

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

TORZNÍ TUHOST RÁMU FORMULE STUDENT

TORSIONAL STIFFNESS OF FORMULA STUDENT FRAME

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. LADISLAV JURNEČKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR PORTEŠ, Dr.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ladislav Jurnečka

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:

Torzni tuhost rámu Formule Student

v anglickém jazyce:

Torsional stiffness of Formula Student frame

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce je zaměřena na torzní tuhost rámu Formule Student a to z hlediska měření a výpočtu pomocí MKP.

Cíle diplomové práce:

Cílem je porovnat výsledky získané z výpočtového modelu s měřením.

Za tímto účelem sestavte výpočtový model (včetně návrhu způsobu zatěžování) pro výpočet torzní tuhosti rámu, proveďte výpočet. Pomocí měření 3D souřadnic bodů a jejich posuvů na reálném vozidle (rámu) vyhodnoťte měření a výsledky porovnejte s výpočty.

Seznam odborné literatury:

REIMPELL, J., STOLL, H., BETZLER, J. W. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 1-56091-199-9.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Porteš, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 19.11.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Diplomové práce se zabývá zjištěním torzní tuhosti rámu studentské formule s použitím fotogrammetrického zařízení TRITOP a následným porovnáním s vytvořeným výpočtovým modelem v MKP softwaru. Měření a výpočty jsou provedeny dle postupů, které jsou co nejefektivnější a dosahují nejpřesnějších výsledků. Dále je sestavena optimální metoda pro měření torzní tuhosti v praxi, konkrétně pro budoucí formule série Dragon. V závěru práce jsou shrnuty důvody rozdílných výsledků a návrh optimalizace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tritop, formule student, torzní tuhost, zkrutný moment, výpočtový model, MKP.

ABSTRACT

Diploma thesis deals with detection of torsional stiffness with using photogrammetric equipment TRITOP device and subsequent comparison with created computational model in FEM software. Measurement and calculations were accomplished according to tutorials, which are the most effective and giving the most accurate results. Next the optional method of measurement of torsional stiffness in practice is formed for future formula series called Dragon. The reasons of different results and suggestion of optimalization are sum up in the end of the thesis.

KEYWORDS

Tritop, formula student, torsional stiffness, twisting moment, computational model, MKP.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JURNEČKA, L. *Torzní tuhost rámu formule student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 78 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Petra Porteše, Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 22. května 2014

.....

Ladislav Jurnečka



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat za obětavou pomoc, cenné rady a připomínky vedoucímu diplomové práce panu Ing. Petru PORTEŠOVI, Dr. a zaměstnancům Ústavu automobilového a dopravního inženýrství. Dále pak kolektivu studentské formule a panu Ing. Pavlu KUČEROVI za manuální výpomoc při tvorbě náhrad tlumičů. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým rodičům za obětavou podporu a pochopení při mém studiu.



OBSAH

Úvod	10
1 Karoserie automobilů a speciálních vozů	11
1.1 Konstrukce karoserie	12
1.2 Rámy vozidel	13
1.3 Vývoj rámu formulových vozů z hlediska torzní tuhosti.....	13
1.4 Formule Student Dragon 2.....	18
1.4.1 Konstrukční provedení rámu Formule Student	18
2 Namáhání karoserie	20
2.1 Statické zatížení rámu	20
2.2 Torzní tuhost rámu	22
2.2.1 Konstrukční úpravy pro zvýšení torzní tuhosti.....	23
2.2.2 Projev torzní tuhosti na jízdní vlastnosti	23
2.3 Způsob měření torzní tuhosti	24
2.3.1 Měření torzní tuhosti pomocí rámové houpačky.....	24
2.3.2 Měření torzní tuhosti pomocí statických rámu	25
3 Snímání rámu pomocí systému TRITOP	26
3.1 Měřicí zařízení TRITOP	26
3.2 Použitý hardware	27
3.3 Pravidla při použití systému Tritop	28
3.4 Rozdělení softwaru Tritop	30
3.5 Tritop deformační mód	31
3.6 Oblasti využití deformačního módu	31
3.7 Funkce softwaru Tritop použité při měření	32
4 Měření na reálném vozidle	33
4.1 Teoretický postup výpočtu torzní tuhosti	34
4.2 Příprava objektu na měření	37
4.3 Použité měřicí komponenty	38
4.4 Průběh experimentálního měření	39
4.5 Skenovaná rámu systémem Tritop.....	40
4.6 Výpočet torzní tuhosti a zkrutného momentu reálného modelu	44
4.6.1 Výpočet zkrutného momentu.....	44
4.6.2 Příklad výpočtu momentů k těžišti pro 3 stav	44
5 Tvorba výpočtového modelu	46
5.1 Vytvoření geometrie rámu v softwaru Creo 2	46
5.2 Tvorba výpočtového modelu MKP softwaru.....	48



5.2.1	Úprava importované geometrie	48
5.2.2	Volba výpočtového modelu MKP	49
5.2.3	Volba prvku výpočtového modlu MKP a tvorba sítě	49
5.3	Analýza výpočtového modelu	52
5.3.1	Zatížení krutem	52
6	Analýza měřených stavů	58
6.1	Rozdíly mezi výpočtovým modelem MKP a skutečným vozidlem	70
7	Závěr	72
	Použité informační zdroje	74
	Seznam použitých zkratek a symbolů	76
	Seznam příloh	78



ÚVOD

Diplomová práce je zaměřena na zjištění torzní tuhosti rámu formulového vozidla. Pro měření byla vybrána studentská formule pod označením Dragon 2. Nutnou podmínkou je volba optimální měřicí procedury společně s patřičným měřicím zařízením. Vhodným řešením je fotogrammetrický systém Tritop, který slouží pro zjištění prostorových souřadnic. Cílem je určit optimální způsob, jak daný rám zatěžovat a jak torzní tuhost měřit s ohledem na nízkou hmotnost vozu.

Soutěž Formule Student zaznamenává výrazný vývoj za pomoci moderních technologií, zejména s využitím počítačových simulací, které jsou uvažovány již při samotném navrhování a při různých zkouškách. Každým rokem jsou kladeny přísnější pravidla na celkovou konstrukci formule a na jízdní vlastnosti. Ty jsou zejména charakterizovány rozložením váhy pro jednotlivá kola a přenosem daných sil od kola na vozovku při konkrétních situacích v provozu. V případě závodního okruhu se jedná o průjezdy zatáčkou, při kterých dochází k přejetí nerovností, zejména krajnice či obrubníku. Při takovéto situaci dochází ke změně provozních parametrů, které jsou nežádoucí. Vlivem ohýbání či zkroucení karoserie dochází k deformaci podvozku, odpružení a zavěšení. Torzní tuhost vyjadřuje odolnost proti namáhání rámu a deformacím, je to jeden z hlavních faktorů ovlivňující bezpečnost vozidla na závodním okruhu.

Diplomová práce má za cíl navržené postupy a metodiku ověřit v reálném a simulovaném prostředí a zjistit zda je tento způsob vhodný pro zjištění torzní tuhosti u budoucích formulových vozů série Dragon.



1 KAROSERIE AUTOMOBILŮ A SPECIÁLNÍCH VOZŮ

Karoserie představuje základní prvek v konstrukci moderního automobilu. V dnešní době se jedná převážně o konstrukci samonosnou, kde jsou všechny prvky vozu upevněny na její části. Hlavním účel karoserie či rámu je plnění bezpečnosti, kdy chrání jednotlivé části vozidla a posádku před vnějšími vlivy. Dále plní funkci ochrany posádky při havárii pomocí deformačních zón, v neposledním řadě má za úkol minimalizovat aerodynamické odpory vozidla.

Hlavním parametrem karoserie je tedy torzní tuhost, která má velký vliv na vlastnosti vozidla při průjezdu zatáčkou, při úhybném manévru nebo při rychlém najetí na vyvýšenou překážku. Zachování stopy je pak závislé na svislém zatížení kol, jež souvisí s naklopením karoserie. Samotné klopení pak ovlivňuje klopná tuhost na jednotlivých nápravách. Celkovou stabilitu vozu lze zvýšit vhodným nastavením poměru klopných tuhostí mezi přední a zadní nápravou nebo přidáním stabilizátorů [10].

Speciálním odvětvím je konstrukce závodních vozidel, kde je zapotřebí vysoká torzní tuhost karoserie. Nutnou podmínkou je bezpečnostní rám nebo skořepina, která výrazně zvyšuje torzní tuhost a tím zlepšuje ovladatelnost vozidla při zátěži. Moderní řešení soustavy trubkového rámu a skořepiny je zobrazeno na **Obr. 1**. Primárně slouží pro bezpečnost posádky a proto je nutné i jeho vyztužení a zesílení, aby odolal i extrémnímu zacházení. Mezi prvky pro zesílení patří zavěšení tlumičů a uchycení náprav. Karoserie musí vynikat maximální možnou tuhostí, protože jinak dochází během jízdy ke kroucení a nastavené parametry podvozku nemají vliv na jízdní vlastnosti. U závodních vozů hraje důležitou roli kromě tuhosti i hmotnost rámu. Protože výtuhy a jiné pomocné prvky zlepšují tuhost, ale zvyšují hmotnost rámu. Je tedy nutné vybrat vhodný poměr obou parametrů pro konkrétní soutěž.



Obr. 1 Provedení rámu vozu Mercedes DTM 2012 [22]



1.1 KONSTRUKCE KAROSERIE

Z konstrukčního hlediska, rozdělujeme karoserie na tři základní druhy podle jejich vzájemného vztahu k podvozku jako polonosnou, samonosnou a podvozkovou [2].

Podvozková

Karoserie je nenesoucí a upevňuje se na rám podvozku, na kterém je zabudován celý motor. Uložení je pružné, což umožňuje pohyb mezi karoserií a rámem, bez vzniku nadměrného opotřebení či hluku. Podvozek s rámem v tomto případě zachycuje silové i momentové zatížení od vnitřních a vnějších sil. Tento typ karoserie se výhradně používá u nákladních automobilů, kde se využívá pro svoji vysokou tuhost, nevýhodou je pak jeho velká hmotnost [2].

Polonosná

Podvozek má rám, který slouží pro upevnění podvozkových částí a zajišťuje jejich vzájemnou polohu. Rám společně s karoserií zachycuje zatížení a namáhání během jízdy, přičemž jsou oba pevně spojeny s možností demontáže [1].

