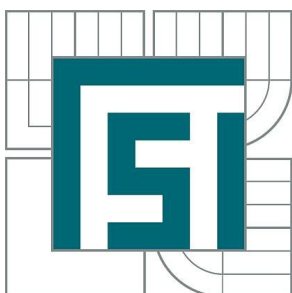


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MĚŘENÍ A ANALÝZA KINEMATICKÝCH VLASTNOSTÍ ZAVĚŠENÍ FORMULE STUDENT DRAGON 1

MEASUREMENT AND ANALYSIS OF KINEMATIC PROPERTIES OF FORMULA STUDENT
DRAGON 1 SUSPENSION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JIŘÍ MARTINEC

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ONDŘEJ BLAŽÁK, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Martinec

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Měření a analýza kinematických vlastností zavěšení formule Student Dragon 1

v anglickém jazyce:

Measurement and Analysis of Kinematic Properties of Formula Student Dragon 1 Suspension

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Změřte a analyzujte kinematické vlastnosti zavěšení vozidla formule Student Dragon 1.

Cíle diplomové práce:

1. S využitím optických scannerů dostupných na ÚADI změřte polohu kinematických bodů zavěšení formule Student Dragon 1.
2. Naměřené výsledky porovnejte s CAD daty, které sloužily jako podklady pro výrobu rámu a jednotlivých částí zavěšení.
3. Ve vhodném výpočetním softwaru proveďte analýzu kinematických vlastností vozidla, na základě změřených vstupů.
4. Jednotlivé body zadání upřesní vedoucí diplomové práce.

Seznam odborné literatury:

[1] REIMPELL, J.: The Automotive Chassis. 2nd edition. Germany: SAE, 2001. ISBN 0768006570.

[2] MILLIKEN, W., MILLIKEN, D.: Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 19.11.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá vlivem výrobních nepřesností prostorového trubkového rámu na kinematiku zavěšení vozidla Formule Student Dragon 1. S využitím moderních 3D digitalizačních zařízení v podobě optických skenerů byla získána vstupní data pro porovnání skutečných kinematických bodů lichoběžníkového zavěšení s body ideálně navrženými.

KLÍČOVÁ SLOVA

Formule Student, kinematika zavěšení, 3D digitalizace, optické skenery

ABSTRACT

The Diploma Thesis is focused on influence of manufacturing inaccuracy on suspension kinematics of Formula Student car Dragon 1. The real kinematics points were measured with 3D optical scanners and then the real vehicle kinematics was analysed. The gained data were compared with the ideal suspension points. For these purposes was used multibody system software MSC ADAMS.

KEYWORDS

Formula Student, suspension kinematics, 3D digitalization, optical scanner



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MARTINEC, J. *Měření a analýza kinematických vlastností zavěšení formule Student Dragon 1*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blatňák, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Blatáka, Ph.D a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Jiří Martinec



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Ondřeji Blatňákovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce a udělení cenných rad. Dále bych rád poděkoval všem kolegům z týmu TU Brno Racing za neopakovatelné dva roky práce na projektu Formule Student, které mi přinesly celou řadu zkušeností. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině za podporu a poskytnutou možnost studia na vysoké škole.



OBSAH

Úvod.....	10
1 O Formuli Student/SAE	11
1.1 Historie projektu Formule Student	11
1.2 Disciplíny podniku Formule Student	11
1.3 Tým TU Brno Racing	14
1.3.1 Vozidlo Dragon 1	14
2 Zavěšení kol.....	15
2.1 Lichoběžníkové zavěšení	15
2.1.1 Systém odpružení pullrod a pushrod	16
3 Základní veličiny geometrie zavěšení kol	18
3.1 Úhel odklonu kola.....	18
3.2 Úhel příklonu rejdové osy	19
3.3 Záklon rejdové osy, Závlek rejdové osy	19
3.4 Poloměr rejdu	19
3.5 Úhel sbíhavosti	20
3.6 Klopení karoserie.....	21
3.6.1 Klopný moment	21
3.7 Klonění karoserie.....	22
3.7.1 Anti Dive.....	23
3.7.2 Anti Squat.....	23
3.8 Diferenční úhel	24
3.9 Samořízení náprav (bump steer).....	24
4 Zařízení k měření geometrie	25
4.1 Mechanická měřidla.....	25
4.2 Optická měřidla	26
4.3 Elektronická měřidla	27
5 3D digitalizace	28
6 Skenování vozidla Dragon 1	30
6.1 Zařízení Tritop.....	30
6.1.1 Proces měření zařízením TRITOP.....	31
6.2 Zařízení ATOS	33
6.2.1 Proces měření zařízením ATOS	34
7 Zpracování naskenovaných dat.....	38
7.1 GOM Inspect	38
7.2 Určení souřadnic kinematických bodů.....	39



8	Analýza kinematických charakteristik	48
8.1	Analýza kinematických charakteristik přední nápravy	50
8.2	Analýza kinematických charakteristik zadní nápravy	54
8.3	Určení středu klopení a klonění	57
	Závěr	60
	Seznam použitých zkratk a symbolů	64



ÚVOD

Závodní vozidla jsou konstruována s ohledem na dosažení maximálního jízdního výkonu. Důležitá je souhra mezi jednotlivými částmi vozu, tedy pohonnou jednotku, karoserií a podvozkem automobilu.

Nejinak je tomu u vozů Formule Student. Přesto, že se jedná o rozměrově malá vozidla, konstrukce těchto malých formulí umožňuje osahat si v praxi některé konstrukční prvky používané na sofistikovanějších závodních automobilech. V soutěžních disciplínách se dosahuje maximální rychlosti okolo 100 km/h a trať nejvíce připomíná slalom mezi kuželkami. O to větší důraz je kladen na správný návrh podvozku a nalezení toho nejlepšího nastavení, které umožňuje přizpůsobit jízdní vlastnosti automobilu podmínkám dané trati. Chování vozidla je stanoveno kinematikou zavěšení. Kinematika zavěšení určuje pohyb kola vůči karoserii automobilu a je dána polohou kinematických bodů. Vzájemná poloha těchto bodů definuje kinematické charakteristiky při propružení kola. Poloha kinematických bodů je pak přesně určena geometrií zavěšení.

Zjistit polohu kinematických bodů lze z výkresové dokumentace nebo z návrhových CAD modelů. Ovšem tento postup není v praxi příliš obvyklý. Automobilky si data nejen o podvozcích automobilů před konkurencí chrání nejvyšším stupněm utajení. Řešením, jak získat polohu kinematických bodů, je metoda reverzního inženýrství, tedy zpětného zkoumání daného objektu, v tomto případě kinematiky zavěšení. Současná 3D digitalizační zařízení v podobě optických skenerů umožňují převést do digitálního 3D modelu v podstatě jakýkoli reálný objekt. V automobilovém průmyslu jsou tato zařízení využívána třeba k výstupní kontrole jednotlivých komponent nebo právě ke zjištění souřadnic kinematických bodů.

Předmětem této práce je zjistit vliv výrobních nepřesností rámu vozidla Formule Student Dragon 1 na kinematické charakteristiky zavěšení. Zjištění skutečné polohy kinematických bodů bylo provedeno s pomocí optických skenerů TRITOP a ATOS, kterými disponuje Ústav automobilního a dopravního inženýrství.



1 O FORMULI STUDENT/SAE

Formule Student/Formule SAE je celosvětová vzdělávací soutěž, určená studentům technicky zaměřených vysokých škol. Jedná se zřejmě o nejrozsáhlejší projekt zaměřený na výchovu budoucích automobilních inženýrů. Studenti mají možnost vyzkoušet si v praxi veškeré vědomosti a dovednosti nabitě během studia. Zdokonalují se v manuálních činnostech, v konstrukci a návrhu složitých mechanických součástí, v řízení týmu a v neposlední řadě se učí týmové spolupráci. Hlavním cílem projektu je realizovat vývoj a stavbu prototypu malého formulového vozu, podle jasně stanovených pravidel. Vůz by měl být konstruován jednak s ohledem na výkon, tak také s ohledem na relativně levnou a dostupnou výrobu. Počítá se s fiktivním prodejem jednoho tisíce kusů ročně a konečným odběratelem by měl být amatérský jezdec. Týmy musí každý rok představit zcela nový nebo zásadně inovovaný vůz. V takovém případě musí být změny oproti předchozímu vozu doloženy odbornou komisí, která vše hodnotí. Je tak zajištěna kontinuita vývoje a vzdělání studentů. Vývoj vozu probíhá s využitím nejmodernějších počítačových softwarů a měřicích zařízení.

1.1 HISTORIE PROJEKTU FORMULE STUDENT

Projekt Formule Student má své počátky v Severní Americe, kde se v roce 1981 uskutečnil historicky první závod studentských formulí. Organizace se chopilo sdružení dopravních inženýrů - SAE International (Society of Automotive Engineers), které také dalo projektu celosvětově používaný název Formule SAE (v Evropě je spíše známo označení Formule Student). SAE International je dosud zastřešující organizací, která se stará o pravidelnou obměnu a správu pravidel. Do Evropy se soutěž rozšířila v roce 1998, kdy byl uspořádán podnik ve Velké Británii. V současné době se celosvětově koná jedenáct podniků Formule Student, například v USA, Německu, Velké Británii, Austrálii nebo Japonsku. Soupeří mezi sebou více než pět set univerzit a každým rokem se počet účastnících týmů zvětšuje.

1.2 DISCIPLÍNY PODNIKU FORMULE STUDENT

Každý podnik Formule Student se skládá ze statických a dynamických disciplín, které jsou bodově ohodnoceny. Statické disciplíny jsou hodnoceny na základě prezentačních dovedností jednotlivých členů týmu. Tzv. „Static Events“ se skládají ze tří různých prezentací s bodovým ohodnocením:

- Business prezentace (75 b)
- Cost prezentace (100 b)
- Design prezentace (150 b)

Business prezentace je zaměřená na obchodní a marketingovou strategii při fiktivním prodeji tisíce vozů ročně. V Cost prezentaci jsou detailně rozebrány výrobní náklady na stavbu taktéž tisícovky vozů. Během Design prezentace studenti obhajují svá konstrukční řešení a celkový návrh vozu před odbornou porotou, složenou z řad šéfkonstruktorů různých závodních týmů nebo velkých automobilek. Statické disciplíny mají za cíl zhodnotit strategii a směr, kterým se tým rozhodl při vývoji prototypu ubírat. Pravidly nastavená kritéria v podstatě simulují tržní prostředí. Při počátečním návrhu je důležité vytyčit si hlavní strategický cíl prodeje a zvolit kompromis mezi použitím drahých materiálů, technologicky složitě vyrobitelných součástí



a konečnou cenou vozu. Rovnováha mezi těmito aspekty je důležitá z hlediska výsledné konkurenceschopnosti na fiktivním trhu vozidel Formule Student.

„Dynamic Events“ mají za cíl prověřit samotný vůz v nejrůznějších jízdních disciplínách. Před vstupem do dynamických disciplín musí každý vůz úspěšně projít technickou přejímkou, což v případě soutěží Formule Student znamená absolvovat sérii bezpečnostních testů. První část zvaná „Safety“ je zaměřena jednak na kontrolu nehořlavého vybavení jezdců, kontrolu pneumatik, hasicích systémů, jednak na kontrolu samotného vozu. Techničtí komisaři bedlivě zkoumají, zda-li byl vůz postaven v souladu s technickými předpisy. V případě nalezení nesrovnalostí má tým možnost závadu opravit a nechat vůz znovu zkontrolovat. Součástí první části přejímky je i tzv. „Egress Test“, kdy je kontrolována schopnost všech nominovaných jezdců vystoupit z vozidla během časového limitu pěti vteřin.

Po úspěšně absolvované části „Safety“ je vůz připuštěn na náklonovou zkoušku. Účelem tohoto testu je kontrola případného úniku provozních kapalin. Vozidlo je postaveno na desku, která je nakloněna nejprve o 45° . Po zběžné kontrole těsnosti palivového, mazacího a chladicího systému je boční náklon zvětšen až na 60° , což simuluje boční přetížení 1,7 G při průjezdu zatáčkou.



Obr. 1 Tilt test (test náklonu).

Pakliže k žádnému úniku kapalin nedošlo, může být vůz prvně nastartován. Děje se tak při testu hlučnosti, kdy jsou zkoumány hlukové emise. Maximální přípustná hranice úrovně hladiny zvuku je 110 dB.

Posledním ze série testů spadající pod technickou přejímkou je zkouška funkčnosti brzd. Tzv. „Brake test“ zkoumá schopnost vozidla zablokovat současně všechna čtyři kola při plném

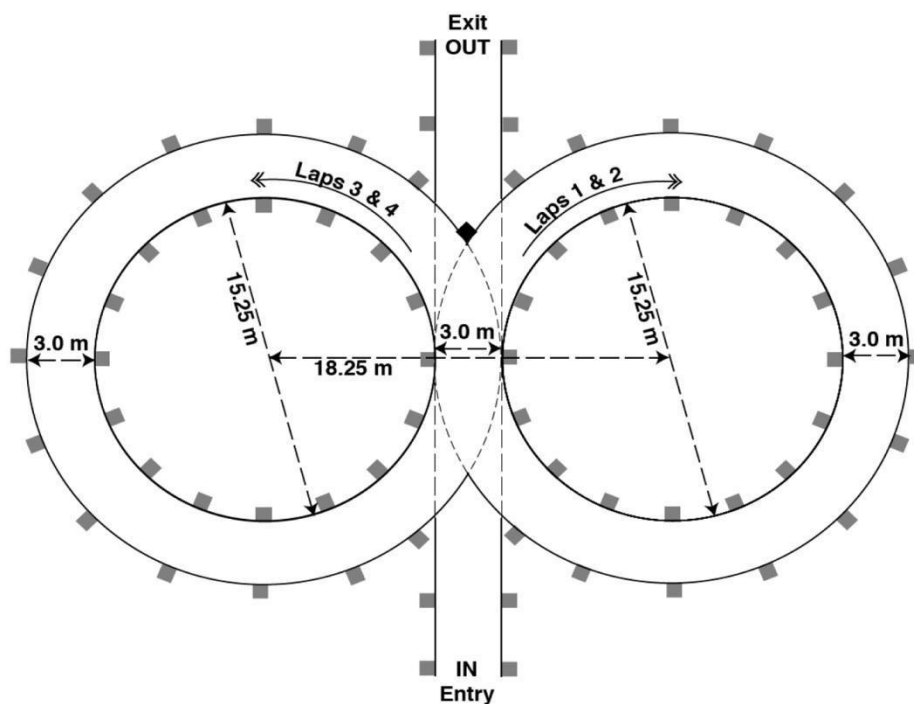


sešlápnutí brzdového pedálu. Zároveň nesmí během brzdění dojít k vybočení vozidla z přímého směru.

Teprve po absolvování všech zkoušek technické přejímky je vůz oprávněn startovat v dynamických disciplínách. Mezi „Dynamic Events“ patří tyto disciplíny:

- Akcelerace (75 b)
- Skid - Pad (50 b)
- Autocross (150 b)
- Endurance (300 b)
- Fuel Economy (100 b)

V akceleraci se prokáže, jak se který tým zaměřil na vyladění výkonu motoru. Vozy protínají dráhu dlouhou 75 m s pevným startem. Plný bodový zisk získává tým, který tuto vzdálenost urazil v nejkratším čase. Bodový zisk ostatních týmů se přepočítává od času vítězného týmu. Podobná matematika je uplatněna i u hodnocení zbylých dynamických disciplín. Disciplína „Skid - Pad“ simuluje kruhový test. Jedná se o dráhu ve tvaru „osmičky“, která dokonale prověří ovladatelnost vozidla. Vnitřní průměr kruhu je 15,25 m a dráha je široká přesně 3 m. Jezdec projede trať nejprve dvakrát vpravo, poté dvakrát vlevo. Změřeno je vždy druhé kolo v obou směrech a výsledný čas se získá aritmetickým průměrem.



Obr. 2 Trať skidpadu [1].

Třetí disciplínou je „Autocross“, nebo-li jeden kilometr dlouhá trať s nejrůznějšími poloměry zatáček a vloženým slalomem. Během této disciplíny se prokáže ovladatelnost vozidla na velmi technické trati, kde by průměrná rychlost dle pravidel neměla přesáhnout 60 km/h. Královskou disciplínou je „Endurance“, tedy vytrvalostní závod na 22 km, který dokonale prověří spolehlivost vozidla. Zpravidla se vytrvalostní závod koná na identické trati, jako „Autocross“. V polovině distance následuje povinné střídání jezdců, při kterém jsou zakázány



veškeré servisní zásahy mimo úkonů potřebných pro správné umístění jezdce do monopostu. Tým, který trať zvládne projet v nejkratším čase (čas strávený výměnou řidičů se nepočítá), vyhrává. V rámci vytrvalostního závodu je hodnocena také spotřeba paliva. Znamená to, že týmy jsou nuceny zvolit optimální kompromis mezi rychlou a ekonomickou jízdou.

Body jsou tedy uděleny v osmi samostatných disciplínách, které mají za cíl prověřit připravenost jak prezentačních dovedností členů týmu, tak techniky. Maximální bodový součet může činit 1 000 b. Veškeré údaje v této kapitole byly převzaty z oficiálních pravidel pro Formuli Student [1].

1.3 TÝM TU BRNO RACING

Na brněnském Vysokém učení technickém funguje projekt Formule Student od podzimu roku 2010, kdy byl založen tým TU Brno Racing. V létě roku 2011 se brněnští studenti zúčastnili svého premiérového závodu v anglickém Silverstone s vozem Dragon 1 [2].

1.3.1 VOZIDLO DRAGON 1

Koncepce vozu Dragon 1 byla dána snahou postavit lehký a dobře ovladatelný vůz. O pohon se staral jednoválcový motor Husaberg FE 570 s výkonem 41 kW. Upřednostněna tedy byla nízká váha, která měla kompenzovat nižší výkon motoru v porovnání se čtyřválcovými motory konkurenčních týmů. Motor byl nastaven na spalování paliva E85, což znamenalo nutnost použití 19 mm restriktoru v sání. Točivý moment byl přenášen prostřednictvím řetězu na samosvorný diferenciál Drexler. Šestistupňová sekvenční převodovka byla součástí motoru, doplněná elektromagnetickým řazením od společnosti Proshift. Vůz byl osazen brzdou soustavou od společnosti Wilwood s hliníkovými kotouči. Pro formulové vozy typické lichoběžníkové zavěšení bylo doplněno tlumiči Öhlins. Na předním zavěšení byl použit systém typu pull-rod, vzadu push-rod. Celková váha vozu se všemi provozními kapalinami a plně natankovanou nádrží činila 234 kg.



Obr. 3 Vozidlo Dragon 1 [2].



2 ZAVĚŠENÍ KOL

Jedním z nejdůležitějších prvků úspěšného závodního automobilu je kvalitní podvozek, jenž musí zajistit jízdní stabilitu a co nejlepší přilnavost při přejíždění nerovností a při průjezdu zatáčkami. Kvalita podvozku je dána kinematikou zavěšení a schopností tlumit a odpružit nahodilé rázy od kol. Jistým měřítkem kvality může být také poměr odpružených a neodpružených hmot automobilu. U závodních automobilů je velmi důležité snížit hmotnost neodpružených hmot na minimum. Při průjezdu nerovností nebo zatáčkou působí na komponenty zavěšení setrvačná síla, která má vliv na kontakt kola s vozovkou. Nižší neodpružené hmoty zabezpečují lepší kontakt s vozovkou a tím také lepší jízdní vlastnosti.

Zavěšení kol obecně slouží ke spojení kola s karoserií nebo rámem vozidla a zajišťuje vedení kola. Snahou je, aby kolo co nejlépe kopírovalo nerovný povrch vozovky. Tím je zajištěna maximální přilnavost pneumatiky. Zavěšení kol má tyto základní funkce:

- Umožňuje svislý relativní pohyb kola vzhledem ke karoserii nebo rámu vozidla, díky čemuž dochází k zachycení rázů od kol prostřednictvím propružení kola.
- Co nejvíce eliminuje nežádoucí pohyby kol – boční posuv a naklánění kola.
- Přenáší síly a momenty mezi kolem a karoserií. Jedná se o síly hnací, brzdné, odstředivé a síly svislé vzniklé tíhou vozidla.
- Umožňuje řiditelnost kol přední nápravy.

Obecně je zavěšení kol rozlišováno do dvou základních skupin:

- závislé (tuhá náprava)
- nezávislé (např. zavěšení lichoběžníkové, klikové, více prvkové, McPherson)

Tuhá náprava je nejstarším typem zavěšení, který se ovšem často používá i v dnešní době (kamiony, autobusy, terénní vozy). Obě kola nápravy jsou připevněna ke společnému nosníku a z hlediska kinematiky tvoří jedno těleso, které je odpružené vzhledem ke karoserii vozu. Při propružení dochází ke vzájemnému ovlivňování pohybů kol. U nezávislého zavěšení jsou všechna kola automobilu připevněna samostatně a pohyby kol jedné nápravy jsou vůči sobě nezávislé [3].

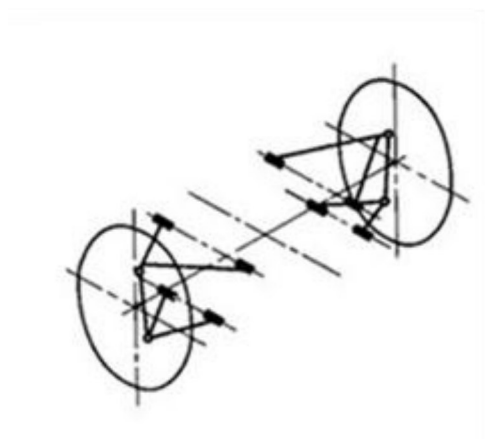
Dle pravidel Formule Student je třeba použít nezávislý typ zavěšení. Vůz Dragon 1 je osazen lichoběžníkovým zavěšením, které je pro formulové vozy typické.

2.1 LICHOBĚŽNÍKOVÉ ZAVĚŠENÍ

Tento typ zavěšení se na závodních vozech začal objevovat na přelomu 50. a 60. let 20. století a v té době znamenal zlom ve vývoji podvozků. V porovnání s dříve používanými typy zavěšení byly komponenty zavěšení mnohem lehčí a přes zdánlivou složitost i výrobně jednoduché. Ke zlepšení došlo i v oblasti jízdních vlastností. Během propružení kol nedocházelo k výrazné změně geometrie, naopak tato konstrukce umožňovala přizpůsobit nastavení podvozku různým tratím a taktéž na míru jezdcům. Moderní lichoběžníkový závěs se liší v detailním provedení, použitých materiálech, rozměrech, ale samotný princip přetrval na formulových vozech dodnes [4].



Lichoběžníkový závěs je složen ze dvou nestejně dlouhých trojúhelníkových ramen, jejichž koncové body tvoří při průmětu do svislé roviny lichoběžník. Spodní rameno je zpravidla robustnější než horní, protože je silami zatěžováno více, navíc je v porovnání s horním ramenem delší.



a)



b)

Obr. 4 a) Schéma lichoběžníkové nápravy [3], b) pravé zadní zavěšení formule Dragon 1.

Z hlediska kinematiky dochází během zdvihu kola ke změně odklonu kola, rozchodu kol a sbíhavosti. Všechny tyto činitele lze ovlivňovat vhodným nastavením geometrie nápravy, délkou a polohou ramen vůči sobě.

Na vozidle Dragon 1 je lichoběžníková náprava složena z následujících komponentů:

- trojúhelníkových ramen vyrobených z ocelových trubek
- těhlic z hliníkové slitiny s vloženým nábojem kola, obráběné na CNC frézce
- vahadel z hliníkové slitiny
- tlumičů Öhlins TTX25 s vinutými pružinami
- hliníkových brzdových kotoučů Willwood a brzdíčů z produkce stejné firmy

Ramena jsou k prostorovému rámu z ocelových trubek a k těhlici zavěšena pomocí unibalů. Odpružení vozidla je řešeno kombinací tažné (přední náprava) a tlačné (zadní náprava) tyče a vahadla.

