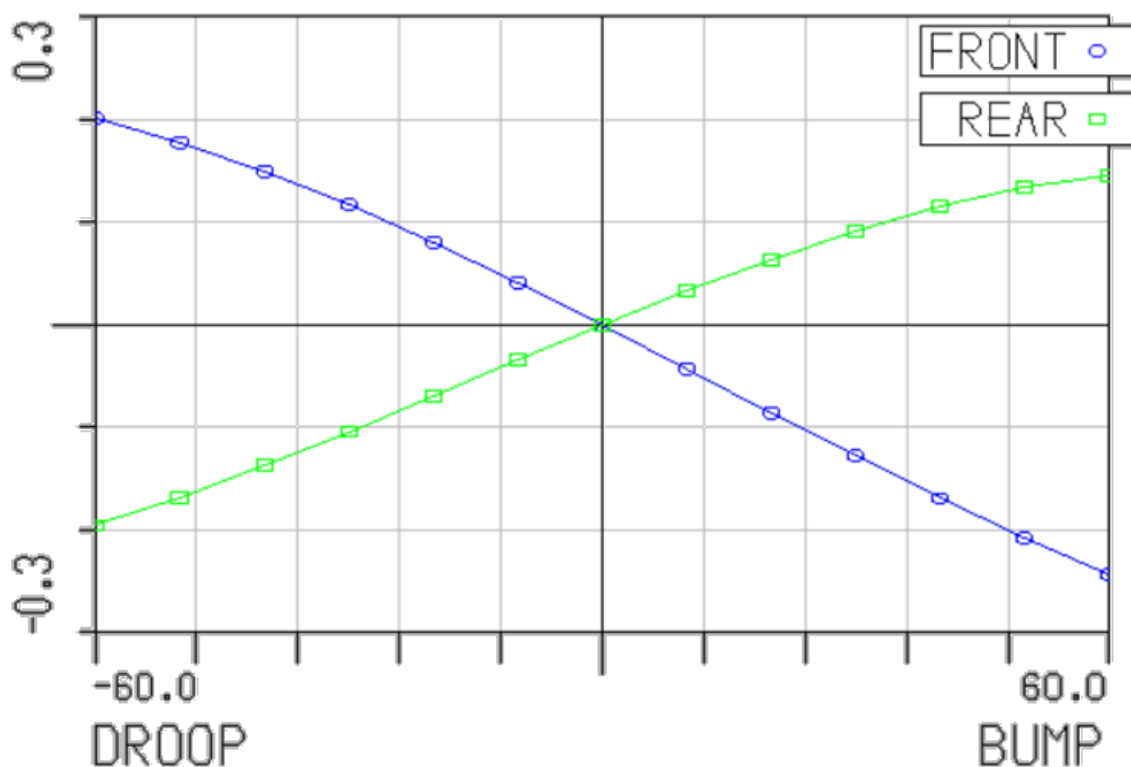
Rozchod kol



Graf 2 Průběh změny rozchodu kol v milimetrech v závislosti na propužení zavěšení kol

Z grafu je patrná změna rozchodu kol při jejich propužení. Změna rozchodu jednoho kola je přibližně stejná na obou nápravách a zkrácení rozchodu kol je maximálně o 12 mm. Hlavní vliv na tuto změnu má délka spodního příčného ramene. Čím delší toto rameno bude, tím bude změna rozchodu menší. Největší hodnota rozchodu nastává, když bude spodní příčné rameno horizontálně. Z grafu proto můžeme vyčíst, že toto rameno na přední i zadní nápravě je téměř horizontálně v provozní výšce vozidla.

Sbíhavost kol

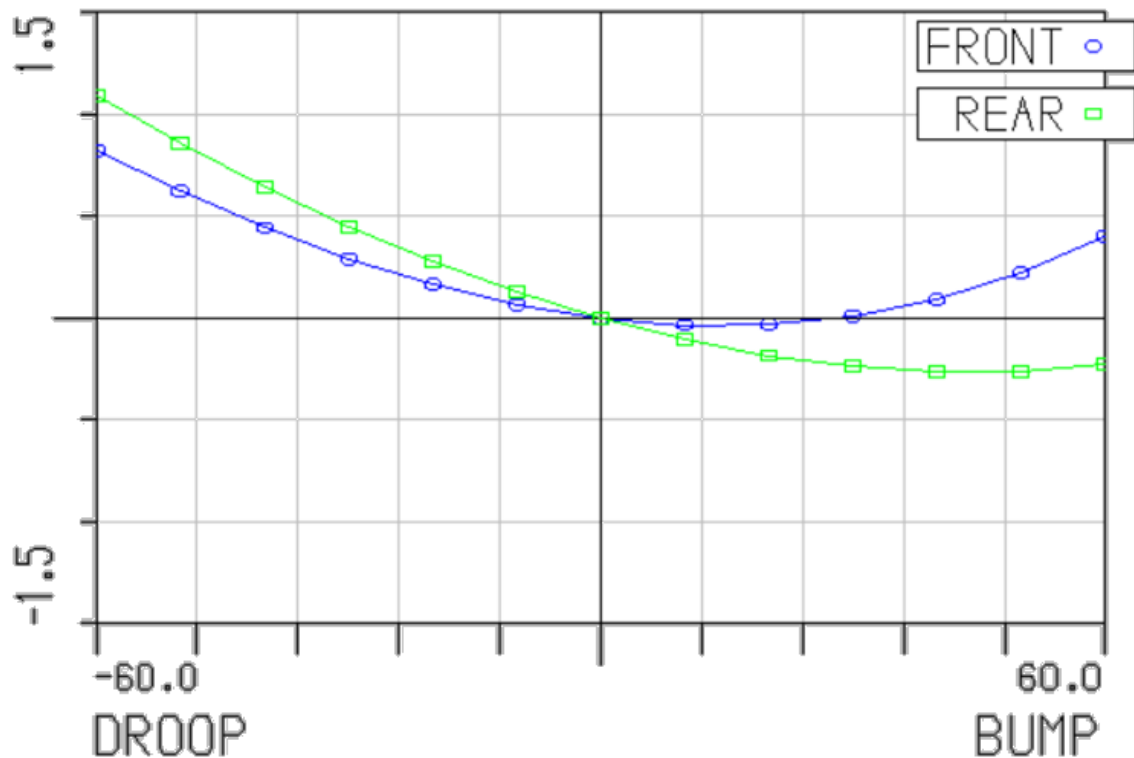


Graf 3 Průběh změny sbíhavosti ve stupních v závislosti na propružení zavěšení kol

Průběh změny sbíhavosti je zobrazen na grafu nahoře. Změna sbíhavosti na zadní nápravě má relativně velký rozptyl, proto servisní manuál doporučuje nastavit sbíhavost $0,25^\circ$. To způsobuje sbíhavost v celém propružení, což zajišťuje směrovou stabilitu při přímé jízdě a při průjezdu zatáčkou dodává vozidlu mírný nedotáčivý charakter, což má pozitivní vliv na bezpečnost jízdy. Zadní náprava dosahuje maximální rozbíhavosti $0,2^\circ$ při vyvšení kola.

Relativně velká změna sbíhavosti na přední nápravě nebude mít tak velký negativní dopad jako na zadní nápravě. Při naklonění vozidla z důvodu malé změny směru jízdy bude mít rozbíhavost při stlačení mírný stabilizační efekt. Při velké změně směru bude úhel mezi levým a pravým kolem ovlivňovat hlavně geometrie řízení. Přední náprava dosahuje maximální rozbíhavosti $0,25^\circ$ při stlačení kola.

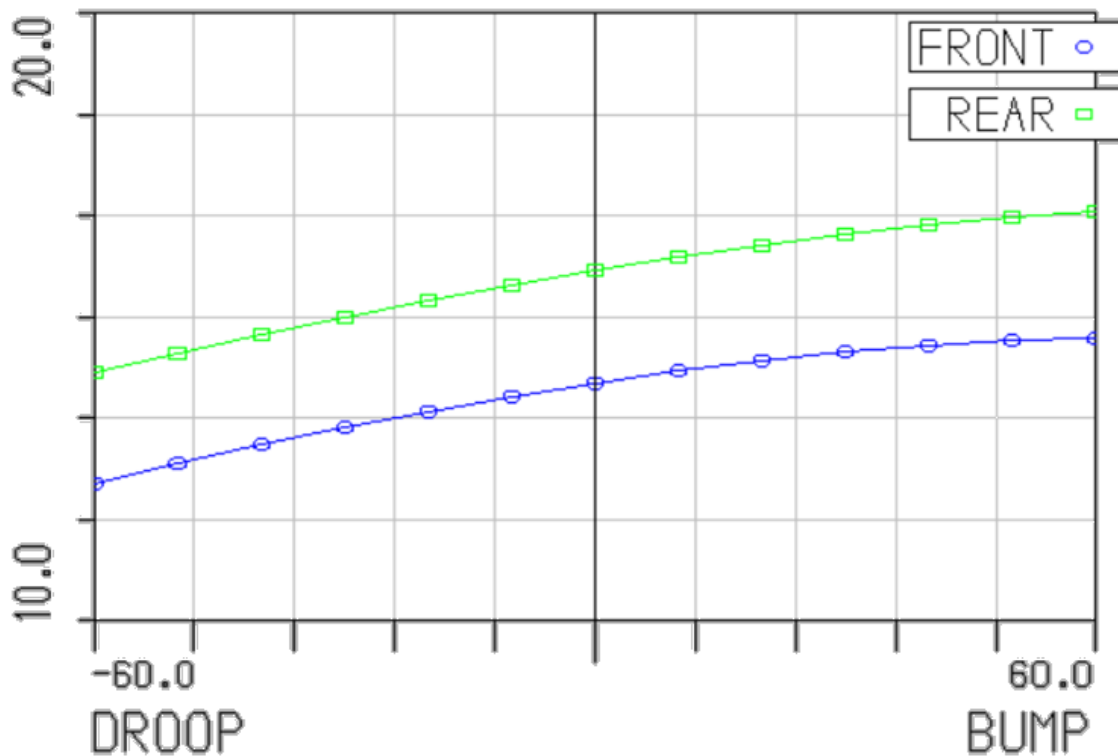
Odklon kol



Graf 4 Průběh změny odklonu ve stupních v závislosti na propužení zavěšení kol

Průběh změny odklonu kola je zobrazen v grafu nahoře. Při stlačení dohází k minimálnímu přírůstku negativního odklonu, u přední nápravy po 20 mm stlačení dokonce přechází negativní odklon do pozitivního, což má negativní vliv na jízdní vlastnosti vozidla, zejména při zatáčení. Tento průběh je způsoben úhlem spodního ramene se zemí, pro lepší průběh odklonu by bylo lepší natočit spodní rameno směrem dolů. Při negativním odklonu dokáže pneumatika přenést větší boční sílu. Příliš velká změna odklonu bude způsobovat zvýšené opotřebení pneumatik.

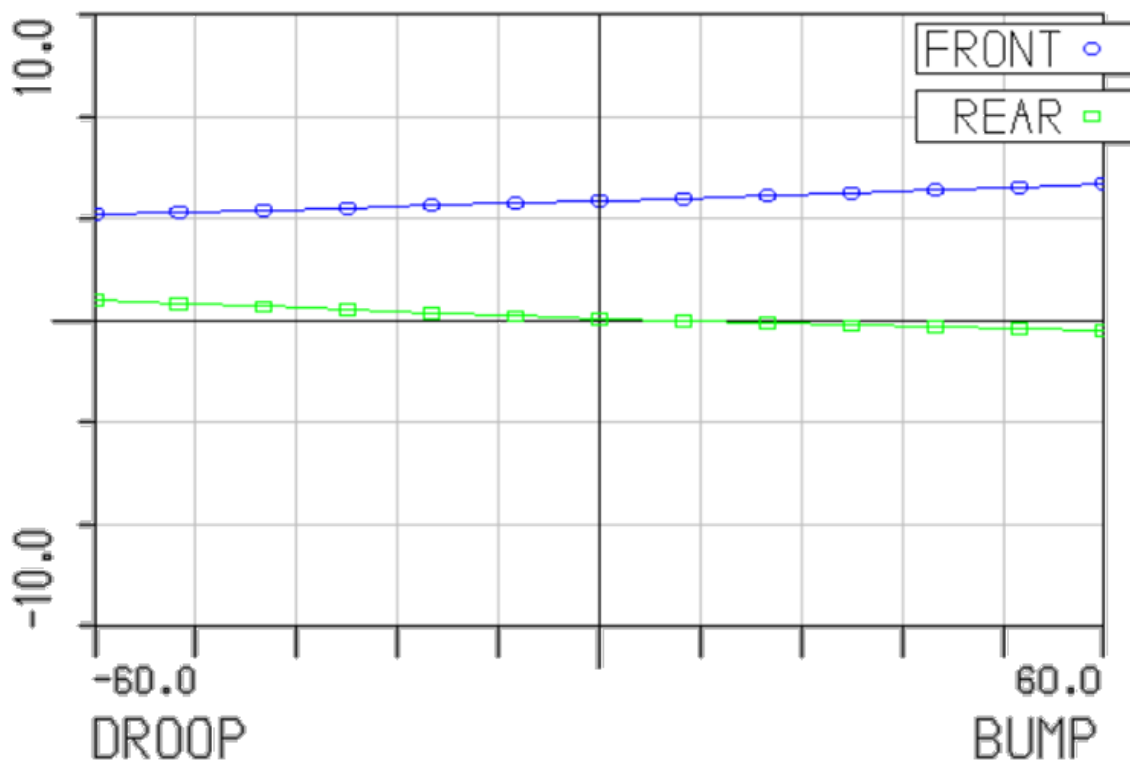
Příklon osy řízení a poloměr řízení



Graf 5 Průběh změny příklonu osy řízení ve stupních v závislosti na propružení zavěšení kol

Z grafu lze vyčíst, že příklon osy řízení se při propružení výrazně nemění a v provozní poloze zavěšení má hodnotu 14° . Kladný příklon slouží u přední nápravy k vracení řízených kol do přímého směru, protože na zavěšení kol působí síly od zatížení. Poloměr řízení je jen -10 mm, to minimalizuje přenos sil na řízení a snižuje sílu potřebnou na zatáčení, což má pozitivní vliv na chování vozu, protože vozidlo není vybaveno posilovačem řízení a zároveň pomáhá stabilizovat vozidlo při nerovnoměrném brzdění. U zadní neřízené nápravy je tato vlastnost nevýznamná a nemá vliv na chování vozu.

Záklon osy řízení a závlek



Graf 6 Průběh změny záklonu osy řízení ve stupních v závislosti na propružení zavěšení kol

Na grafu je průběh změny záklonu osy řízení při propružení kola. U přední nápravy jsou mezní hodnoty $3,5^\circ$ při vyvěšení kola a $4,5^\circ$ při stlačení kola, což je velmi malý rozptyl. V provozní poloze zavěšení je hodnota záklonu 4° a závlek kola je 24 mm, tato hodnota je menší než u vozidel s posilovačem. Menší hodnota závleku má za následek nižší stabilizační moment na řízení, což snižuje sílu potřebnou při jízdě k zatáčení. Takto nízká hodnota může při vysokých rychlostech způsobovat nestabilitu při jízdě, protože skutečný bod dotyku pneumatiky s vozovkou se při jízdě posouvá dozadu a tím snižuje hodnotu závleku.