Samonosná

Karoserie nemá samostatný rám, využívá svoji nosnou konstrukci pro uložení vlastního nákladu a podvozkových orgánů. Ty jsou upevněny přímo nebo pomocí příček k roštu karoserie [1]. Tento typ karoserie se vyznačuje jednodušší konstrukcí oproti výše zmíněným. Podle vnitřního uspořádání pak rozlišujeme samonosné karoserie s vnitřní kostrou, skořepinové, s nosným roštem nebo kombinace těchto variant. Provedení moderní samonosné karoserie je na **Obr. 2**.



Obr. 2 Samonosná karoserie vozu Mazda 6 v provedení Skyactiv [23]



1.2 RÁMY VOZIDEL

Jedná se o nosnou část vozidla, která je tvořena nosnými prvky. Přenáší svislou sílu z převodů na hnací kola, brzdovou sílu podvozku na karoserii, hmotnost vozidla na nápravy a zachycuje pohyby vozidla [2].

Plní částečně nebo úplně funkci karosérie, proto musí být schopen nést funkční části a příslušenství vozidla. Hlavním kritériem je pak nízká hmotnost, dostatečná pevnost a tuhost.

Podle tvaru a uspořádání jednotlivých částí, rozlišujeme:

Žebřinový rám – dva podélníky s příčkami.

Úhlopříčný rám – dva podélníky s příčkami, které jsou vyztuženy ve středové části dvojicí příček, úhlopříčně uložených.

Křížový rám – dva podélníky, které se ve středové části navzájem kříží.

Obvodový rám – tvořen dvěma podélníky, které kopírují boční tvar karoserie.

Páteřový rám – tvořen pouze jedním středovým nosníkem s příčkami.

Plošinový rám – tvořen plošinou, která slouží pro vyztužení a plní funkci podlahy vozidla.

Příhradový rám – prostorová konstrukce svařená z jednotlivých trubek.

Monokok rám – tvořen karbonovou skořepinou a konstrukcí z trubek.

Výše zmíněné rámy byly a jsou používány i pro závodní odvětví a to od počátku 20. století po současnost. Výsledkem dlouholetého vývoje je výrazné navýšení bezpečnosti a torzní tuhosti rámu. Jednotlivé rámy jsou seřazeny od nejnižších hodnot torzních tuhostí po nejvyšší. Detailnější rozbor vývoje rámu je popsán v kapitole 1.3.

1.3 VÝVOJ RÁMU FORMULOVÝCH VOZŮ Z HLEDISKA TORZNÍ TUHOSTI

Soutěže automobilů jsou staré jako automobily samotné, specifické formulové závodění je pak známé od přelomu 19. a 20. století, kdy začínají vznikat první upravené vozy. Rozkvět vývoje rámu je znám od třicátých let dvacátého století, v této době začíná éra pravidelně se opakujících závodů. Počátek byl ve znamení spíše rallyových závodů, kdy se využívaly veřejné komunikace, ať už ve městech či jeho okolí. Nejslavnější série formule 1 společně s oficiálními pravidly, byla ustanovena federací FIA roku 1946.



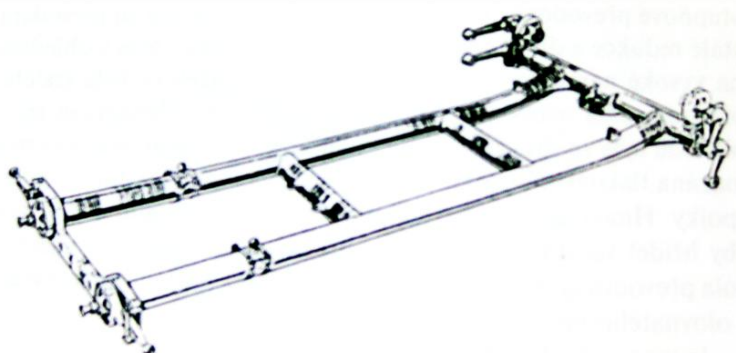
Žebřinový rám

Počátek celkového vývoje rámu započal žebřinovým rámem zobrazeným na **Obr. 3**. Jednalo se o jednoduchou konstrukci podélných nosníků a výztuh. Základní část byla tvořena dvěma podélnými nosníky profilového tvaru U o výšce 130 mm, spojené příčkami pomocí nýtů nebo šroubů. Tím byl vytvořen pevný a pružný celek obdélníkového tvaru [9]. Velkou nevýhodou tehdejších rámu byla jejich hmotnost, díky tomu byl rám velmi robustní. Tělo automobilu nepřispívalo ke zlepšení jízdních vlastností vozidla, bylo často tvořeno ze dřeva s velmi nízkou torzní tuhostí při srovnání s dnešní klasickou karoserií. Vyznačovala se především vysokou tuhostí v ohybu.

Velkou výhodou těchto rámu je přizpůsobení se rozmanitým tvarům a typům karoserie. Tehdejší motory nebyly natolik výkonné a bylo nutné brát zřetel i na jízdní vlastnosti společně s vhodnějším provedením náprav. Výraznějších změn dosáhl rám přidáním výztuh zadní nápravy ve tvaru X, vhodnější volbou tvarových profilů z kvalitnější ocele a přidáním přídatných úchytů, které snižovaly výskyt krutu u podélných nosníků. Otevřené sekce byly nahrazeny uzavřenými sekcemi, které zřetelně navyšovaly torzní tuhost. I přes tato vylepšení byla celková torzní tuhost žebřinových rámu velmi nízká.



Obr. 3 Žebřinový rám se dvěma podélnými nosníky ve vozidle Bugatti typ 55 [28]



Obr. 4 Rám Auto Union typu C s přední nápravou [3]



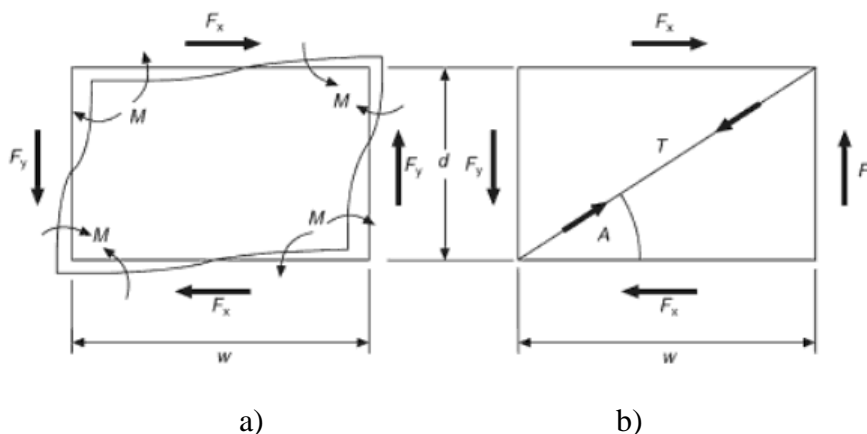
V letech 1934-1939 přichází éra monopostů. Jedná se o závodní automobily s nezakrytými koly a otevřenou kabinou. Hlavními představiteli jsou Auto Union **Obr. 4** a Mercedes. Rám byl svařen z trubek z chrom-molybdenové ocele, podélné nosníky o průměru 75 mm s tloušťkou stěn 2,5, jednou oválnou přední příčkou a dvěma zadními kruhovými příčkami. Celková hmotnost rámu dosahovala 60 kg [3].

Příhradový rám

Rám je tvořen svařovanou konstrukcí z profilových trubek. Vyznačuje se svojí tuhostí, pevností a zároveň výrazně nižší hmotností od svých předchůdců. Nezbytným požadavkem pro konstrukci je, aby všechny roviny byly tvořeny trojúhelníkovou strukturou, a to tak, že jednotlivé elementy nosníků jsou v zásadě zatíženy jen na tah a tlak. Vzhledem ke svařovaným spojům nastane část ohybu a torzního namáhání ve spojích jednotlivých nosníků, což má za následek menší tuhost pro celkovou strukturu. Výsledkem je znatelně vyšší torzní tuhost oproti předchůdcům.

Trojúhelníková struktura v obdélníkové sekci rámu, znázorněná na **Obr. 5**.

- Nosníky bez diagonálního členu, kdy dochází k ohybu tzv. "otevřené".
- Nosníky s diagonálním členem, zajišťující tuhost na tah a tlak.



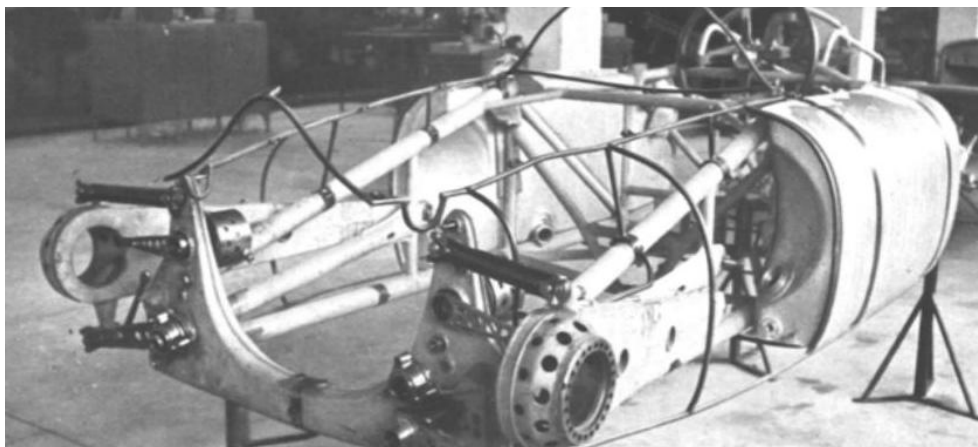
Obr. 5 Obdélníková sekce rámu otevřená a uzavřená s diagonálním členem [17]

Původ této konstrukce je z leteckého průmyslu rozvinutého na počátku třicátých let. Prvním představitel je vůz Porsche 360 Cisitalia s motorem uloženým vzadu, který je zobrazen na **Obr. 6**. Byl to jednoduchý prostorový rám z trubek o průměru 35 mm. Pro vyztužení karoserie sloužily tenké pruty, které byly přímo součástí rámu [3].