2.1.1 SYSTÉM ODPRUŽENÍ PULLROD A PUSHROD

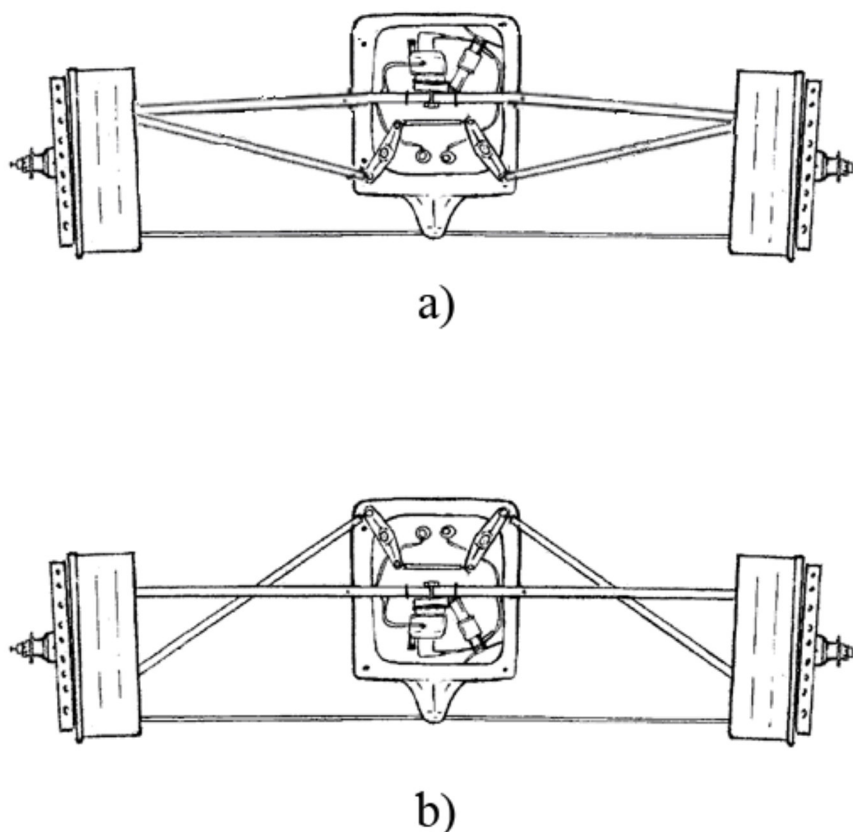
Odpružení je u lichoběžníkového zavěšení realizováno přes vahadlo a tažnou (pullrod) nebo tlačnou tyč (pushrod), které slouží k přenosu vertikální síly od kola na tlumič s pružinou. Na **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** je patrná funkce pullrodu. Pullrod je spojen s horním trojúhelníkovým ramenem a vahadlem otočně uloženým v rámu. Při propružení kola pullrod tahá za vahadlo, přes které je stlačena pružina. V případě pushrodu je situace podobná. Pushrod je upevněn ke spodnímu ramenu a při zdvihu kola tlačí přes vahadlo na pružinu.

Každé řešení má své klady a zápory. Z hlediska jízdních vlastností a kinematiky jsou si oba systémy rovny. Výhoda pullrod řešení spočívá v možnosti umístit komponenty zavěšení nízko

nad zemí, což snižuje výšku těžiště. Naopak jistou nevýhodou je obtížná dostupnost ke komponentům, které je třeba pravidelně servisovat či nastavovat. Ani ve formuli 1 není pullrod řešení na předním zavěšení příliš často aplikováno. Důvodem je narušení obtékání vzduchu okolo přední části vozu. V současné době se vývojem systému pullrod na předním zavěšení zabývá pouze tým Ferrari.

Zatížení pullrodu je při propružení větší než v případě pushrodu. Při stlačení pružiny vzniká stejně velká reakční síla, která působí přes vahadlo na samotnou tlačnou/tažnou tyč. U systému pullrod působí toto zatížení ve stejném smyslu jako síla působící od kola, zatímco v případě uspořádání typu pushrod působí tyto dvě síly proti sobě a navzájem se vyruší. U pullrodu je silové působení na horní rameno dvojnásobné, což klade důraz na pevnostní odolnost horního ramena. Z hlediska mechanického zatížení je pullrod během zdvihu kola namáhán na tah, pushrod na vzpěr. Může tedy dojít k jeho vybočení. Proto také pushrody byly jednou z prvních částí vozů F1, které se začaly vyrábět z uhlíkových vláken [5].

Jak již bylo zmíněno výše, prototyp Dragon 1 je osazen systémem pullrod na předním zavěšení, zatímco v zadní části byl použit typ pushrod.



Obr. 5 a) Uspořádání lichoběžníkového zavěšení typu pullrod, b) uspořádání typu pushrod [5].



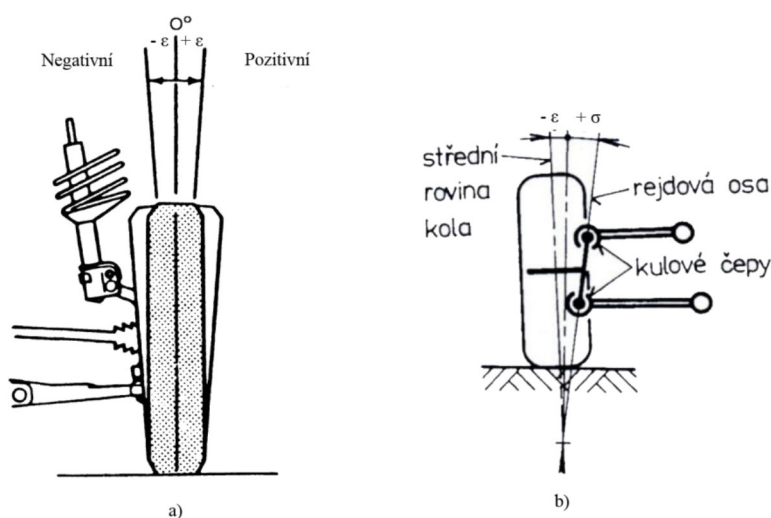
3 ZÁKLADNÍ VELIČINY GEOMETRIE ZAVĚŠENÍ KOL

Geometrie zavěšení kola je soubor úhlů a parametrů, které určují postavení kola vůči vozovce. Díky těmto parametrům je zaručeno přesné vedení kola v přímém směru i během zatáčení. U civilních vozidel je geometrie zavěšení kol navrhována s ohledem na ovladatelnost vozidla a bezpečnost cestujících. Špatně nastavená geometrie zavěšení způsobuje nadměrné opotřebení pneumatik, zhoršení jízdních vlastností a zvýšenou spotřebu paliva. U závodních vozidel se geometrie kol nastavuje za účelem docílení co největší přilnavosti a dosažení výborných jízdních vlastností. Základní veličiny geometrie kol jsou popsány v následujících kapitolách. Předlohou k vypracování těchto kapitol byla kniha Podvozky motorových vozidel [3].

3.1 ÚHEL ODKLONU KOLA

Odklon kola ε je úhel mezi střední rovinou kola a svislou osou vozidla. Je rozlišován pozitivní (kola jsou při čelním pohledu rozevřena do tvaru písmene „V“) a negativní odklon kola (ve tvaru písmene „A“). Obvykle bývá odklon u závodních vozů přednastaven mírně do záporu tak, aby vnější kolo při průjezdu zatáčkou svíralo s vozovkou pokud možno pravý úhel, kdy je největší styčná plocha mezi pneumatikou a vozovkou. Dochází tak k největšímu zachycení boční síly v pneumatice. U nezávislého zavěšení dochází při propružení kol ke změně odklonu a rozchodu kol. Během jízdy vzniká gyroskopický klopný moment, který působí na kolo. Tento moment musí být zachycen v řízení, které je tak tímto momentem namáháno. Z tohoto důvodu je snahou změnu odklonu kola během zdvihu kola co nejvíce zredukovat.

Na vozidle Dragon 1 je úhel odklonu kola nastavován pomocí podložek umístěných mezi těhlicí a držákem horního ramene. Navrhnutá geometrie umožňuje měnit rozsah odklonů v rozmezí dvou stupňů. Systém změny odklonu pomocí podložek umožňuje změnit odklon bez nutnosti kontroly sbíhavosti kol.



Obr. 6 Parametry geometrie a) úhel odklonu kola [6], b) příklon rejďové osy [3].



3.2 ÚHEL PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY

Příklon rejdové osy σ je úhel sevřený mezi rejdovou osou a svislicí. Úhel příklonu rejdové osy je kladný, jestliže je rejdová osa skloněna směrem k vozu. Rejdová osa je spojnice mezi vnějšími úchyty horního a spodního ramene. Kolem rejdové osy se řízené kolo natáčí. Kladný příklon rejdové osy pomáhá vracet kola zpět do přímého směru pomocí vratného momentu. Je-li příklon nulový nebo záporný, tento vliv nepozorujeme.

3.3 ZÁKLON REJDOVÉ OSY, ZÁVLEK REJDOVÉ OSY

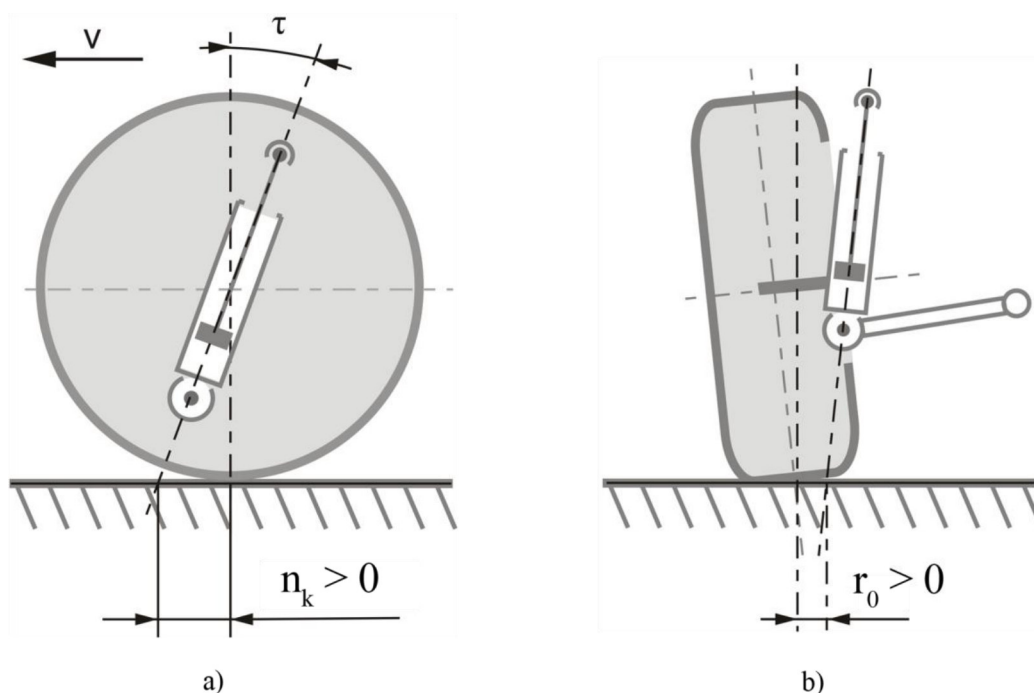
Záklon rejdové osy τ je úhel, který svírá rejdová osa se svislicí kola, promítnutého do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozu. O kladný záklon rejdové osy se jedná v případě, že je rejdová osa sklopena vzad, v opačném případě se jedná o záklon záporný. Vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky se nazývá závlek kola n_k . O kladný závlek se jedná v případě, že je průsečík před středem styku pneumatiky.

Také závlek ovlivňuje schopnost návratu kol do přímého směru. V případě kladného závleku je kolo vlečeno, což má na jízdu stabilizační účinek. Zvyšuje ovšem sílu potřebnou pro otočení volantem. Při vychýlení z přímého směru je kolo vlivem vratného momentu vznikajícího od valivých odporů vráceno do výchozí polohy. S rostoucím závlekiem se vratný moment zvyšuje. Záporný závlek naopak vnáší do jízdy nestabilitu, kterou řidič musí korigovat pohyby volantem.

Záklon rejdové osy také ovlivňuje úhel odklonu kola. Při zatáčení je vnější kolo stavěno do negativního odklonu, cílem je dosáhnout téměř kolmé pozice kola vůči vozovce. Při jízdě po nerovné vozovce způsobuje záklon iniciaci bočních sil působících na pneumatiku, které způsobují tvorbu momentu působícího na rejdovou osu. To má za následek vibrace, které se přenášejí do řízení.

3.4 POLOMĚR REJDU

Poloměr rejdu r_0 je vzdálenost mezi průsečíkem svislice kola s rovinou vozovky a průsečíku rejdové osy s vozovkou promítnutá do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. Je-li tento průsečík vně střední roviny kola, mluvíme o záporném poloměru rejdu, v opačném případě se jedná o kladný poloměr rejdu. Poloměr rejdu má vliv na velikost vratného momentu, s rostoucím poloměrem roste také vratný moment. V případě záporného poloměru rejdu se naopak vratný moment zmenšuje. Vozidlo se ovšem stává citlivějším vůči vlivům podélných sil.



Obr. 7 a) zázem a záklon rejdivé osy [7], b) poloměr rejdu [8].

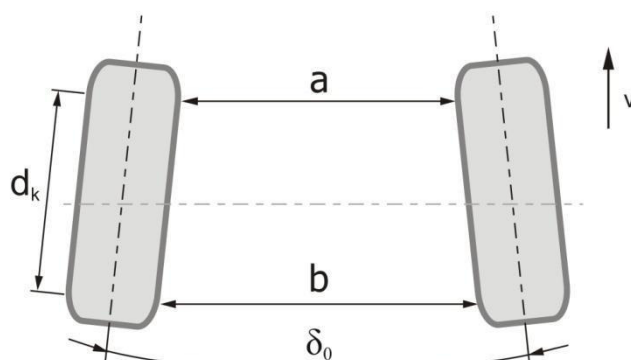
U civilních vozidel se používá záporný poloměr rejdu, který má stabilizační účinek na jízdu vozidla, protože kola jsou v pozici mírně sbíhavá. U kladného poloměru rejdu dochází k vychýlení kola z původní polohy a řidič musí korigovat směr jízdy. Situace je horší v případě brzdění na nestabilní vozovce, kdy mají levá a pravá kola jinou přilnavost k vozovce.

3.5 ÚHEL SBÍHAVOSTI

Úhel sbíhavosti kol δ_0 je úhel, který vzniká průmětem střední roviny kola a podélné osy vozidla do roviny vozovky. Sbíhavost lze charakterizovat také jako rozdíl vzdáleností mezi přední a zadní částí ráfků kol na jedné nápravě. Kola jsou sbíhavá, jestliže jsou střední roviny kola nakloněny směrem k podélné ose vozidla, v opačném případě jsou kola rozbíhavá.

Sbíhavost má vliv na opotřebení pneumatik. Jestliže jsou kola sbíhavá, sjíždí se více vnější část běhounu, v případě rozbíhavosti je to naopak vnitřní část běhounu pneumatiky. U civilních vozidel s pohonem přední nápravy by bylo vhodné nastavit geometrii mírně rozbíhavou, protože dochází ke kompenzaci hnací síly, která má tendenci kola přední nápravy uvést do stavu sbíhavého. Při průjezdu zatáčkou nebo při brzdění je ale vhodnější sbíhavé postavení kol, z důvodu stabilizace jízdy i během přímého směru.

Účelem sbíhavosti je udržet kola během jízdy v přímém směru a zaručit tak co nejlepší odvalování kola po vozovce při jízdě v přímém směru. Vlivem sbíhavosti působí na kola při propnutí boční síly, které iniciují vznik momentů působících na rejdivou osu.



Obr. 8 Úhel sbíhavosti [9].

3.6 KLOPENÍ KAROSERIE

V důsledku působení odstředivé síly na vozidlo dochází při průjezdu zatáčkou ke vzniku klopného momentu, který naklápí rám vozidla. Rám vozidla se klopí podle jistého bodu, který je označován jako střed klopení.

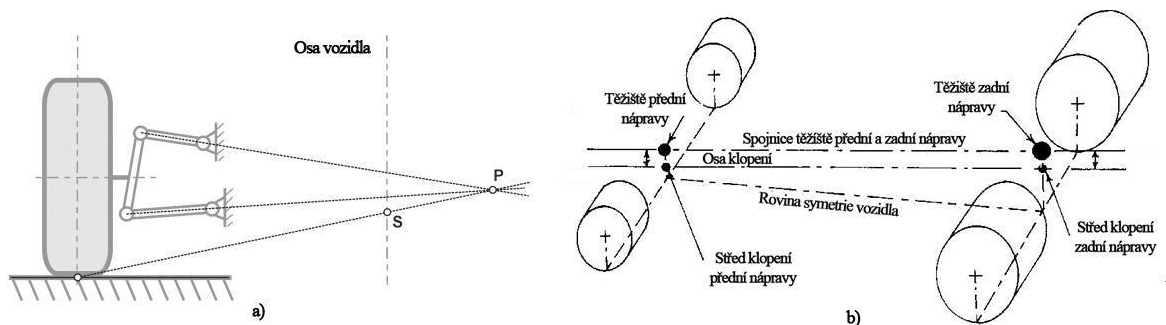
V případě lichoběžníkové nápravy použité na vozidle Dragon 1 se poloha středu klopení karoserie určí následujícím způsobem (viz Obr. 9). Nejprve je třeba určit střed klopení kola P , což je průsečík vzniklý protažením horního a spodního příčného ramene v rovině rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. Střed klopení kola P je bod, kolem kterého se kolo otáčí. Jeho poloha je závislá na vzájemném sklonu obou ramen, to znamená, že při propnutí se jeho poloha změní. Během zdvihu kola dochází také ke změně odklonu kol, změně rozchodu kol a projevuje se také samořízení. Pokud střed klopení kola P leží ve velké vzdálenosti od kola, jsou tyto změny potlačeny. Průsečík spojnice středu klopení kola se středem styku kola s vozovkou a svislé osy vozidla se nazývá střed klopení nápravy S . Je to bod, kolem kterého se náprava při průjezdu zatáčkou naklápí. Spojením středu klopení přední nápravy se středem klopení zadní nápravy vznikne osa klopení karoserie. Předpokládáme-li dokonale tuhou karoserii, leží tato osa v ose symetrie vozidla.

Pozice středu klopení nápravy S je ovlivněná vzájemným sklonem ramen lichoběžníkového zavěšení a může se nacházet jak nad rovinou vozovky, tak pod ní. Jestliže jsou obě ramena lichoběžníkového zavěšení vůči sobě v rovnoběžné pozici, je střed klopení kola P v nekonečnu a střed klopení nápravy S v rovině vozovky.

3.6.1 KLOPNÝ MOMENT

Samotné klopení karoserie je způsobeno klopným momentem. Ten vzniká působením odstředivé síly na rameni rovnajícím se pravoúhlé vzdálenosti osy klopení karoserie od těžiště vozidla. Klopný moment je tedy přímo úměrný hmotnosti odpružených hmot a vzdálenosti osy klopení karoserie vůči těžišti vozidla. Klopení karoserie je nulové, leží-li těžiště odpružených hmot na ose klopení karoserie. Karoserie je vrácena do výchozí polohy vratným momentem, který působí v opačném smyslu než klopný moment.

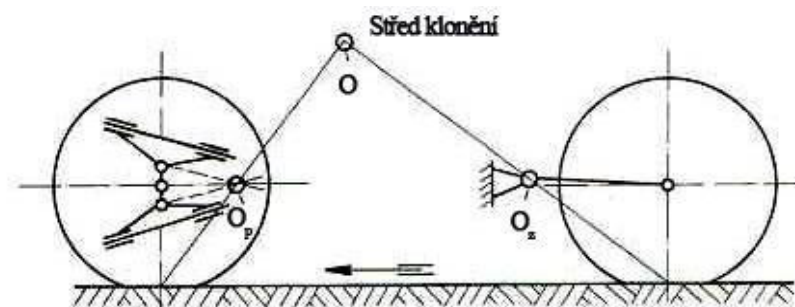
Klopení karoserie je nežádoucí jev, protože způsobuje velký přenos silového zatížení mezi levou a pravou stranou vozu, během zatáčení je vlivem klopení karoserie přítěžováno vnější kolo. Pro dosažení ideální přilnavosti je důležité, aby vnitřní i vnější kolo bylo při průjezdu zatáčkou zatíženo přibližně stejně. Střed klopení přední nápravy by měl ležet níže než u zadní nápravy, tímto způsobem lze redukovat klopení karoserie. Dalším prvkem zabraňujícím klopení karoserie jsou stabilizátory, které umožňují přenos zatížení mezi koly jedné nápravy.



Obr. 9 a) Pól klopení kola P a střed klopení nápravy S [10], b) Osa klopení karoserie [11].

3.7 KLONĚNÍ KAROSERIE

Chování vozidla během jízdy ovlivňuje také jev zvaný klonění karoserie. Střed klonění nápravy je bod, kolem kterého se náprava otáčí při propružení v podélné rovině vozidla. Jeho poloha je závislá na vzájemném sklonu ramen v podélné rovině vozu. Střed klonění přední nápravy O_p vznikne jako průsečík sklonu horního a spodního ramene. Na spojnici středu klonění přední O_p a zadní nápravy O_z s bodem styku pneumatiky leží střed klonění karoserie O . Výška středu klonění karoserie způsobuje zvedání přední a zadní části vozu během akceleraace, respektive zpomalení.



Obr. 10 Konstrukce středu klonění karoserie O , O_p střed klonění přední nápravy, O_z střed klonění zadní nápravy [3].

Chceme-li zamezit tomuto jevu, je nutné eliminovat moment klonění působící od setrvačných sil. Ty působí na rameni rovném vzdálenosti středu klonění od těžiště. Moment nevznikne, je-li střed klonění umístěn ve stejné výšce, jako těžiště. Klonění karoserie lze omezit vhodným uspořádáním příčných ramen tak, že část silového působení vznikající přenesením váhy během akceleraace nebo brzdění je zachycena v úchytech ramen. Na pružiny je pak přeneseno minimální zatížení a klonění karoserie je potlačeno.

Výše bylo zmíněno, že klonění karoserie se při jízdě projevuje během zrychlení nebo brzdění. Rozlišují se dvě situace, tzv. Anti Dive a Anti Squat. Jejich bližší popis je v následující kapitole.

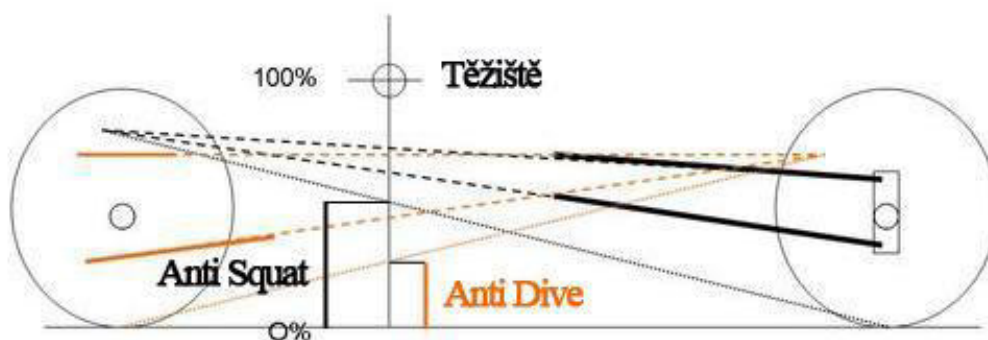
3.7.1 ANTI DIVE

Je to míra předklonění karoserie při brzdění. Vlivem setrvačné síly dochází k předklonění vozidla, zadní část je odlehčena a váha vozidla je přemístěna na přední nápravu. Krajiní meze jsou Anti Dive 0 %, kdy dochází k maximálnímu předklonění, přetížení přední nápravy je zachyceno pouze prostřednictvím odpružení. Anti Dive 100 % znamená, že zatížení působící na přední nápravu je zachyceno v ramenech lichoběžníkového zavěšení a nedochází tak k žádnému předklonění.