Anti-dive a anti-lift

Anti-dive na přední nápravě při provozní poloze dosahuje hodnoty 8% a hodnota anti-lift na zadní nápravě je 26%, což znamená, že při brzdění je velký přenos váhy na přední nápravu a dochází k odlehčení zadní nápravy. To snižuje brzdný potenciál. Nízká hodnota anti-dive při zatáčení bude mít velký negativní vliv na stabilitu vozidla, vozidlo se bude chovat přetáčivě.

Anti-squat

Anti-squat na zadní nápravě dosahuje hodnoty 40%. Při akceleraci bude docházet k přenosu váhy na zadní nápravu, to bude mít pozitivní efekt na přenos hnacího momentu. Zároveň nebude tento přenos váhy příliš velký, aby výrazně snižoval stabilitu při zatáčení.

4.3 Úprava kinematického modelu zavěšení

Vozidlo má umístěn motor uprostřed před zadní nápravou. Díky tomu má menší moment setrvačnosti než podobná vozidla s klasickou koncepcí pohonu. Toto má některé pozitivní i negativní dopady. Vozidlo lépe a rychleji reaguje na změnu směru, což zlepšuje ovládání vozu a pocit z řízení. To zároveň způsobuje, že ke ztrátě adheze dochází náhle a vozidlo bude rotovat rychleji a bude těžší vozidlo udržet pod kontrolou. Vozidlo je také náchylnější na takzvaný snap-oversteer, to znamená, že dojde k přetáčivému smyku vlivem přenosu váhy mezi nápravami. Přenos váhy způsobuje nejčastěji výrazná změna hnacího momentu nebo brzdění během zatáčení. Vozidlo je díky nižšímu momentu setrvačnosti náchylnější ke kyvadlovému smyku, který je způsoben nadměrnou korekcí volantem. Díky koncepci motoru uprostřed je 62% váhy vozidla na zadní poháněné nápravě. Při brzdění bude rozložení velmi mezi nápravami rovnoměrné a tím se dosáhne rychlejšího zpomalení. Při akceleraci se více váhy přenesou na zadní poháněnou nápravu, tím se zvýší trakce vozidla.

Cílem úpravy zavěšení kol bude zachovat pozitivní vlastnosti vozu a zároveň snížit negativa, také zvýšit adhezi mezi pneumatikou a vozovkou, zlepšit ovládání a čitelnost vozidla. Optimalizace musí být provedena tak, aby vyžadovala minimální úpravu karosérie. Výsledek bude vždy kompromis mezi několika kinematickými vlastnostmi, také bude nutné respektovat daný prostor pro konstrukci a možnosti konstrukčního řešení.

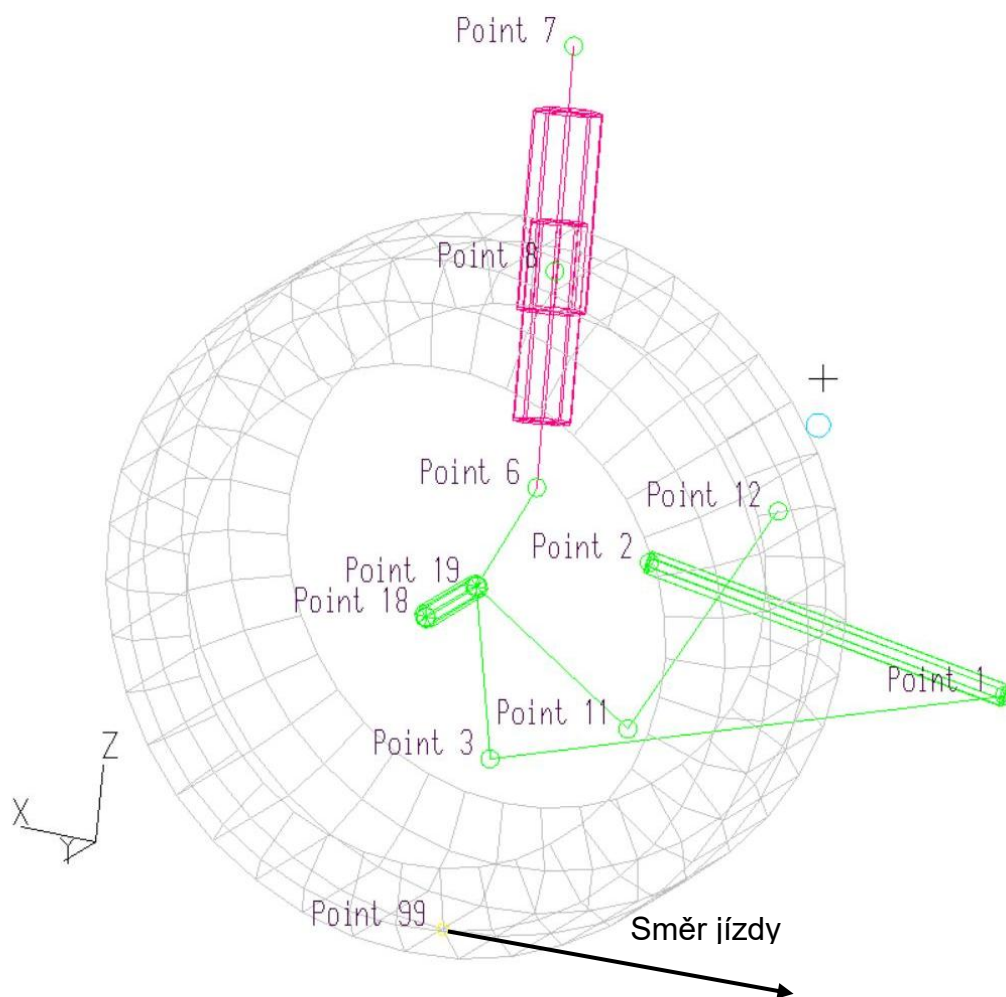
4.3.1 Úprava přední nápravy

Na přední nápravě má největší negativní vliv na chování vozidla nízká hodnota anti-dive. O hodnotě anti-dive rozhoduje pozice těžiště, rovina spodního ramene, záklon osy řízení a rozvor. Nejvhodnější cesta jak ovlivnit anti-dive je pomocí roviny spodního ramene a záklonu osy řízení. Měnit výrazně záklon osy řízení je kontraproduktivní, protože výrazně zvýšíme sílu na volantu při zatáčení a negativně ovlivníme chování vozu. Nejefektivnější bude změnit úhel spodního ramene. Pro zvýšení potřebujeme tuto rovinu natočit tak, aby se přiblížila těžišti. Nejjednodušší bude pohybovat spodním předním bodem (1) proti směru osy Z. Posunutím tohoto bodu o 50 mm směrem dolů získáme hodnotu anti-dive 62%. Tuto hodnotu

nechceme příliš velkou, aby nedocházelo k odskakování kol, zároveň nemůžeme tento bod posunout více, protože by došlo ke snížení světlé výšky vozidla.

Další negativní vlastností je malý přírůstek odklonu při stlačení zavěšení. Ten můžeme zvýšit posunutím spodního vnějšího bodu (3) proti směru osy Z. Originální 14“ ráfky nemají uvnitř dost prostoru pro změnu polohy bodu, proto je nahradíme většími 17“ koly. Ty nám zároveň poskytnou větší výběr pneumatik. Pro přední nápravu volíme pneumatiky o rozměru 215/40/R17. Větší ráfky nám poskytnou 90 mm vertikálního prostoru, umístěním čepu do spodního ramene místo do těhlice získáme dalších 50 mm prostoru. Posunutím bodu (3) o 110 mm proti směru osy Z a posunutím horního uložení tlumiče (7) o 24 mm proti směru osy Y vozidla získáme -2° odklonu při plném stlačení. Abychom získali zpět $4,2^\circ$ záklonu osy řízení posuneme bod (7) o 10 mm proti směru osy Z.

Dále zbývá co nejvíce snížit změnu sbíhavosti při propružení, aby byla zachována geometrie řízení, je nutné pohybovat s vnějším stabilizačním bodem (11) jen ve směru osy Z. Změna polohy hřebenu řízení nebo změna jeho délky by byla konstrukčně náročná a vyžadovala by velké zásahy do karoserie. Při posunutí bodu (11) o 110 mm proti směru osy Z bylo dosaženo minimální změny sbíhavosti. Při plném stlačení je změna sbíhavosti $-0,08^\circ$ a při odlehčení je změna mírně větší $-0,17^\circ$.



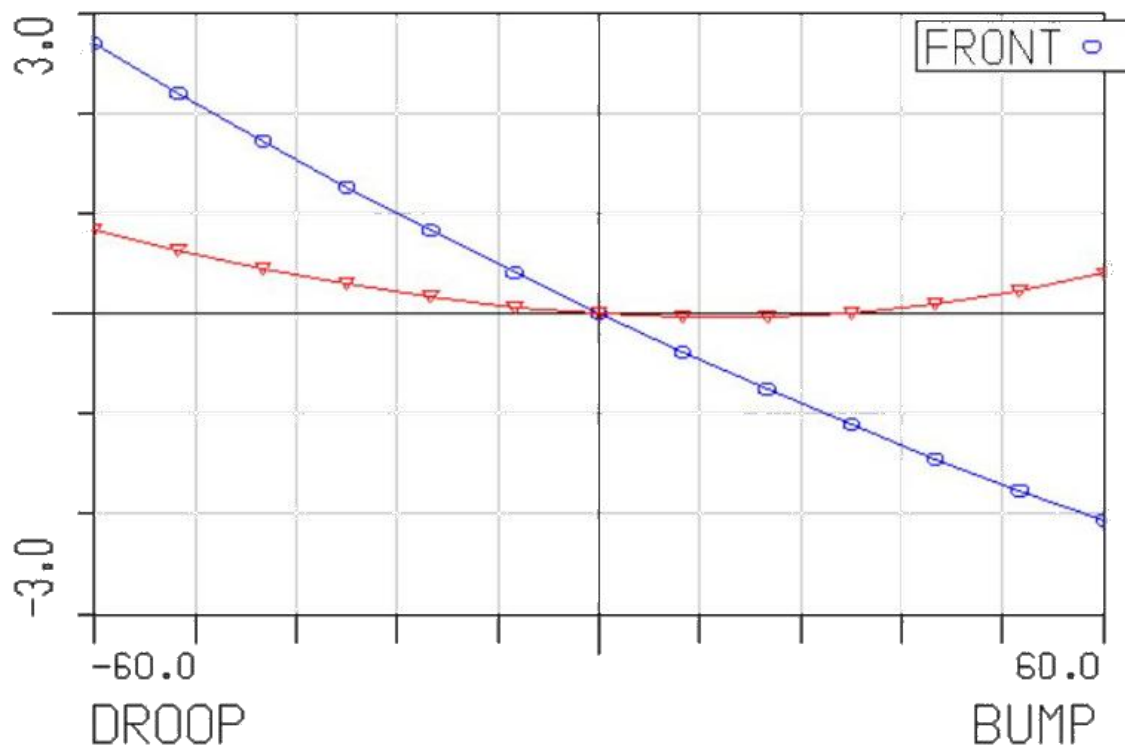
Obrázek 24 Schéma levé strany upravené přední nápravy s čísly bodů

Číslo bodu	Název bodu	Souřadnice		
		X	Y	Z
1	Lower wishbone front pivot (F)	-329,97	356,26	-123,21
2	Lower wishbone rear pivot (F)	-1,70	357,58	-73,49
3	Lower wishbone outer ball joint (F)	-7,81	692,24	-162,39
6	Strut slider upper axis point (F)	4,36	614,85	54,59
7	Strut top point (F)	34,65	550,88	421,12
8	Strut slider lower axis point (F)	14,30	583,50	234,21
11	Outer track rod ball joint (F)	-133,99	706,18	-106,50
12	Inner track rod ball joint (F)	-95,79	315,37	-19,39
16	Upper spring pivot point (F)	24,65	550,88	421,12
17	Lower spring pivot point (F)	4,32	614,96	54,71
18	Wheel spindle point (F)	0,00	779,00	0,00
19	Wheel centre point (F)	0,00	741,00	0,00

Tabulka 3 Souřadnice upravené přední nápravy

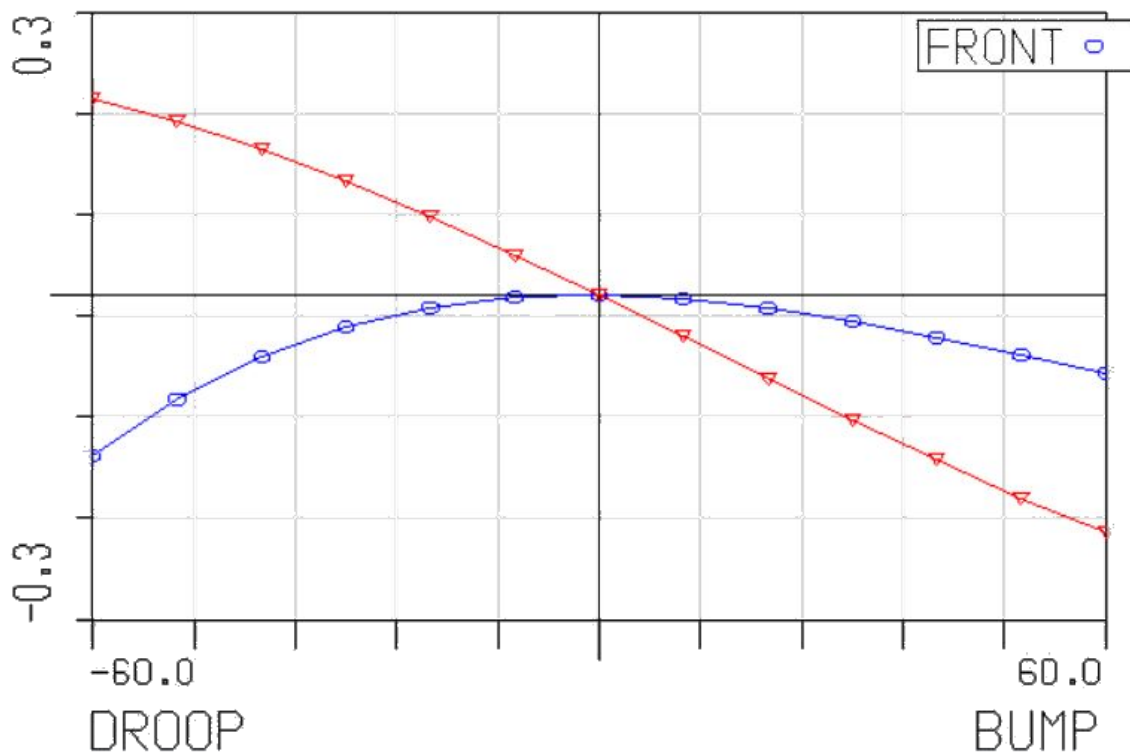
V tabulce jsou uvedené souřadnice upravených kinematických bodů. V následujících grafech jsou zobrazeny vlastnosti původního zavěšení červeně a modře jsou zobrazeny hodnoty nového zavěšení.