Jednalo se o vývojový mezistupeň mezi žebřinovým příhradovým rámem. Použití kompletně svařeného rámu využily až automobilky Maserati a Lotus v padesátých letech. Použití tohoto rámu znamenalo markantní snížení hmotnosti z důvodu použití tenkostěnných trubek o průměru 25mm a tloušťce stěny jen 1 mm. Trubky byly namáhány pouze tahem nebo vzpěrem za vyloučení ohybu a vyznačovaly se snadnou výrobou a opravou [3].



V těchto letech věnují konstruktéři velké úsilí na bezpečnostní prvky vozu. Hlavním znakem je přidání ochranného oblouku na pevnou rámovou konstrukci. Dalším prvkem bylo použití hliníkových plátů, které se připevňovaly na rám do jednotlivých polí. Jednalo se o začátek vývoje hliníkových skořepin.

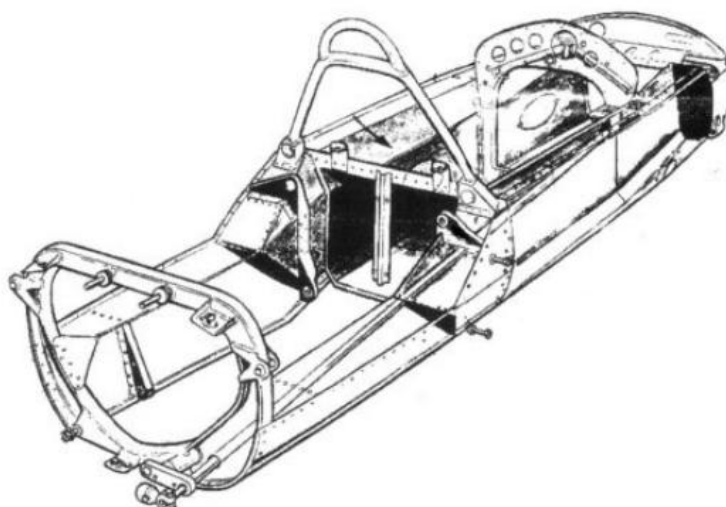


Obr. 6 Příhradový rám s prutovým vyztužením Porsche 360 Cisitalia [27]

V současnosti je tento rám i nadále používán v kombinaci s jinými typy rámu. Zejména pro speciální závodní vozidla a formulové studentské soutěže.

Skořepinový rám

Roku 1962 přichází Lotus 24, u něhož došlo k nahrazení zastaralé koncepce trubkového rámu, novým hliníkovým skořepinovým rámem leteckého typu. Vyznačoval se nižší hmotností, větší odolností vůči krutu, než klasický svařovaný trubkový rám a zvýšenou torzní tuhostí. Postranice, podlaha a příčky tvořily jeden tuhý celek, který byl zhotoven nýtováním a svařováním tvrzených hliníkových plechů [3].

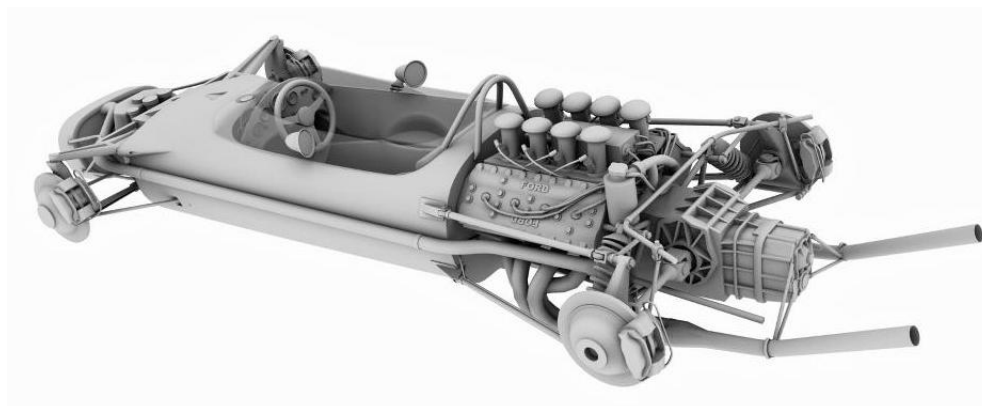


Obr. 7 Hliníková skořepina vozu Lotus 25 [29]



Roku 1963 přichází Lotus s nejúspěšnějším modelem ve Formuli 1, Lotus 25 **Obr. 7**. Skořepina byla z lehkých slitin a nejnamáhavější bezpečnostní prvky z ocele. Základem skořepiny byly dva boční nosníky o rozměrech 30×15 cm, které společně s podlahou a čtyřmi příčkami tvořily celistvý blok [3].

V pozdějších fázích vývoje přichází Lotus 49 **Obr. 8** se skořepinou pouze v přední části, jako prostor pro jezdce. Motor s převodovkou je uložen v klasickém svařovaném trubkovém rámu v zadní části vozidla.



***Obr. 8** Hliníková skořepina vozu Lotus 49 [26]*

Skořepina byla tvořena speciálními panely z hliníku, kdy každý panel obsahoval strukturu včelích plástů, ty pak byly potaženy folií pro zvýšení tuhosti. Největší pokrok ve vývoji učinila automobilka Ferrari, která představila ve voze Ferrari 126 C2 tzv. sendvičový materiál. Jednalo se o hliníkové pláty potažené uhlíkovým vláknem a na povrch byla přidána hliníková folie. Procesem ohýbání pravé a levé strany a následným slepením, bylo dosaženo velmi příznivých vlastností. Došlo ke snížení hmotnosti a celková tuhost se navýšila o celou polovinu oproti konstrukci u Lotusu.



***Obr. 9** Karbonová skořepina vozu McLaren MP4/1 [25]*



Do roku 1981 nedochází k výraznějším konstrukčním změnám, až teprve vůz McLaren MP4 **Obr. 9** přináší inovaci v podobě uhlíkových kompozitů. Skořepina je kompaktní nosný celek, který slouží jako kokpit a nese držáky pro motor, zavěšení kol a řízení. Rozměrově začíná před pedály a končí prostorem pro nádrž. Materiálem je kombinace nomexu, karbonu, kevlaru, hliníkových plástů a pryskyřice. Výsledkem je navýšení tuhosti skořepiny o 25 % oproti hliníkové vaně, celková váha kompletního trupu je pak 60 kg [3]. Celková torzní tuhost se u modelu McLaren MP4 udává 13 500 Nm/deg, což je pětinasobek oproti svým předchůdcům v kategorii formulových vozů.

V současnosti se využívá stále karbonová skořepina jako povinná složka bezpečnosti v celé sérii Formule 1 pro svoji vysokou pevnost a odolnost. Díky vysokému finančnímu zázámu stále pokračuje vývoj skořepin a to po současné hodnoty torzní tuhosti 30000 Nm/deg.

1.4 FORMULE STUDENT DRAGON 2

Pro účely měření bylo zvoleno vozidlo Dragon 2. Jedná se o jednomístný formulový vůz, který má otevřený kokpit a nekrytá kola. Využívá lichoběžníkové zavěšení se zadní hnanou nápravou. Konkrétní parametry upraveného vozidla jsou popsány v **Tab. 1**.

Tab. 1 Parametry upraveného vozidla

Hmotnost [kg]	Materiál	Šířka [mm]	Délka [mm]	Výška [mm]	Rozvor [mm]	Rozchod [mm]
130	11 523	649,5	2380,2	1101,7	1510,2	1151,6

1.4.1 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ RÁMU FORMULE STUDENT

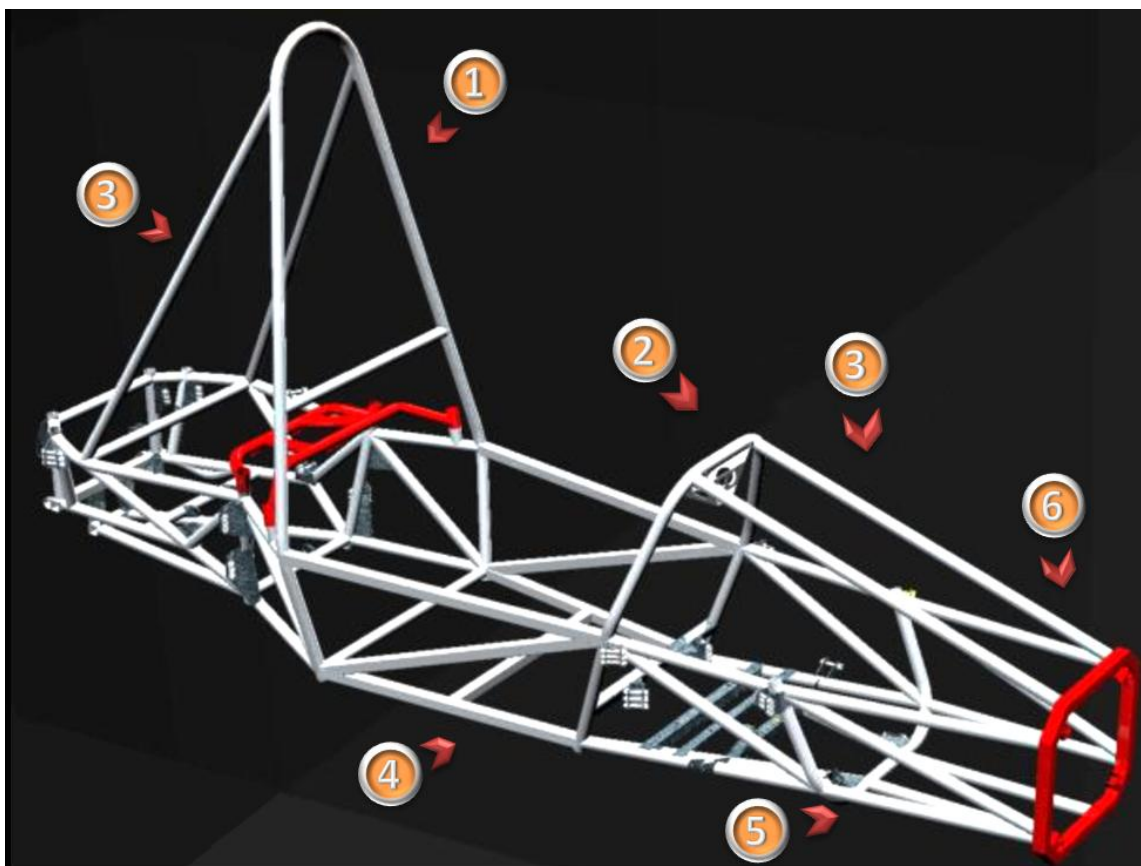
Provedení rámu formule Dragon 2 je trubkový příhradový rám. Jedná se o jednoduchou konstrukci, která umožňuje snadnou analýzu napjatosti a porovnání s jinými variantami bez fyzické výroby. Návrh je striktně omezen pravidly Formule Sae pro co nejvyšší bezpečnost a to z hlediska použití materiálů a konstrukčních rozměrů jednotlivých profilů. Použitým materiálem je legovaná ocel s kruhovým a čtvercovým profilem o předepsaných rozměrech viz **Tab. 1**. Pro zajištění bezpečnosti při havárii slouží ochranné prvky rámu, které jsou jednotlivě popsány níže.