3.7.2 ANTI SQUAT

Podobná situace s nakloněním karoserie se projevuje i během zrychlení vozidla. Parametr popisující tento jev se nazývá Anti Squat. Při zrychlení dochází vlivem zaklonění karoserie k přetížení zadní nápravy, pomocí parametru Anti Squat lze tuto vlastnost regulovat. 100 % Anti Squat znamená nulový záklon, síly jsou zachycovány rameny zadního zavěšení. 0 % Anti Squat je označení pro maximální zaklonění karoserie, působící přetížení je zachycováno přes jednotku tlumič-pružina.

Jak Anti Dive tak Anti Squat jsou navrhovány s cílem omezit přenos váhy mezi přední a zadní nápravou. Je obtížné nalézt optimální kompromis v nastavení obou parametrů. Například při akceleraci přetížení zadní nápravy zvyšuje trakci pneumatik, což ovšem může způsobit nedostatečnou přilnavost pneumatik během zrychlení v zatáčce. Procentuální vyjádření Anti Dive a Anti Squat vznikne jako poměr výšky průsečíku spojnice středu klonění nápravy se středem styku pneumatiky a výšky těžiště.



Obr. 11 Konstrukce parametrů Anti Squat a Anti Dive. Obrázek ukazuje cca 30 % Anti Dive a 50 % Anti Squat.

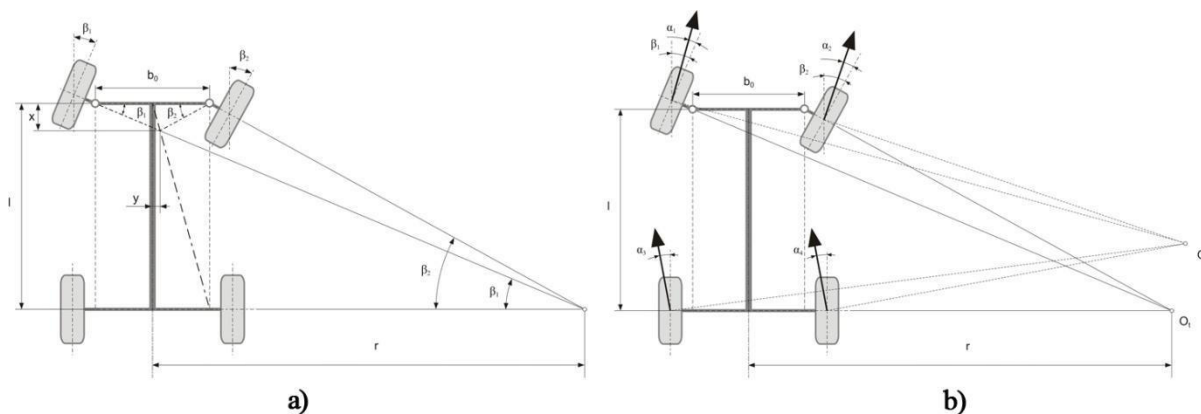


3.8 DIFERENČNÍ ÚHEL

Při průjezdu zatáčkou jsou kola řídící nápravy vytočena pod jiným úhlem. Znamená to tedy, že každé kolo opisuje kružnici s jiným poloměrem. Vnitřní kolo musí být vytočeno více než vnější, to proto, aby docházelo k odvalování kol, nikoli jejich smýkání. Jedná se o tzv. Ackermannovu geometrii řízení (viz Obr. 12a) a střed otáčení vozidla leží na prodloužené ose zadní nápravy. Tato situace ovšem platí pouze v ideálním případě, kdy nedochází k boční poddajnosti pneumatik a vozidlo se pohybuje v malých rychlostech. Během zatáčení při větší rychlosti vzniká směrová úchylka i na pneumatikách zadní neřízené nápravy, a to vlivem odstředivých sil a poddajnosti pneumatik. V takovém případě leží střed otáčení mezi přední a zadní nápravou (Obr. 12b).

Je-li rejdový úhel vnitřního kola větší než rejdový úhel kola vnějšího, mluvíme o pozitivní Ackermannově geometrii řízení, je-li tomu naopak, jedná se o geometrii negativní. Negativní Ackermannovu geometrii řízení je možno vidět u závodních vozidel dosahujících během zatáčení vysokých rychlostí s využitím aerodynamického přtlaku.

Diferenční úhel je rozdíl úhlů natočení levého a pravého kola. Měří se při natočení vnitřního kola na hodnotu 20° od podélné osy vozidla.



Obr. 12 a) Ackermanova geometrie řízení, b) skutečná geometrie řízení [12].

3.9 SAMOŘÍZENÍ NÁPRAV (BUMP STEER)

Samořízení náprav je samovolné natáčení kol kolem jejich svislých os, a to i tehdy, aniž by řidič dal jasný impuls prostřednictvím volantu. Toto natáčení je způsobeno bočními silami působícími na pneumatiku a poddajností vlastní pneumatiky. Jistý vliv hrají také vůle v řízení a uložení náprav a kol. K samořízení může docházet také při náklonu karoserie nebo při propuštění zavěšení, kdy dochází ke změně rozchodu a odklonu kol, což má vliv na jízdní vlastnosti automobilu.



4 ZAŘÍZENÍ K MĚŘENÍ GEOMETRIE

Pravidelná kontrola geometrie kol je z hlediska bezpečnosti provozu na pozemních komunikacích velmi důležitá, protože nesprávně seřízená geometrie způsobuje zvýšení opotřebení pneumatik, zvýšenou spotřebu paliva a změnu jízdních vlastností, což může do řízení automobilu vnášet nežádoucí účinky. U civilních vozidel by geometrie měla být pravidelně kontrolována a seřízena při každé výměně pneumatik, komponentů zavěšení či řízení, čepů, případně po projetí velkých děr. U závodních vozidel je geometrie kontrolována prakticky neustále. Soutěžní vozidla jsou enormně zatěžována v porovnání s civilními vozy. Komponenty zavěšení musí snášet výrazné silové zatížení, proto dochází k jejich častějšímu opotřebení nebo poškození. Závodní vozidla jsou konstruována s cílem získat co nejpresnější odezvu řízení, maximální přilnavost a přenos krouticího momentu na kola soutěžního speciálu. V neposlední řadě je možné nastavením geometrie zavěšení přizpůsobit vozidlo aktuálním povětrnostním podmínkám, povrchu vozovky a profilu tratě.

Měření geometrie zavěšení kol se dá charakterizovat jako měření různých úhlů a délek nejčastěji vzhledem k podélné nebo příčné rovině vozidla, případně k jiné vztažné soustavě. K dosažení správných výsledků je třeba dodržovat jistá pravidla. Pneumatiky by měly být nahuštěny na tlak odpovídající údajům výrobce, vozidlo by mělo být zatíženo na provozní hmotnost, měla by být vymezena vůle v řízení, mělo by být zkontrolováno uložení kol a stav tlumičů. Je třeba omezit vliv deformace pneumatiky, děje se tak prostřednictvím volně uložených plošin. V neposlední řadě je důležité, aby měření probíhalo na podložce co nejvíce se přibližující dokonale ploché rovině.

Počátky měření geometrických parametrů vozidla sahají do 30. let minulého století. V té době se kontrola a seřízení geometrie provádělo mechanickými přístroji. První optické systémy se začaly rozšiřovat v druhé polovině století. S přibývajícimi nároky na ekonomičnost provozu si lidé začali uvědomovat význam správně nastavené geometrie kol, proto bylo nutné zvýšit přesnost měření. Dopomohl tomu také rozvoj výpočetní techniky. Stále více se začaly prosazovat složité elektronické systémy, které se vyznačovaly bezdrátovou komunikací mezi měřicími hlavami a samotným výpočetním zařízením, jehož úkolem bylo data zpracovat. Moderní zařízení pro měření geometrie využívají speciální kamerové a bezdotykové systémy.

Zařízení pro měření geometrie zavěšení kol se rozlišují podle principu, na kterém je založena jejich funkce.

4.1 MECHANICKÁ MĚŘIDLA

Mechanická měřidla jsou nejstarším typem zařízení umožňujícím měření geometrie kol. Naměřené hodnoty úhlů a délek lze odečíst přímo na samotné měřicí aparatuře. Jedná se většinou o soupravu různých tyčí, úhloměrů, posuvných měřidel či provázků. Patří sem také pohyblivé plošiny, které je možno spatřit na stanicích technické kontroly. Při nájezdu na tuto plošinu dojde vlivem působení boční síly od pneumatiky k posunutí plošiny, z čehož lze vypočítat sbíhavost. Výhodou mechanických měřidel je vlastnost jednoduchého a rychlého měření, ovšem za cenu nízké přesnosti. Mechanickými měřidly lze určit sbíhavost a rozbíhavost kol, odklon kol a příklon rejdové osy.



Mechanická měřidla jsou v motoristickém sportu hojně používána, protože splňují požadovaná kritéria. Díky své jednoduchosti umožňují přepravu měřicí aparatury v servisním kamionu a samotné měření v terénu nebo na závodním okruhu. Manipulace s nimi je jednoduchá, měření je časově nenáročné a spolehlivé.



a)



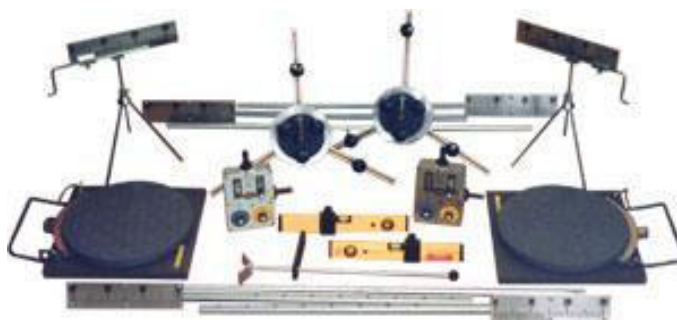
b)

Obr. 13 a) příklad mechanického měřidla [13], b) měřicí plošina.

4.2 OPTICKÁ MĚŘIDLA

Optická měřidla představují metodu nepřímého měření polohy kola, údaje jsou odečteny z projekčního plátna umístěného mimo vozidlo. Optické systémy lze rozdělit na měřidla s přímou a nepřímou projekcí, často jsou kombinována s měřidly mechanickými.

Zařízení s přímou projekcí se skládá z držáku se světelným zdrojem, jenž je připevněn na kolo. Světelný paprsek dopadá na projekční plochu, na které jsou stupnice pro jednotlivé parametry. V případě nepřímé projekce je zdroj světla umístěn mimo kolo vozidla. Světlo se odrazí od zrcadla připevněného na kole a dopadá na projekční plátno, kde jsou opět vyznačeny škály jednotlivých měřených parametrů. Pro získání přesných výsledků je nutné klást důraz na přesné postavení projektorů vůči projekčním plochám. Vozidlo je postaveno na otočné podložce z toho důvodu, aby bylo možné změřit úhel natočení říditelné nápravy.



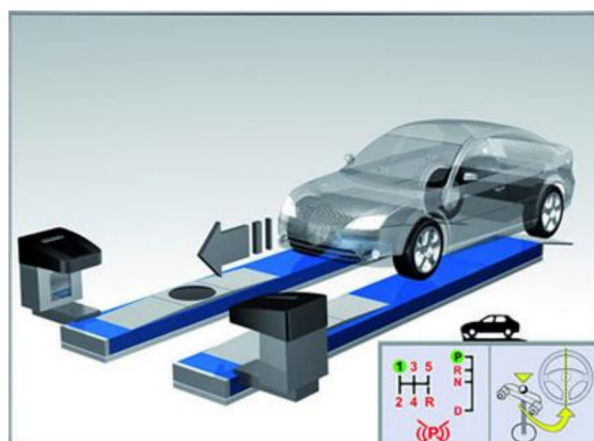
Obr. 14 Optický systém měření geometrie od firmy Motex [14].

Optická měřidla jsou schopna změřit sbíhavost kol, úhel odklonu kola, úhel záklonu a příklonu rejdové osy a diferenční úhel rejdu kol.

4.3 ELEKTRONICKÁ MĚŘIDLA

Opět se jedná o nepřímou metodu určení parametrů geometrie. Systém se obvykle skládá ze zdroje světelného paprsku, měřicí hlavy upevněné na kolo vozidla a CCD kamery, která plní podobnou úlohu jako projekční plochy u optických měřidel. Na každém kole je připevněna snímací hlava, ve které jsou zabudovány dva projektory a dva opto-elektrické senzory, které převádí světelný paprsek na elektrické signály. Systémy vykazují vysokou přesnost měření. Data jsou počítačově zpracována a k jejich upřesnění přispívá i fakt, že poloha každého kola je porovnávána s kolem na stejné nápravě, tak na stejné straně vozidla.

Nejmodernější a nejpřesnější způsoby měření geometrie kol představují systémy využívající kamerové a bezkontaktní technologie. Jedná se o velmi nákladná zařízení nabízející pohodlnou obsluhu a vysokou přesnost. Kamerové systémy se skládají ze dvou a více kamer a zdrojů světelného paprsku. Kamery snímají paprsek, který se odráží od měřících terčů připevněných na kola vozu. Mírným posunutím vozidla dopředu, dozadu a vytočením kol počítač vyhodnotí polohu terčů, z něj snadno určí polohu kola a tedy i požadované měřené parametry.



Obr. 15 Na levém obrázku je příklad kamerového systému od firmy Hunter [15], na obrázku vpravo je bezkontaktní zařízení pro měření geometrie od společnosti Nussbaum [16].

Systémy bezdotykového měření geometrie určují polohu kola pomocí stereoskopické trojrozměrné technologie. Tato zařízení se obejdou bez pomocných terčů a jsou schopny polohu kola určit přímo pomocí promítání různých obrazců na kolo a karoserii, případně snímáním magnetických značek rozmístěných na automobilu. Každé kolo je většinou snímáno dvěma kamerami a každá z nich snímá vybraný objekt pod jiným úhlem. Sloučením signálu z obou kamer vznikne prostorový obraz. Následně je počítačem vygenerován 3D model, ze kterého jsou parametry geometrie odečteny. Systémy jsou dodávány se speciálními nůžkovými zvedáky s integrovanou měřicí aparaturou, příkladem mohou být produkty firmy Beissbarth nebo Nussbaum [16].



5 3D DIGITALIZACE

Cílem této práce je zjistit skutečnou kinematiku zavěšení vozidla Formule Student Dragon 1 a porovnat ji s vytvořeným návrhem. K tomu je potřeba získat přesnou polohu jednotlivých bodů zavěšení.

Tento proces se dá nazvat reverzním inženýrstvím. Obecně se reverzním inženýrstvím rozumí postup, kdy se snažíme analyzovat a popsat fungování reálného objektu za účelem jeho vylepšení. Jednou z možností je převedení reálné součásti do digitální podoby, což je metoda používaná ve strojním inženýrství. Získat model v digitální podobě je možné prostřednictvím tzv. 3D digitalizace, tedy snímání nebo skenování zkoumaného objektu a následného vytvoření virtuálního 3D modelu. 3D digitalizace je v průmyslu stále více aplikována. Uplatňuje se všude tam, kde není k dispozici CAD model součásti, například při restaurování starých zařízení, ke kterým neexistuje výkresová dokumentace, v automobilovém průmyslu při návrhu prototypového designu nebo ke kontrole výrobků na výstupní kontrole. Současná výpočetní technika je již na takové úrovni, že umí vyhovět požadavkům na rychlé zpracování rozsáhlých dat. Překážkou v ještě větším rozšíření této metody je vysoká pořizovací cena samotného skenovacího zařízení, obslužné výpočetní techniky a speciálního softwaru určeného ke zpracování dat. Přesto našla uplatnění i v celé řadě netechnických oborů. Archeologové ji používají k digitalizaci historických nálezů, hojně je využívána při tvorbě filmů a počítačových her, designerům slouží k převedení designového hliněného návrhu do digitální podoby. Existuje celá řada dalších možných aplikací 3D digitalizace a lze předpokládat, že dostupnost této technologie se bude nadále zvyšovat.

3D digitalizace se provádí prostřednictvím zařízení, které se nazývá 3D skener. Skener snímá povrch objektu v diskrétních bodech, výsledný digitální model je tvořen velkým počtem bodů v prostoru, jedná se o tzv. mrak bodů. Skenery lze rozlišit podle způsobu snímání bodu povrchu objektu na:

- dotykové
- optické
- laserové
- ultrazvukové
- rentgenové

Dotykové skenery mohou být ručně nebo počítačově řízené. Měřicí hrot upevněný na robotické ruce postupně projíždí po povrchu snímané součásti. Senzory zabudované v kloubech robotického ramene zaznamenávají polohu ramene a z těchto údajů je dále vytvořen model sledované součásti. Ukázka takového typu skeneru je na Obr. 16a.

Optické skenery představují nejčastěji využívanou metodu 3D digitalizace ve strojírenství. Na snímáný objekt jsou nanášeny kódované body a objekt je následně několikrát vyfotografován z různých úhlů pohledu. Srovnáním známého tvaru značky s vyfotografovaným deformovaným tvarem značky počítač vyhodnotí tvar snímaného objektu.

Laserové skenery vysílají laserový paprsek kolmo k povrchu snímaného objektu. Odražený paprsek je zachycen zpět ve skenovacím zařízení. Vyhodnocením časového intervalu mezi vysláním a příjmem laserového paprsku je získána informace o velikosti předmětu ve směru letu paprsku. Zakřivené plochy jsou rozpoznány podle úhlu dopadu odraženého paprsku



na skenovací zařízení. Součástí může být také barevná kamera, která dodá výslednému modelu stejnou barevnou texturu, jako má originál.



a)



b)

Obr. 16 a) Příklad dotykového skeneru společnosti Microscribe, b) Laserový skener z produkce firmy Reversa [17].

Ultrazvukové skenery snímají objekty pomocí ultrazvukové sondy. Ultrazvukový signál je zpracováván pomocí speciální aparatury s ultrazvukovými čidly. Jedná se o cenově dostupné řešení, ovšem s přesností v rozmezí 0,3 až 0,5 mm, což nemusí být pro potřeby strojírenství dostatečné.

Rentgenové skenery vysílají rentgenový paprsek, díky kterému jsou tato zařízení schopna rozpoznat i vnitřní geometrii objektu, proto se používají ke snímání a kontrole potrubí, kotlů nebo jiných uzavřených nádob [17].



6 SKENOVÁNÍ VOZIDLA DRAGON 1

V této části bude detailněji popsána práce s optickými skenery TRITOP a ATOS firmy GOM, kterými disponuje Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Výhodou optických zařízení je bezkontaktní skenování, lze tak snadněji a rychleji snímat zkoumaný objekt s mnohem větší přesností.

6.1 ZAŘÍZENÍ TRITOP

Systém TRITOP slouží k bezkontaktnímu měření a určení přesných prostorových souřadnic bodů na zkoumaném tělese. Důležité body tělesa jsou označeny speciálními značkami, následně je objekt vyfotografován z různých úhlů pohledu. Z těchto digitálních snímků jsou vypočítány prostorové souřadnice značek umístěných na tělese. Zařízení umožňuje měřit objekty v rozsahu od 0,1 m do 10 m. Data získaná měřením jsou využita k vytvoření digitálního modelu, který lze následně srovnat s původním CAD modelem. Využíván je tento systém především při výstupních kontrolách kvality a také při deformačních analýzách.

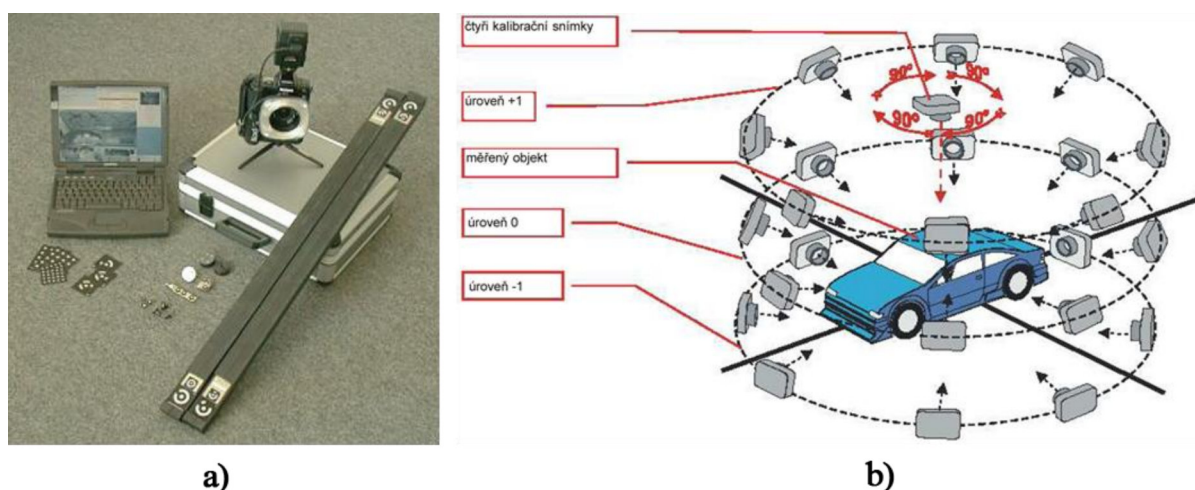
Systém TRITOP využívá principu fotogrammetrie. Kruhové značky se při pohledu z různých úhlů pohledu jeví jako elipsy. TRITOP dokáže ze zakřivení elipsy určit místo, ze kterého byl referenční bod vyfotografován. Je-li v soupravě snímků tento bod zachycen alespoň třikrát, systém identifikuje jeho polohu v prostoru.

Samotný proces měření systémem TRITOP je při dodržení pracovních postupů poměrně rychlou záležitostí, stejně jako vyhodnocení nasnímaných dat. Výhodou zařízení TRITOP je také jeho mobilita, takže jej lze snadno podle potřeby přemísťovat. Ke kladům dále patří vysoká přesnost měření.

Systém TRITOP je složen z následujících částí:

- Digitální fotoaparát Fujifilm FinePix S2 Pro s vysokým rozlišením, s vyměnitelným objektivem se stálou ohniskovou vzdáleností
- Paměťové medium typu Compact Flash Card pro přenos dat z fotoaparátu do PC
- Makroblesk EM-140DG pro optimální nasvícení měřeného objektu
- Kódované referenční body. Každý kódovaný referenční bod má své identifikační číslo a systém TRITOP jej automaticky rozezná a využije pro výpočet polohy fotoaparátu a k identifikaci snímků
- Nekódované referenční body k získání prostorových souřadnic důležitých součástí měřeného objektu
- Certifikované kalibrační tyče pro určení měřítka výsledku měření. Tyto kalibrační tyče mají na svém povrchu kódované referenční body s velmi přesně určenou vzájemnou vzdáleností. Kalibrační tyče systém TRITOP využije pro určení vzdálenosti jednotlivých kódovaných a nekódovaných referenčních bodů
- Výkonné PC
- Software pro analyzování a vyhodnocení sad snímků

Při práci se zařízením TRITOP je nutné dodržovat jistá pravidla, jinak by aplikační software nemusel přesně identifikovat souřadnice referenčních bodů [18].



Obr. 17 a) Sestava zařízení systému TRITOP [19], b) metodika fotografování ve třech úrovních.

6.1.1 PROCES MĚŘENÍ ZAŘÍZENÍM TRITOP

Před zahájením měření bylo nutné provést přípravné práce na vozidle Dragon 1. Z formule musela být demontována kapotáž, dále bylo odstrojeno zavěšení a některé další komponenty, jenž by jinak znesnadňovaly měření. Cílem bylo zabezpečit dobrý optický přístup ke všem klíčovým částem rámu, především tedy držákům ramen lichoběžníkového zavěšení.