Odklon



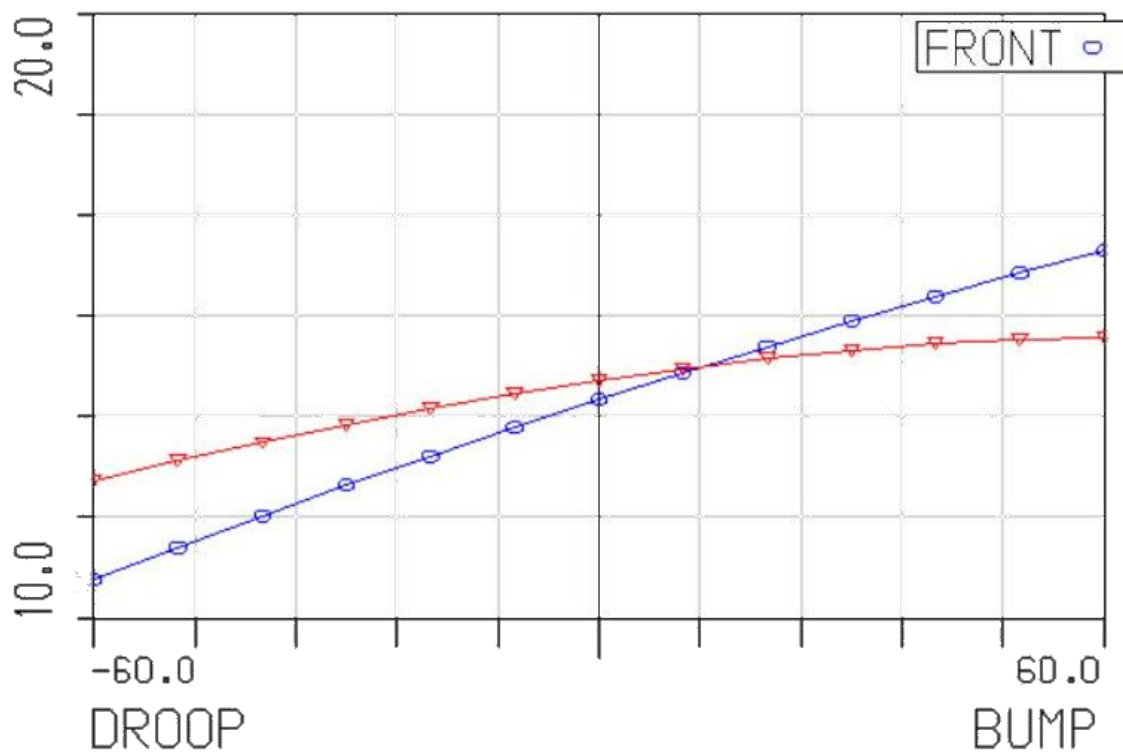
Graf 7 Porovnání změny odklonu ve stupních před a po úpravě v závislosti na propružení zavěšení kol

Sbíhavost



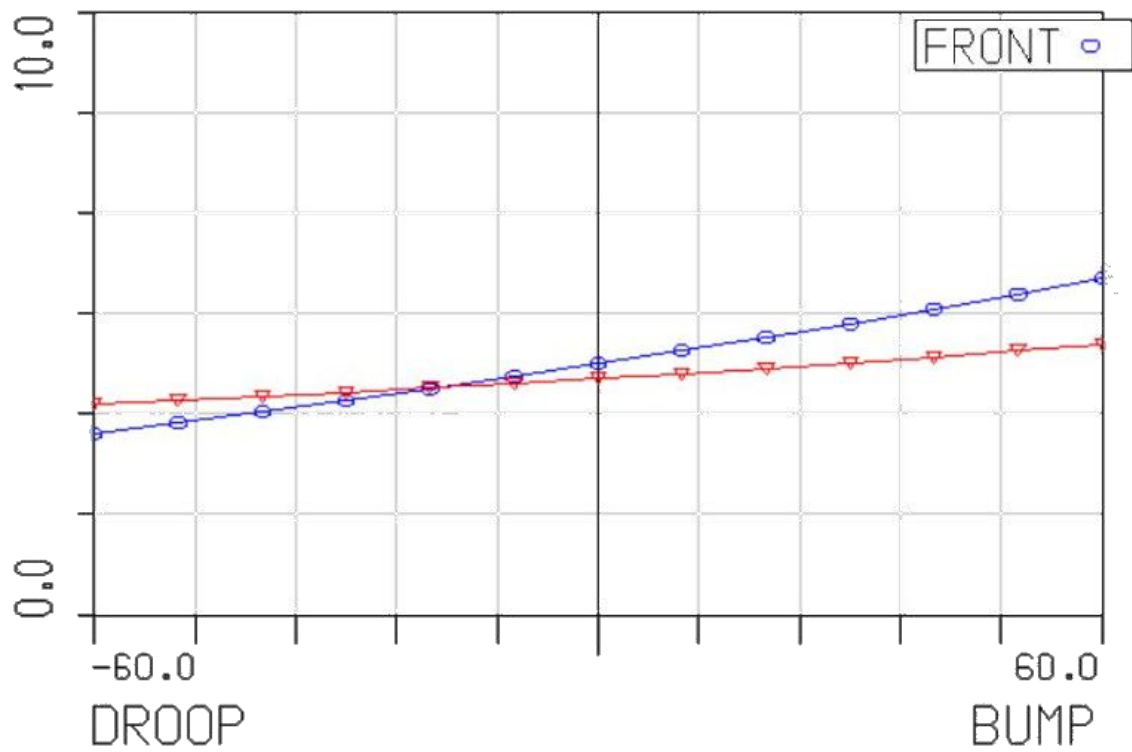
Graf 8 Porovnání změny sbíhavosti ve stupních před a po úpravě v závislosti na propružení zavěšení kol

Příklon osy řízení



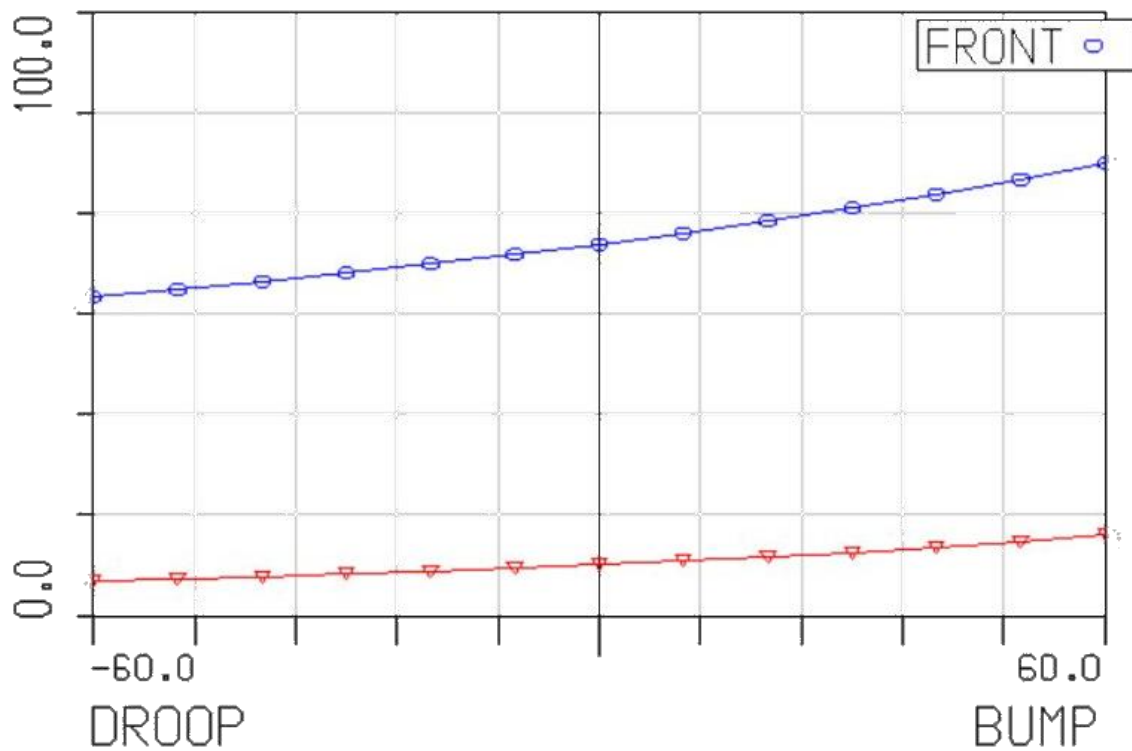
Graf 9 Porovnání změny příklonu osy řízení ve stupních před a po úpravě v závislosti na propružení zavěšení kol

Záklon osy řízení



Graf 10 Porovnání změny zákonu osy řízení ve stupních před a po úpravě v závislosti na propružení zavěšení kol

Anti-dive

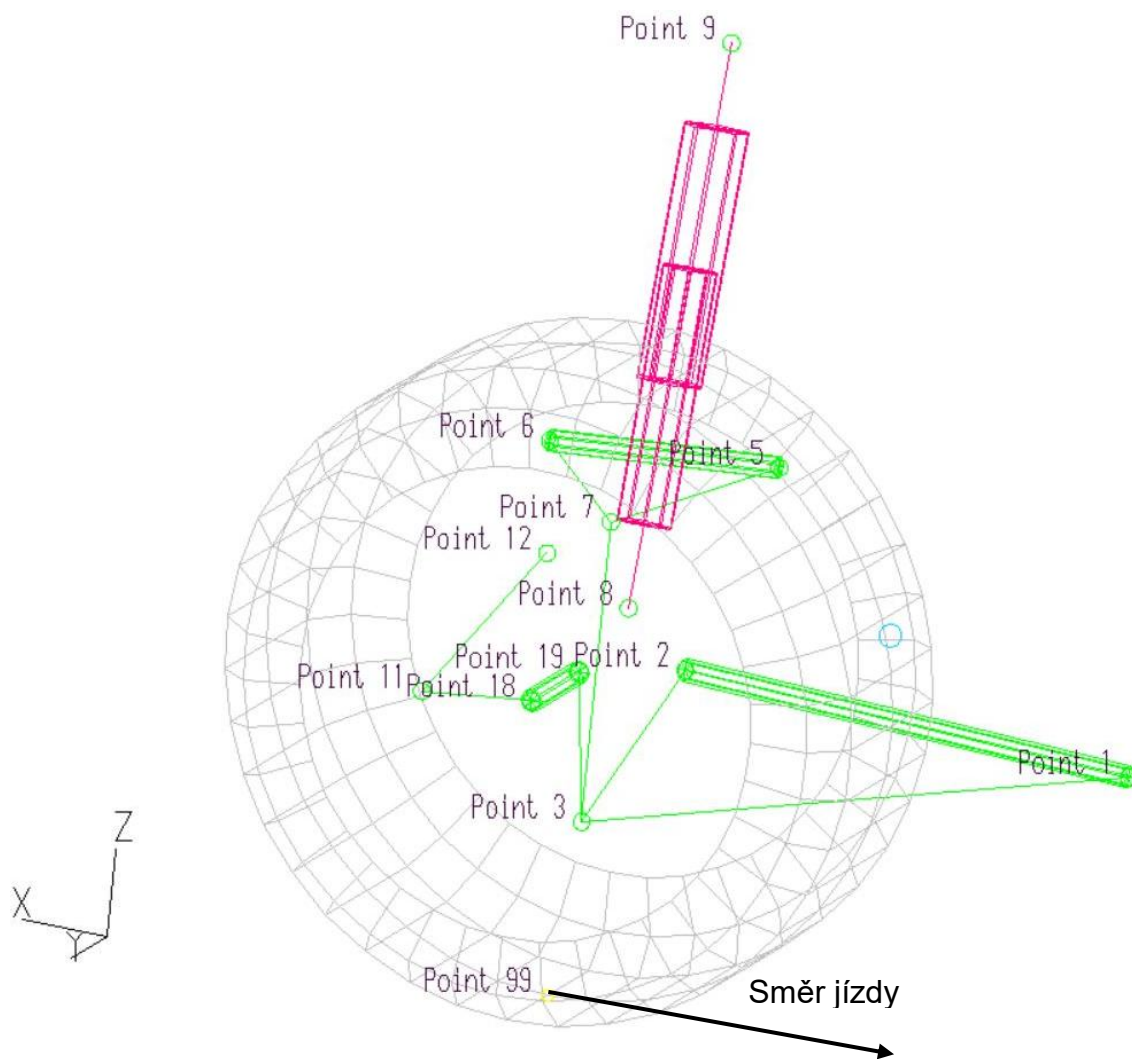


Graf 11 Porovnání hodnoty anti-dive v procentech před a po úpravě v závislosti na propružení zavěšení kol

4.3.2 Úprava zadní nápravy

Zadní náprava u tohoto vozidla je poháněná a je vystavena většímu zatížení než přední náprava. Proto jsem se rozhodl změnit typ zavěšení z původní nápravy McPherson na dvojitou lichoběžníkovou nápravu. Tento typ nápravy poskytne lepší a jednodušší nastavení kinematiky nápravy a lepší vedení kol.

V softwaru Lotus Suspension Analysis byl změněn typ šablony z typu 3 na typ 6. Šablona číslo 6 označuje dvojitou lichoběžníkovou nápravu s tlumičem uchyceným k hornímu ramenu. Uchycení pro spodní rameno bylo zachováno, takže byly zadány souřadnice bodů (1) a (2). Původní souřadnice byly použity pro vnitřní stabilizační bod (12), na stejnou pozici byl také umístěn tlumič s integrovanou pružinou. Horní pozici tlumiče označuje bod (9) a spodní hranici označuje bod (8). Pro uložení horního ramene ke karoserii bylo potřeba zvolit vhodné místo. Nejvhodnější poloha se nalézá na souřadnicích $[x, 510, 140]$, v tomto místě se nachází nosník, ke kterému je z druhé strany připojený motor s převodovkou a zespoda nosníku je přišroubována nápravnice, která tvoří uložení pro bod (2). V ose X byly body (5) a (6) umístěny před a za tlumič tak, aby nedocházelo ke kolizi a horní rameno tvořilo přibližně rovnostranný trojúhelník. Spodní vnější bod (3) byl z původního místa posunut o 60 mm proti směru osy Z, aby se zvýšil přírůstek odklonu při stlačení odpružení. Souřadnice X a Z bodu (3) byly zaokrouhleny na celé číslo. Horní vnější bod (7) byl umístěn tak, aby vznikla nízka lichoběžníková náprava. Změnou souřadnice v ose Z u bodů (5) a (6) byla natočena rovina horního ramene tak, aby byla dosažena hodnota anti-squat 63%. Pomocí grafu sbíhavosti byla nalezena pozice vnějšího stabilizačního bodu (11), tak aby změna sbíhavosti byla minimální.