Ochranné prvky rámu [13]:

- *Hlavní oblouk* – konstrukce podél trupu řidiče nebo těsně za ním.
- *Přední oblouk* – konstrukce umístěná nad nohama řidiče v blízkosti volantů.
- *Odvalovací oblouky* – označení hlavního a předního oblouku.
- *Podpora odvalovacích oblouků* - zpevnění mezi dolním koncem oblouku a hlavním předním obloukem.



- *Rámový člen* – komponenta (kruhový nebo čtvercový profil dané délky).
- *Rám* – jedná se o konstrukční sestavu, na kterou se umísťují funkční prvky vozu. Ta může být celo-svařovaná nebo kombinace svařené a kompozitní konstrukce. Verze Dragon 2 je celo-svařovaná.
- *Primární struktura* – je to základní prvek rámu, zobrazen na **Obr. 10**
- *Hlavní struktura rámu* – část rámu, která leží uvnitř obálky, tvořena primární strukturou. Horní část oblouku a vyztužení už do obálky nepatří.
- *Přední přepážka* – plošný útvar, který tvoří přední rovinu hlavní konstrukce a poskytuje ochranu pro nohy řidiče.
- *Deformační člen* – prvek rámu, který absorbuje energii při nárazu. Nachází se před přední přepážkou.
- *Boční struktura* – plocha na boku vozidla. Ve vertikální ose je vymezena podlahou kokpitu a rovinou ve výšce 350 mm a v horizontální ose se nachází mezi předním a zadním ochranným obloukem



Obr. 10 Ochranné prvky rámu Formule Student Dragon 2: 1- Hlavní ochranný oblouk, 2- Přední ochranný oblouk, 3- Vzpěry ochranných oblouků, 4- Boční ochranná struktura, 5- Přední přepážka, 6- Podpory přední přepážky



2 NAMÁHÁNÍ KAROSERIE

Karoserie neboli rám je během provozu namáhána statickou a dynamickou silou [1]. Velikost sil a průběh v čase pak závisí na individuální konstrukci a na podmínkách, ve kterých je vozidlo používáno. Myšlenkou při tvorbě rámu je snaha, o co nejnižší hmotnost při požadované tuhosti neboli vyrovnané napětí pod hranicí meze kluzu ve všech částech rámu při daném zatížení.

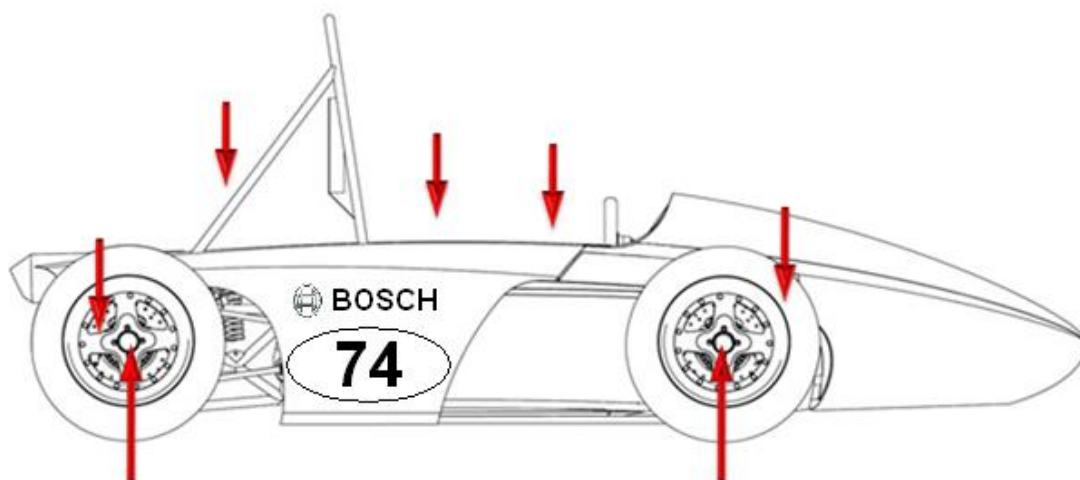
Podmínky při působení sil na rám vozidla [1]:

- Nesmí dojít ke vzniku nadměrné statické nebo dynamické deformace rámu.
- Nesmí dojít k trvalým deformacím jednotlivých částí rámu, veškeré provozní zatížení musí být zachyceno pružnou deformací.

Pro zjištění tuhosti a pevnosti rámu se využívají statické zatěžovací zkoušky, při kterých na rám vozidla působí předpokládaná síla, jako v běžném provozu. Mezi nejdůležitější napěťové zatížení patří:

2.1 STATICKÉ ZATÍŽENÍ RÁMU

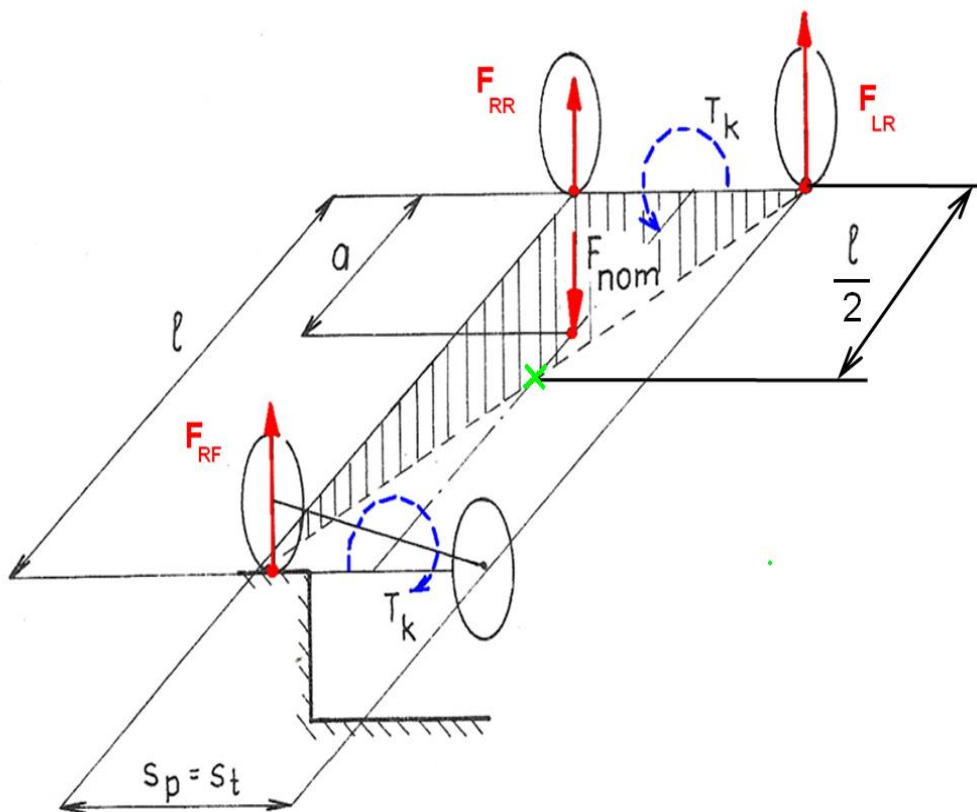
Statické zatížení rámu je dáno tíhou motoru společně s jeho příslušenstvím (chladicí soustava, výfuková soustava, hnací ústrojí a palivová soustava), tíhou jezdce a vlastní silou celé karosérie. Tíhové síly působí v příslušných působíštích, které jsou dány dispozičním uspořádáním vozu. V opačném směru působí vertikální síly od vozovky, tyto síly jsou v rovnováze s tíhovými silami a působí na karoserie přes pružiny a prvky zavěšení. Statické zatížení je symetrické k podélné rovině symetrie a způsobuje vertikální ohyb rámu vozidla **Obr. 11** [1].



Obr. 11 Schéma vertikálního zatížení formule Dragon 2



Dalším druhem statického zatížení je krut, který vzniká při nájezdu jednoho kola na vyvýšenou nebo sníženou překážku. Jakmile se úplně odlehčí kolo, nepůsobí na něj žádná síla, dojde k vymezení sil na zbylých kolech a ke vzniku maximálního kroučícího momentu T_{kmax} na nápravě kol, viz **Obr. 12**. Jednotlivé momenty působí v opačném směru otáčení.



Obr. 12 Schéma torzního zatížení [1]

Síly působící na jednotlivá kola a momenty působící na jednotlivé nápravy [1]:

➤ Síla od předního pravého kola: $F_{RF} = F_{nom} \cdot \frac{a}{l}$ (1)

➤ Síla od zadního pravého kola: $F_{RR} = F_{nom} \cdot \frac{l-2a}{2l}$ (2)

➤ Síla od zadního levého kola: $F_{LR} = F_{nom} \cdot \frac{l}{2}$ (3)

➤ Maximální kroučící moment: $T_{kmax} = F_{nom} \cdot \frac{a}{l} \cdot \frac{s}{2}$ (4)

Při uvedených statických zatíženích musí všechny deformace rámu ležet v elastickém rozsahu, ve kterém lze počítat s lineární deformační charakteristikou rámu či karoserie. Torzní vlastnosti rámu se pak zjišťují pomocí jednoduchých zátěžných zkoušek [1].