Poté byly rozmístěny referenční body. Snahou je, aby těchto bodů bylo na snímcích co nejvíce. Je-li nějaký bod na jednom snímku špatně viditelný, může být dohledán na snímku jiném a určena tak jeho poloha. Souprava dodávaných kódovaných referenčních bodů činí 100 unikátních značek. Každý snímek musí obsahovat nejméně pět těchto kódovaných bodů, jinak systém nedokáže rozpoznat polohu fotoaparátu. Kódované značky tedy byly rozmístěny rovnoměrně po celé délce rámu podle výše zmíněného kritéria. Poté byly na rám vozidla nalepeny nekódované referenční body. Ty slouží k určení prostorových souřadnic důležitých částí měřeného objektu. V místech jednotlivých úchyťů zavěšení bylo nalepeno velké množství těchto nekódovaných značek, aby došlo k zanesení většího množství bodů a usnadnila se tak identifikace bodů zavěšení při práci se systémem ATOS. Vzhledem k tomu, že rám formule je nalakován černou barvou, byly zvoleny bílé body v černém poli o velikosti 5 mm. Každý nekódovaný bod musí být zachycen nejméně na třech snímcích, jinak nelze stanovit přesné prostorové souřadnice bodu. Je-li bod zachycen na více snímcích, je jeho poloha definována přesněji. Aby byl referenční bod identifikován, musí být jeho velikost na snímku alespoň 10 pixelů v průměru. Dále bylo nutné rozložit kalibrační tyče. Ty sami o sobě slouží jako kódované referenční body. Je výhodné tyče rozmístit tak, aby se na snímcích objevily co možná nejčastěji.

V další fázi bylo důležité správně nastavit fotoaparát, zejména pak hodnoty času, clony a citlivosti. Dále bylo třeba zaostřit fotoaparát na určitou vzdálenost, kterou bylo nutné dodržovat po celou dobu pořizování snímků. Nastavení fotoaparátu musí zůstat konstantní po celou dobu měření. Při vytváření snímků nesmí být referenční body přexponovány ani podexponovány, jinak by nemuselo dojít k jejich rozpoznání. Na fotoaparát byl připevněn externí blesk, aby byl snímáný objekt dobře nasvícen a byly tak lépe viditelné referenční body.



Na počátku každého měření musí být pořízeny čtyři kalibrační snímky, každý z nich otočený o 90° vůči předchozímu. Všechny čtyři snímky musí zachytit stejnou část snímaného objektu, pokud možno s co největším počtem kódovaných referenčních bodů. Systém na základě kalibračních snímků vypočítá optické zkreslení fotoaparátu a počáteční polohu fotoaparátu. Při fotografování zkoumaného objektu se postupovalo proti směru hodinových ručiček. Důležité je, aby na každém následujícím snímku byla vidět část bodů zachycených na snímku předchozím. Samotné měření se provádí ve třech výškových úrovních. Nejprve je celý objekt fotografován ve střední výškové úrovni, poté v úrovni +1 snímané ve výšce cca 45° nad optickou osou a nakonec v úrovni -1 (viz Obr. 17b).



Obr. 18 Rozmístění referenčních bodů na rámu formule.

Celkem bylo pořízeno 63 fotografií včetně kalibračních snímků. Při zakládání nového projektu pro vyhodnocení sady vyfotografovaných snímků v obslužném softwaru systému TRITOP je nutné nadefinovat parametry kalibračních tyčí, soupravu kódovaných bodů, typ fotoaparátu a teplotu prostředí, ve kterém bylo měření provedeno. Poté jsou načteny všechny snímky.

Aplikační software systému TRITOP pracuje ve dvou módech - Bundle Mode (vázací mód) a Evaluation Mode (výpočtový mód). Načtení sady snímků probíhá ve vázacím módu. V každém snímku jsou identifikovány referenční body (kódované i nekódované). Příkazem Complete Computation počítač určí polohu bodů v prostoru spolu s jejich souřadnicemi. Pořízené snímky jsou převedeny do 3D modelu, který je reprezentován tzv. „mrakem bodů“. Každý identifikovaný bod je číselně označen a je u něj zobrazena odchylka měření. Z důvodu snahy o zachování přesnosti byly body s odchylkou větší jak 0,2 pixelů z projektu smazány.

Evaluation Mode slouží k ručnímu přidání důležitých neidentifikovaných bodů. Jestliže je bod zachycen pouze na dvou snímcích, je označen jako zdánlivý a tímto způsobem jej lze přidat, ovšem tímto krokem se snižuje přesnost měření. Evaluation Mode dále nabízí možnost vytvoření tzv. primitiv, což jsou geometrické prvky vytvořené pomocí bodů a čar nalezených při měření. V módu Evaluation lze také měřit vzdálenosti a úhly mezi body, čarami a rovinami.



3D model reprezentovaný „mrakem bodů“ byl vyexportován do datového souboru s příponou ref.

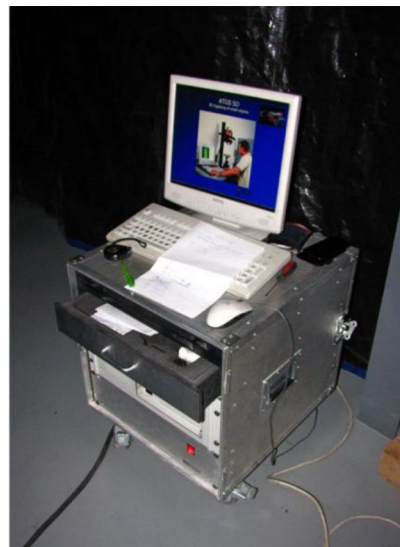
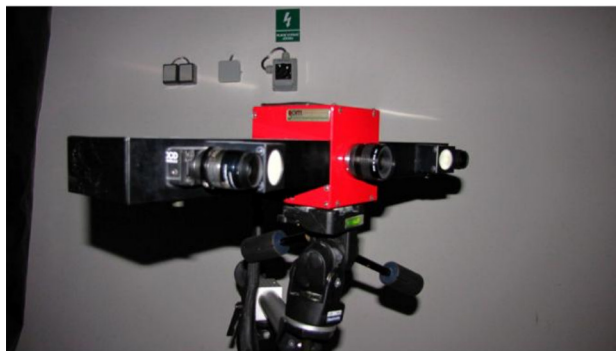
Systém TRITOP byl použit pro získání celkových rozměrů rámu a nadefinování pomocných nekódovaných značek umístěných na rámu. Tyto body posléze usnadnily orientaci zařízení ATOS, kterým byly detailně snímány úchyty ramen na rámu formule a jednotlivé části zavěšení.

6.2 ZAŘÍZENÍ ATOS

Optický skener ATOS je podobně jako TRITOP produktem německé společnosti GOM. Jedná se o bezdotykové zařízení, které umožňuje skenovat různé průmyslové součásti s vysokou přesností v poměrně krátkém čase. ATOS je schopen zaznamenat kompletní povrchovou geometrii tělesa, včetně tvarově složitých ploch. Využití těchto zařízení je především v těch oblastech průmyslu, kde je potřeba převést reálné objekty do 3D modelů, následně může být takový objekt porovnán s původním CAD modelem. ATOS umožňuje skenovat tělesa rozličných rozměrů, od povrchů o velikosti několika mm² až po několik m².

Skener ATOS obsahuje tyto součásti:

- Snímací hlava složená ze dvou CCD kamer umístěných na obou koncích hlavy a jednoho projektoru
- Stativ Manfrotto sloužící k upevnění snímací hlavy, zabezpečující její stabilní polohu
- Řídící jednotku a obslužný počítač pracující v operačním systému LINUX. V počítači je nainstalovaný software pro řízení skeneru, vyhodnocení a zpracování naskenovaných dat
- Sada objektivů s rozdílnou ohniskovou vzdáleností pro skenování objektů různých velikostí
- Kalibrační desky



Obr. 19 *Optický skener ATOS, vlevo snímací hlava se dvěma CCD kamerami, vpravo obslužná stanice s PC.*

Skener ATOS využívá principu triangulace ke zjištění neznámých vzdáleností a souřadnic. Sledovaná součást je snímána množstvím záběrů z různých úhlů pohledu. Projektor osvětluje povrch tělesa kontrastními světelnými proužky, jejichž tvar je na povrchu tělesa snímán dvěma kamerami. Pomocí optických zobrazovacích rovnic jsou vypočítány přesné 3D souřadnice mračna bodů, které může být složeno až ze 4 milionů bodů v jednom záběru. Automatické složení všech záběrů do jednoho celku je zajištěno pomocí referenčních bodů umístěných na snímaném tělese [20].

6.2.1 PROCES MĚŘENÍ ZAŘÍZENÍM ATOS

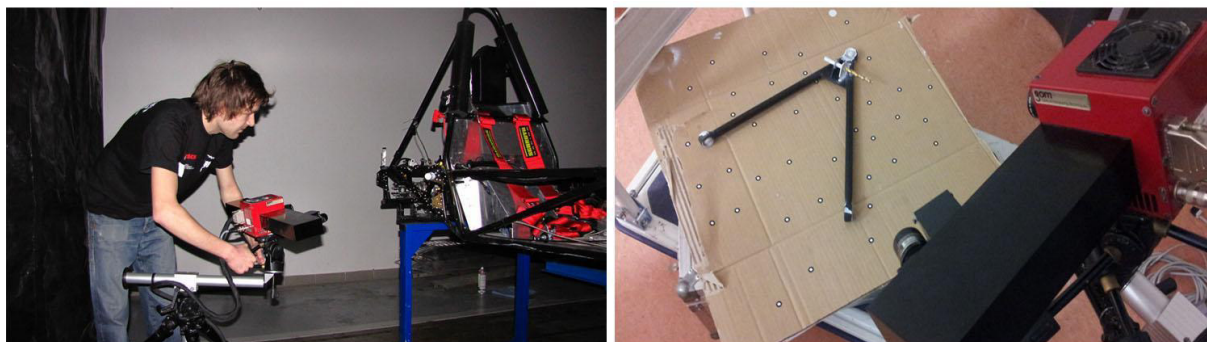
Nejprve byl do obslužného programu skeneru ATOS importován soubor s referenčními body, jenž byl vytvořen při práci se zařízením TRITOP.

Před začátkem měření bylo nutné nastavit snímací hlavu, což spočívalo v zaostření levé i pravé snímací kamery. Dále byla nastavena pozice obou kamer vůči sobě a bylo provedeno nastavení clony vzhledem k panujícím světelným podmínkám.

V dalším kroku byla provedena nezbytná kalibrace, která je nutná k dosažení přesných výsledků. ATOS nabízí možnost zrychlené a kompletní kalibrace. Před prvním měření byla provedena kalibrace úplná. K zařízení je dodávána sada kalibračních desek. Vzhledem k velikosti snímaných ploch byla zvolena deska o rozměru 200 x 160 mm. Spuštění kalibrace se provádí příkazem Calibration v obslužném programu. Po zanesení nezbytných údajů (ohnisková vzdálenost použitého objektivu, typ a rozměr kalibrační desky) je uživatel vyzván k umístění kalibrační desky před snímací hlavu. Následuje celkem 13 kroků, během nichž je třeba kalibrační desku napozicovat podle pokynů kalibračního průvodce. Kalibrace byla provedena s odchylkou 0,018 pixelů. Kalibraci bylo třeba provést několikrát také v průběhu měření. Při častém pohybu snímací hlavy systém detekoval možnou odchylku snímacích senzorů od výchozí pozice a tím také možnou nepřesnost měření.



Během skenování je nutné dodržovat jistá pravidla. V prostředí, kde skenování probíhá, by měly panovat neměnné světelné podmínky. Skener je velmi citlivý třeba jen na stín vržený procházející osobou. Nejspolehlivějším řešením je měření v absolutní tmě, kdy je plocha osvětlena pouze světlem z projektoru snímací hlavy. Dále je nutné, aby se na každém skenu objevily alespoň tři body, které byly dříve lokalizovány na některém z předchozích snímků. Vzdálenost skenovaného objektu od snímací hlavy by měla být cca 750 mm.

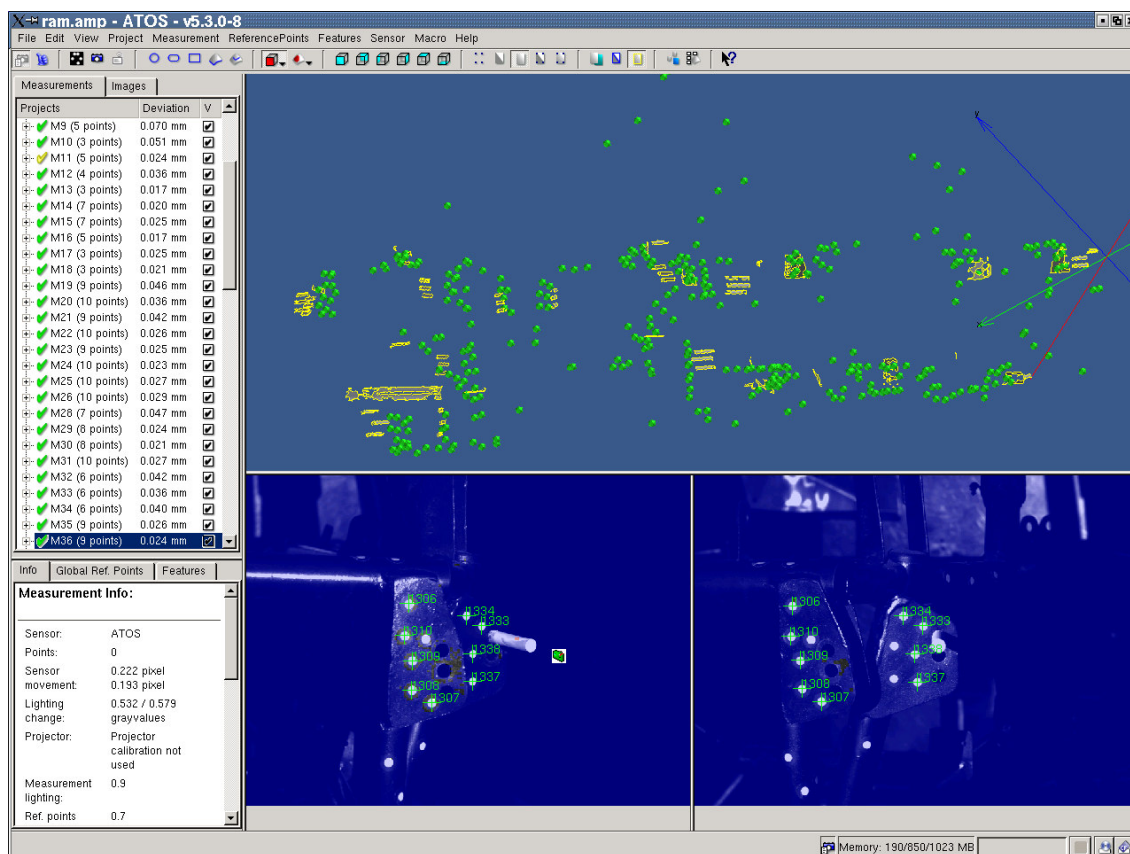


Obr. 20 Skenování rámu a ramen formule Dragon 1.

K získání správných výsledků je nutné, aby povrch tělesa byl dostatečně matný, respektive měl stejný odstín. Proto je třeba skenované části nastříkat bílým křídovým sprejem, který povrch zmatní. Pak je ATOS schopen požadovanou plochu rozlišit. Při skenování úchytů zavěšení na rámu vozidla byly využity nekódované značky nadefinované již z měření zařízením TRITOP. Dále bylo využito pomocné válcové těleso o průměru 8 mm, které se vkládalo do děr držáků zavěšení na rámu a úchytů pushrodů/pullrodů na ramenech zavěšení. S jeho pomocí byla následně určena osa díry pro upevnění ramene. Účelem skenováním samotných ramen bylo zjistit vzdálenosti středů unibalů. Proto se snímal samotný unibal, kterým bylo následně proloženo primitivum ve tvaru koule. Unibal je zvláštní typ ložiska se sférickou vazbou, které umožňuje rotaci kolem tří os.

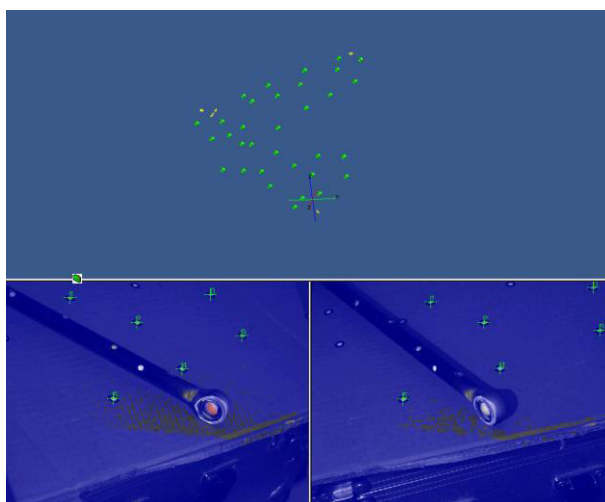
Aby ATOS rozpoznal povrch tělesa a referenční body, je třeba správně nastavit intenzitu osvětlení z projektoru - nesmí dojít k podexponování ani přeexponování zkoumaného objektu. K nastavení těchto parametrů slouží příkaz Intensity. Samostatně se nastavují hodnoty pro snímání povrchu a snímání referenčních bodů.

Spuštění skenování se provádí příkazem Measurement. Z projektoru snímací hlavy se na zkoumaný objekt promítají pruhy a čáry různých rozměrů. Doba trvání skenování je cca 8 vteřin. V obslužném programu se zobrazí rozpoznané referenční body a bílou barvou jsou zvýrazněny rozpoznané naskenované plochy. Poklepnutím pravým tlačítkem v levém dolním náhledovém okně a příkazem Select Area se vyberou ty rozpoznané plochy, které jsou žádoucí pro další zkoumání. Tyto plochy jsou automaticky přidány do virtuálního modelu.



Obr. 22 Prostředí aplikačního softwaru zařízení ATOS.

Během skenování rámu a všech úchyťů ramen, vahadel a tlumičů bylo provedeno celkem 112 měření. Odchylka jednotlivých měření se pohybovala v rozmezí 0,01 až 0,08 mm. Na řadě snímků byly rozpoznány body s označením Outside a Not Global, tedy body, které byly naskenovány buďto z nevyhovující vzdálenosti nebo nebylo možné určit jejich polohu v prostoru. Pro zvýšení přesnosti měření bylo třeba tyto body odstranit.

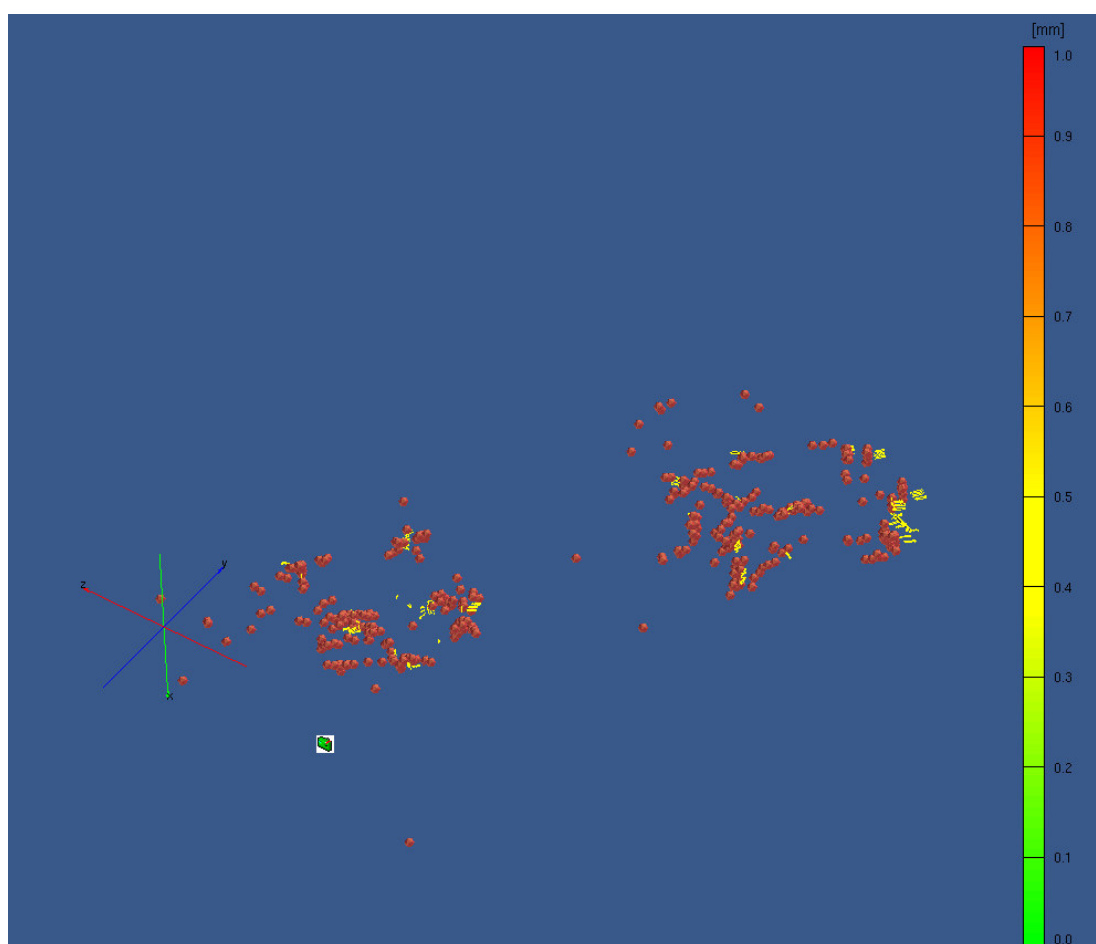


Obr. 21 Skenování ramen a uníbalu.



Skenování ramen a unibalů bylo vzhledem k rozměrům poměrně komplikované. Ramena jsou vyhotovena z trubky o průměru 15 mm a ATOS nebyl schopen rozeznat nalepené referenční body, pravděpodobně z důvodu příliš velkého zakřivení nalepeného bodu. Jako mnohem efektivnější se ukázala metoda nalepení bodů pouze na rovnou podložku, což bylo pro orientaci dostačující. Samotné unibaly byly kvůli požadovanému zmatnění povrchu nastříkány bílým křídovým sprejem. Každé rameno bylo skenováno v samostatném projektu. Skenování těhlic a vahadel provedeno nebylo, protože tyto komponenty byly vyrobeny na číslicově řízené frézce, kde je přesnost výroby v řádu tisícín milimetru.

Podobně jako v případě TRITOPu nabízí i obslužný software zařízení ATOS dva pracovní módy (Bundle a Evaluation). V Bundle mode probíhá samotné skenování, Evaluation Mode slouží k dalšímu zkoumání měřeného projektu, jako měření vzdáleností, vložení primitiv atd.



Obr. 23 Barevná mapa odchylek při vytváření 3D modelu rámu.

Po dokončení skenování byly všechny snímky spojeny do jednoho objektu s přesností 0,071 mm. V pravé části Obr. 23 je stupnice ukazující barevnou mapu odchylek referenčních bodů jednotlivých skenovaných ploch. Poté byl vygenerován 3D model tvořený polygonovou sítí. Tento model byl následně exportován ve formátu STL, taktéž byl exportován soubor s referenčními body.