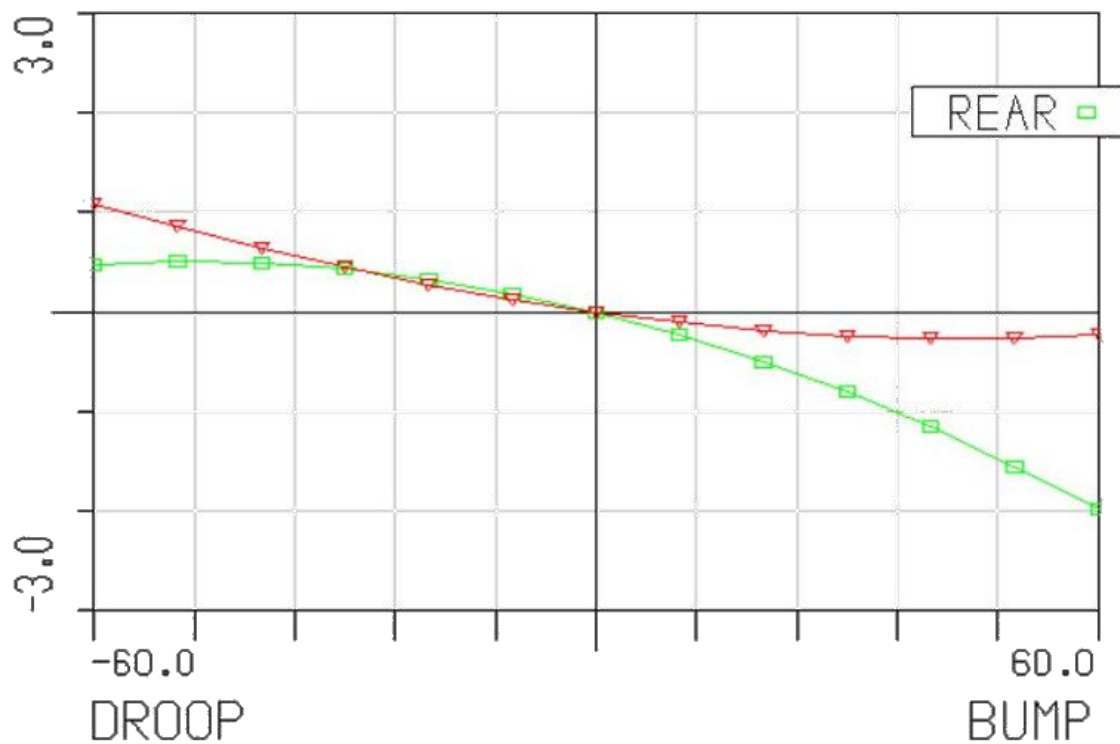
Obrázek 25 Schéma levé strany upravené zadní nápravy s čísly bodů

Číslo bodu	Název bodu	Souřadnice		
		X	Y	Z
1	Lower wishbone front pivot (R)	1946,20	545,73	-52,80
2	Lower wishbone rear pivot (R)	2450,64	357,22	-103,55
3	Lower wishbone outer ball joint (R)	2400,00	700,00	-150,00
5	Upper wishbone front pivot (R)	2320,00	510,00	150,00
6	Upper wishbone rear pivot (R)	2540,00	510,00	130,00
7	Upper wishbone outer ball joint (R)	2400,00	700,00	130,00
8	Damper wishbone end (R)	2401,07	588,97	79,80
9	Damper body end (R)	2400,29	521,32	532,75
11	Outer track rod ball joint (R)	2524,00	547,00	-112,00
12	Inner track rod ball joint (R)	2647,69	217,26	-69,49
18	Wheel spindle point (R)	2400,00	779,00	0,00
19	Wheel centre point (R)	2400,00	741,00	0,00

Tabulka 4 Souřadnice upravené zadní nápravy

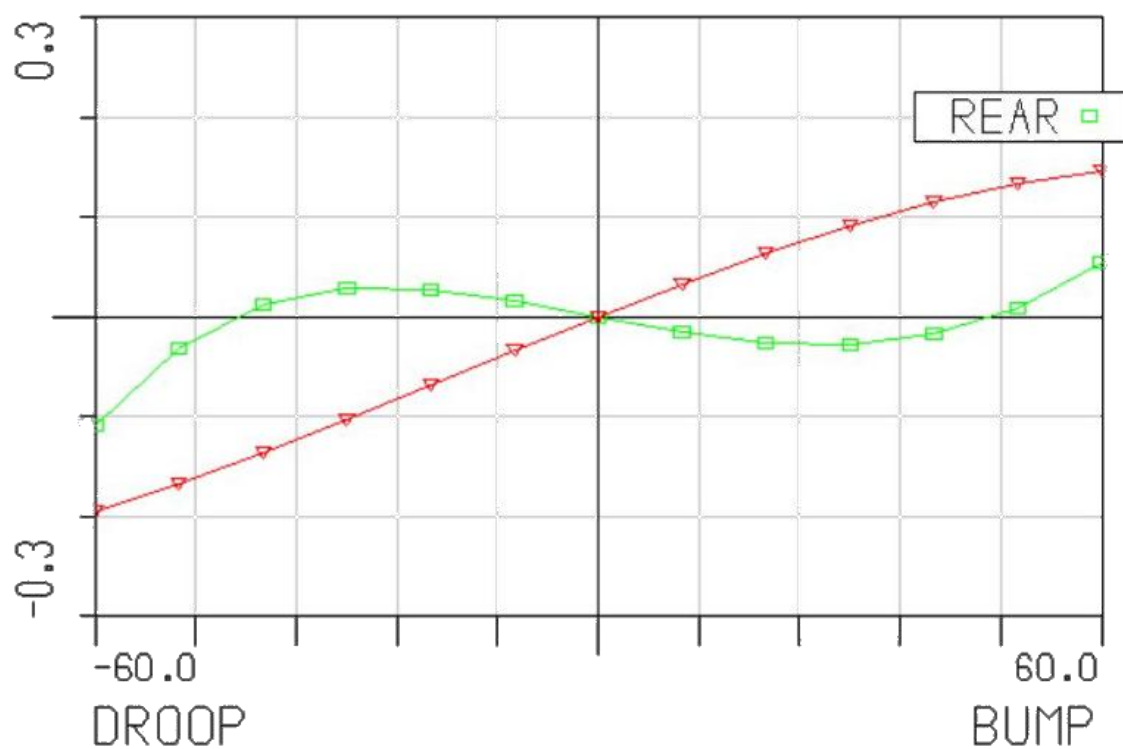
V tabulce jsou uvedené souřadnice upravených kinematických bodů. V grafech níže jsou zobrazeny vlastnosti původního zavěšení červeně a zeleně jsou zobrazeny hodnoty nového zavěšení.

Odklon



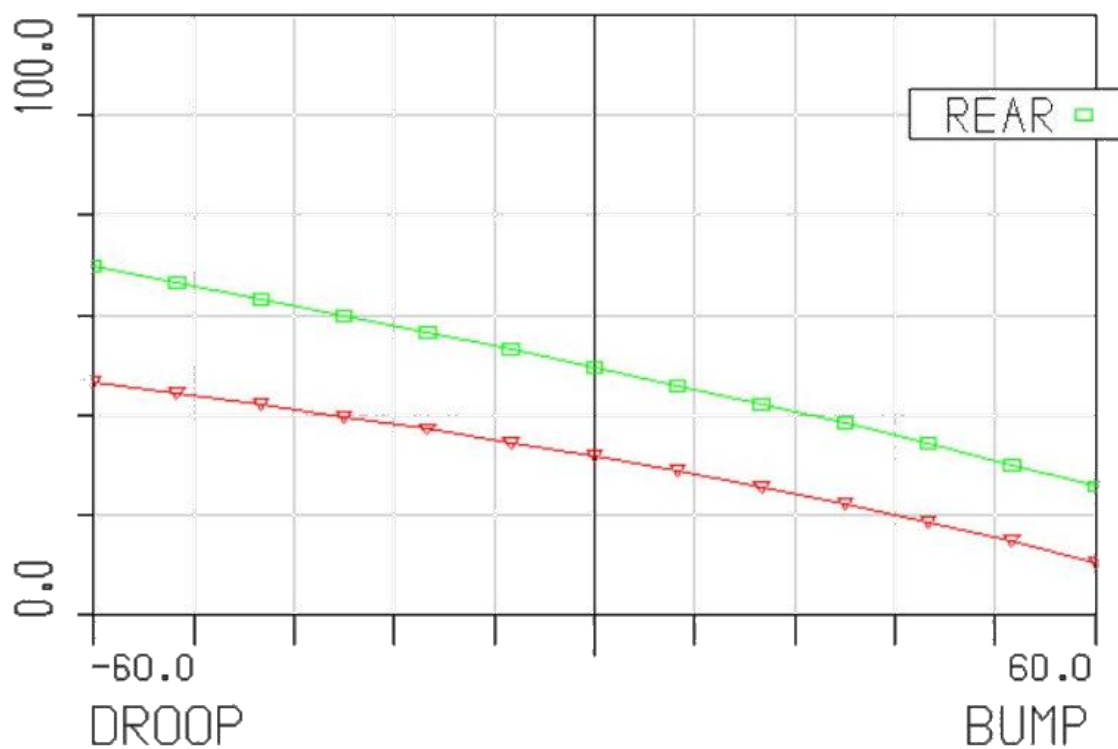
Graf 12 Porovnání změny odklonu ve stupních před a po úpravě v závislosti na propružení zavěšení kol

Sbíhavost



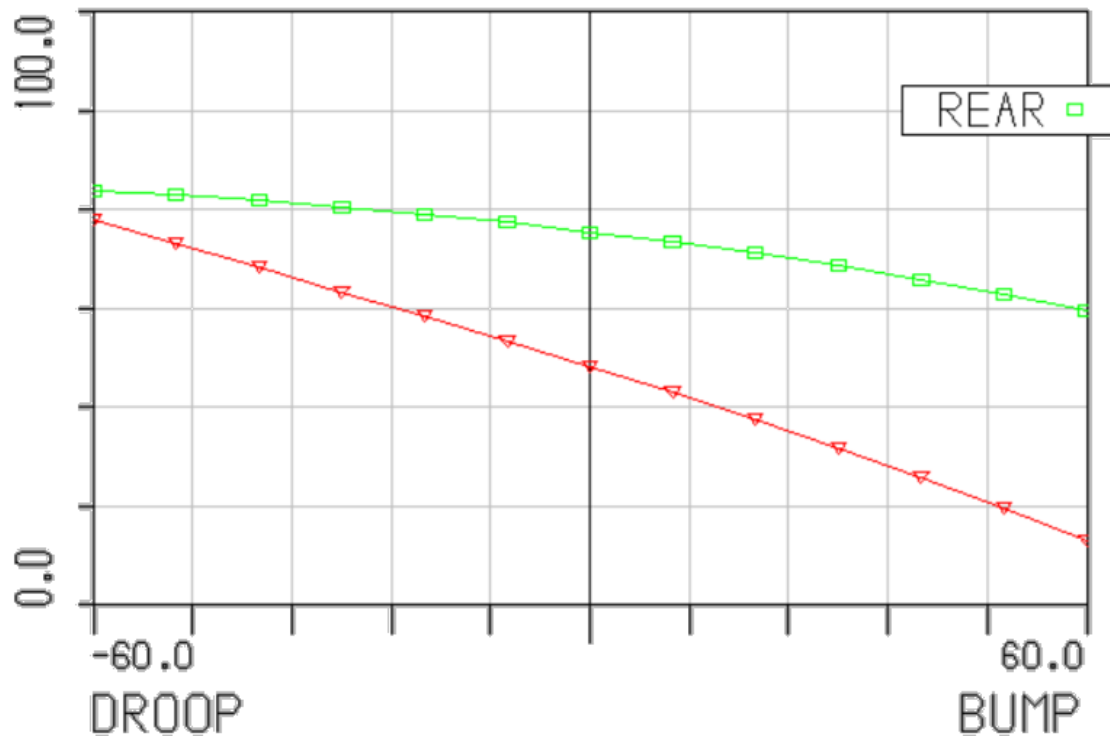
Graf 13 Porovnání změny sbíhavosti ve stupních před a po úpravě v závislosti na propružení zavěšení kol

Anti-lift



Graf 14 Porovnání změny anti-lift v procentech před a po úpravě v závislosti na propružení zavěšení kol

Anti-squad



Graf 15 Porovnání změny anti-squad v procentech před a po úpravě v závislosti na propružení zavěšení kol

5. Konstrukční provedení zavěšení

V této kapitole je popsána konstrukce jednotlivých dílů zavěšení, které byly použity na úpravu zavěšení Toyoty Mr2. Všechny součásti byly navrženy v softwaru Creo Parametrics.

5.1. Návrh konstrukce podvozku

Jako materiál pro konstrukci ramen a těhlice byla zvolena ocel ČSN 15 230 (25CrMo4), protože je vhodná pro středně namáhané součásti a je dobře svařitelná a obrobitelná. Tato ocel se běžně používá na výrobu bezpečnostních rámců závodních vozidel, jejich nápravnic či zavěšení. Mez pevnosti této oceli je 900 MPa a mez kluzu je 700 MPa.

Pro výrobu obráběných součástí byla zvolena hliníková slitina EN AW 6082 a pro více namáhané součásti byla zvolena EN AW 7075. Mez pevnosti této slitiny je 900 MPa a mez kluzu je 700 MPa.

Pro uložení ramen byla použita bezúdržbová kloubová ložiska od německé společnosti Fluro, která jsou speciálně vyvinuta pro použití v motosportu. K připojení ramen ke karoserii byla zvolena kloubová oka GAXSW 18 MS a GAXSW 14x1,5 MS a pro uložení A-ramen k těhlici byla použita kloubová ložiska GXSW 20.40 MS a pro spojení tlumiče s těhlicí ložiska GXSW 18.35 MS.

5.2. Konstrukční řešení přední nápravy

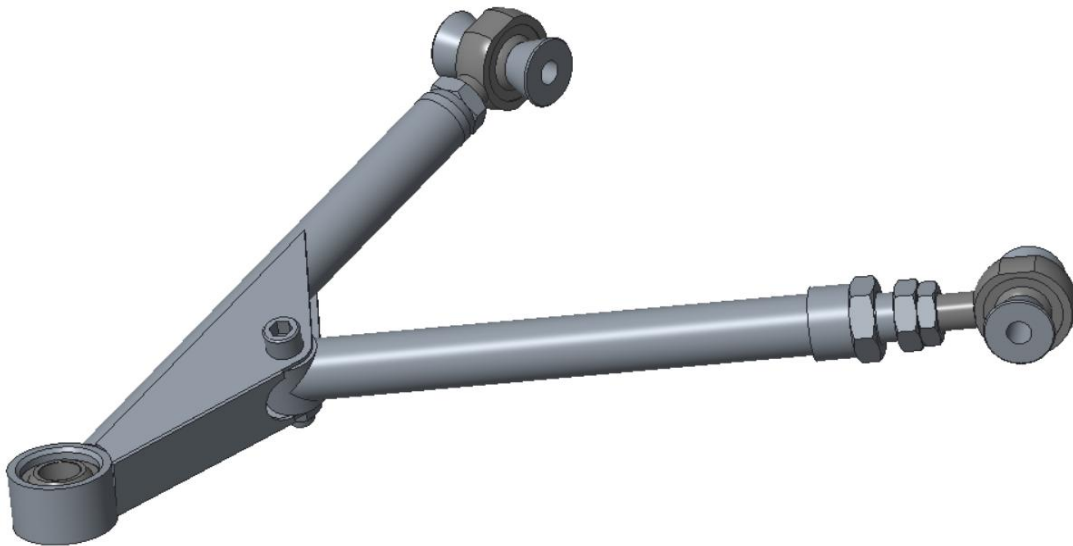
5.2.1. Spodní rameno

Spodní rameno se skládá ze dvou částí. Každá část je tvořena bezešvou trubkou $\varnothing 30 \times 2$ mm. Pro uložení (1) bylo použito kloubové oko se závitem M18x1,5 mm, na toto oko je našroubovaný nastavovací prvek, který má vnitřní závit M18x1,5 mm a vnější levý závit M24x1,5 mm. Na jednom konci je zakončen šestihranem pro klíč. Nastavovací prvek je závitem připojen k rameni. Na konci trubky ramene je navařena redukce s vnitřním levým závitem M24x1,5 mm. Na druhém konci této části ramene je kolmo přivařena tyč o $\varnothing 30$ mm a s dírou uprostřed $\varnothing 12$ mm. Dvě části ramene jsou spojeny pomocí šroubu M12x50 mm. Kombinace pravého a levého závitu na tomto rameni nám dovoluje měnit jeho délku a tím ovlivňovat záklon osy řízení. Poloha nastavovacího prvku je zajištěna pojistnou maticí.