2.2 TORZNÍ TUHOST RÁMU

Obecná tuhost značí odpor vůči ohybu a tahu, torzní tuhost je pak odolnost vůči krutu. Vztah je dán poměrem maximální statického kroučicího momentu T_{kmax} [Nm] a změnou natočení [°], viz vzorec.

$$C = \frac{T_{kmax}}{\alpha} \quad (5)$$

Každé provedení vozidla musí mít adekvátní torzní tuhost karoserie kolem osy x. U karoserie se uvažuje s velmi tuhým spojením pružin s přední a zadní nápravou. Jestliže je tuhost těchto pružin malá, výsledné měření tuhosti je pak velmi zkreslené nebo naprosto nevyhovující [6].

Důvody proč optimalizovat torzní tuhosti karoserie [6]:

- Podvozek, který se prohýbá, je náchylnější k únavovému poškození, může dojít ke změkčení, což vede k selhání a možné dopravní nehodě.
- Parametry zavěšení, které odpovídají standardům, mohou být zmenšeny nebo zvětšeny pomocí ohybu nebo krutu karoserie.

Hodnoty torzní tuhosti se pro běžná osobní auta pohybují v rozmezí 10000 Nm/° do 30000 Nm/°. Přičemž toto rozmezí se neustále zvyšuje z důvodu modernějších technologií a bohatších zkušeností. Např. Škoda Octavia první generace dosahuje torzní tuhosti 16000 Nm/°, dnešní model třetí generace dosahuje znatelně vyšší hodnoty. Přehled vybraných automobilů, pro porovnání torzních tuhostí, je v **Tab. 2**.

Tab. 2 Hodnoty torzní tuhosti pro vybraná vozidla [20]

Vozidlo	Torzní tuhost [Nm/deg]
Mazda MX5 (mk1)	6 000
Lotus Elise	10 000
Opel Astra	12 000
McLaren MP4 F1	13 500
Audi TT Coupe	19 000
Lamborghini Gallardo	23 000
BMW X5 2004	23 100
Golf V GTI	25 000
Pagani Zonda F	27 000
Land rover Freelander	28 000
Mazda RX8	30 000
VW Passat 2006	32 400
Rolls-Royce Phantom	40 500
Bugatti Veyron	60 000
Koenigsegg Agera	65 000



Hlavním úkolem torzní tuhosti je zajištění pevné platformy pro zavěšení kol, která umožňuje přenos boční síly ve správném poměru klopné tuhosti z přední na zadní nápravu. Při porovnání klopné tuhosti u přední a zadní nápravy s torzní tuhostí karoserie, musí karoserie odolávat rozdílu mezi předním a zadním klopným momentem [6].

2.2.1 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY PRO ZVÝŠENÍ TORZNÍ TUHOSTI

V současnosti, zejména pro závodní účely, je třeba dosáhnout co nejvyšší torzní tuhosti. Velkým přínosem pro návrh je implementace počítačových programů, např. Ansys nebo Adams, které výrazně šetří čas a vynaložené finance. Tudiž není nutné vytvářet velké množství prototypových modelů z různých materiálů.

Mezi nejužší karoserie v dnešní době patří karoserie z kompozitních materiálů tzv. monokok. Naopak výrazně nižší tuhost je zaznamenána u těchto současných variant [6]:

- Hliníková a ocelová sendvičová struktura, využívaná pro závodní a moderní osobní automobily [6].
- Prostorový trubkový rám. Trubky tvoří trojúhelníky, které ve spojích jednotlivých trubek přenáší hlavní zatížení na tah a tlak. Bez trojúhelníkové struktury, by docházelo k méně efektivnímu ohybovému namáhání [6].
- Žebřinový rám, který je používán u starých automobilů. Jedná se o variantu s nejnižší torzní tuhostí.

Prvky zvyšující torzní tuhosti [6]:

- Přídavné diagonální prvky v prostorovém rámu. Zvolené umístění nejlépe funguje při spojení hlavních zátěžných bodů, jako jsou upínací místa zavěšení a odpružení.
- Návrh motoru jako funkčního prvku rámu.
- Plechové výztuhy ve spojích jednotlivých trubek. Dojde k efektivnějšímu přenosu zatížení mezi oběma okraji.
- Použití přídavných vzpěr v rámu.

2.2.2 PROJEV TORZNÍ TUHOSTI NA JÍZDNÍ VLASTNOSTI

Nejběžnější situací, závisící na torzní tuhosti, je průjezd zatáčkou, při které se z důvodu polohy těžiště v určité výšce nad vozovkou zvyšuje klopný moment. Ten mění velikost radiálního zatížení na jednotlivá kola. Aby byl průjezd zatáčkou bezpečný, je třeba neustálý styk kol s vozovkou, vyvolaný výše zmíněnými radiálními silami. Naklání karoserie a zmenšení radiálního zatížení může vést k nestabilitě vozidla, případně k bočnímu skluzu pneumatik [12].

Na naklání karoserie má vliv soustava odpružení, nápravy a stabilizační prvky. Při nastavení parametrů těchto prvků vzniká klopná tuhost náprav, která má vliv na naklání karoserie. Čím je klopná tuhost náprav vyšší, tím více dochází k zachycení radiálních sil odpružením. Výsledkem je větší namáhání karoserie ohybem a zkroucením. Proto, je nutné dosahovat optimálních hodnot torzní tuhosti [12].

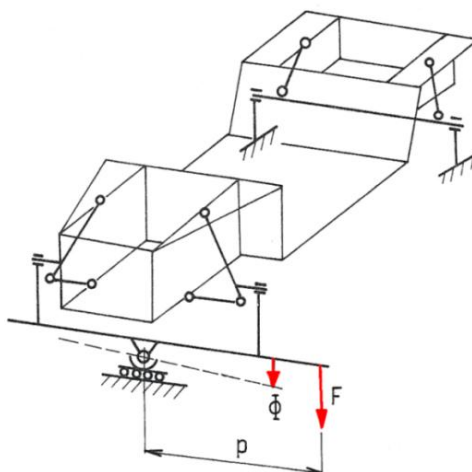


2.3 ZPŮSOB MĚŘENÍ TORZNÍ TUHOSTI

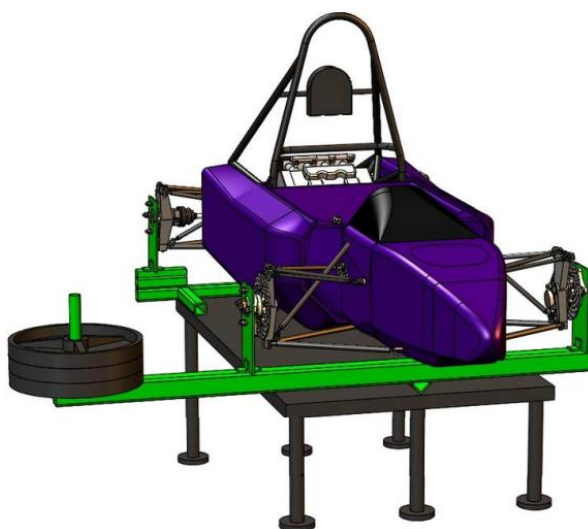
Zkouška krutem se provádí za pomoci zkušebních přípravků. Ty se liší druhem upnutí k měřenému objektu a způsobem zatěžování. V současnosti jsou využívány dvě varianty jak změřit tuhost rámu, pomocí rámové houpačky a statického rámu s vahami.

2.3.1 MĚŘENÍ TORZNÍ TUHOSTI POMOCÍ RÁMOVÉ HOUPAČKY

Způsob měření spočívá v upnutí daného objektu do přípravku ve tvaru rámové houpačky, viz **Obr. 13**. Karoserie se upne v rovině libovolné nápravy do přípravku tak, že se zátěžné síly chovají stejně jako u skutečného vozidla, kdy je soustava zavěšení a odpružení pevně zablokována [1]. Přední náprava je zkroucena na otočném čepu, nutné je umožnění bočního posuvu a to opět přes zablokovanou soustavu odpružení a řízení.



Obr. 13 Schéma měření zkrutné tuhosti [1]



Obr. 14 Způsob měření krutu Formule SAE [24]

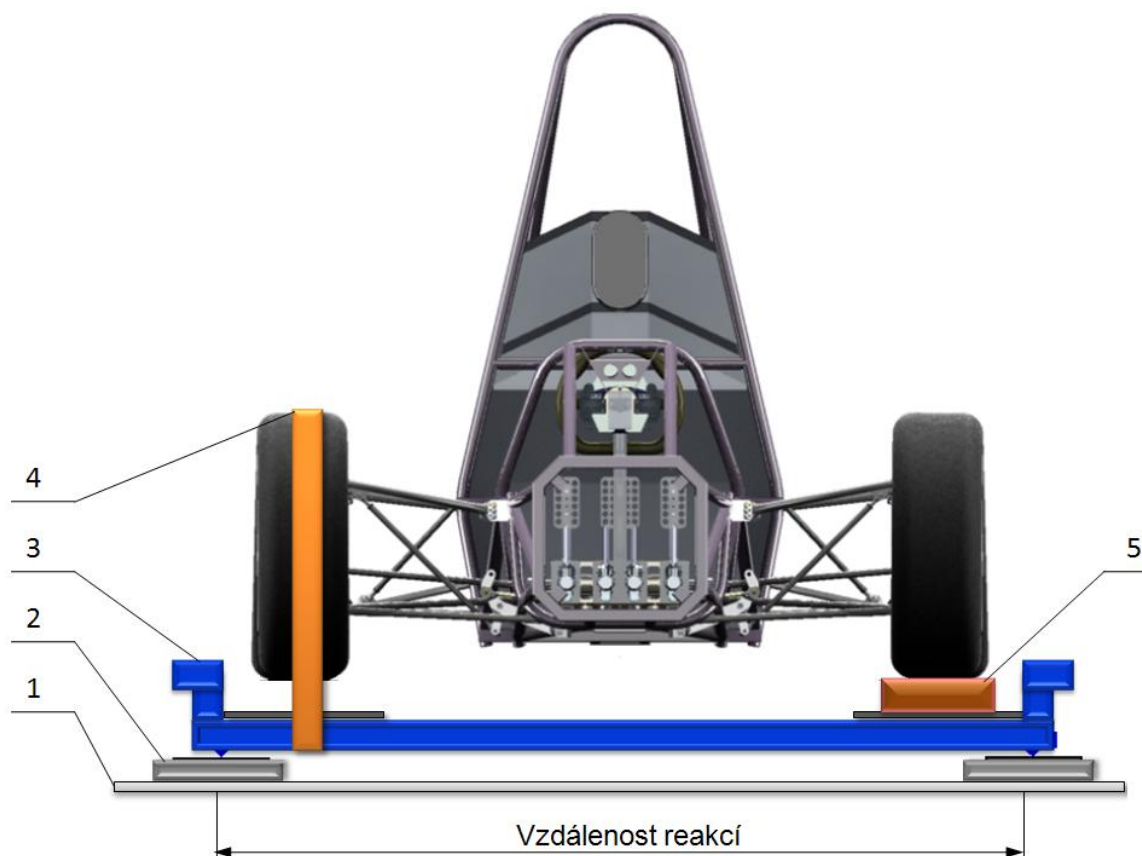


Měří se zkroucení karoserie mezi nápravami pro daný krouticí moment a průběh tohoto zkroucení podél celé karoserie [1]. Na **Obr. 14** je znázornění přípravku pro konkrétní měření studentské formule. Pravá strana rámové houpačky je zatížena konkrétní silou daného závaží. Po ustálení se pomocí externích snímačů výšky měří v daných úsecích torzní tuhost.