7 ZPRACOVÁNÍ NASKENOVANÝCH DAT

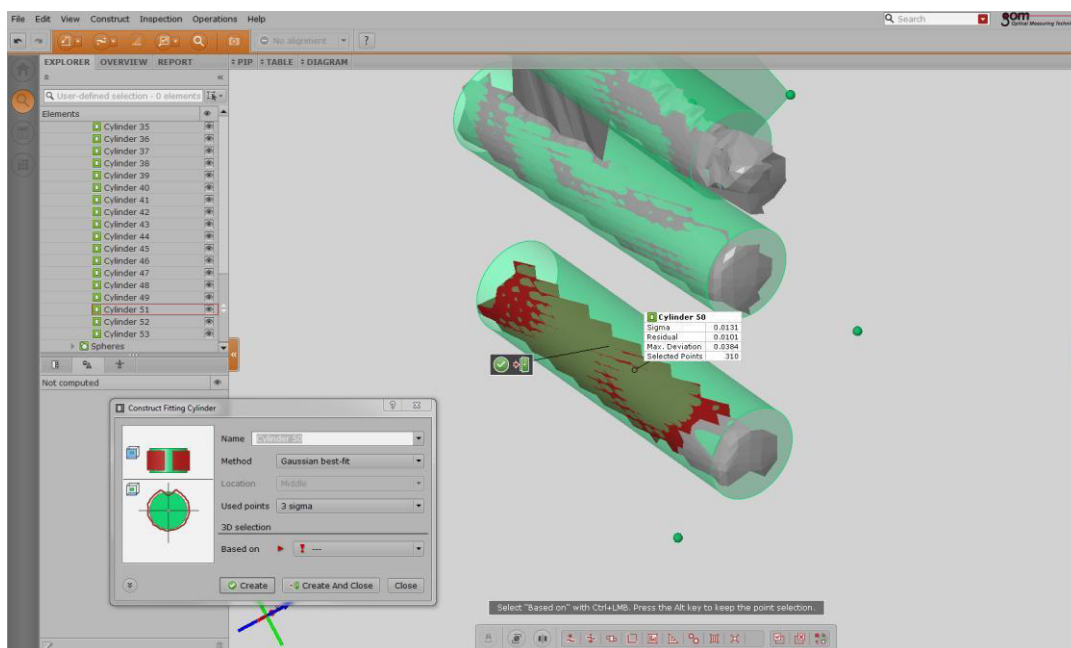
Ze vstupů naměřených pomocí zařízení TRITOP a ATOS bylo třeba určit výrobní odchylky a porovnat předlohové CAD modely rámu a jednotlivých ramen se skutečnými. Vyhodnocení naměřených dat probíhalo v programech GOM Inspect a Creo Parametric 2.0.

7.1 GOM INSPECT

GOM Inspect je volně dostupný program pro úpravu a analýzu dat získaných ze zařízení společnosti GOM, lze jej tedy použít i pro analýzu dat ze zařízení ATOS. Software je určený pro práci s polygonálním modelem a pro 3D inspekci „mračka bodů“.

K určení kinematických bodů nápravy je třeba znát osy děr, kterými prochází šroub pro upevnění ramen zavěšení a také vzájemnou polohu středů jednotlivých unibalů v rámci jednoho ramene. Tyto informace lze z polygonálního modelu získat použitím primitiv, která jsou proložena naskenovanou plochou.

Po založení nového projektu byla do softwaru importována data ve formátu STL, stejně tak soubor s referenčními body. Nejprve byly plochy polygonálního modelu zjemněny, aby tvorba jednotlivých primitiv byla přesnější. Naskenovanou plochou válcového tělesa, které bylo během skenování umístěno v díře pro uchycení ramene, bylo proloženo primitivum ve tvaru válce. Platí, že s rozsahem naskenované plochy se zvyšuje přesnost proložení primitiva. Tato operace byla provedena několikrát, protože každý úchyt ramene k rámu umožňuje hned tři volby polohy s ohledem na nastavení různých parametrů Anti Dive a Anti Squat.



Obr. 24 Vytvoření primitiva ve tvaru válce v programu GOM Inspect.

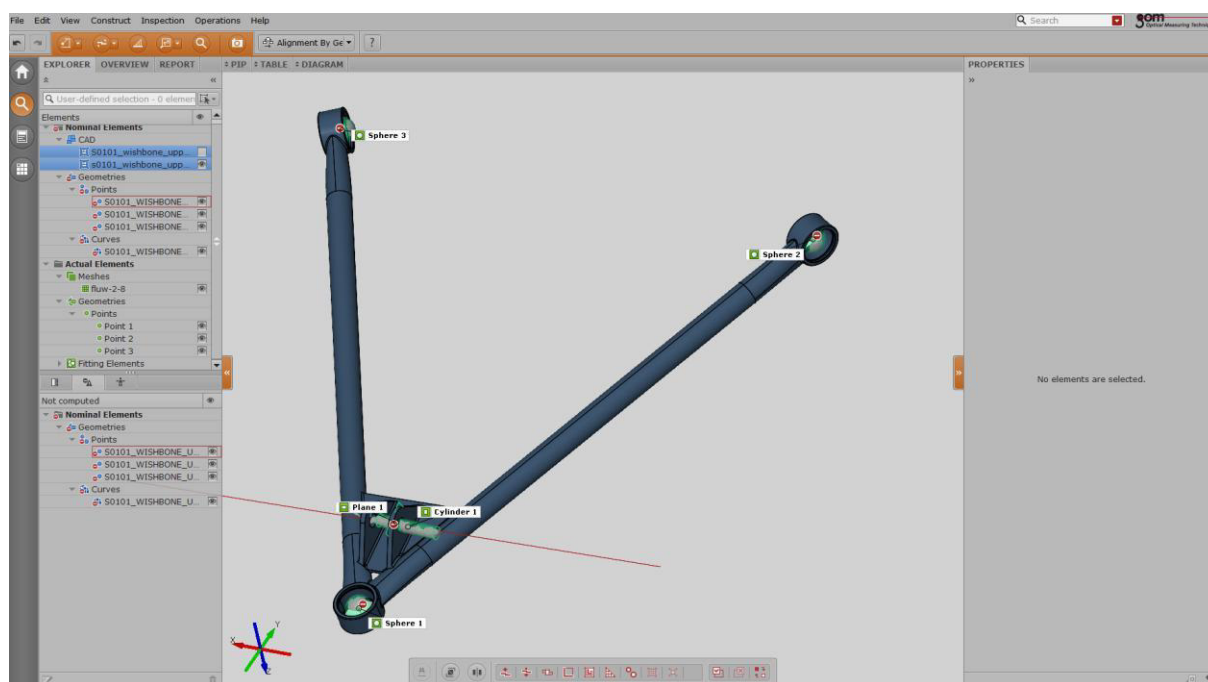
Pro určení rovin úchytů se vycházelo z nekódovaných referenčních bodů, které byly nalepeny na samotné držáky. K získání roviny je třeba alespoň tří bodů, což bylo ve většině případů



splněno. V případě získání rovin úchytů vahadel a tlumičů byla rovina proložena naskenovanou plochou v polygonálním modelu. Poloha koncových bodů hřebenu řízení byla získána pomocí primitiva ve tvaru koule, které bylo proloženo kulovým čepem.

U ramen zavěšení byly skenovány jednak unibaly, kterými byly proloženy kulové plochy, v případě horních předních a zadních spodních ramen také úchyty pro upevnění pullrodů, respektive pushrodů. Vzhledem k velikosti použitých unibalů a jejich zasazení do oka ramene nebylo možné naskenovat příliš velkou plochu unibalu, ovšem k získání primitiva ve tvaru koule byla plocha dostatečná.

Po dokončení přípravných prací v programu GOM Inspect byla vytvořená geometrie všech primitiv exportována ve formátu IGES. Určení souřadnic polohy kinematických bodů bylo provedeno v programu Creo Parametric 2.0.



Obr. 25 Primitiva proložená unibaly a úchytem pullrodu předního horního ramene, srovnání s CAD modelem.

7.2 URČENÍ SOUŘADNIC KINEMATICKÝCH BODŮ

Jedním z bodů této diplomové práce je srovnání naměřených výsledků s CAD modely, které sloužily jako podklady pro výrobu rámu a ramen. Tato část práce byla vykonána s použitím programu Creo Parametric 2.0. Jedná se o parametrický 3D modelář z produkce společnosti PTC, který umožňuje modelování jak objemové, tak v plochách. Spolu s dalšími moduly pro pevnostní analýzu, tvorbu schémat, výkresů aj. tvoří komplexní inženýrské řešení pro vývoj výrobků.

Naskenovaný rám s vloženými primitivy byl importován do tohoto programu a poté dále upravován. Všemi válcovými skořepinami byly proloženy osy, stejně tak byly vytvořeny body ve středech kulových primitiv suplující unibaly.

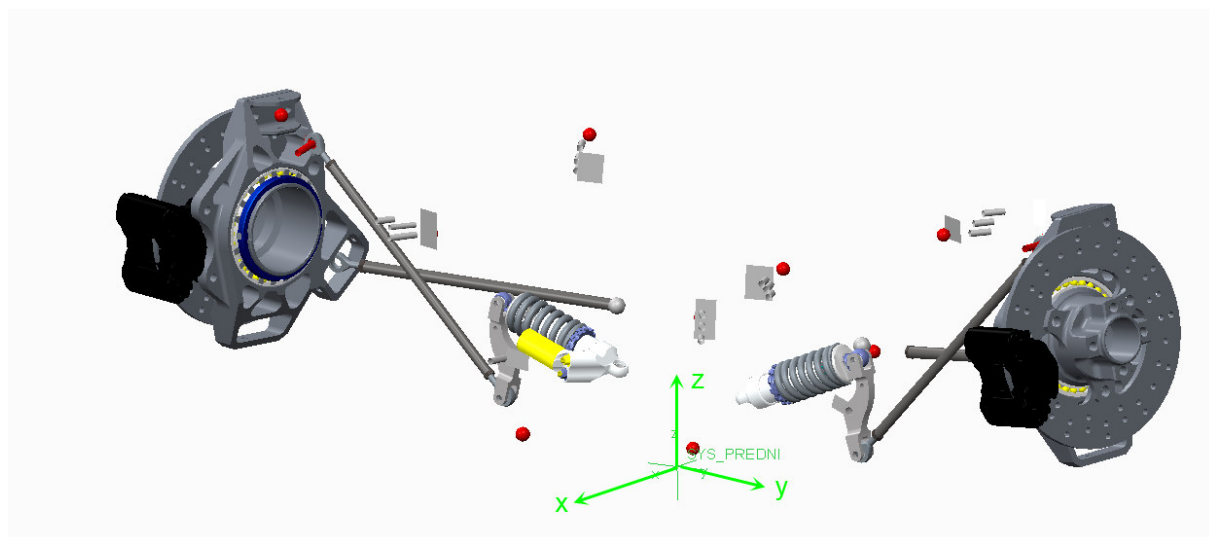


V dalším kroku byly vytvořeny pomocné roviny, ve kterých leží kinematické body zavěšení. Posuvným měřítkem byla na rámu zjištěna vzdálenost dvou plechů tvořících úchyt zavěšení. Střed unibalu leží přesně uprostřed těchto dvou ploch. V programu Creo 2.0 byla pomocná rovina vytvořena posuvem o konkrétní vzdálenost vzhledem k naskenovaným plochám, případně k plochám získaných pomocí referenčních bodů. Průnikem pomocné roviny s osou procházející dírou pro šroub byly získány pozice středů unibalů a tedy kinematické body. Obdobný postup následoval také při úpravě naskenovaných ramen.

Získáním kinematických bodů na rámu formule lze přikročit k vytvoření sestavy přední a zadní nápravy, čímž získáme polohy zbývajících bodů. K vytvoření sestavy byly kromě modelů získaných skenováním použity také CAD modely těhlic, vahadel, tlumičů, řídicích tyčí a pullrodů. K odměření souřadnic polohy bodů bylo třeba celou sestavu zavazbit k odpovídajícímu souřadnému systému. Tým TU Brno Racing používá při návrhu CAD modelu každého vozu souřadný systém s počátkem umístěným v kokpitu vozu pod sedačkou pilota. Orientace souřadného systému je následující:

- kladný směr osy x směřuje v podélné rovině vozu ve směru jízdy
- kladný směr osy y směřuje doleva z pohledu ve směru jízdy
- kladný směr osy z směřuje vzhůru

Výpočet kinematiky zavěšení pro vůz Dragon 1 pochází od Ing. Petra Porteše, Dr., jehož návrh počítá se zvláštními souřadnými systémy pro přední a zadní nápravu, vůči kterým jsou vztaženy jednotlivé kinematické body. Tyto systémy jsou vůči hlavnímu souřadnému systému posunuty ve směru kladné osy x o 900 mm (souřadný systém přední nápravy), respektive o 700 mm ve směru záporné osy x (souřadný systém zadní nápravy) se shodnou orientací souřadných os. Oba systémy jsou navíc posunuty o 30 mm ve směru kladné osy z . Z důvodu snadného porovnání souřadnic kinematických bodů navržených a skutečných byla každá náprava zavazbena vzhledem k odpovídajícímu souřadnému systému.



Obr. 26 Sestava přední nápravy s naznačeným souřadným systémem.



Všechny kinematické body byly snadno odměřeny pomocí příkazu Measure v prostředí programu Creo Parametric 2.0. Pro orientaci je nejprve uvedeno názvosloví a popis jednotlivých bodů.

Tab. 1 Označení a popis kinematických bodů.

Bod	Pozice
A	střed předního unibalu spodního ramene
B	střed zadního unibalu spodního ramene
C	střed unibalu spodního ramene spojeného s těhlicí
D	střed předního unibalu horního ramene
E	střed zadního unibalu horního ramene
F	střed unibalu horního ramene spojeného s těhlicí
G	střed kloubu na tyči řízení v místě spojení s těhlicí/střed kloubu toerodu v místě spojení s těhlicí
H	střed kloubu na hřebenu řízení/střed kloubu toerodu v místě spojení s rámem
I	střed kloubu pullrodu v místě spojení s horním ramenem/střed kloubu pushrodu v místě spojení se spodním ramenem
J	střed spojení vahadlo - rám
K	střed kloubu pullrodu v místě spojení s vahadlem/střed kloubu pushrodu v místě spojení s vahadlem
L	střed unibalu v místě spojení tlumiče s vahadlem
M	střed unibalu v místě spojení tlumiče s rámem
CWH	střed kola
CTR	střed styku pneumatiky s vozovkou

V následujících tabulkách jsou vypsány souřadnice kinematických bodů. Zavěšení bylo rozděleno do čtyř samostatných celků na levou přední, pravou přední, levou zadní a pravou zadní polonápravu. Tabulky nabízí srovnání navržených a skutečných souřadnic jednotlivých bodů a rozdíl jejich vzdáleností vzhledem k souřadnému systému přední, respektive zadní nápravy.

Tab. 2 Souřadnice bodů pravé přední polonápravy.

	Ax [mm]	Ay [mm]	Az [mm]	Bx [mm]	By [mm]	Bz [mm]	Cx [mm]	Cy [mm]	Cz [mm]
Navržená	125,00	-117,00	65,00	-240,00	-117,00	110,00	7,21	-594,66	96,86
Skutečná	126,95	-119,31	73,03	-238,05	-119,31	118,03	9,16	-596,97	104,96
Rozdíl	1,95	2,31	8,03	1,95	2,31	8,03	1,96	2,30	8,10
	Dx [mm]	Dy [mm]	Dz [mm]	Ex [mm]	Ey [mm]	Ez [mm]	Fx [mm]	Fy [mm]	Fz [mm]
Navržená	130,00	-245,00	281,00	-190,00	-260,00	281,00	-27,71	-559,78	345,86
Skutečná	131,95	-247,31	289,03	-188,05	-262,31	289,03	-25,75	-562,45	352,12
Rozdíl	1,95	2,31	8,03	1,95	2,31	8,03	1,96	2,67	6,26
	Gx [mm]	Gy [mm]	Gz [mm]	Hx [mm]	Hy [mm]	Hz [mm]	Ix [mm]	Iy [mm]	Iz [mm]



Navržená	-110,26	-564,43	162,96	-150,00	-192,80	135,00	-27,71	-559,78	345,86
Skutečná	-98,29	-537,75	165,92	-148,05	-195,11	143,03	-25,95	-517,09	324,44
Rozdíl	11,97	26,68	2,96	1,95	2,30	8,03	1,77	42,69	21,41
	Jx	Jy	Jz	Kx	Ky	Kz	Lx	Ly	Lz
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Navržená	-20,00	-236,00	94,00	-19,96	-249,13	45,75	-20,59	-247,78	157,32
Skutečná	-18,05	-238,31	102,03	-16,99	-250,48	53,45	-18,65	-250,11	165,33
Rozdíl	1,95	2,31	8,03	2,97	1,35	7,70	1,94	2,33	8,01
	Mx	My	Mz	CWHx	CWHy	CWHz	CTRx	CTRy	CTRz
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Navržená	-16,30	-86,00	96,00	-0,23	-621,34	223,85	-0,23	-630,21	-30,00
Skutečná	-14,35	-88,31	104,03	2,89	-618,10	234,77	2,89	-639,52	-30,00
Rozdíl	1,95	2,31	8,03	3,12	3,25	10,92	3,12	9,31	0,00

Tab. 3 Souřadnice bodů levé přední polonápravy.

	Ax	Ay	Az	Bx	By	Bz	Cx	Cy	Cz
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Navržená	125,00	117,00	65,00	-240,00	117,00	110,00	7,21	594,66	96,86
Skutečná	127,06	114,48	57,63	-237,49	125,46	104,85	24,64	595,24	96,08
Rozdíl	2,06	2,52	7,37	2,51	8,46	5,15	17,43	0,57	0,78
	Dx	Dy	Dz	Ex	Ey	Ez	Fx	Fy	Fz
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Navržená	130,00	245,00	281,00	-190,00	260,00	281,00	-27,71	559,78	345,86
Skutečná	138,34	239,99	275,15	-179,25	262,98	277,32	-9,93	558,37	344,84
Rozdíl	8,34	5,01	5,85	10,75	2,98	3,68	17,78	1,41	1,01
	Gx	Gy	Gz	Hx	Hy	Hz	Ix	Iy	Iz
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Navržená	-110,26	564,43	162,96	-150,00	192,80	135,00	-27,71	559,78	345,86
Skutečná	-94,49	594,27	163,50	-145,00	198,06	130,22	-11,72	513,78	314,57
Rozdíl	15,77	29,84	0,54	5,01	5,26	4,78	15,99	45,99	31,29
	Jx	Jy	Jz	Kx	Ky	Kz	Lx	Ly	Lz
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Navržená	-20,00	236,00	94,00	-19,96	249,13	45,75	-20,59	247,78	157,32
Skutečná	-13,93	237,64	88,97	-13,75	251,33	40,88	-13,79	248,67	152,41
Rozdíl	6,07	1,64	5,03	6,21	2,20	4,87	6,80	0,88	4,91
	Mx	My	Mz	CWHx	CWHy	CWHz	CTRx	CTRy	CTRz
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Navržená	-16,30	86,00	96,00	-0,23	621,34	223,85	-0,23	630,21	-30,00
Skutečná	-14,97	87,58	89,11	3,52	622,72	232,12	3,52	632,11	-30,00
Rozdíl	1,33	1,58	6,89	3,75	1,38	8,27	3,75	1,90	0,00



Tab. 4 Souřadnice bodů pravé zadní polonápravy.

	Ax [mm]	Ay [mm]	Az [mm]	Bx [mm]	By [mm]	Bz [mm]	Cx [mm]	Cy [mm]	Cz [mm]
Navržená	416,00	-200,60	157,50	-124,00	-48,20	76,40	7,93	-545,56	97,60
Skutečná	415,92	-202,07	161,31	-124,15	-49,65	80,70	7,75	-547,05	101,90
Rozdíl	0,08	1,47	3,81	0,15	1,45	4,30	0,18	1,49	4,29
	Dx [mm]	Dy [mm]	Dz [mm]	Ex [mm]	Ey [mm]	Ez [mm]	Fx [mm]	Fy [mm]	Fz [mm]
Navržená	436,00	-230,00	279,00	-59,00	-215,00	279,00	62,87	-537,17	336,43
Skutečná	435,85	-231,45	283,30	-59,15	-216,45	283,30	62,75	-538,65	340,70
Rozdíl	0,15	1,45	4,30	0,15	1,45	4,30	0,11	1,48	4,27
	Gx [mm]	Gy [mm]	Gz [mm]	Hx [mm]	Hy [mm]	Hz [mm]	Ix [mm]	Iy [mm]	Iz [mm]
Navržená	-76,85	-537,48	327,54	-124,00	-172,45	268,28	7,93	-545,56	97,60
Skutečná	-77,00	-538,95	331,80	-124,15	-173,95	272,60	20,73	-499,50	121,59
Rozdíl	0,15	1,47	4,25	0,15	1,50	4,31	12,80	46,06	23,99
	Jx [mm]	Jy [mm]	Jz [mm]	Kx [mm]	Ky [mm]	Kz [mm]	Lx [mm]	Ly [mm]	Lz [mm]
Navržená	241,00	-211,00	353,00	214,45	-242,26	381,60	277,12	-159,34	366,08
Skutečná	240,85	-212,45	357,30	214,25	-243,75	385,90	276,95	-160,75	370,40
Rozdíl	0,15	1,45	4,30	0,19	1,49	4,30	0,17	1,41	4,32
	Mx [mm]	My [mm]	Mz [mm]	CWHx [mm]	CWHy [mm]	CWHz [mm]	CTRx [mm]	CTRy [mm]	CTRz [mm]
Navržená	289,00	-179,00	198,00	-0,01	-586,18	223,85	-0,01	-595,04	-30,00
Skutečná	288,85	-180,45	202,30	-0,27	-608,33	231,10	-0,03	-627,18	-30,00
Rozdíl	0,15	1,45	4,30	0,26	22,15	7,25	0,02	32,14	0,00

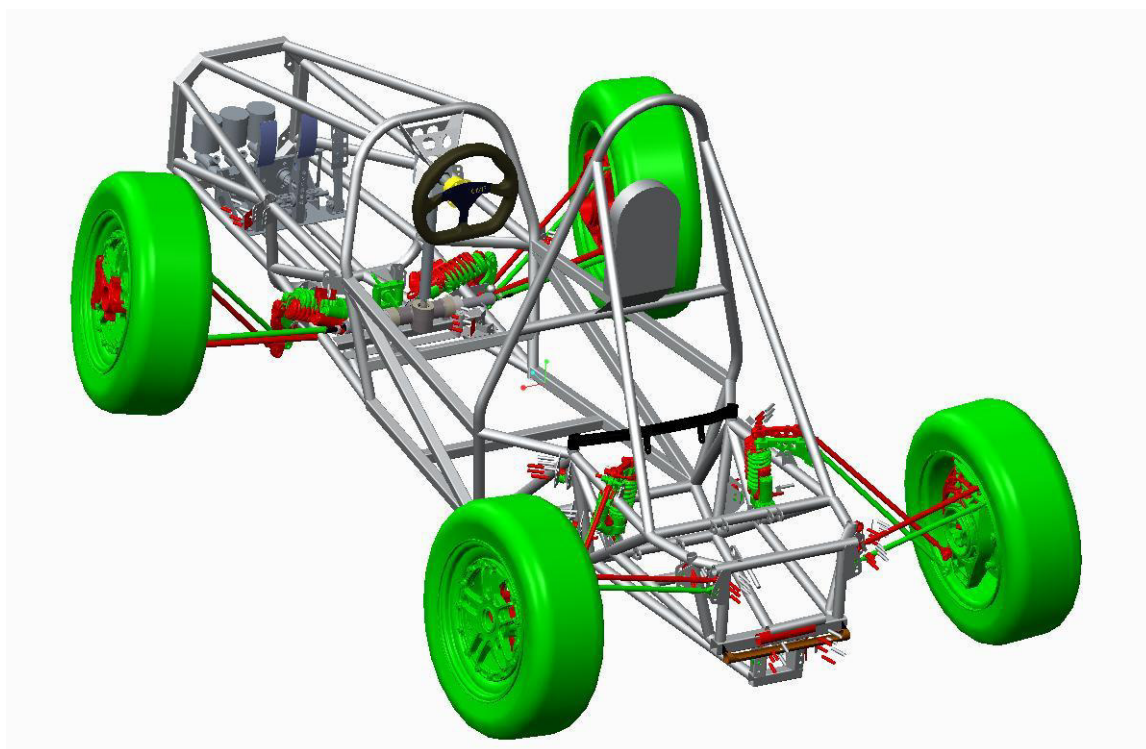
Tab. 5 Souřadnice bodů levé zadní polonápravy.