Pro uložení (2) je použito kloubové oko se závitem M18x1,5 mm. Oko je našroubované do redukce a zajištěno maticí. Redukce je přivařena k rameni. Na straně k těhlici je k rameni přivařeno uložení, do kterého je nalisováno kloubové ložisko. Ložisko je ještě zajištěno

pojistným kroužkem. Aby se dala připojit druhá část, je na rameno přivařeno uložení, které je tvořeno 3 mm ocelovým plechem a které zároveň slouží jako výztuha ramene.

Uložení ramen na karoserii je 60 mm široké a používá šroub M12x75 mm. Kloubové oko je široké jen 23 mm a má díru o $\varnothing 18$ mm, proto je nutné u ok použít podložky ze slitiny hliníku, které zmenší díru na 12 mm a zároveň dovolí pohyb oka v celém spektru.



Obrázek 26 Návrh předního spodního ramene

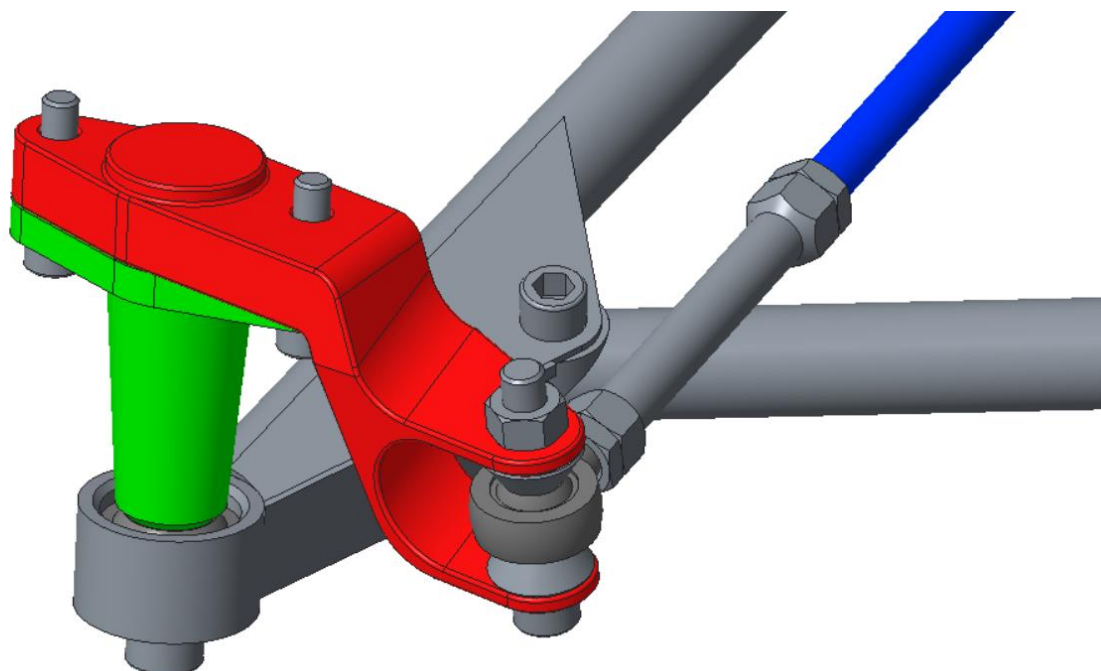
5.2.2. Tyč řízení

Původní čep řízení v uložení (11) byl nahrazen kloubovým okem se závitem M14x1,5 mm a k původnímu axiálnímu táhlu (modře) byl připojen pomocí obráběného prodloužení ze slitiny hliníku. Prodloužení bylo zajištěno pomocí matic. Sbíhavost je nastavována závitem na axiálním táhlu. Táhl se může otáčet podél své osy, a proto není potřeba použít levý závit. Do oka byly vloženy podložky, které ho rozšiřují na 40 mm. Změnou velikosti podložek lze posunout oko v uložení nahoru či dolů a tím měnit průběh sbíhavosti při propružení.

5.2.3. Úprava těhlice

U těhlice bylo potřeba posunout střed spodního vnějšího čepu (3) dolů o 110 mm, a zároveň přidat zcela nové uložení řízení (11), to zajistí vyšší tuhost, než kdyby došlo k pouhému prodloužení původního uložení řízení. Posunutí bylo realizováno pomocí dvou dílů, páky řízení (červeně) a prodlužujícího trnu (zeleně). Tyto dva díly byly připojeny k těhlici pomocí dvou šroubů M10x40. Rozdělení na dva díly zjednoduší výrobu a zároveň dovolí výměnou

jednoho dílu modifikovat geometrii řízení. Páka řízení je obrobek ze slitiny hliníku a trn je obrobek z oceli.



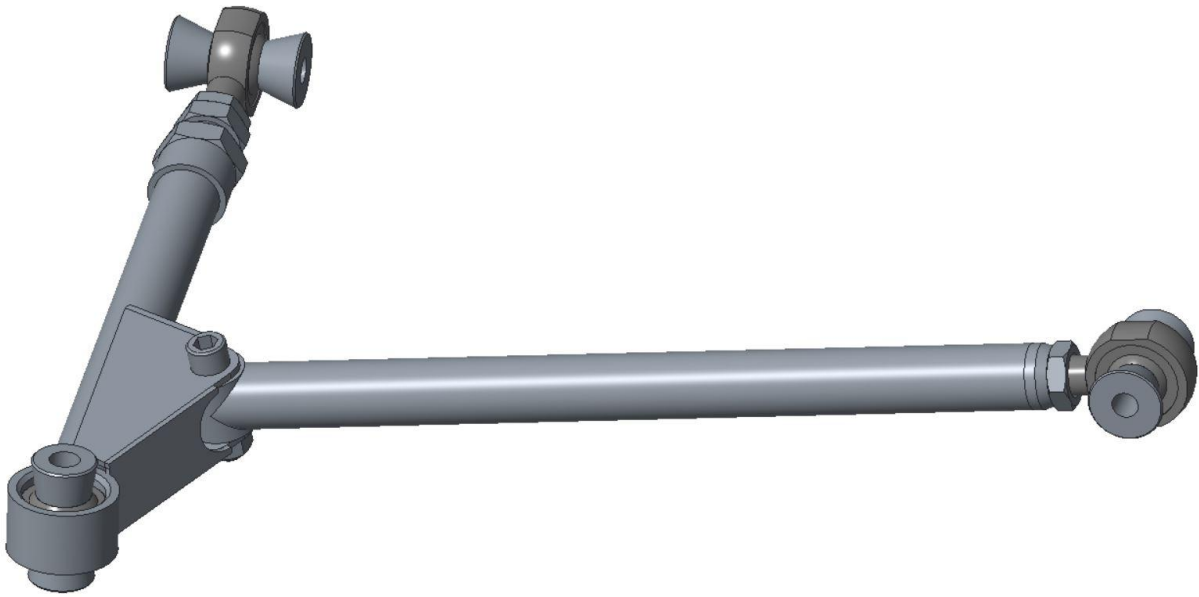
Obrázek 27 Návrh součástí k úpravě přední nápravy, původní axiální táhlo (modře), páka řízení (červeně), prodlužující trn (zeleně)

5.3. Konstrukční řešení zadní nápravy

Konstrukce zadní nápravy je náročnější a komplexnější, než konstrukce přední nápravy. U nové těhlice bylo použito původní ložisko a náboj kola, to zajistí, že bude možné použít i původní kloubový hřídel. Použití původních součástí výrazně zjednoduší konstrukci a sníží cenu přestavby a zajistí dostupnost náhradních součástí.

5.3.1. Spodní rameno

Konstrukce spodního ramene je velmi podobná jako u předního ramene. Rameno se skládá ze dvou částí. Rozdělení zajistí, že rameno půjde namontovat, protože uložení na karoserii není rovnoběžné, dále dovolí nastavování odklonu. V uložení (1) se nachází kloubové oko se závitem M18x1,5 mm. Oko je rozšířeno na šířku 55 mm pomocí podložek ze slitiny hliníku. Redukce se závitem M18x1,5 mm je navařena k rameni, které tvoří trubka $\varnothing 30 \times 2$ mm. Oko je našroubované do redukce a zajištěno nízkou maticí. Na druhý konec této části ramene je kolmo navařena tyč o $\varnothing 30$ mm s dírou 12 mm.



Obrázek 28 Návrh spodního zadního ramene

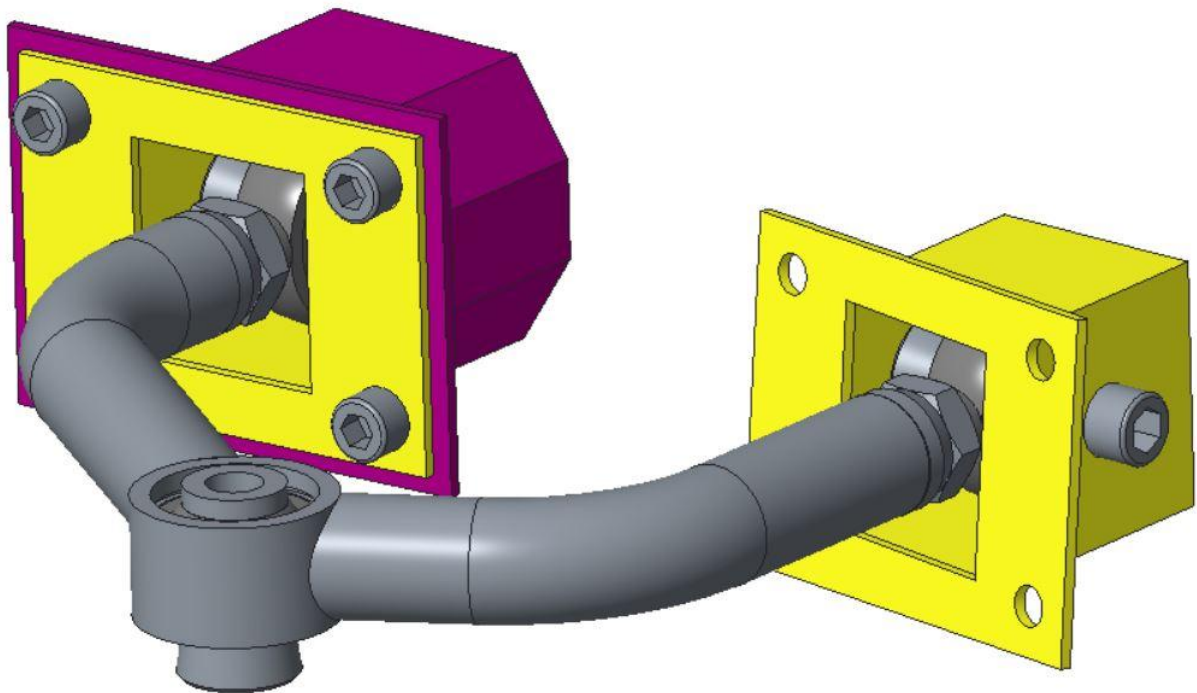
Pro uložení (2) je použito oko se závitem M18x1,5 mm a nastavovací prvek. Levý a pravý závít u nastavovacího prvku zajistí změnu odklonu až o 8°. Oko je rozšířeno podložkami na šířku 60 mm. Na druhém konci je navařen domeček pro uložení kloubového ložiska GXSW 20.40 MS. Toto ložisko má stejnou velikost jako původní kulový čep. Ložisko je zalisováno a zajištěno pojistným kroužkem. Do ložiska jsou vloženy podložky, které dovolují, aby se ložisko mohlo pohybovat v celém svém rozsahu, a rozšiřují ložisko na 60 mm. K rameni je přivařena konstrukce z 3 mm plechu, ke které je připojena druhá část ramene pomocí šroubu M12x50 mm. Plechová konstrukce slouží zároveň jako výztuha ramene.

5.3.2. Horní rameno

Konstrukce horního ramene je podobná konstrukci ostatních ramen, horní rameno se skládá jen z jedné části. Pro uložení (5) a (6) jsou použita oka se závitem M18x1,5 mm a jsou našroubována do závitových redukcí, které jsou přivařeny na konce trubek. Trubky jsou ohnuty tak, aby nedocházelo ke kolizi s tlumičem, který prochází uprostřed ramene. Ohyb trubek zároveň zajišťuje, aby osy kloubových ok na ramenech byly rovnoběžné, což je důležité pro montáž a demontáž ramene. Pro uložení (7) je použit domeček pro ložisko GXSW 20.40 MS, který je přivařen k trubkám ramen. Zespolu je do oka vložena podložka, která zvětšuje vzdálenost na přidělení k těhlici na 30 mm a snižuje průměr ložiska na 14 mm. Shora je 3 mm podložka. Horní rameno je připojeno k těhlici jedním šroubem M14x65 mm.

5.3.3. Uložení do karoserie

Uložení do karoserie je provedeno pomocí dvou svařovaných součástí z 3 mm ocelového plechu. V karoserii je potřeba vyříznout otvor pomocí šablony. První součást (fialově) je přivařena do nosníku karoserie a zároveň ho vystužuje. Do druhé části (žlutě) je vloženo rameno a je přišroubováno pomocí šroubu M12x70 mm. Uložení musí být rozděleno na dvě části, aby byl možný přístup k tomuto šroubu. Tyto dvě části jsou spojeny pomocí čtyř šroubů M10x20 mm.