2.3.2 MĚŘENÍ TORZNÍ TUHOSTI POMOCÍ STATICKÝCH RÁMŮ

Jedná se o metodu vyvinutou Ústavem automobilního inženýrství FSI VUT v Brně. Metoda je uzpůsobena pro mobilní měření torzní tuhosti karoserie vozidel, a to i se zavěšením. Vozidlo se umístí na speciálně zkonstruované statické rámy, které jsou podloženy tenzometrickými vahami. Výsledný moment během zatížení je vyvolán pomocí upínacího pásu na pravém předním kole, který přitahuje kolo k rámu.

Tuhost karoserie je dána podílem příslušného momentu a úhlem mezi jednotlivými přímkami přední a zadní nápravy. Nutností je brát v úvahu zavěšení a stlačování pružin, které výslednou hodnotu zkreslují. Proto bylo zapotřebí navrhnout náhrady příslušných pružin. Na **Obr. 15** je finální verze zatěžování, upravená speciálně pro formulové vozidlo Dragon 2, využívající měřicí statické rámy společně s dalším navrženým příslušenstvím. Samotné měření tuhosti je provedeno pomocí systému Tritop, který se jeví jako nejpřesnější varianta při zjišťování polohy jednotlivých bodů na rámu.



Obr. 15 Čelní pohled měřeného objektu: 1 - podlaha měřicí zkušebny, 2 - tenzometrické vahy, 3 - statický rám, 4 - upínací pásy (kurtny), 5 – pevný podklad



3 SNÍMÁNÍ RÁMU POMOCÍ SYSTÉMU TRITOP

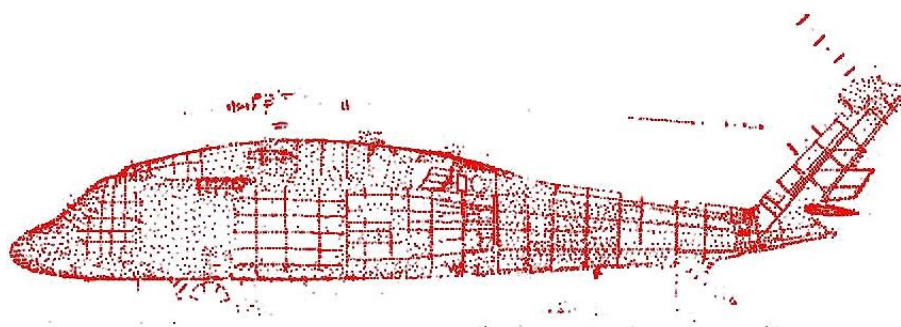
Úkolem při zpracování diplomové práce, bylo měření kinematických bodů rámu formule student ve verzi Dragon 2, pomocí optického scanneru Tritop. Výstupem je porovnání kinematických bodů v klidovém stavu se stavem při nadzvednutí předního kola.

3.1 MĚŘICÍ ZAŘÍZENÍ TRITOP

Jedná se o bezkontaktní optický měřicí systém, který slouží pro přesné měření polohy rozmístěných bodů na objektu a jejich 3D vizualizaci. Samotný měřený objekt může mít velikost od 0,1 metru do 10 metrů [7].

Měřicí proces využívá principu fotogrammetrie, kdy se na zvolený objekt nalepují nebo přikládají referenční body. Objekt je pak prostorově snímán fotoaparátem v několika výškových pozicích kolem celé svislé osy. Na základě pořízených snímků systém Tritop vyhodnotí pozici fotoaparátu a měřených bodů pomocí 3D souřadnic.

Získaná data během měření slouží pro vytvoření modelu s velmi přesnou geometrií, kterou lze následně porovnávat s model vytvořeným v CAD softwaru. Systém byl zvolen díky své účinnosti, mobilnosti, rychlosti měření a možnosti měřit libovolně velké objekty. V praxi se nejčastěji využívá při kontrolách kvality nebo při deformačních analýzách.



Obr. 16 Použití Tritopu na helikoptěře Black Hawk, včetně zobrazení bodů [19]



3.2 POUŽITÝ HARDWARE

Základní části systému Tritop:

- Digitální fotoaparát Fujifilm s vyměnitelným objektivem Sigma, který má fixní ohniskovou vzdálenost.
- Paměťové médium PCMCIA, sloužící pro přenos dat z fotoaparátu do počítače
- Blesk s adaptérem přímo na objektivu pro optimální nasvícení objektu
- Kódované referenční body o velikosti sady 100 (10-bitová). Bod obsahuje středovou značku a okolní prsteneček na magnetické podložce, kterou systém Tritop rozezná a použije pro výpočet polohy. V rohu je pak umístěno identifikační číslo.
- Nekódované referenční body. Slouží pro zjištění prostorových souřadnic konkrétních součástí a pro identifikaci v systému.
- Měřicí kalibrační tyče, slouží jako měřítko pro výsledné měření. Na obou koncích jsou kódované referenční body s přesnou vzájemnou vzdáleností. Určují vzdálenost od nekódovaných a kódovaných referenčních bodů a proto musejí být na co největším počtu snímků
- Notebook Dell společně se softwarem Gom Tritop pro analýzu nafocených snímků.



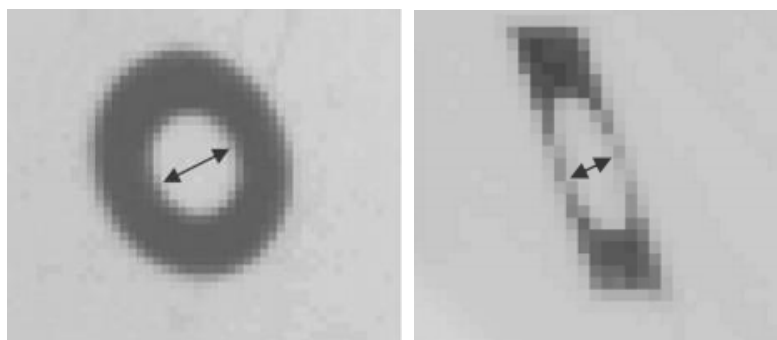
Obr. 17 Použitá měřicí technika: 1-Kódované referenční body, 2-Kalibrační tyč, 3-Digitální fotoaparát, 4-Paměťová karta PCMCIA, 5-Notebook, 6-Nekódované referenční body



3.3 PRAVIDLA PŘI POUŽITÍ SYSTÉMU TRITOP

Pro spolehlivé určení referenčních bodů a následného vytvoření obrazového souboru je nutné dodržení následujících požadavků [4]:

- Na každém snímku musí být rozpoznáno nejméně pět kódovaných referenčních bodů. Tento počet je nutný pro systém, aby dokázal určit správnou polohu fotoaparátu. Proto je dobré nanášet na objekt co nejvíce kódovaných referenčních bodů. Ty musí být na dobře viditelných místech, případně pokud se jedná o přesné měření i v okolí objektu.
- Pro rozpoznání bodu ležícího na objektu je nutné, aby jeho průměr byl minimálně 10 pixelů. Během snímání, které probíhá pod určitým úhlem, se jednotlivé body jeví jako elipsy. Na **Obr. 18** je pak vidět rozpoznatelný tvar o velikosti 10 pixelů a nerozpoznatelný tvar elipsy o velikosti 3 pixelů.

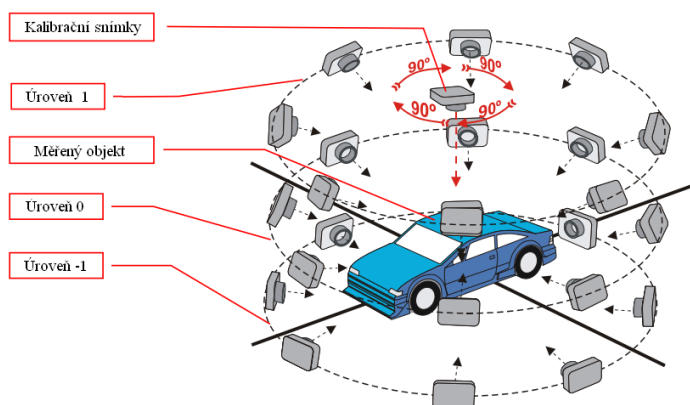


Obr. 18 Vlevo rozpoznatelný tvar, vpravo nerozpoznatelný tvar[4]

- Vhodné nastavení expozice, protože systém Tritop využívá k rozpoznání referenčních bodů tmavé a světlé přechody šedé.
- Nejméně na třech snímcích musí být vidět nekódované referenční body. Čím více je stejných bodů na snímcích, tím je poloha jednotlivých bodů přesnější.
- Při používání fotoaparátu je nutné ponechat nastavení zvolené před měřením a v průběhu ho neměnit. Jedná se o nastavení clony, ISO citlivosti a ostření.
- Před měřením je nutná kalibrace snímků, vyfotografuje se sada čtyř snímků, které jsou pootočený o 90° v libovolném směru.
- Snímání objektu se provádí ve třech výškových úrovních a to rotací kolem celého objektu, viz **Obr. 19**. Snímky v jedné úrovni se musejí překrývat i se snímky v ostatních úrovních.