	Ax [mm]	Ay [mm]	Az [mm]	Bx [mm]	By [mm]	Bz [mm]	Cx [mm]	Cy [mm]	Cz [mm]
Navržená	416,00	200,60	157,50	-124,00	48,20	76,40	7,93	545,56	97,60
Skutečná	417,09	196,30	157,38	-123,73	49,17	72,60	11,92	545,17	102,96
Rozdíl	1,09	4,30	0,12	0,27	0,97	3,80	3,99	0,39	5,36
	Dx [mm]	Dy [mm]	Dz [mm]	Ex [mm]	Ey [mm]	Ez [mm]	Fx [mm]	Fy [mm]	Fz [mm]
Navržená	436,00	230,00	279,00	-59,00	215,00	279,00	62,87	537,17	336,43
Skutečná	436,94	223,40	279,93	-58,15	211,90	278,30	65,84	532,16	341,73
Rozdíl	0,94	6,60	0,93	0,85	3,10	0,70	2,97	5,00	5,30
	Gx [mm]	Gy [mm]	Gz [mm]	Hx [mm]	Hy [mm]	Hz [mm]	Ix [mm]	Iy [mm]	Iz [mm]
Navržená	-76,85	537,48	327,54	-124,00	172,45	268,28	7,93	545,56	97,60
Skutečná	-73,88	533,61	332,45	-123,42	170,05	266,67	24,09	497,15	122,46
Rozdíl	2,97	3,87	4,91	0,58	2,40	1,61	16,16	48,41	24,86



	Jx [mm]	Jy [mm]	Jz [mm]	Kx [mm]	Ky [mm]	Kz [mm]	Lx [mm]	Ly [mm]	Lz [mm]
Navržená	241,00	211,00	353,00	214,45	242,26	381,60	277,12	159,34	366,08
Skutečná	241,60	204,47	353,05	215,14	235,45	382,12	277,30	152,30	365,33
Rozdíl	0,60	6,53	0,05	0,69	6,81	0,52	0,18	7,04	0,75
	Mx [mm]	My [mm]	Mz [mm]	CWHx [mm]	CWHy [mm]	CWHz [mm]	CTRx [mm]	CTRy [mm]	CTRz [mm]
Navržená	289,00	179,00	198,00	-0,01	586,18	223,85	-0,01	595,04	-30,00
Skutečná	289,82	174,88	197,64	-0,31	583,15	226,63	-0,31	592,03	-30,00
Rozdíl	0,82	4,12	0,36	0,30	3,03	2,78	0,30	3,01	0,00

Skutečné souřadnice se liší od těch ideálních v řádu milimetrů, v některých případech až o desítky. Největší rozdíl byl zaznamenán u bodu *I*, což je střed kloubu pushrodu v místě spojení s dolním ramenem. Pozici tohoto bodu lze částečně upravit nastavením geometrie. Svařování rámu pro formuli student je poměrně komplikovaný proces. Například v přední části rámu jsou držáky zavěšení navařeny na trubku ohnutou do tvaru „U“. Vzhledem k chybějící horizontální výztuze pravděpodobně došlo během svařování k mírné deformaci tvaru a tím i posunutí samotných držáků. Především v ose *y* je patrný nárůst vzdáleností od počátku souřadného systému. Vzdálenosti mezi identickými body na levé a pravé straně jedné nápravy jsou tak větší, než původně navrhnuté. U takto složité konstrukce je obtížné zabezpečit přesné ustanovení jednotlivých trubek vůči sobě a může tak snadno dojít k jejich vybočení vlivem prutů ve svaru.



Obr. 27 Srovnání původní sestavy s nově vytvořenou na základě naskenovaných dat. Zeleně je vyznačena původní sestava, červeně sestava nová.



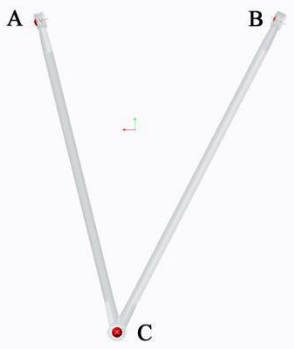
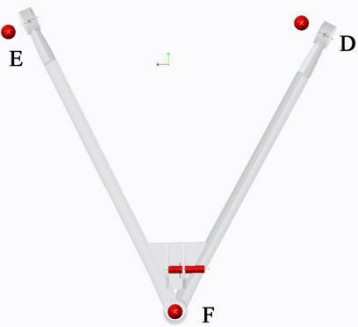
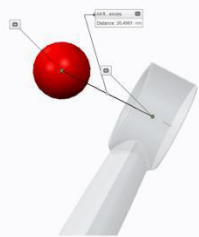
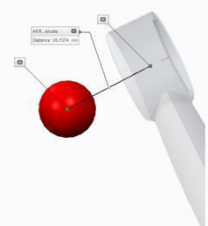
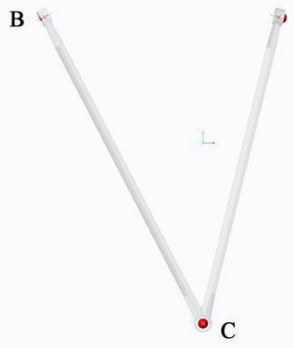
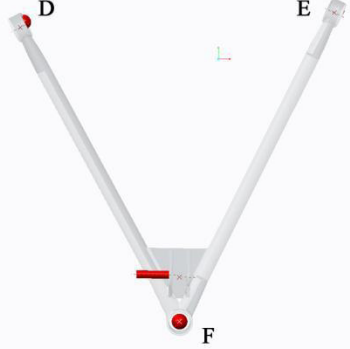
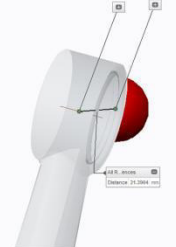
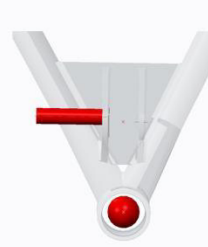
V dalším kroku bylo provedeno srovnání vyrobených ramen lichoběžníkového zavěšení s návrhovými modely. Ramena byla svařena z trubky o průměru 15 mm. V následující tabulce jsou uvedeny vzdálenosti mezi odpovídajícími body ramen. Z tabulky vyplývá, že přesnost výroby se pohybuje v rozmezí jednoho milimetru. Výrazná nepřesnost byla naměřena mezi body A a B u pravého předního spodního ramena, vzdálenost mezi těmito body je o 4,5 mm větší.

Tab. 6 Srovnání ramen z hlediska vzdáleností mezi jednotlivými body.

Levé přední dolní rameno				Pravé přední dolní rameno			
	AB [mm]	AC [mm]	BC [mm]		AB [mm]	AC [mm]	BC [mm]
Navržená	367,76	493	538	Navržená	367,76	493	538
Skutečná	369,213	492,136	538,262	Skutečná	372,334	493,078	538,432
Rozdíl	1,453	0,864	0,262	Rozdíl	4,574	0,078	0,432
Levé přední horní rameno				Pravé přední horní rameno			
	DE [mm]	DF [mm]	EF [mm]		DE [mm]	DF [mm]	EF [mm]
Navržená	320,35	358	347	Navržená	320,35	358	347
Skutečná	317,577	358,673	347,203	Skutečná	320,247	359,353	348,203
Rozdíl	2,773	0,673	0,203	Rozdíl	0,103	1,353	1,203
Levé zadní dolní rameno				Pravé zadní dolní rameno			
	AB [mm]	AC [mm]	BC [mm]		AB [mm]	AC [mm]	BC [mm]
Navržená	566,924	537,636	514,996	Navržená	566,924	537,636	514,996
Skutečná	564,848	537,312	514,503	Skutečná	565,55	538,008	514,824
Rozdíl	2,076	0,324	0,493	Rozdíl	1,374	0,372	0,172
Levé zadní horní rameno				Pravé zadní horní rameno			
	DE [mm]	DF [mm]	EF [mm]		DE [mm]	DF [mm]	EF [mm]
Navržená	495,23	486,7	349,2	Navržená	495,23	486,7	349,2
Skutečná	496,018	486,545	349,25	Skutečná	496,765	486,912	349,292
Rozdíl	0,788	0,155	0,05	Rozdíl	1,535	0,212	0,092

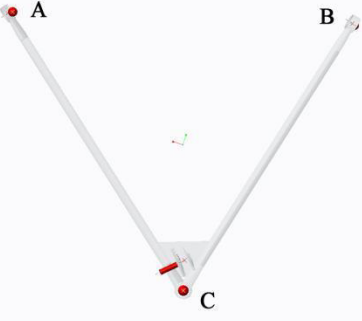
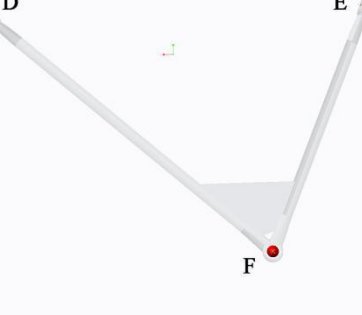
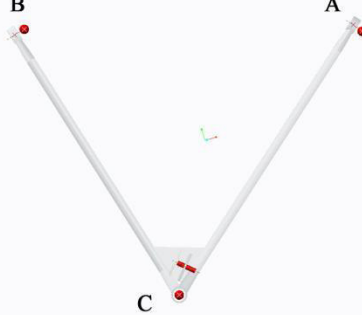
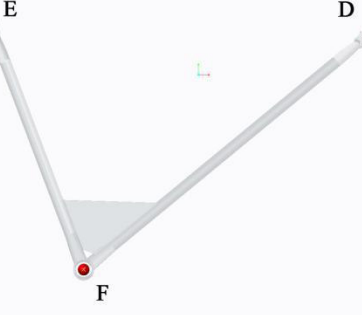
Obr. 28 a Obr. 29 znázorňují výrobní nepřesnosti ramen a skutečnou polohu bodů *A*, *B* a *C*, respektive *D*, *E* a *F*. Rameno získané skenováním bylo vůči předlohovému modelu zavazbeno v koncovém bodě *C* či *F*, u zbylých bodů jsou zobrazeny vzdálenosti mezi skutečnými a navrženými body. Významnějších odlišností si lze všimnout u ramen s úchyty na pullrod a pushrod. Tato ramena byla navíc zavazbena s ohledem na souosost děr v držácích pro tyto tyče. Úhlové natočení je pravděpodobně způsobeno nepřesností během skenování, a to uložením válcového tělesa v úchytech držáků s mírnou vůlí, došlo tak k vzájemnému vychýlení os.



LEVÉ PŘEDNÍ DOLNÍ RAMENO	    BOD A BOD B BOD C
LEVÉ PŘEDNÍ HORNÍ RAMENO	    BOD D BOD E BOD F
PRAVÉ PŘEDNÍ DOLNÍ RAMENO	    BOD A BOD B BOD C
PRAVÉ PŘEDNÍ HORNÍ RAMENO	    BOD D BOD E BOD F

Obr. 28 Srovnání CAD modelů předních ramen s naskenovanými daty.



LEVÉ ZADNÍ DOLNÍ RAMENO	    BOD A BOD B BOD C
LEVÉ ZADNÍ HORNÍ RAMENO	    BOD D BOD E BOD F
PRÁVÉ ZADNÍ DOLNÍ RAMENO	    BOD A BOD B BOD C
PRÁVÉ ZADNÍ HORNÍ RAMENO	    BOD D BOD E BOD F

Obr. 29 Srovnání CAD modelů zadních ramen s naskenovanými daty.



8 ANALÝZA KINEMATICKÝCH CHARAKTERISTIK

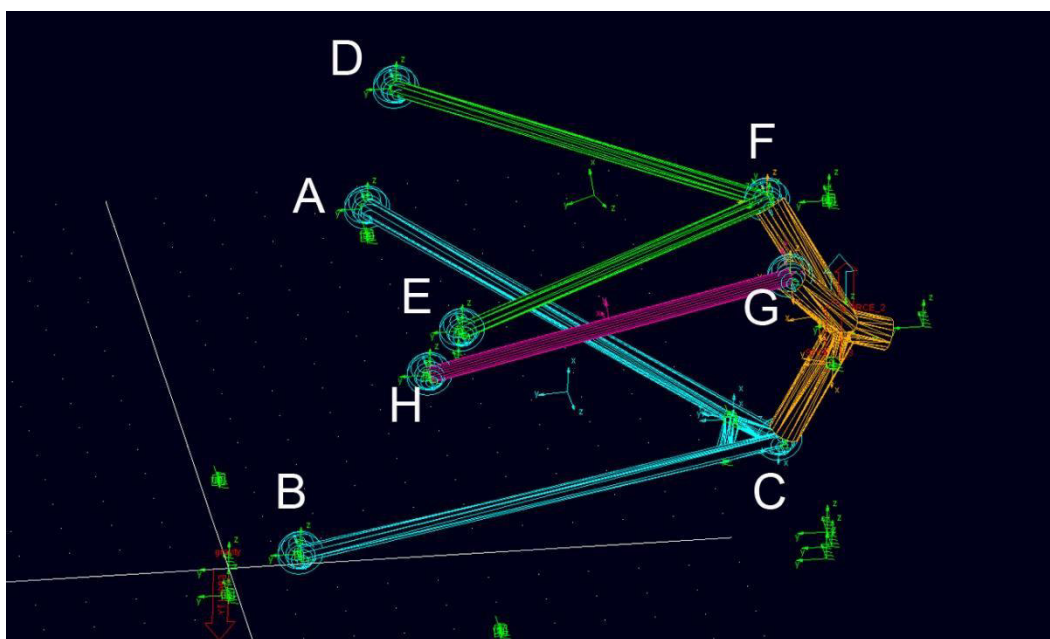
Posledním bodem této práce byla analýza kinematických charakteristik zavěšení. Jak bylo zmíněno výše, návrh kinematiky zavěšení byl vypracován Ing. Petrem Portešem, Dr. Návrh kinematiky zavěšení poskytuje širokou škálu různých variant nastavení. Úchyty ramen zavěšení umožňují tři různé polohy spojení ramene s rámem formule. Lze tak nastavit různé parametry Anti Dive a výšky středů klopení. Výchozí varianta nastavení ovšem počítá s upevněním ramen lichoběžníkového zavěšení do prostředních úchytů. Následující tabulka obsahuje základní parametry geometrie pro toto nastavení.

Tab. 7 Parametry geometrie.

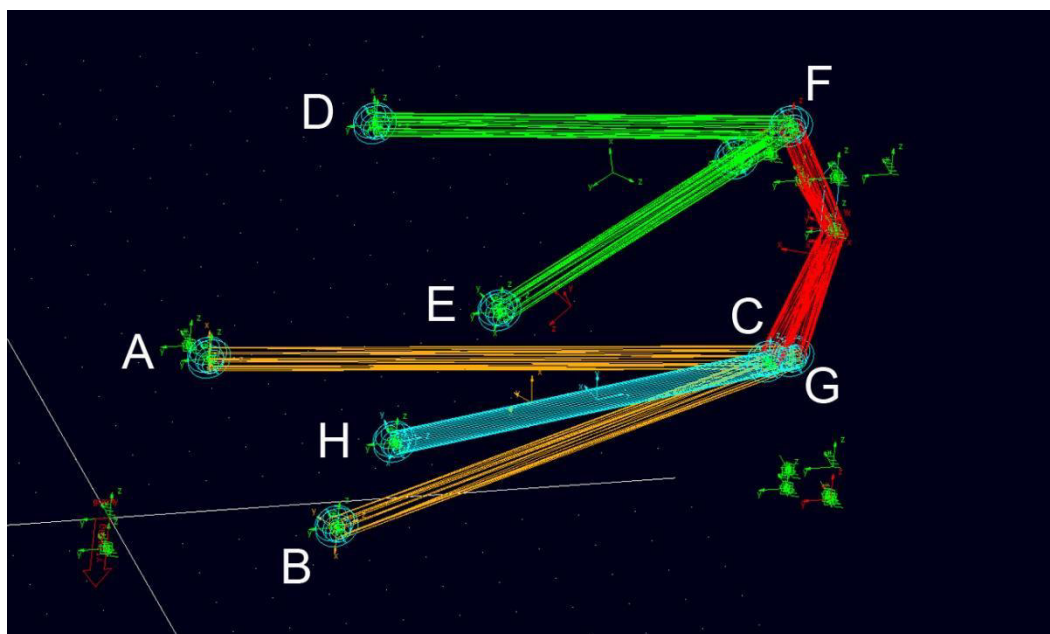
Přední náprava		Zadní náprava	
Odklon kola ε	Sbíhavost kol δ_0	Odklon kola ε	Sbíhavost kol δ_0
[deg] -2	[mm] 0	[deg] -2	[mm] 0
Příklon rejdové osy σ	Záklon rejdové osy τ	Délka toerodu	Výška středu klopení
[deg] 7,98	[deg] 7,98	[mm] 372,8	[mm] 50,44
Poloměr rejdu r_0	Závlek kola n_k	Anti Squat	Rozchod kol d
[mm] 17,78	[mm] 25,23	[deg] 3,8	[mm] 1190,08
Délka spojovací tyče	Výška středu klopení		
[mm] 374,79	[mm] 30,07		
Rozchod kol d	Anti Dive		
[mm] 1260,42	[deg] 10,62		

Ke zjištění kinematických charakteristik bylo potřeba vytvořit kinematický model nápravy. K tomuto účelu byl použit program Adams View. Jedná se zřejmě o nejužívanější program v oblasti simulací dynamiky tuhých těles. Lze tak poměrně snadno sledovat chování různých součástí při dynamickém zatížení. V porovnání s konvenčními experimentálními metodami umožňuje použití tohoto typu programů rychlé ověření návrhu.

V programu Adams View byl vytvořen model pravé přední a pravé zadní polonápravy. Jako vstupní data posloužily nejprve souřadnice ideálních kinematických bodů. Model nápravy byl vytvořen pomocí tuhých prvků, které byly mezi sebou spojeny odpovídajícími vazbami. V dalším kroku byl definován zdroj pohybu a zatěžující síly. Nakonec byly do modelu vloženy takzvané „markery“, což jsou pomocné souřadné systémy, umožňující samotné měření. Následně byly vykresleny kinematické charakteristiky odklonu kola, příklonu rejdové osy, záklonu rejdové osy, sbíhavosti a rozchodu kol v závislosti na zdvihu kola. Poté byly souřadnice jednotlivých bodů upraveny na hodnoty získané předchozím měřením a všechny charakteristiky opět vykresleny do grafu.



Obr. 30 *Kinematický model pravé přední polonápravy.*

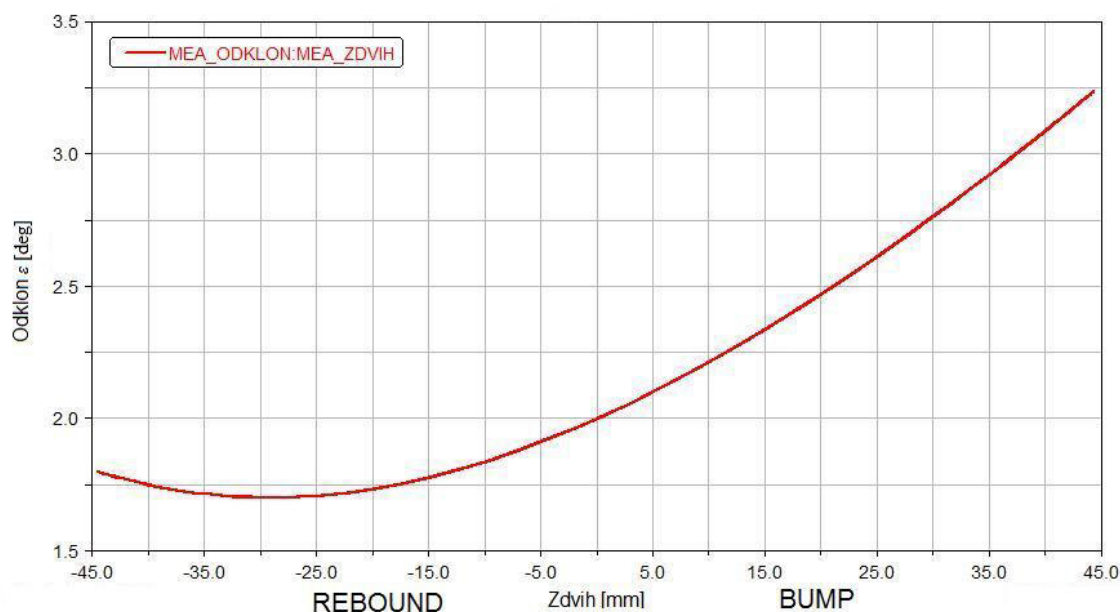


Obr. 31 *Kinematický model pravé zadní polonápravy.*

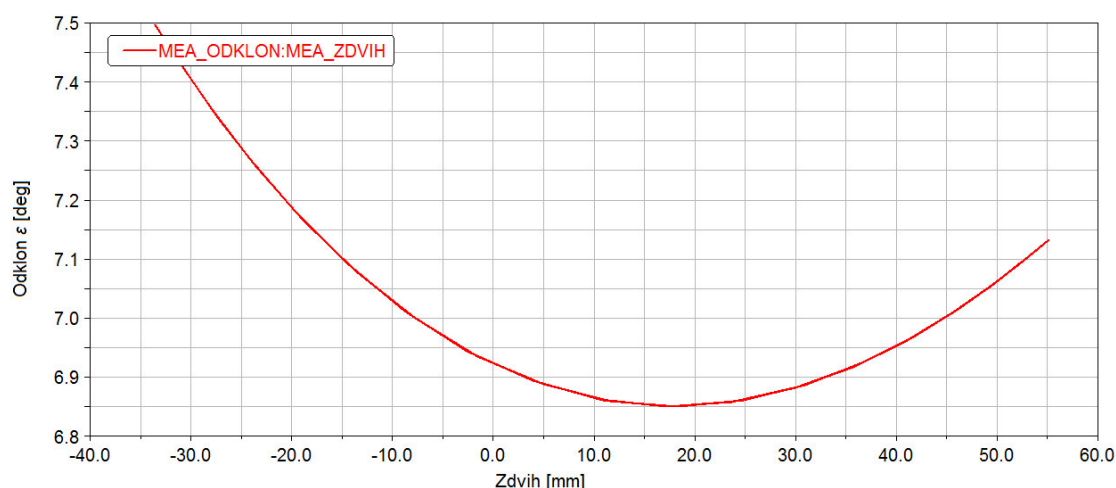


8.1 ANALÝZA KINEMATICKÝCH CHARAKTERISTIK PŘEDNÍ NÁPRAVY

Obr. 32 a Obr. 33 znázorňují průběh změny odklonu kola v závislosti na jeho zdvihu. Kladné hodnoty zdvihu kola odpovídají pohybu kola směrem nahoru, jedná se o tzv. bump, kdy dochází ke stlačení tlumiče. Záporné hodnoty odpovídají pohybu kola směrem k dolní krajní poloze, tlumič je roztahován a tento jev je nazýván jako rebound.



Obr. 32 Závislost úhlu odklonu kola ε na zdvihu kola, ideální průběh.



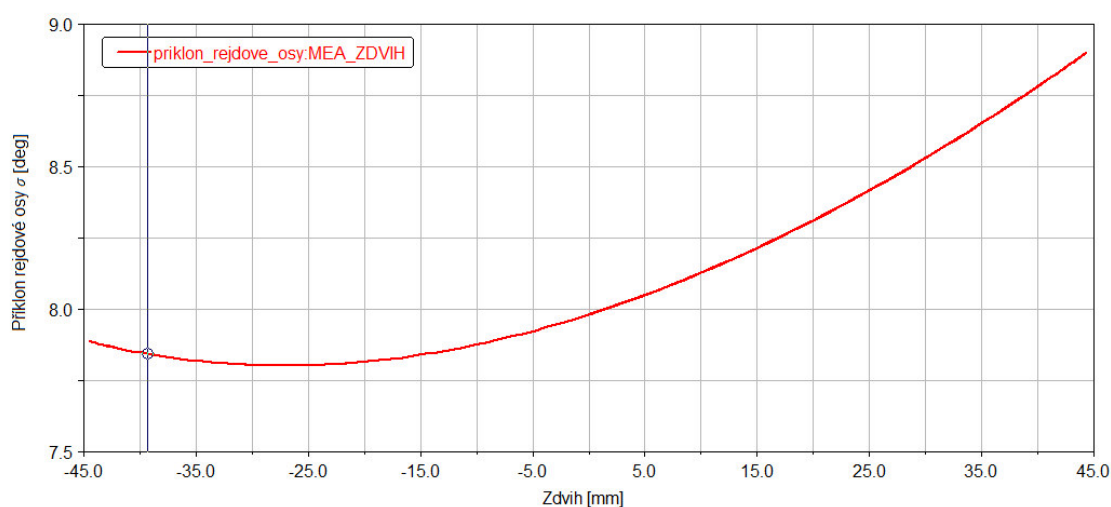
Obr. 33 Závislost úhlu odklonu kola ε na zdvihu kola, průběh určený naměřenými daty.