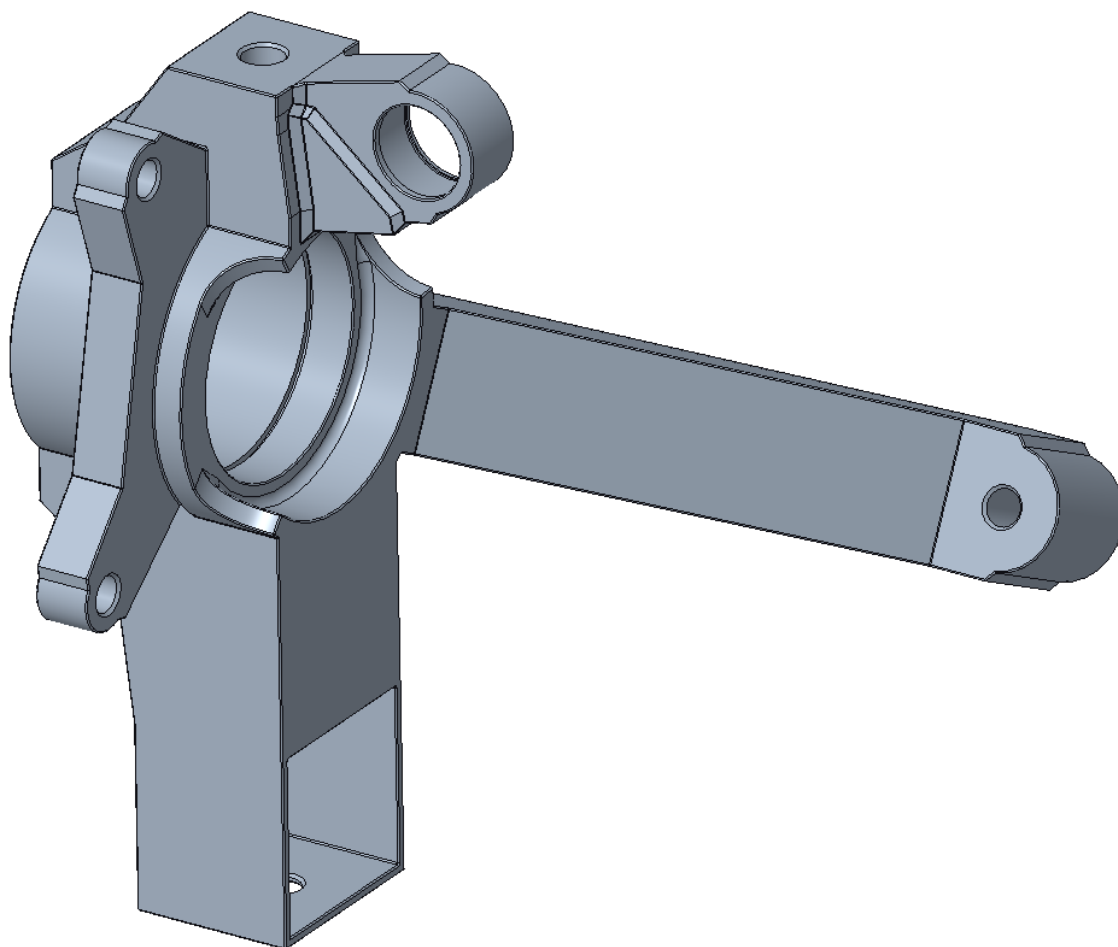


Obrázek 29 Návrh zadního horního ramene a jeho uložení, uložení přivařené do karoserie (fialově), druhé uložení je skryto, uložení, které drží rameno (žlutě)

5.3.4. Těhlice

Těhlice je navržena pro výrobu jednoho kusu levé a pravé strany jako svařenec ocelových obrobků a výpalků z 3 mm plechu. Tento způsob je výrazně levnější a jednodušší na výrobu než výroba těhlice jako obrobku z jednoho kusu materiálu. Pro uložení původního ložiska s nábojem kola je použito obráběné pouzdro. Ložisko má vnější \varnothing 82 mm a šířku 45 mm a je v pouzdru zajištěno pojistným kroužkem. Z boku válce je přivařena konstrukce z 3 mm plechu, která slouží k uchycení brzdového třmenu. Uložení (3) a (7) jsou vytvořena z plechu o tloušťce 10 mm a mají šířku a délku 60 mm. Uprostřed je díra se závitem M14x1,5 mm k upevnění ramene. Uložení (11) je tvořeno válečkem o vnějším \varnothing 40 mm a šířkou 40 mm, uprostřed je díra o \varnothing 12 mm. Jednotlivá uložení jsou spojena s pouzdem pomocí konstrukce

z plechových výpalků a svařena dohromady. Je důležité, aby konstrukce poskytovala dostatečný prostor pro brzdový kotouč. K uložení (7) je přivařena plechová konstrukce s obráběným pouzdem pro uchycení původního tlumiče. Tlumič je připojen do těhlice pomocí ložiska GXSW 18.35 MS, které je zalisováno do obráběného pouzdra a zajištěno pojistným kroužkem. K uložení (3) je přivařená konstrukce, která zajišťuje, aby spoj s ramenem měl dvě styčné plochy s těhlicí. To pomůže zvýšit tuhost uložení spodního ramene, které je nejvíce namáhané.

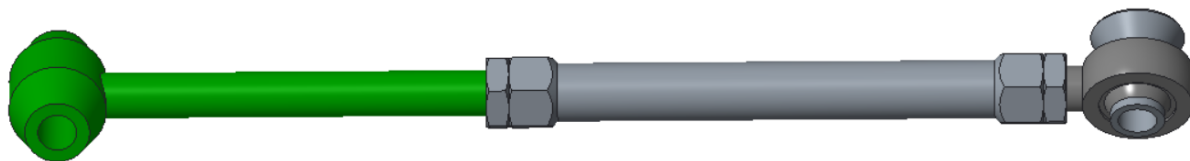


Obrázek 30 Návrh svařované těhlice

5.3.5. Rameno stabilizace

Původní rameno stabilizace je potřeba upravit pro novou těhlici. Pro uložení (12) se ponechá původní část ramene (zeleně) s levým závitem M14x1,5 mm, na tuto část je našroubován nastavovací prvek a zajištěn maticí. Nastavovací prvek je vyroben ze slitiny hliníku, na jeho druhé straně je našroubováno oko se závitem M14x1,5 mm a také zajištěno maticí. Do oka jsou vloženy podložky, které na straně u těhlice zajišťují pohyb v celém spektru pohybu a na druhé straně rovnou dosedací plochu pro šroub M12x90 mm a zároveň redukuje průměr oka

ze 14 mm na 12 mm. Levý a pravý závit u nastavovacího prvku dovoluje přesné nastavení požadované sbíhavosti.



Obrázek 31 Návrh ramene stabilizace, původní část ramene sbíhavosti (zeleně)

6. Pevnostní analýza těhlice

Nově navrženou těhlici je potřeba pevnostně zkontrolovat a případně upravit návrh. Na vozidlo při jízdě působí mnoho sil, které jsou přenášeny z karoserie přes zavěšení a kola na vozovku. Mezi nejdůležitější síly patří hlavně tíhové síly samotného vozidla, posádky a nákladu. Dále na vozidlo působí brzděné a hnací síly, které působí proti setrvačným silám a jízdám odporům. Na vozidlo působí odstředivé síly při průjezdu zatáčkou. Tyto síly jsou přenášeny zavěšením. Pro účely pevnostní analýzy bylo potřeba použít zjednodušující předpoklady, protože na vozidlo působí mnoho sil a určení všech je velmi složité a často závislé na měnících se faktorech. Pro pevnostní kontrolu vzhledem k určení sil byly zvoleny tři stavy zatížení:

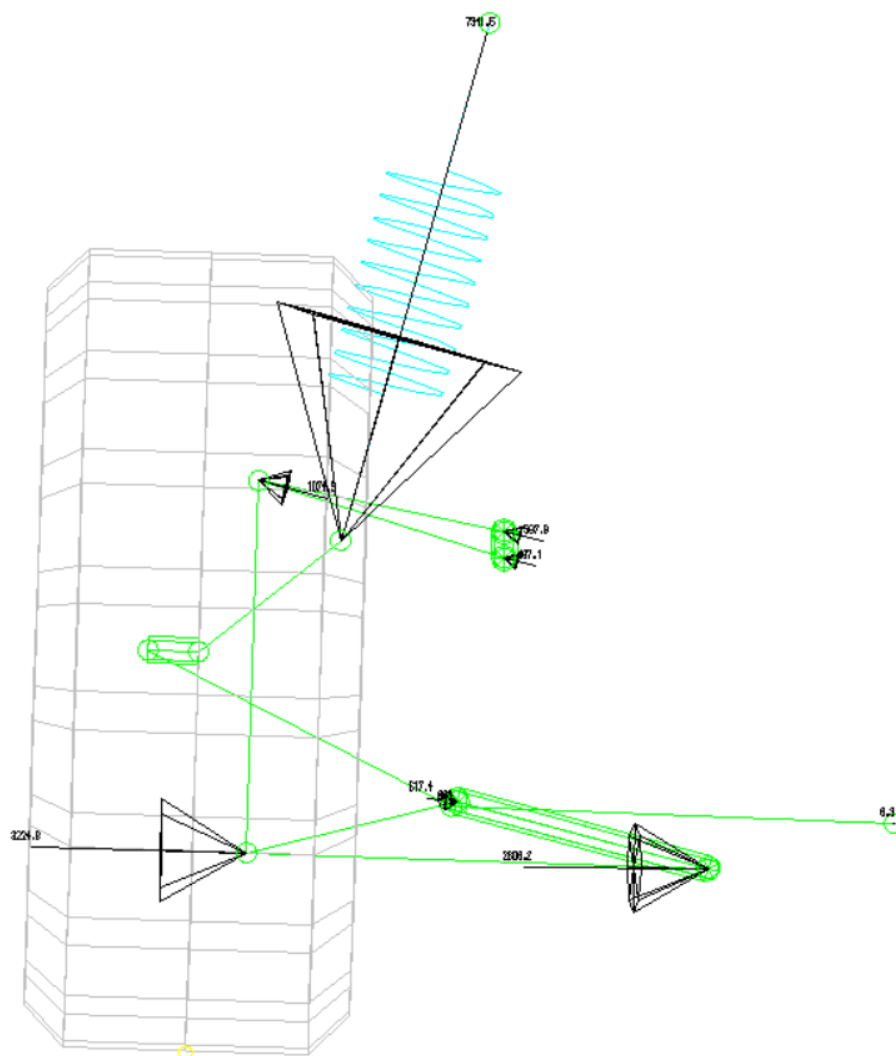
- Zatížení při propružení, při kterém dojde k maximálnímu stlačení zavěšení.
- Zatížení při akceleraci, kdy dochází k maximálnímu přenosu hnacího momentu.
- Zatížení při průjezdu zatáčkou, kdy kola přenášejí maximální boční sílu.

6.1. Zatížení zadní nápravy při propružení

Pro určení sil v kinematických bodech použijeme software Lotus Suspension Analysis. Aby program byl schopen vypočítat síly, bylo potřeba doplnit informace o tuhosti pružin. Tuhost pružin byla uvedena na stránkách prodejce. Tuhost předních pružin na přední nápravě je 5 Kgf/mm a na zadní nápravě 8 Kgf/mm. Po převedení jednotek byla zadána tuhost do softwaru a byl spuštěn výpočet sil. Ve výsledcích byl dohledán stav, při kterém je zadní náprava v maximálním stlačení. Pro pevnostní kontrolu nás zajímají body pro uložení těhlice.

Číslo bodu	Název bodu	Velikost síly		
		F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
3	Lower wishbone outer ball joint (R)	31	3224	73
7	Upper wishbone outer ball joint (R)	80	-1038	-267
8	Damper wishbone end (R)	0	-7633	2194
11	Outer track rod ball joint (R)	0	6	0

Tabulka 5 Velikost sil v uložení těhlice na zadní nápravě při propružení



Obrázek 32 Znáornění sil, které působí na levé zadní zavěšení

6.2. Zatížení zadní nápravy při akceleraci

Při rozjezdu dochází k přetížení zadní nápravy vlivem klopného momentu. Zrychlení vozidla je způsobeno hnací silou F_H , proti této síle působí odpor zrychlení O_a . Zanedbány jsou ostatní odpory a naklonění vozidla vlivem klopného momentu. Hnací síla F_H je definována jako maximální síla, kterou mohou kola přenést na vozovku, aniž by došlo ke smýkání kol. U vozidla se předpokládá použití sportovních pneumatik, a proto byl součinitel adheze zvolen 0,95. Pro výpočet se předpokládá, že síly jsou shodné na levé i pravé straně.

Základní informace:

$m = 1150 \text{ kg}$

Hmotnost vozidla

$l = 2400 \text{ mm}$

Rozvor vozidla

$a = 1400 \text{ mm}$

Vzdálenost mezi přední nápravou a těžištěm

$h = 468 \text{ mm}$

Výška těžiště nad vozovkou

$\varphi = 0,95$

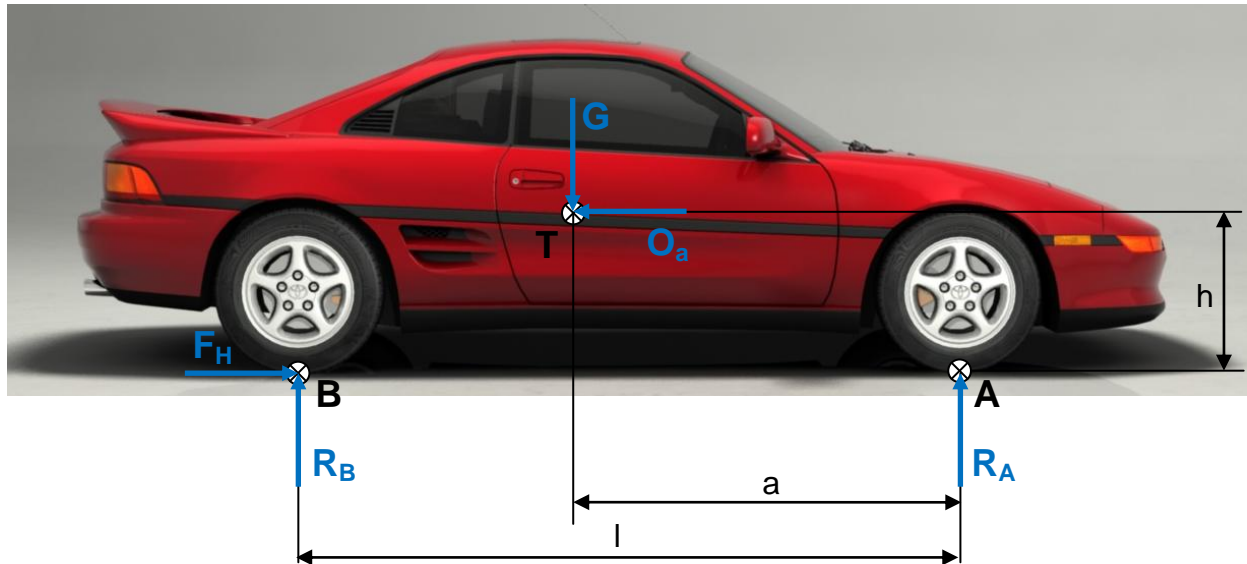
Zvolený součinitel adheze

$\vartheta = 1,5$

Zvolený součinitel vlivu rotačních částí

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Gravitační zrychlení



Obrázek 33 Schéma sil působících na vozidlo při akceleraci [19]

Silová rovnováha v podélném směru osy X:

$$O_a - F_H = 0 \quad (10)$$

Silová rovnováha ve svislém směru osy Z:

$$G - R_A - R_B = 0 \quad (11)$$

Momentová rovnováha okolo bodu A

$$m \cdot g \cdot a + O_a \cdot h - R_B \cdot l = 0 \quad (12)$$

Odpor zrychlení vozidla je určen vztahem:

$$O_a = m \cdot a_v \cdot \vartheta \quad (13)$$

Kde a_v [m/s^2] je zrychlení vozidla

Hnací sílu určuje vztah:

$$F_H = R_B \cdot \varphi \quad (14)$$

Do rovnice (10) dosadíme z rovnice (13) a z rovnice (14)

$$m \cdot a_v \cdot \vartheta - R_B \cdot \varphi = 0 \quad (15)$$

Do rovnice (12) dosadíme z rovnice (13) a vyjádříme R_B :

$$R_B = \frac{m \cdot g \cdot a + m \cdot a_v \cdot \vartheta \cdot h}{l} \quad (16)$$

Do rovnice (15) dosadíme za R_B z rovnice (16):

$$m \cdot a_v \cdot \vartheta - \frac{m \cdot g \cdot a + m \cdot a_v \cdot \vartheta \cdot h}{l} \varphi = 0 \quad (17)$$

$$a_v \cdot \vartheta - \frac{g \cdot a \cdot \varphi}{l} - \frac{a_v \cdot \vartheta \cdot h \cdot \varphi}{l} = 0 \quad (18)$$

Z rovnice (18) vyjádříme a:

$$a_v = \frac{g \cdot a \cdot \varphi}{\vartheta \cdot (l - h \cdot \varphi)} \quad (19)$$

Rovnici (19) dosadíme do rovnice (16)

$$R_B = \frac{m \cdot g \cdot a}{l} + \frac{m \cdot g \cdot a \cdot \vartheta \cdot h}{l \cdot \vartheta \cdot (l - h \cdot \varphi)} = \frac{m \cdot g \cdot a}{l} \left(1 + \frac{\varphi \cdot h}{l - h \cdot \varphi} \right) \quad (20)$$

$$R_B = \frac{1\,150 \cdot 9,81 \cdot 1\,400}{2\,400} \left(1 + \frac{0,95 \cdot 468}{2\,400 - 468 \cdot 0,95} \right) = \underline{\underline{8\,079,2\text{N}}} \quad (21)$$

Z rovnice (11) vyjádříme a vypočteme R_A :

$$R_A = m \cdot g - R_B = 1\,150 \cdot 9,81 - 8\,079,2 = \underline{\underline{3\,202,3\text{N}}} \quad (22)$$

Dosadíme do rovnice (14) a vypočítáme F_H :

$$F_H = R_B \cdot \varphi = 8\,079,2 \cdot 0,95 = \underline{\underline{7\,675,24\text{N}}} \quad (23)$$

Tyto výsledky byly dále použity v softwaru Lotus Suspension Analysis. Byla vytvořena vnější podélná síla, která se umístila do bodu dotyku pneumatiky s vozovkou, její velikost je polovina F_H . Do stejného bodu bylo zadáno svislé zatížení v od poloviny síly R_B . Byly použity poloviční hodnoty, jelikož potřebujeme zatížení na jednom kole, vypočítané síly totiž působí na celou nápravu, dále bylo předpokládáno, že zatížení mezi levou a pravou stranou je stejné. Byl spuštěn výpočet a zobrazeny výsledky, v nichž byly nalezeny síly v uložení těhlice.