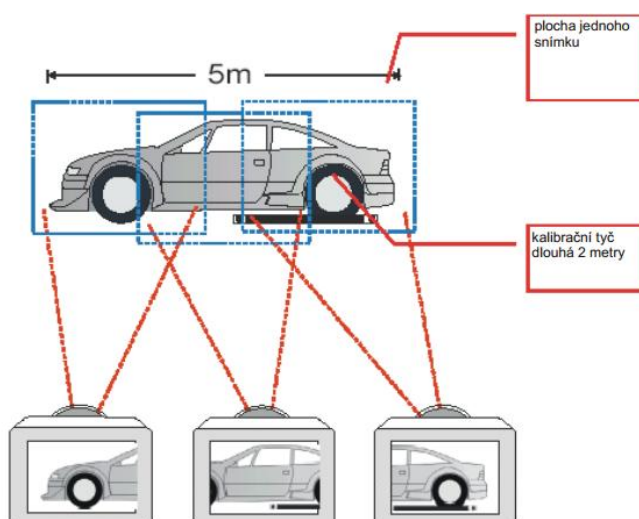
- Pro viditelnost navazujících ploch je zapotřebí snímání hran na měřeném objektu. Vhodné je rozmístění kódovaných referenčních bodů mimo měřený objekt. Body slouží k lepšímu provázání modelu a tím k přesnějšímu získání souřadnic bodů.
- Při pohledu shora musejí být všechny pohledy propojené, tím se zabrání vytváření chyb během vyhodnocení celé sady snímků.



Obr. 19 Vytváření snímků ve třech výškových úrovních kolem svislé osy [4]

Snímání velkých objektů

Při fotografování velkých objektů je nutné využít metodu skládání. Tato metoda využívá složení více snímků v řadě, které se překrývají. Nutností je, aby byl vrchol fotografií propojen se všemi pohledy. Zobrazení delšího objektu, většího jak tři metry je znázorněno na **Obr. 20**.



Obr. 20 Metoda skládání fotografií pro velké objekty [4]

Tato metoda je použita i pro vozidlo Dragon 2, jelikož se jedná o velmi složitou a členitou konstrukci. Rám má navíc některé prvky, které zakrývají body při daném úhlu fotografování.

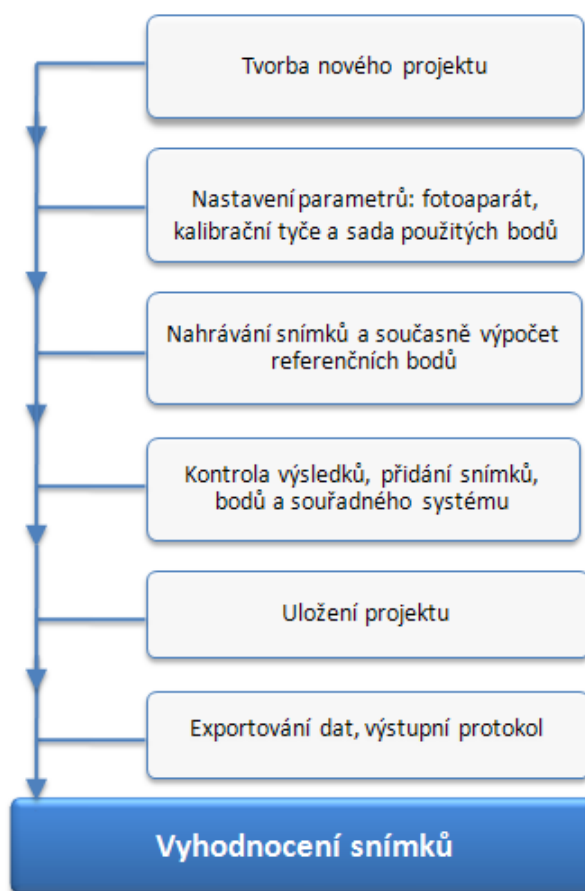


3.4 ROZDĚLENÍ SOFTWARE TRITOP

Podle druhu měření, rozlišujeme tři základní rozhraní softwaru Tritop [21]:

- **Basic mód** – základní rozhraní pro měření 3D souřadnic diskretních bodů, spolupracuje se systémy Aramis, Argus a Atos.
- **CMM mód** – jedná se o optický měřicí systém založený na souřadnicích, který analyzuje pozice bodů, vektorů a jejich vzdáleností, průměry, úhly a tolerance. Pomocí roviny, kružnice, válce či koule umožňuje proložení mezi entitami. Tím lze porovnávat naměřený model s CAD modelem a stanovovat jejich odchylky.
- **Deformační mód** – po měření vyhodnocuje a graficky znázorňuje statické zatížení daného objektu. Tento mód je detailněji popsán v následující kapitole 3.5.

Postup vyhodnocení v softwaru Tritop probíhá podle následujícího algoritmu, viz **Obr. 21**.

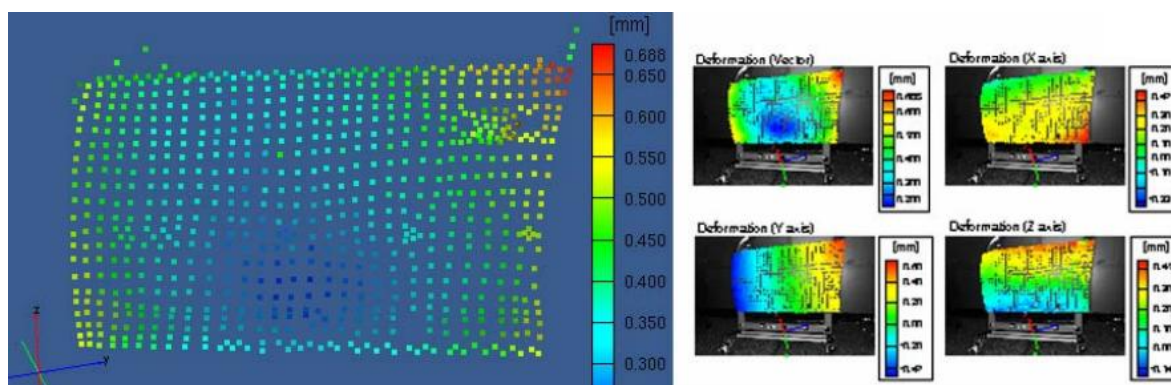


Obr. 21 Algoritmus vyhodnocení snímků v softwaru TRITOP



3.5 TRITOP DEFORMAČNÍ MÓD

Deformační mód je modul, ve kterém systém pomocí deformační analýzy porovnává polohy bodů na objektu před měřením deformace a po deformaci. Postup snímání objektu je totožný jako v případě základního módu systému Tritop se všemi pravidly v kapitole 3.3 Vytvořená sada snímků představuje jeden stav objektu. To znamená, že každý snímek představuje jednotlivý deformační stupeň a zároveň tvoří celý projekt [5]. Systém vypočítá 3D souřadnice obrazových bodů a porovná je s pozicemi v různých deformačních stupních. Výsledkem je posuv bodů od základního stupně bez deformace, až po konečný stupeň [12].

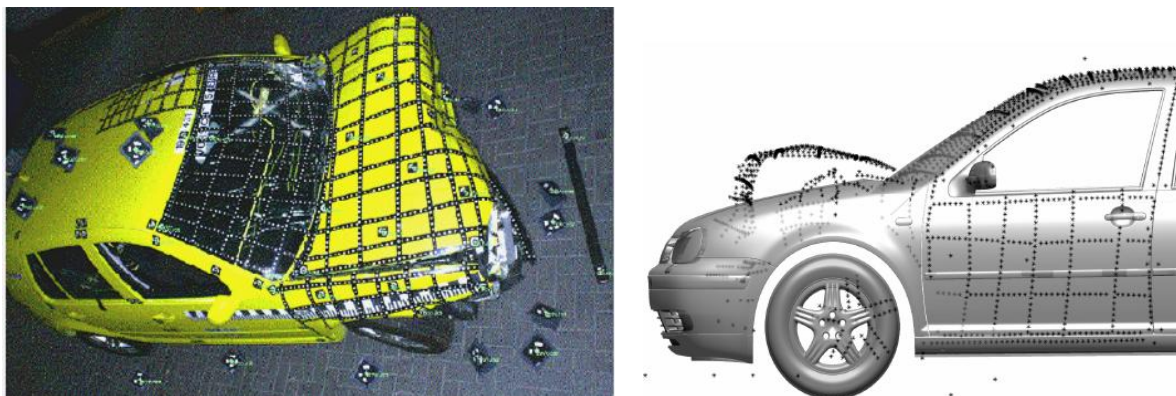


Obr. 22 Deformační mód softwaru Tritopu [4]

3.6 OBLASTI VYUŽITÍ DEFORMAČNÍHO MÓDU

Deformační mód systému Tritop nabízí široké využití v oblasti deformací, mezi hlavní přednosti zejména pro automobilový průmysl patří [21]:

- 3D měření posuvů a deformací, viz **Obr. 22**
- ověření koncepčních designových návrhů a počítačových simulací
- určení deformační analýzy v klimatických komorách, rozmezí teplot -40 až 90°C [15]
- měření relativního pohybu
- globální přetvoření po nárazu během crash testů, viz **Obr. 23**
- zátěžné testy
- měření velikosti mezer a jejich polohových změn



Obr. 23 Vyhodnocení crash testů pomocí systému Tritop [16]