Již na první pohled je zřejmá výrazná odchylka. Odklon kola by měl být ve výchozí poloze roven 2° , z naměřených vstupů vyplývá hodnota $6,25^\circ$. Tento rozdíl je dán chybným návrhem těhlice, kde omylem došlo k posuvu bodu F . Tato chyba byla na těhlici kompenzována zvýšením počtu vymezovacích podložek určených k nastavení odklonu kola. V původním

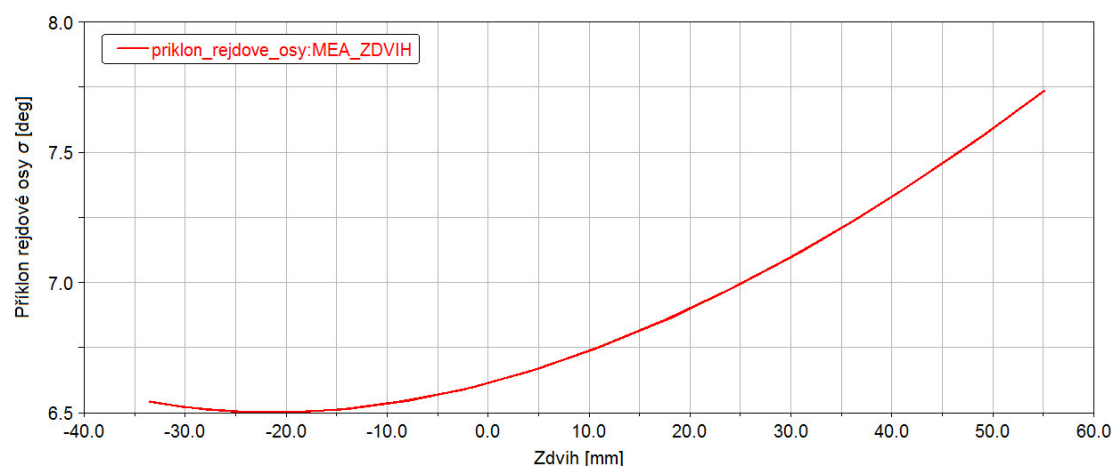


návrhu se počítalo s celkovou maximální šířkou podložek v hodnotě 5 mm. K docílení požadovaného odklonu bylo zapotřebí podložek v rozsahu 20 mm. Nastavení geometrie vozu Dragon 1 bylo provedeno na bezdotykovém zařízení pro měření geometrie od společnosti Hunter, které se nachází v laboratořích ÚADI.

Z ideálního průběhu lze vyčíst, že během bumpu je závislost odklonu na zdvihu téměř lineární. Snahou je zabezpečit co největší styčnou plochu mezi pneumatikou a povrchem vozovky. Toho lze dosáhnout kolmým postavením kola vůči vozovce. Při reboundu se odklon nejprve zmenšuje a v blízkosti dorazu spodní krajní polohy mírně roste.



Obr. 34 Závislost příklonu rejdové osy σ na zdvihu kola, ideální průběh.

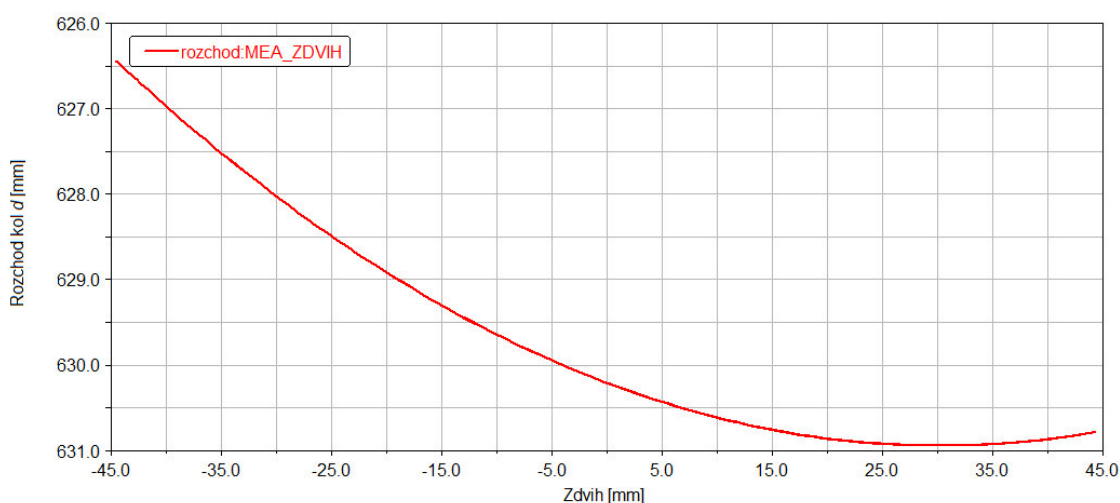


Obr. 35 Závislost úhlu příklonu rejdové osy σ na zdvihu kola, průběh určený naměřenými daty.

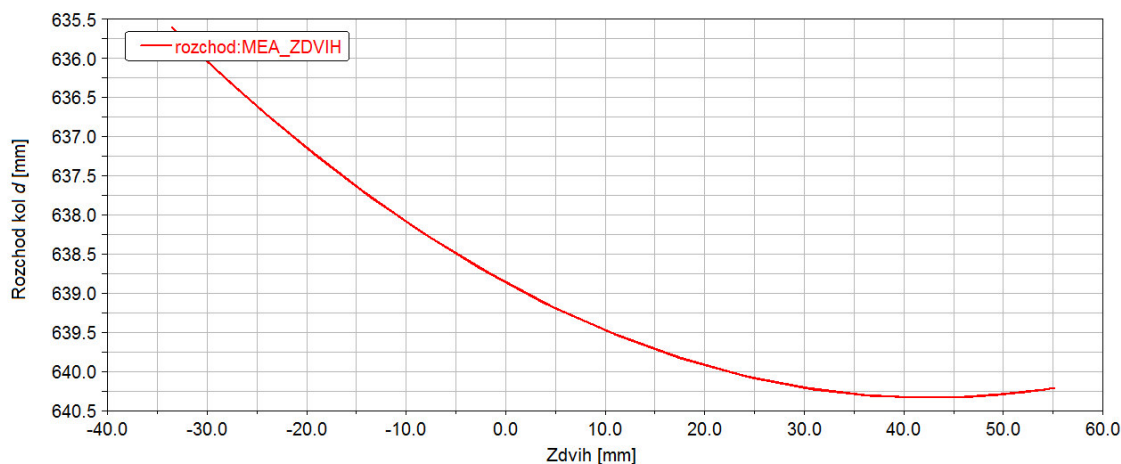
Úhel příklonu rejdové osy σ je dán polohou bodů C a F . Příklon rejdové osy výchozího stavu je o $1,35^\circ$ menší než v návrhu, což je způsobeno posunem bodu F ve směru osy y .



Obr. 36 a Obr. 37 ukazují průběh změny rozchodu kol na zdvihu. Vzhledem k faktu, že byla vymodelována pouze jedna polonáprava, byla měřena vzdálenost mezi středem styku pneumatiky a počátkem souřadného systému, který leží v ose vozu. Křivka má přesně opačný průběh než závislost odklonu kola na zdvihu. V oblasti reboundu se vzdálenost středu styku pneumatiky od podélné roviny vozu postupně zmenšuje, naopak během kladného zdvihu kola se téměř nemění. Je to dáno lineární závislostí odklonu kola na zdvihu kola, střed styku pneumatiky se tak vůči počátku souřadného systému pohybuje po kružnici. Naopak během reboundu dochází ke změně odklonu jen velmi nepatrně, což nutně znamená větší míru změny rozchodu.

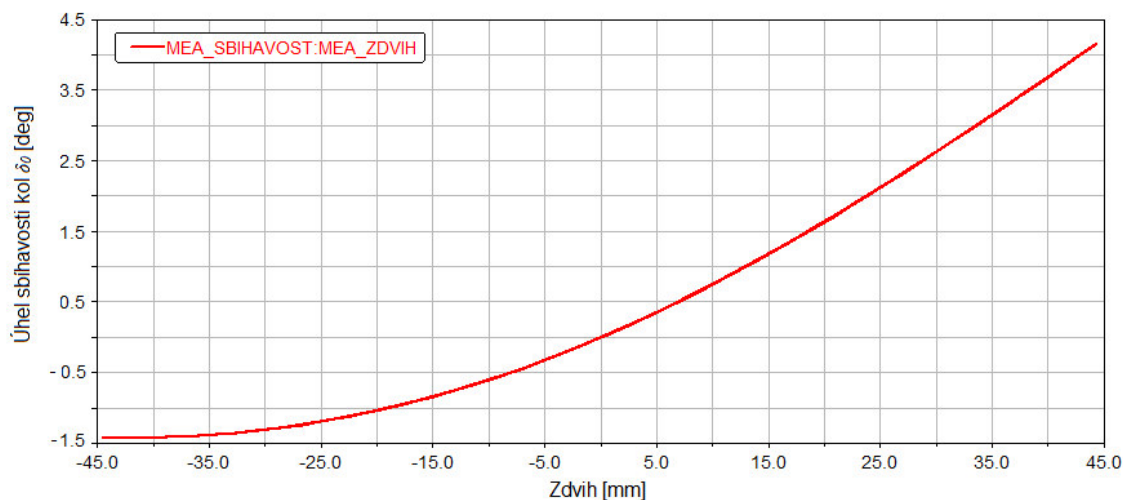


Obr. 36 Průběh změny rozchodu kol d v závislosti na zdvihu kola, ideální průběh.

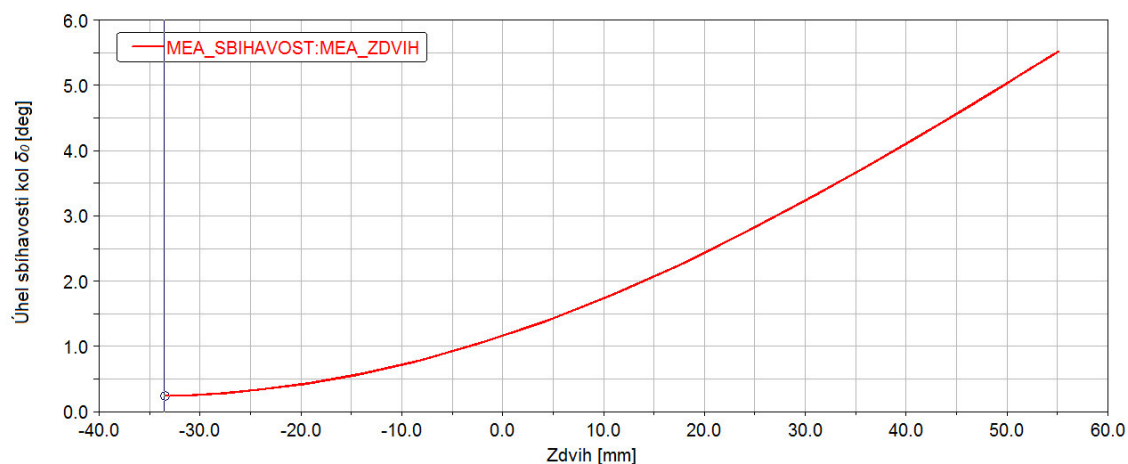


Obr. 37 Průběh změny rozchodu kol d v závislosti na zdvihu kola, průběh určený naměřenými daty.

Ve výchozím stavu je vzdálenost středu styku pneumatiky od podélné roviny vozu téměř o 8 mm větší, což je způsobeno posuvem všech kinematických bodů zavěšení na rámu v ose y a také nesprávnou hodnotou úhlu odklonu ε .



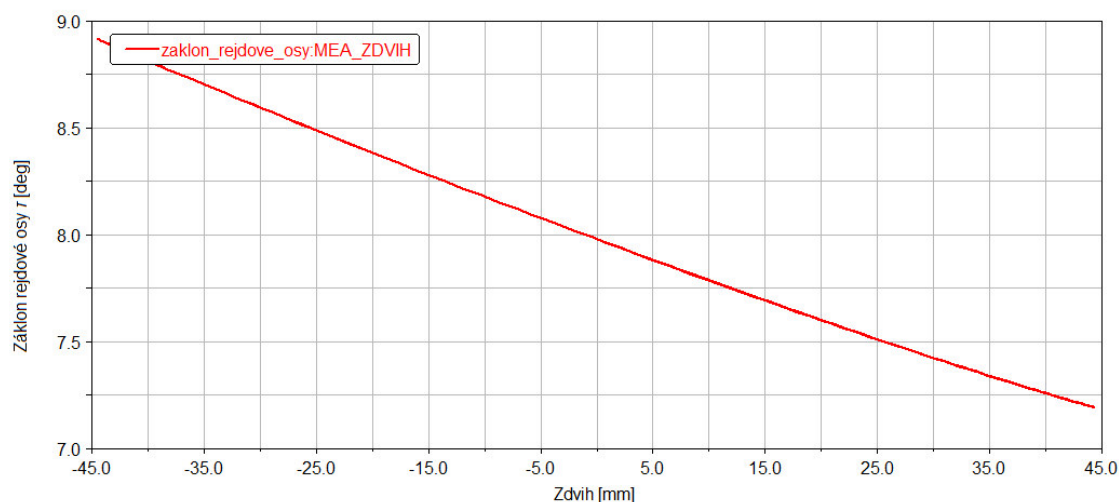
Obr. 38 Průběh změny úhlu sbíhavosti δ_0 v závislosti na zdvihu kola, ideální průběh.



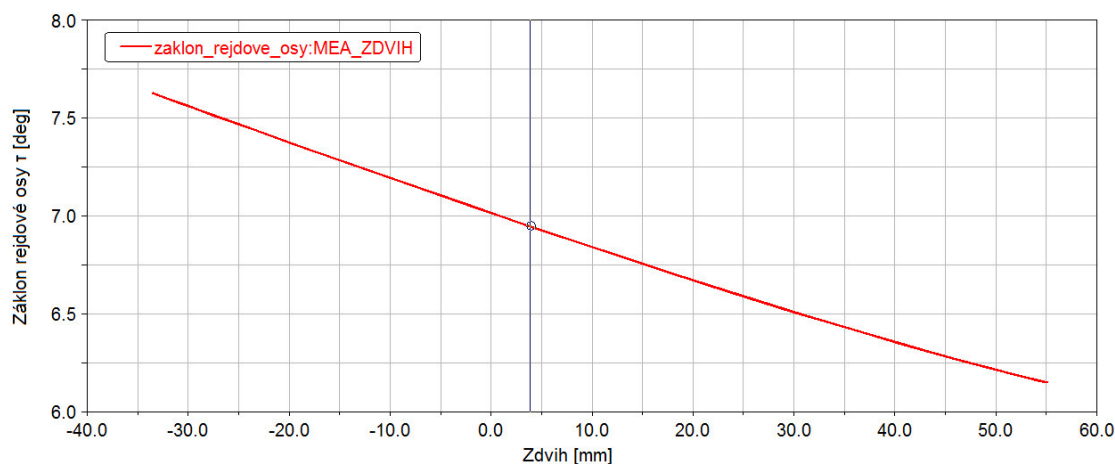
Obr. 39 Průběh změny úhlu sbíhavosti δ_0 v závislosti na zdvihu kola, průběh určený naměřenými daty.

Obr. 38 a Obr. 39 znázorňují průběh závislosti úhlu sbíhavosti kol δ_0 na zdvihu kol. Podle návrhu by v základní poloze měla být nulová sbíhavost. Z křivky získané simulací naměřených dat vyplývá, že úhel sbíhavosti δ_0 odpovídá hodnotě $1,15^\circ$. Odchýlení křivky od ideálního průběhu je způsobeno dvěma faktory. Jednak je sbíhavost kol dána vzájemnou polohou bodů G a H . Bod H , tedy střed kloubu na hřebenu řízení, je ve směru osy y posunut vůči návrhu o 3 mm. Na úhel sbíhavosti má vliv také úhel odklonu kola ε , s rostoucím odklonem roste i úhel sbíhavosti. Nastavení sbíhavosti kol se provádí úpravou délek spojovacích tyčí. Původní navržená délka byla 374,8 mm. K dosažení požadované hodnoty sbíhavosti je nutné spojovací tyče zkrátit na délku 365 mm.

V kladném zdvihu kola se sbíhavost zvětšuje a její závislost je téměř lineární. V oblasti reboundu by podle ideální charakteristiky měla být kola rozbíhavá. Sbíhavost má na jízdu stabilizační účinek, což má kladný vliv například při brzdění.



Obr. 40 Závislost záklonu rejdové osy τ na zdvihu kola, ideální průběh.



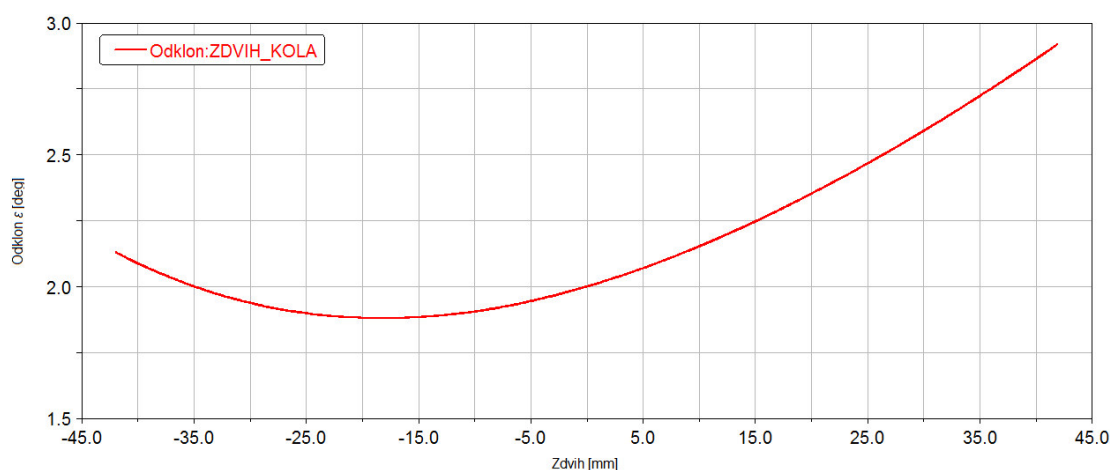
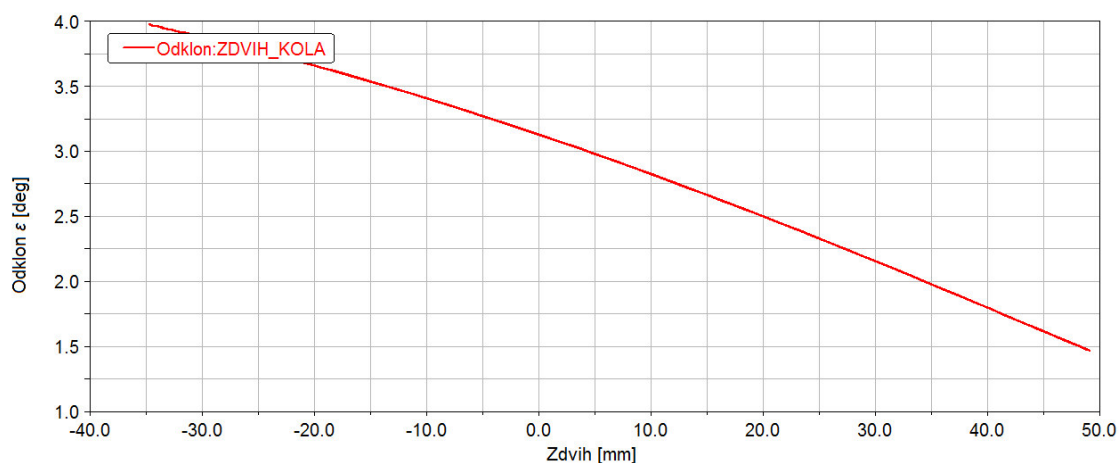
Obr. 41 Závislost záklonu rejdové osy τ na zdvihu kola, průběh určený naměřenými daty.

Záklon rejdové osy τ rovnoměrně roste s pohybem kola směrem z horní krajní polohy do polohy spodní. Nižší hodnoty záklonu jsou způsobeny vyšší mírou odklonu kola. Záklon rejdové osy pomáhá k návratu kol do přímého směru a má vliv na hodnotu závleku rejdové osy n_k .

8.2 ANALÝZA KINEMATICKÝCH CHARAKTERISTIK ZADNÍ NÁPRAVY

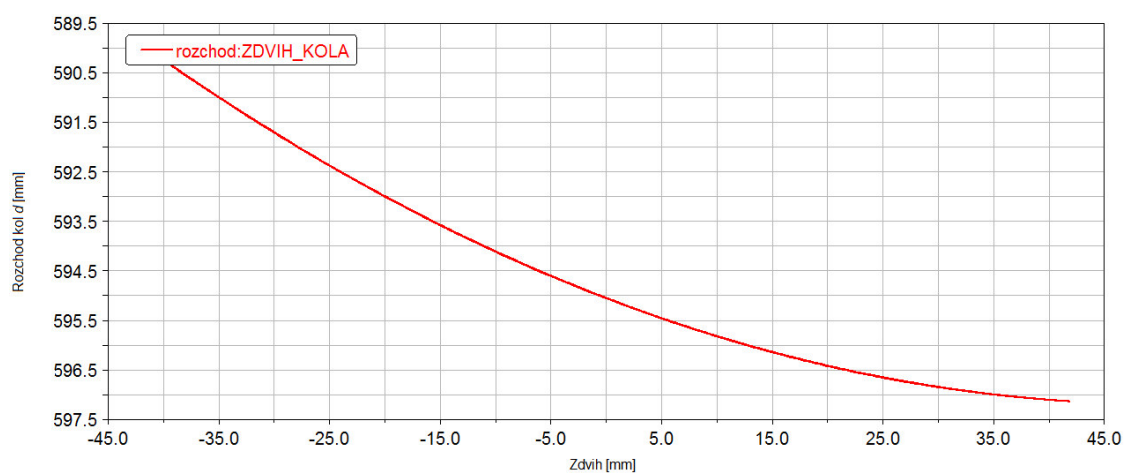
Na zadní nápravě byly provedeny analýzy závislosti odklonu, rozchodu a sbíhavosti kol na zdvihu kola.

Následující dva grafy ukazují průběh závislosti odklonu kola ε na zdvihu kola. Podobně jako u přední nápravy je v oblasti bumpu ideální charakteristiky patrný téměř lineární nárůst odklonu. V oblasti záporného zdvihu se velikost odklonu nejprve postupně snižuje, ovšem na konci reboundu dochází k jeho opětovnému nárůstu.