Číslo bodu	Název bodu	Velikost síly		
		Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
3	Lower wishbone outer ball joint (R)	-5799	1142	746
7	Upper wishbone outer ball joint (R)	2014	-772	-131
8	Damper wishbone end (R)	0	-4273	1109
11	Outer track rod ball joint (R)	-53	739	-95

Tabulka 6 Velikost sil v uložení těhlice na zadní nápravě při akceleraci

6.3. Zatížení zadní nápravy při průjezdu zatáčkou

Na vozidlo při průjezdu zatáčkou působí odstředivá síla. Velikost této síly je pro výpočet dána jako maximální boční síla, kterou mohou pneumatiky přenést na vozovku. Pro výpočet byla

použita určitá zjednodušení. Byl zanedbán odpor vzduchu, odpor valení, naklonění karoserie a deformace pneumatiky. Součinitel adheze byl použit stejný jako u předchozího výpočtu.

Základní informace:

$$m_Z = 671 \text{ kg}$$

Hmotnost na zadní nápravě vozidla

$$d = 1482 \text{ mm}$$

Rozchod vozidla

$$h = 468 \text{ mm}$$

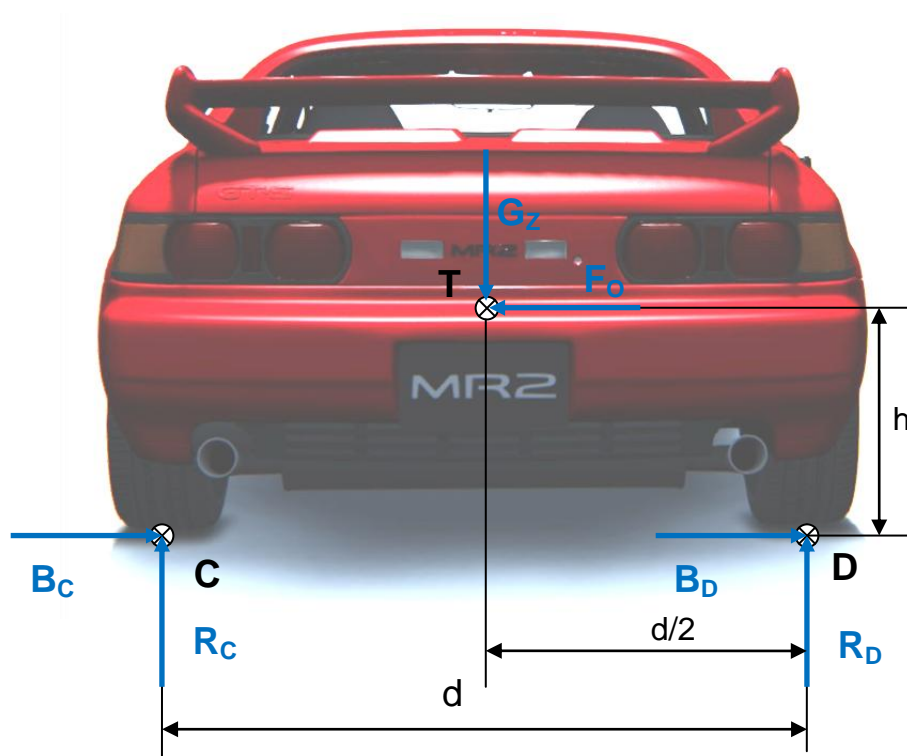
Výška těžiště na vozovkou

$$\varphi = 0,95$$

Zvolený součinitel adheze

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Gravitační zrychlení



Obrázek 34 Schéma sil působících na vozidlo při průjezdu zatáčkou [19]

Silová rovnováha v příčném směru osy Y:

$$F_O - B_C - B_D = 0 \quad (24)$$

Silová rovnováha ve svislém směru osy Z:

$$G_Z - R_C - R_D = 0 \quad (25)$$

Momentová rovnováha okolo bodu D:

$$G_Z \cdot \frac{d}{2} + F_O \cdot h - R_C \cdot d = 0 \quad (26)$$

Boční síly jsou určeny na základě vztahu:

$$B_C = R_C \cdot \varphi \quad (27)$$

$$B_D = R_D \cdot \varphi \quad (28)$$

Do rovnice (24) dosadíme rovnice (27) a (28):

$$F_O - R_C \cdot \varphi - R_D \cdot \varphi = 0 \quad (29)$$

Rovnici (25) rozšíříme součinitelem adheze φ a odečteme od ní rovnici (29):

$$G_Z \cdot \varphi - F_O = 0 \quad (30)$$

Z rovnice (30) vyjádříme F_O a dosadíme do rovnice (26):

$$G_Z \cdot \frac{d}{2} + G_Z \cdot \varphi \cdot h - R_C \cdot d = 0 \quad (31)$$

Z rovnice (31) vyjádříme a vypočteme hodnotu R_C :

$$R_C = m_Z \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\varphi \cdot h}{d} \right) = 671 \cdot 9,81 \cdot \left(0,5 + \frac{0,95 \cdot 468}{1482} \right) = \underline{\underline{5\,266\,N}} \quad (32)$$

Rovnici (32) dosadíme do rovnice (25) a vyjádříme R_D :

$$R_D = m_Z \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\varphi \cdot h}{d} \right) = 671 \cdot 9,81 \cdot \left(0,5 - \frac{0,95 \cdot 468}{1482} \right) = \underline{\underline{1\,316,5\,N}} \quad (33)$$

Do rovnice (27) dosadíme výsledek z rovnice (32):

$$B_C = R_C \cdot \varphi = 5266 \cdot 0,95 = \underline{\underline{5\,003\,N}} \quad (34)$$

Do rovnice (28) dosadíme výsledek z rovnice (33):

$$B_D = R_D \cdot \varphi = 1316,5 \cdot 0,95 = \underline{\underline{1\,251\,N}} \quad (35)$$

Tyto vypočítané hodnoty byly použity stejně jako v předchozím případě. Do bodu dotyku s vozovkou byla umístěna příčná síla s hodnotou 5 003 N a zvýšilo se zatížení kola na 5 266 N. Po zadání hodnot se zobrazily výsledky a vyhledalo se uložení těhlice.

Číslo bodu	Název bodu	Velikost síly		
		F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
3	Lower wishbone outer ball joint (R)	0	-5 326	847
7	Upper wishbone outer ball joint (R)	0	1 764	-1 180
8	Damper wishbone end (R)	0	-5 570	1 446
11	Outer track rod ball joint (R)	0	6	0

Tabulka 7 Velikost sil v uložení těhlice na zadní nápravě při průjezdu zatáčkou

6.4. Analýza těhlice

Během jízdy působí na vozidlo mnoho různých sil, které většinou nejsou statické a mají různý průběh, který je dán například nastavením tlumičů, nerovnostmi vozovky, zásahy do řízení, ovládáním brzd nebo výkonem motoru. Namáhání od dynamických sil je náročnější pro konstrukci než namáhání statické. Určení přesného průběhu těchto sil by si vyžádalo testování při provozu, což je velmi náročné. Proto byl zvolen dynamický koeficient K_D , pomocí kterého můžeme situaci analyzovat jako statický případ, u kterého jsou síly rozšířeny právě o tento koeficient. Byl zvolen dynamický koeficient $K_D = 2$.

Pro analýzu těhlice byly zvoleny tři jízdní režimy. V prvním jízdním režimu dochází k úplnému stlačení pružiny a tím i zavěšení, což má simulovat situaci, při které vozidlo přejezdí velkou nerovnost. V druhém režimu vozidlo zrychluje maximální silou, kterou dokáží pneumatiky přenést na vozovku. V posledním režimu vozidlo projíždí zatáčkou a pneumatikami je přenášena maximální boční síla. Zatížení pro simulaci byla získána z výpočtů v předešlých kapitolách, rozšířených koeficientem K_D .

Zatížení při propružení		Velikost síly		
Číslo bodu	Název bodu	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
3	Lower wishbone outer ball joint (R)	63	6 448	146
7	Upper wishbone outer ball joint (R)	161	-2 076	-534
8	Damper wishbone end (R)	0	-4 387	15 265
11	Outer track rod ball joint (R)	0	12	0

Tabulka 8 Velikost dynamických sil v uložení těhlice na zadní nápravě při propružení

Zatížení při akceleraci		Velikost síly		
Číslo bodu	Název bodu	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
3	Lower wishbone outer ball joint (R)	-11 598	2 283	1 492
7	Upper wishbone outer ball joint (R)	4 029	-1 545	-263
8	Damper wishbone end (R)	0	-2 218	8 546
11	Outer track rod ball joint (R)	-106	1 477	-190

Tabulka 9 Velikost dynamických sil v uložení těhlice na zadní nápravě při akceleraci

Zatížení při průjezdu zatáčkou		Velikost síly		
Číslo bodu	Název bodu	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
3	Lower wishbone outer ball joint (R)	0	-10 652	1 694
7	Upper wishbone outer ball joint (R)	0	3 528	-2 360
8	Damper wishbone end (R)	0	-2 891	11 140
11	Outer track rod ball joint (R)	0	12	0

Tabulka 10 Velikost dynamických sil v uložení těhlice na zadní nápravě při průjezdu zatáčkou

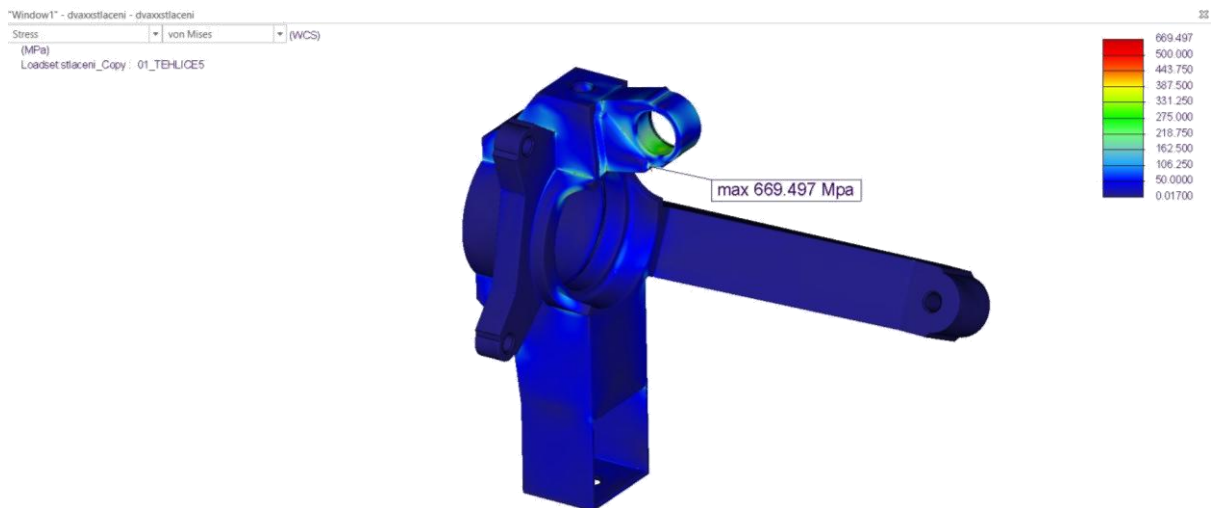
6.5. Pevnostní kontrola těhlice

Pro kontrolu byl zvolen modul Simulate v softwaru PTC Creo Parametrics. Tento program používá aproximační metodu konečných prvků.

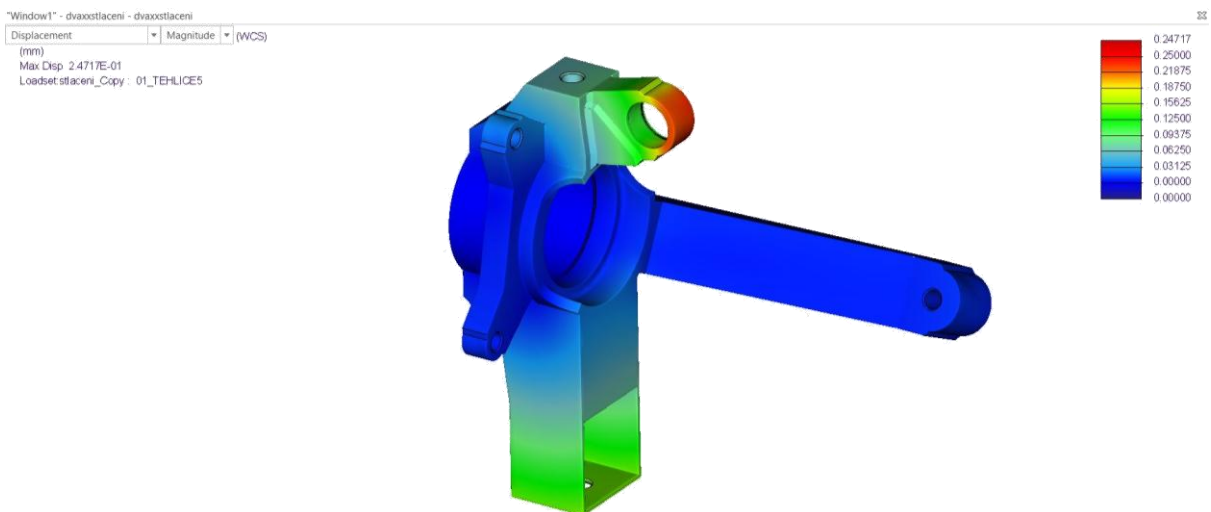
Model bylo potřeba upravit tak, aby metoda správně konvergovala. Při nesprávné konstrukci nebo špatně zadaných okrajových podmínkách mohou vznikat singularity, kde napětí roste nad všechny meze. Ve snaze zabránit jejich vzniku byly všechny ostré hrany zaobleny a místa, kde mají být svary, byly doplněny sražením, které představuje svar a zjemňuje přechod. Zatížení byla aplikována na plochu, kde kloubová oka dosedají na těhlici. V případě uložení tlumiče síly působí na plochu, kde je uloženo kloubové ložisko. Do uložení ložiska náboje kola byla umístěna okrajová podmínka typu čep, která zachycuje jak rotaci, tak i posun ve směru osy Y. Dále byly zadány vlastnosti materiálu ČSN 15 130. Po nastavení metody konvergence na Multi-pass Adaptive byl spuštěn výpočet se zatížením v jednotlivých režimech.