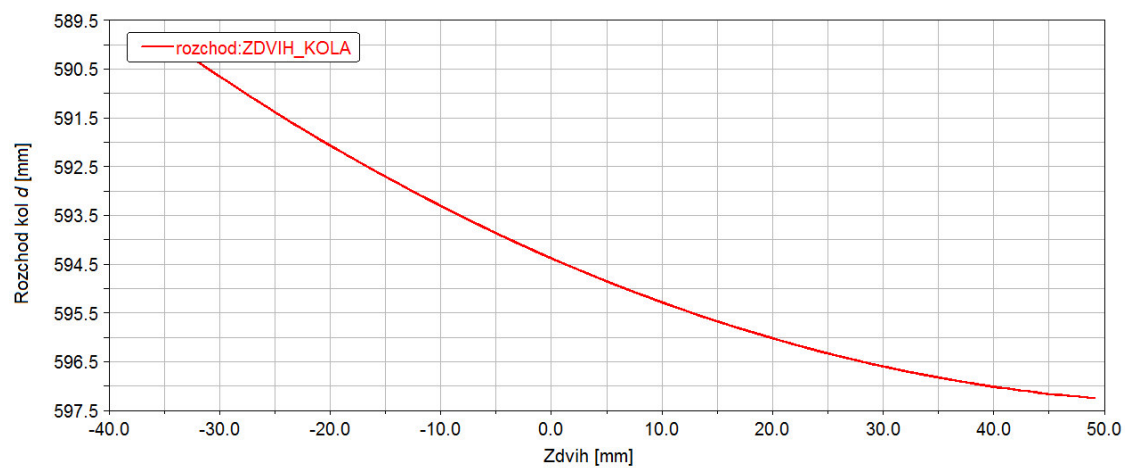
Obr. 42 Závislost úhlu odklonu kola ϵ na zdvihu kola, ideální průběh.Obr. 43 Závislost úhlu odklonu kola ϵ na zdvihu kola, průběh určený naměřenými daty.

Odchylka mezi průběhy obou křivek je patrně opět způsobena příliš velkou hodnotou odklonu ve výchozím stavu. Požadované hodnoty odklonu je na formuli docíleno posuvem bodů F a G ve směru osy y . Děje se tak pomocí vymezovacích podložek. K zajištění dvoustupňového odklonu na levém kole bylo zapotřebí podložek o celkové šířce 23,4 mm, na pravém kole pak šířky 11 mm.

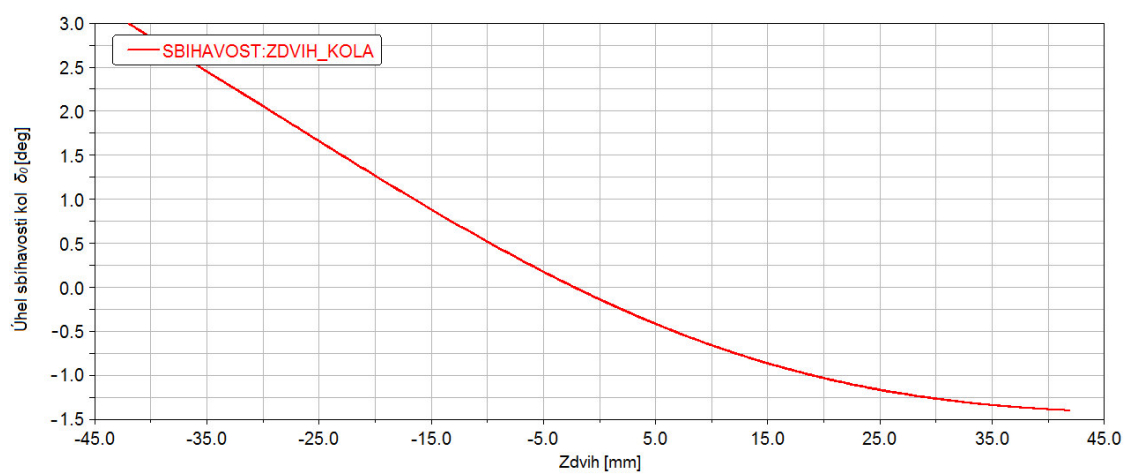
Na Obr. 44 a Obr. 45 jsou zobrazeny charakteristiky závislosti rozchodu na zdvihu. Hodnota na ose y udává vzdálenost středu styku pneumatiky s vozovkou od počátku souřadného systému umístěného v podélné ose symetrie vozu. Z obrázku je patrné, že rozchod kola se s rostoucím zdvihem zvyšuje. Průběhy obou křivek jsou téměř identické, stejně tak dosažená maxima a minima vzdáleností středu styku pneumatiky od podélné osy vozidla.



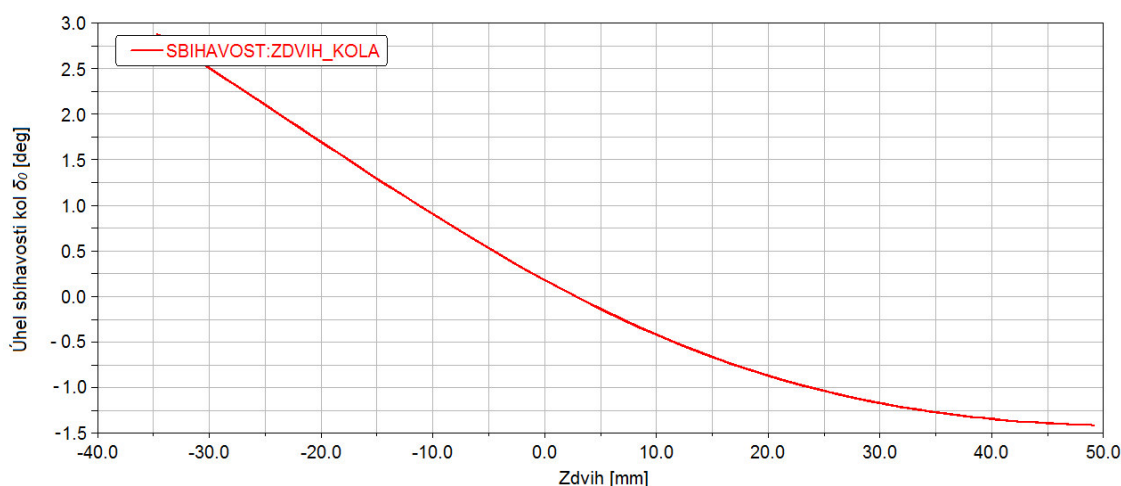
Obr. 44 Průběh změny rozchodu kol d v závislosti na zdvihu kola, ideální průběh.



Obr. 45 Průběh změny rozchodu kol d v závislosti na zdvihu kola, průběh daný naměřenými daty.



Obr. 46 Průběh změny úhlu sbíhavosti δ_0 v závislosti na zdvihu kola, ideální průběh.

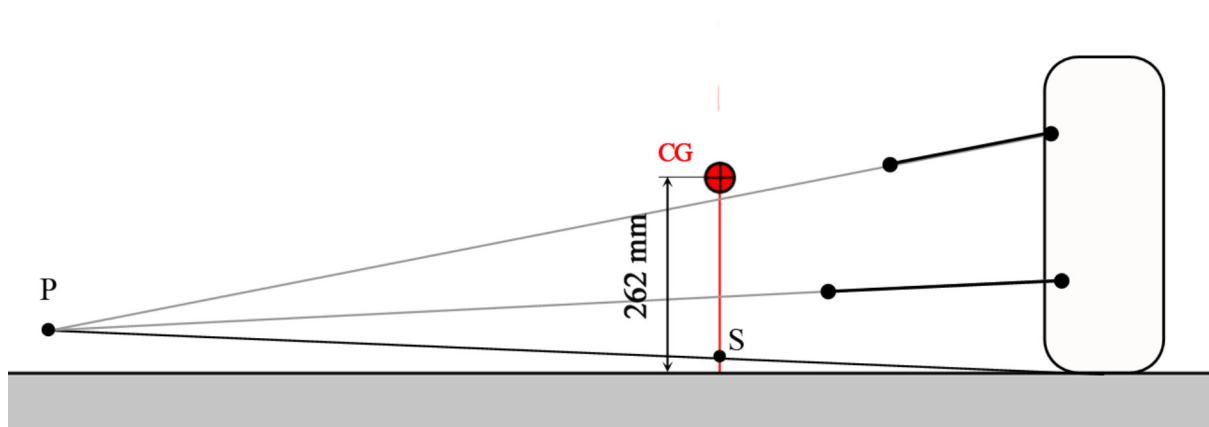


Obr. 47 Průběh změny úhlu sbíhavosti δ_0 v závislosti na zdvihu kola, průběh daný naměřenými daty.

Poslední zkoumanou veličinou kinematiky zavěšení zadní nápravy je úhel sbíhavosti. Na rozdíl od charakteristiky přední nápravy, dochází s rostoucím zdvihem k poklesu úhlu sbíhavosti. Taktéž průběh sbíhavosti je v podstatě shodný s křivkou navržené kinematiky.

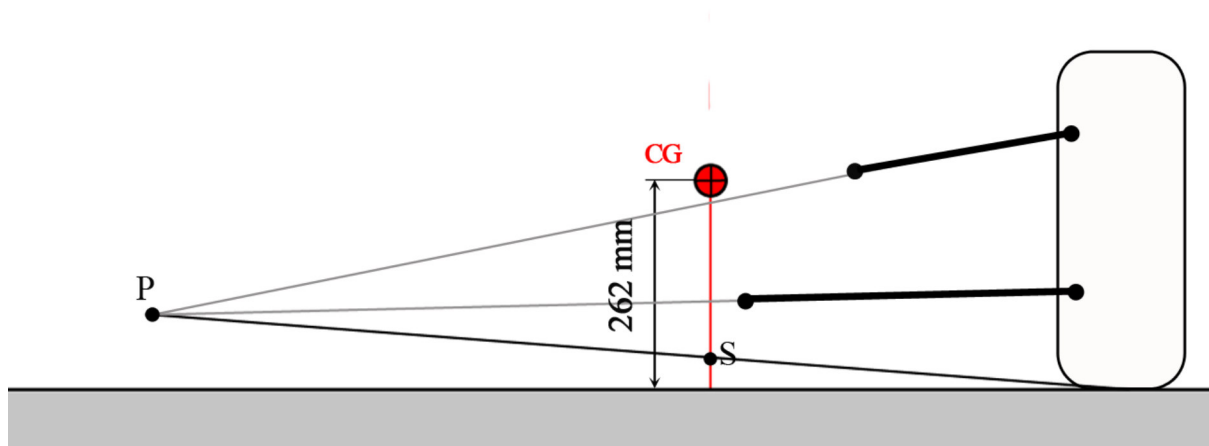
8.3 URČENÍ STŘEDU KLOPENÍ A KLONĚNÍ

Důležitými parametry ovlivňující chování vozu jsou také výšky středů klopení, respektive klonění. Konstrukce středu klopení S přední nápravy je na Obr. 48. Výška středu klopení by podle návrhu základního nastavení měla být 30 mm. Z měření provedeném v programu Creo Parametric 2.0 byl střed klopení přední nápravy odměřen ve výšce 25,8 mm. Střed klopení je dán sklonem ramen v příčné rovině vozu, závisí tedy na poloze bodů A až F . Změny souřadnic těchto bodů vyvolaly změnu výšky bodu S .



Obr. 48 Konstrukce středu klopení S přední nápravy, bod P je pól klopení, CG je označení pro těžiště.

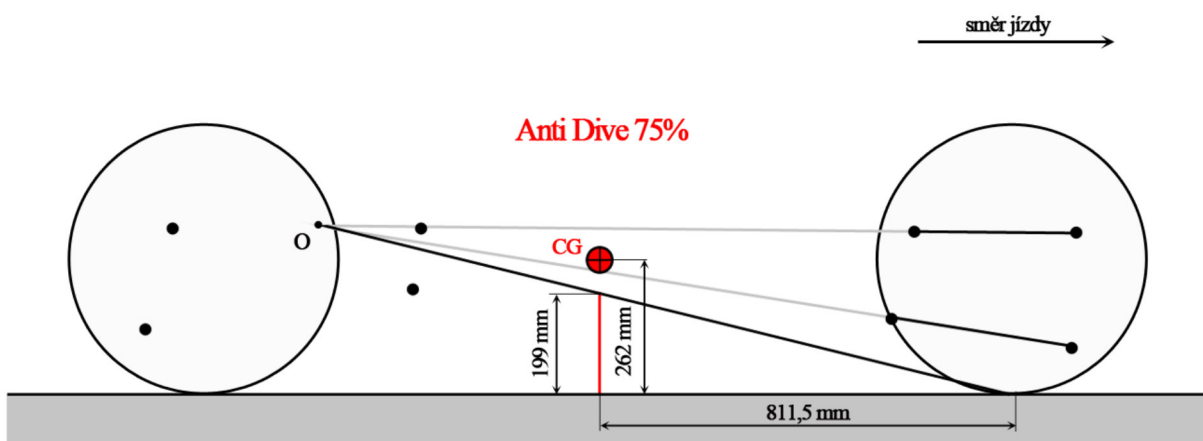
Obdobným způsobem byla určena výška středu klopení zadní nápravy (Obr. 49).



Obr. 49 Konstrukce středu klopení S zadní nápravy.

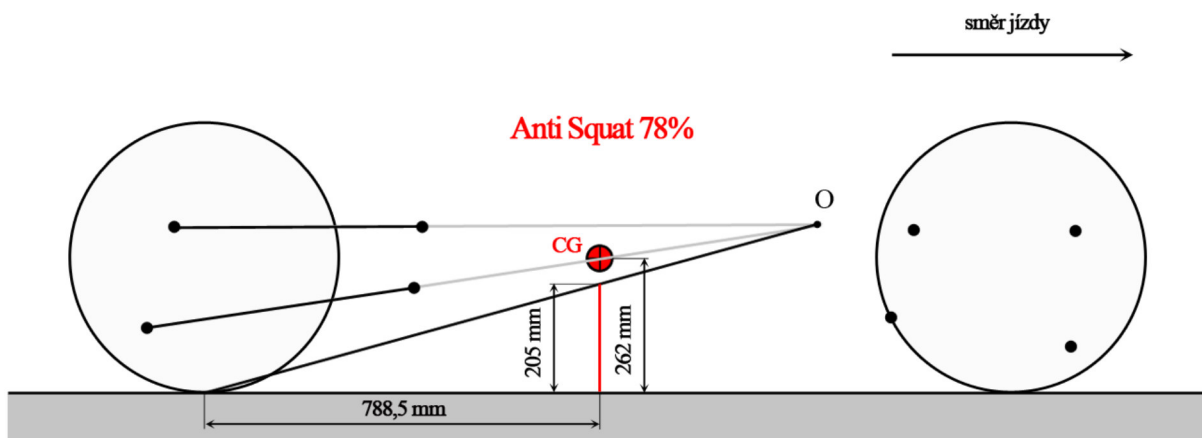
Střed klopení zadní nápravy by měl ležet ve výšce 50,44 mm, naměřená výška má hodnotu 43,3 mm. Spojnice středů klopení přední a zadní nápravy tvoří osu klopení, kolem které se vozidlo naklápí při průjezdu zatáčkou. Míra naklápění je dána vzájemnou polohou mezi osou klopení a výškou těžiště. Poloha těžiště vozu Dragon 1 byla odměřena v cvičení z předmětu Motorová vozidla.

Posledními kinematickými parametry, které mají vliv na jízdní projev vozidla, jsou veličiny Anti Dive a Anti Squat. Hodnota obou parametrů byla určena pro základní nastavení, tedy pro případ uchycení zavěšení k rámu formule v prostředních úchytech. Obr. 50 ukazuje určení parametru Anti Dive, který definuje míru předklánění karoserie při brzdění. Hodnota vypočítaná na základě naměřených vstupů nabývá 75 %.



Obr. 50 Určení parametru Anti Dive, bod O je středem klonění přední nápravy.

Obdobným způsobem byl určen také parametr Anti Squat, který vyjadřuje tendenci zaklonění vozu během akcelerace (Obr. 51).



Obr. 51 Konstrukce středu klonění zadní nápravy a určení parametru Anti Squat.

Parametry Anti Dive a Anti Squat lze upravit volbou polohy upevnění ramene k rámu formule. To umožňuje přizpůsobit chování vozidla na míru jednotlivým disciplínám na soutěži Formule Student. Například pro disciplínu zvanou Akcelerace je vhodné snížit parametr Anti Squat a přitížit tak zadní nápravu za účelem dosažení lepší trakce.



ZÁVĚR

Kinematika zavěšení určuje jízdní projev vozidla. S ohledem na specifické parametry tratí na soutěžích Formule Student je velmi důležitá obratnost vozidla a okamžitá reakce na změnu jízdního směru při sebemenším pohybu volantem. Návrh kinematiky zavěšení vozidla Dragon 1 byl vypočítán Ing. Petrem Portešem, Dr. a cílem této diplomové práce bylo určit vliv výrobních nepřesností svařovaného rámu formule na kinematické charakteristiky.

V první fázi bylo potřeba určit skutečnou polohu kinematických bodů zavěšení. Tento úkol byl splněn s využitím optických skenerů TRITOP a ATOS. Funkce zařízení TRITOP je založena na snímání diskrétních bodů, následně je možné určit jejich polohu v prostoru. TRITOP sloužil k určení celkových rozměrů rámu a k nadefinování velkého množství referenčních bodů nalepených na samotném rámu. Skener ATOS je schopen snímat přímo povrch zkoumaného tělesa. Skenováním válcového tělesa umístěného v dírách pro uchycení zavěšení byly určeny osy těchto děr. Skenováním samotných úchytnů zavěšení byly získány pomocné roviny. Průnikem pomocných rovin s osami děr byly získány kinematické body zavěšení. Skenována byla také ramena lichoběžníkového zavěšení. Pomocí softwaru GOM Inspect, který slouží k inspekci a zpracování dat z optických skenerů, byl vytvořen polygonální model rámu a jednotlivých ramen.

V dalším kroku bylo nutné určit souřadnice kinematických bodů v prostoru. Polygonální modely byly importovány do programu Creo Parametric 2.0, kde byly odměřeny veškeré souřadnice.

Jedním z bodů zadání bylo porovnání návrhových modelů rámu a ramen zavěšení s naměřenými daty. Ramena zavěšení byla vyrobena s přesností okolo jednoho milimetru. největší odchylka byla zaznamenána u pravého předního spodního ramene, kde byla naměřena vzdálenost mezi body A a B o 4,5 mm větší, než bylo spočítáno v návrhu.

U samotného rámu byly naměřeny odchylky větší. Lišily se především souřadnice ve směru osy z , v přední části rámu také souřadnice bodů ve směru osy y . Přední část rámu byla proti návrhu rozšířena, což mělo důsledek při analýze kinematických charakteristik. Zadní část rámu byla vyrobena s přesností větší, průměrná odchylka dosahovala hodnoty 4,5 mm, zatímco průměrná odchylka souřadnic bodů u přední nápravy byla 6,6 mm.

Poté bylo možné přistoupit k vytvoření kinematického modelu pravé přední a pravé zadní polonápravy. Tato část byla provedena v programu ADAMS View, který slouží k analýze pohybu mechanických soustav tuhých těles. Simulací propružení nápravy byly získány kinematické charakteristiky závislosti úhlu odklonu kola, příklonu rejdové osy, záklonu rejdové osy, rozchodu kol a sbíhavosti kol na zdvihu.

Průběhy jednotlivých křivek měly téměř shodný tvar, rozdíl byl ovšem zaznamenán v jejich posuvu na ose y . Důvodem tohoto zkreslení byla nevhodně určená hodnota úhlu odklonu kola ε , která ovlivnila hodnoty dalších parametrů. Již ve výchozím stavu byla hodnota úhlu odklonu o 5° větší než v návrhu. Na vozidle Dragon 1 musela být tato nepřesnost upravena přidáním vymezovacích podložek určených právě k nastavení úhlu odklonu. K zabezpečení požadovaného 2° odklonu bylo potřeba zvýšit celkovou tloušťku podložek z 5 mm na 20 mm. Stejně tak musel být nastaven úhel sbíhavosti kol přední nápravy pomocí délky spojovacích tyčí.



Průběhy kinematických charakteristik zadní nápravy téměř dokonale kopírovaly průběhy teoreticky určené, což jen potvrdilo poměrně přesnou výrobu zadní části rámu. Výjimku tvořila závislost úhlu odklonu kola na zdvihu, kde podobně jako v případě přední nápravy byl úhel odklonu v základní poloze větší než úhel odklonu navrhnutý.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] 2013 Formula SAE® Rules. In: *Http://www.formulastudent.com/: Institution of Mechanical Engineers* [online]. 03-05-2013 revision. England, 2013, 03-05-2013 [cit. 2013-04-17]. Dostupné z: <http://www.formulastudent.com/docs/default-source/fs2013-docs/2013-fsae-rules-02-26-13-final.pdf?sfvrsn=0>
- [2] *TU Brno Racing* [online]. [2010] [cit. 2013-04-18]. Dostupné z: <http://www.tubrnoracing.cz/>
- [3] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola : zavěšení kol, nápravy : odpružení : řídicí ústrojí : brzdové soustavy*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 392 s. ISBN 8023852744.
- [4] PAUER, Václav. *Vývoj konstrukce závodních vozů: vše podstatné z historie techniky formulových vozů*. 1. vyd. Praha: Grada, 2011, 355 s. ISBN 9788024730158.
- [5] Push-rod - pull-rod. *Formula1-dictionary* [online]. 2012 [cit. 2013-04-18]. Dostupné z: http://www.formula1-dictionary.net/pushrod_pullrod.html
- [6] Wheel Alignment. *Autozone.com* [online]. ©2001-2013 [cit. 2013-04-18]. Dostupné z: http://www.autozone.com/autozone/repairguides/GM-Celebrity-Century-Ciera-6000-1982-1996-Repair-Guide/FRONT-SUSPENSION/Wheel-Alignment/_/P-0996b43f8039387c
- [7] Záklon rejdové osy a závlek. *Autolexicon.net* [online]. © 2013 [cit. 2013-04-18]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/zaklon-rejdove-osy-a-zavlek/>
- [8] Poloměr rejdu. *Autolexicon.net* [online]. © 2013 [cit. 2013-04-18]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/polomer-rejdu-r/>
- [9] Sbíhavost kol. *Autolexicon.net* [online]. © 2013 [cit. 2013-04-18]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/sbihavost-kol-d/>
- [10] Lichoběžníková náprava. *Autolexicon.net* [online]. © 2013 [cit. 2013-04-23]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/lichobeznikova-naprava/>
- [11] Motortrend: BMW 535i vs. Mercedes E 350 CGI. *Germanicarforum.com* [online]. ©2010-2012 [cit. 2013-04-23]. Dostupné z: <http://www.germanicarforum.com/community/threads/motortrend-bmw-535i-vs-mercedes-e-350-cgi.32312/>
- [12] Ackermannova podmínka. *Autolexicon.net* [online]. © 2013 [cit. 2013-04-28]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/ackermannova-podminka/>
- [13] Automotive & Auto Racing Portable Wheel Alignment and Chassis Setup Equipment. *Hardracing.com* [online]. [cit. 2013-05-01]. Dostupné z: <http://www.hardracing.com/Misc/AdvanceRacing.htm>
- [14] PŘÍSTROJE PRO MĚŘENÍ GEOMETRIE KOL. *Autoserva.cz* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-02]. Dostupné z: http://www.autoserva.cz/html/podvozky_geomtrie.php



- [15] *Alignment Systems and Alignment Accessories from Hunter Engineering Company* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-02]. Dostupné z: <http://www.hunter.com/alignment/>
- [16] Bezdotykové měření geometrie. *Autopress.cz* [online]. 2007 [cit. 2013-05-02]. Dostupné z: <http://www.autopress.cz/?page=38.bezdotykovve-mereni-geometrie>
- [17] NAVRÁTIL, Robert. *Reverse Engineering* [online]. [2002] [cit. 2013-05-02]. Dostupné z: <http://robo.hyperlink.cz/index.html>
- [18] DUCHOŇ, František. *Manuál systému TRITOP*. Brno, 2005.
- [19] Photogrammetric 3D Measurement of a Gaeta Using TRITOP. *Topomatika* [online]. 2008 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.topomatika.hr/Applications/gajeta-en.htm>
- [20] 3D skenery (GOM). *MCAE Systems - 3D Digitální technologie* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://www.mcae.cz/3d-skenery>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

d	[mm]	Rozchod kol
l	[mm]	Rozvor náprav
n_k	[mm]	Závlek rejdové osy
r_0	[mm]	Poloměr rejdu
δ_0	[°]	Úhel sbíhavosti kol
ε	[°]	Úhel odklonu kola
σ	[°]	Příklon rejdové osy
τ	[°]	Záklon rejdové osy