6.5.1. Zatížení při propružení

Při propružení vzniká největší napětí 669 MPa v uložení tlumiče. Maximální napětí je menší než mez kluzu, která je u materiálu ČSN 15 130 minimálně 700 MPa. Tento režim zatížení reprezentuje extrémní situaci, která by měla nastávat velmi zřídka, například při vyjetí z trati nebo přejezdu obrubníku ve vysoké rychlosti. Po takové události by měla následovat důkladná kontrola zavěšení, zda nedošlo k jeho deformaci. U sportovních vozidel se vyžaduje, aby došlo k trvalé deformaci zavěšení dříve, než dojde k trvalé deformaci karoserie, protože výměna komponentů zavěšení je levnější, rychlejší a jednodušší než oprava karoserie. Maximální posunutí je 0,25 mm v uložení tlumiče, což na kinematiku nemá žádný vliv.



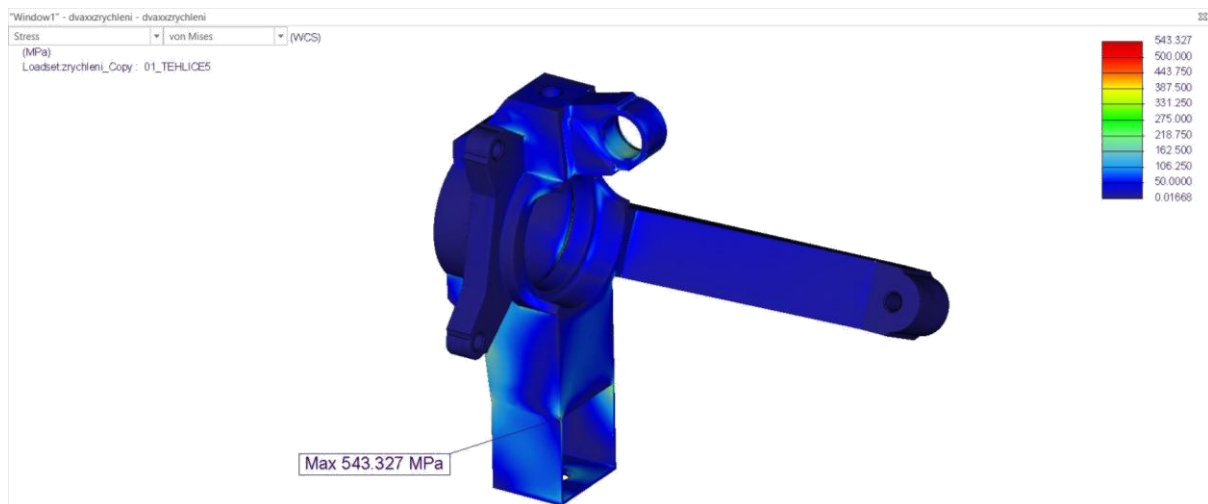
Obrázek 35 Napětí von Mises při propružení v MPa



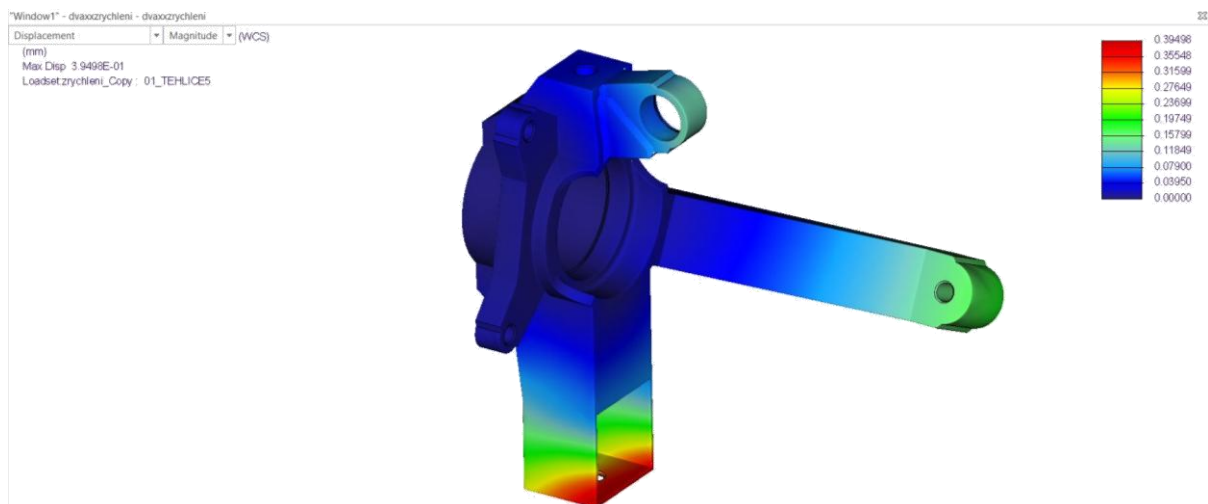
Obrázek 36 Posunutí při propružení v mm

6.5.2. Zatížení při akceleraci

Maximální napětí při akceleraci je 543 MPa, které se nachází u uložení spodního vnějšího bodu (3). Maximální napětí je výrazně nižší než mez kluzu. Maximální posunutí je 0,4 mm, což je vzhledem k tuhosti ostatních částí zavěšení a tuhosti karoserie minimální hodnota.



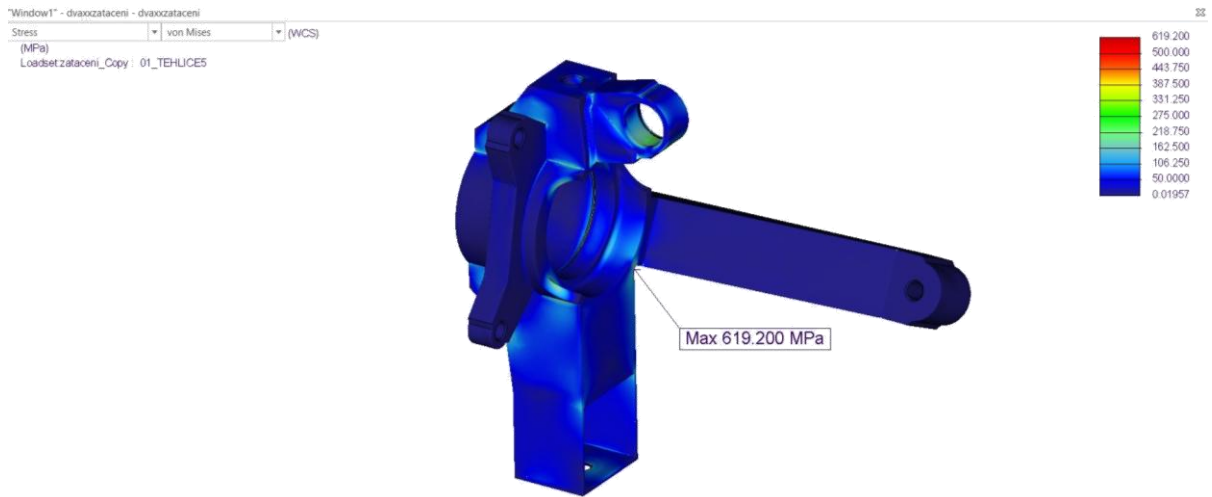
Obrázek 37 Napětí von Mises při akceleraci v MPa



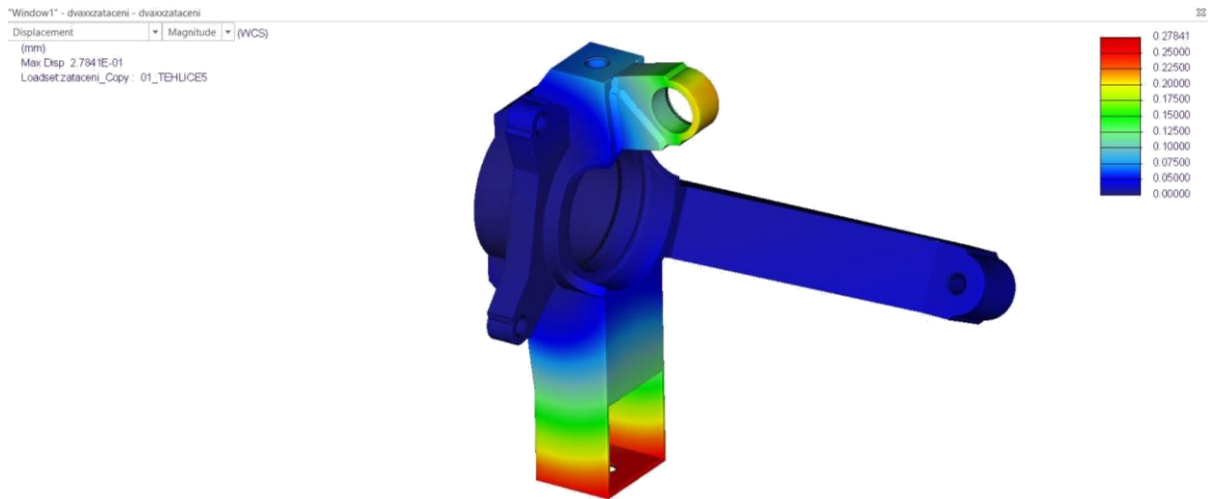
Obrázek 38 Posunutí při akceleraci v mm

6.5.3. Zatížení při průjezdu zatáčkou

Maximální napětí při průjezdu zatáčkou je 619 MPa a je nižší než mez kluzu s dostatečnou rezervou. Maximum se nachází v místě, kde se schází uložení ložiska náboje a uložení bodů (3) a (11). Maximální posunutí se nachází ve spodním vnějším uložení (3). Maximální hodnota posunutí je 0,28 mm, což nebude mít významný vliv na kinematiku zavěšení.



Obrázek 39 Napětí von Mises při průjezdu zatáčkou v MPa



Obrázek 40 Posunutí při průjezdu zatáčkou v mm

7. Závěr

Cílem této práce bylo vytvoření kinematického modelu zavěšení Toyoty Mr2. Pro získání souřadnic bodů byl použit 3D optický skener EinScan 2X Pro, pomocí kterého se nasníмали důležité plochy, ze kterých byly v softwaru GOM Inspekt s využitím tzv. primitiv získány souřadnice bodů. Výška těžiště, potřebná pro kinematickou analýzu, se spočítala z jednoduchého měření.

Ze získaných bodů se sestavil kinematický model v softwaru Lotus Suspension Analysis, provedla se analýza kinematických vlastností a odhalily se nedostatky zavěšení kol. Dále byla navržena úprava původního zavěšení, aby se zlepšilo chování a ovládání vozu. Důraz byl kladen na to, aby navržená úprava zachovala co nejvíc původních součástí a vyžadovala minimální zásahy do karoserie. U zadní nápravy byla navržena změna původního zavěšení McPherson na lichoběžníkové zavěšení, u kterého výhody převáží nad náročnější konstrukcí a nutností upravit karoserii. Původní pryžová lůžka byla nahrazena kloubovými ložisky, která sice zvýší hluk a vibrace, ale výrazně zlepší vedení kola, ovládání vozidla a pocit z řízení, což je pro sportovní vůz důležitější. Nový návrh podvozku dovoluje přesné a jednoduché nastavení geometrie kola a možnost snadné další úpravy kinematiky zavěšení.

Pro úpravu zadní nápravy bylo potřeba zkonstruovat novou těhlici. Byla navržena jako svařenec z výpalků a obráběných dílů, což zajišťuje snadnou a levnou výrobu. Pro zadní nápravu byly spočítány zatěžující síly ve třech jízdních režimech. Zvolené jízdní režimy byly úplné stlačení zavěšení, režim rozjezdu vozidla a průjezd zatáčkou. Kontrolována byla těhlice, jelikož se jedná o nově navržený díl, který je velmi namáhán. Těhlice byla pevnostně zkontrolována ve všech režimech.

Pro přední a zadní nápravu byly vytvořeny výkresy sestav. Byly také vybrány nejdůležitější díly, pro které byly nakresleny výrobní výkresy. Ty jsou součástí příloh této práce.

Seznam použité literatury

- [1] VLK, F. *Podvozky motorových vozidel*, 1. Vydání, nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno 2006 ISBN 80-239-6464-X
- [2] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*, 1. vydání, nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno 2000 ISBN 80-238-5273-6
- [3] WILLIAM F. MILLIKEN, DOUGLAS L. MILLIKEN, *Race Car Vehicle Dynamics*, 2. vydání, Warrendale, USA 1995, ISBN 1-56091-526-9
- [4] SAJDL, J. *Elastokinematický model přední nápravy a metoda jeho verifikace*. Disertační práce. Technická univerzita v Liberci. 2009.
- [5] DOROTKA, Martin. *Podvozek závodního vozidla*. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci. 2011.
- [6] LINDAUER, Jakub. *Návrh podvozku elektromobilu*. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. 2013.
- [7] VESELKA, Michal. *Měření a analýza kinematiky zadního víceprvkového zavěšení*. Vysoké učení technické v Brně. 2013.
- [8] KARÁSEK, Josef. *Inovace systému dorazů zadního víka automobilu Škoda*. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci 2009.
- [9] Traxxas, *The unlimited desert racer*, dostupné z:
<https://traxxas.com/news/udr-urban-assault>
- [10] ResearchGate.net, *McPherson suspension system*, dostupné z:
https://www.researchgate.net/figure/McPherson-suspension-system_fig8_318466442
- [11] Autolexicon.net, *Lichoběžníková náprava*, dostupné z:
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/lichobeznikova-naprava/>
- [12] Autolexicon.net, *Víceprvková náprava*, dostupné z:
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/viceprvkova-naprava/>
- [13] Go3dpro.com, *Skenování automobilu*, dostupné z: <https://www.go3dpro.com/einscan-pro-2x-handheld-3d-scanners.html>
- [14] Autolexicon.net, *Rozvor náprav*, dostupné z:
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/rozvor-naprav/>
- [15] Autolexicon.net, *Rozchod kol*, dostupné z:
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/rozchod-kol/>
- [16] AMP automotiv, *Podvozkové centrum APM Bilstein*, dostupné z:
<https://www.apm.cz/clanky/blog-single-small/page/51/?s>

- [17] Autolexicon.net, *Záklon rejdové osy a závlek*, dostupné z:
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/zaklon-rejdove-osy-a-zavlek/>
- [18] Bloozberry's shop, *1988 Fiero front suspension*, dostupné z:
<https://bloozeown.weebly.com/front-end/category/suspension-analysis>
- [19] bsimracing.com , *Toyota MR2 SW20*, dostupné z:
<https://www.bsimracing.com/simraceway-1992-toyota-Mr2-turbo-released/>
- [20] Autolexicon.net, *Náprava DE Dion*, dostupné z:
<https://www.autolexicon.net/cs/articles/naprava-de-dion/>
- [21] MACHOTKA, Michal. *Konstrukce zavěšení a odpružení kol pro studentskou formuli*.
Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci. 2019.
- [22] Einscan.com, *EinScan Pro 2X Handheld Scanner 2020*, dostupné z:
<https://www.einscan.com/handheld-3d-scanner/einscan-pro-2x/>
- [23] Mcae.cz, *GOM Inspekt Pro*, dostupné z: <https://www.mcae.cz/produkty/gom-inspekt-pro/>

Seznam příloh

Příloha č. 1: Výrobní výkresy pro zavěšení (výkresy)