3.7 FUNKCE SOFTWARE TRITOP POUŽITÉ PŘI MĚŘENÍ

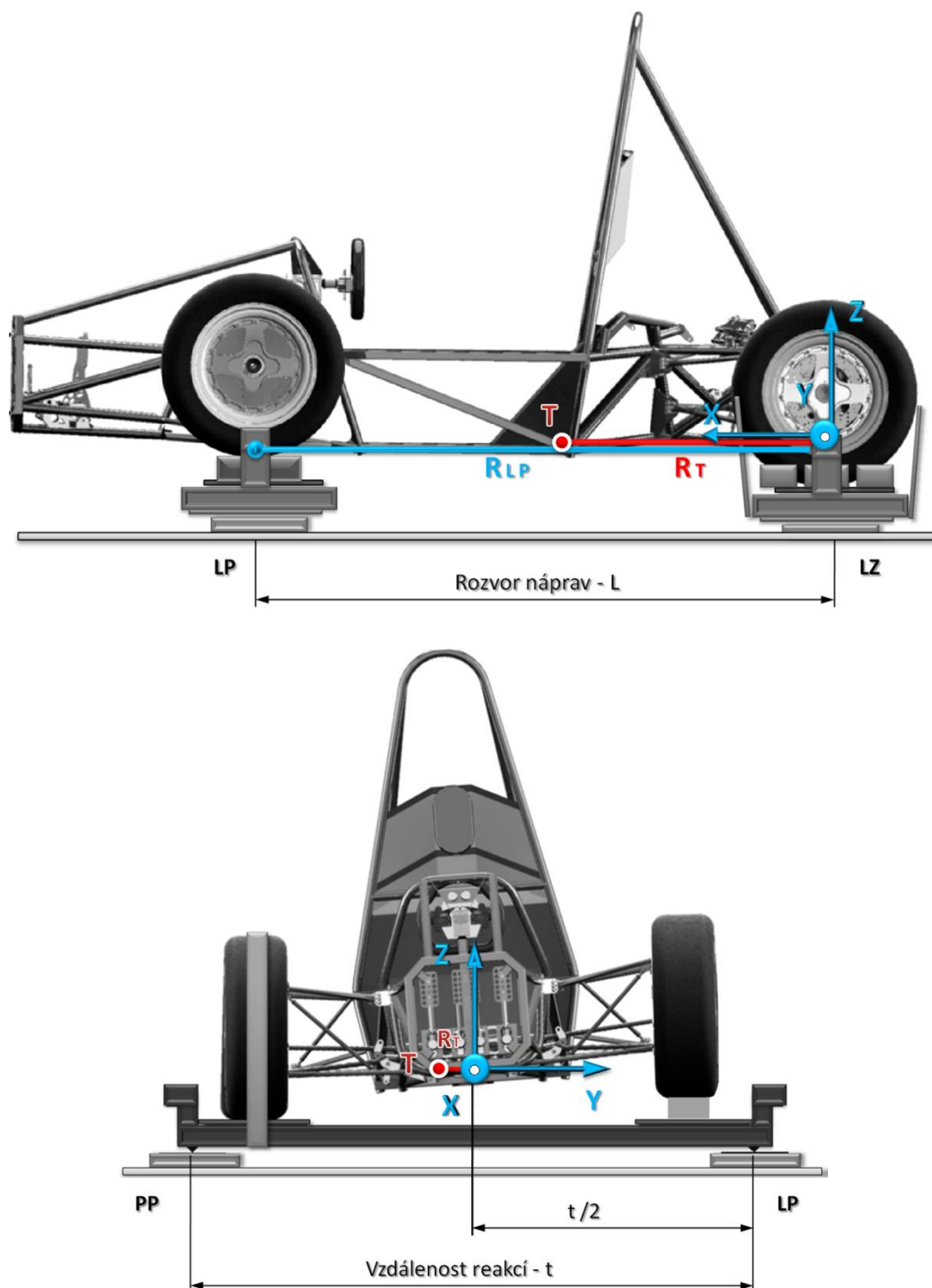
Během měření byly použité následující funkce systému Tritop, pro zjištění souřadnic jednotlivých bodů před zatížením a po zatížení:

- **Definování koordinačního systému** – při měření se využívá metody „3-2-1 transformace“, pro kterou je nutné znát šest souřadnic retenčních bodů a to ve formě $ZZZ - YY - X$. Úkolem transformace je sjednocení souřadných systému během jednotlivých měření [7].
- **Přidávání snímků** – pokud software nedokáže rozpoznat některé snímky z důvodu malého počtu kódovaných bodů, lze snímky dodatečně nafotit. Snímky můžeme přidávat v celé sadě nebo jednotlivě a to příkazem *Image – Add Image – From PCIMCIA* [7]:
- **Vytváření úseček** – tvorba úseček se využívá pro spojení důležitých bodů mezi danými úseky. Spojení se provede příkazem *Point-Point Line*. Na úsečce se měří náklon a deformace.
- **Export hodnot** - pro export dat byl vybrán formát html, který je nejvhodnější pro další zpracování v jiných softwarech. Výstupního formátu bylo docíleno vybráním daných úseček a následně příkazem: *File – Export – Tables – ACTLII format*. [4]



4 MĚŘENÍ NA REÁLNÉM VOZIDLE

Pro měření torzní tuhosti rámu formule byla zvolena metoda měření pomocí statických rámu a příslušných tenzometrických vah, popsána v kapitole 2.3.2. Bylo nutné metodiku měření upravit pro konkrétní potřeby formule, která disponuje velmi nízkou hmotností. Proto jsou aplikována závaží a stahovací pásy. Na **Obr. 24** je znázorněna výsledná podoba při maximálním přitažení utahovacích pásů na levém zadním a pravém předním kole pro experimentální měření.



Obr. 24 Čelní a boční pohled zleva na měřený objekt společně se souřadným systémem



4.1 TEORETICKÝ POSTUP VÝPOČTU TORZNÍ TUHOSTI

K výpočtu zkrutného momentu je nutné znát příslušné reakce (hmotnosti) pod jednotlivými koly pomocí tenzometrických vah a to pro každý stav. Pro výpočet momentu je dále zapotřebí vzdálenost reakcí. Využívá se momentová podmínka statické rovnováhy k těžišti společně s vozidlem a statickými rámy [12]. Díky břitům na statickém rámu je přesně stanovena vzdálenost reakcí a nedochází ke zkreslení vlivem nerovnoměrnosti sil v pneumatice při zatížení.

K výpočtu zkrutného momentu bylo využito vzorců dle literatury [12]:

- LP - síla od předního levého kola
- PP - síla od předního pravého kola
- LZ - síla od zadního levého kola
- PZ - síla od zadního pravého kola
- T - těžiště měřeného objektu
- rLP - vektor od počátku souřadného systému k levému přednímu kolu
- r_T - vektor těžiště
- t - vzdálenost reakcí
- L - rozvor náprav

Vektor od levého předního kola: (6)

$$r_{LP} := \begin{pmatrix} 1 \\ \frac{t}{2} \\ 0 \end{pmatrix}$$

Vektor od pravého předního kola: (7)

$$r_{PP} := \begin{pmatrix} 1 \\ -\frac{t}{2} \\ 0 \end{pmatrix}$$

Vektor od levého zadního kola: (8)

$$r_{LZ} := \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{t}{2} \\ 0 \end{pmatrix}$$

Vektor od pravého zadního kola: (9)

$$r_{PZ} := \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{t}{2} \\ 0 \end{pmatrix}$$



Výpočet vektoru těžiště: (10)

$$r_T := \frac{LP \cdot r_{LP} + PP \cdot r_{PP} + LZ \cdot r_{LZ} + PZ \cdot r_{PZ}}{LP + PP + LZ + PZ}$$

Moment k těžišti od přední nápravy: (11)

$$M_{pn} := LP \cdot (r_{LP} - r_T) + PP \cdot (r_{PP} - r_T)$$

Moment k těžišti od zadní nápravy: (12)

$$M_{zn} := LZ \cdot (r_{LZ} - r_T) + PZ \cdot (r_{PZ} - r_T)$$

Výsledný zkrutný moment je dán přírůstkem momentu od základního stavu po následný zatížený stav:

$$Tk_n = My_n - My_o \quad (13)$$

Vektor přímky A a B pro souřadnice x, y, z:

$$e^A = \frac{AL - AP}{|AL - AP|} \quad (14)$$

$$e^B = \frac{BL - BP}{|BL - BP|} \quad (15)$$

Délka úsečky A a B:

$$|AL - AP| = \sqrt{(ALx - APx)^2 + (ALy - APy)^2 + (ALz - APz)^2} \quad (16)$$

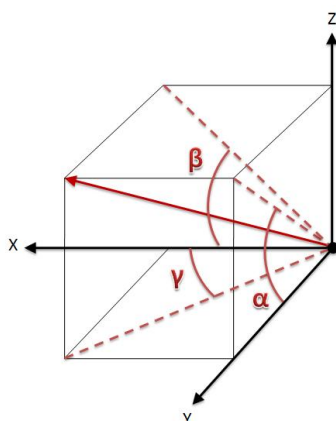
$$|BL - BP| = \sqrt{(BLx - BPx)^2 + (Bly - BP_y)^2 + (BLz - BPz)^2} \quad (17)$$

Výpočet úhlů, vyjadřující natočení úsečky vzhledem k počátku souřadného systému, viz **Obr. 25**:

$$\alpha(x) = \arctan\left(\frac{lz}{ly}\right) \quad (18)$$

$$\beta(y) = \arctan\left(\frac{lz}{lx}\right) \quad (19)$$

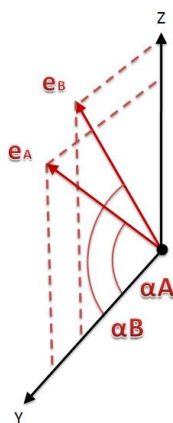
$$\gamma(z) = \arctan\left(\frac{ly}{lx}\right) \quad (20)$$



Obr. 25 Posun bodu vzhledem k počátku souřadného systému

Úhel mezi konkrétními úsečkami A a B:

$$\alpha^{AB} = \alpha^B - \alpha^A \quad (21)$$



Obr. 26 Úhel vektorů e^A a e^B

Výpočet úhlu zkroucení úseček AB mezi zatíženým a nezatíženým stavem:

$$\Delta\alpha^{AB} = \alpha_{ZAT.}^{AB} - \alpha_0^{AB} \quad (22)$$

Torzni tuhost je pak dána rovnicí (23), vyjadřující poměr mezi zkrutným momentem a úhlovým natočením daných úseček:

$$C = \frac{M_k}{\Delta\alpha_{AB}} \quad (23)$$

Pro porovnání jednotlivých oblastí byla počítána torzní tuhost na jednotku délky. Výpočet je založen na vzdálenosti středů jednotlivých přímek mezi významnými úseky a příslušnou torzní tuhostí mezi danými úsečkami.

$$CL = C_V \cdot L_{AC} \quad (24)$$



4.2 PŘÍPRAVA OBJEKTU NA MĚŘENÍ

Formule Dragon 2 dodaná Ústavem automobilního inženýrství FSI VUT v Brně má veškerou výbavu, která je pro potřeby snímání nežádoucí. Vozidlo disponuje kromě rámu samotného laminátovými prvky po celé délce, soustavou chlazení, bezpečnostními prvky, oplechováním uvnitř kokpitu a zavěšením s koly. Samotný agregát s převodovým ústrojím, soustavou řízení a tlumiči formule neobsahuje.

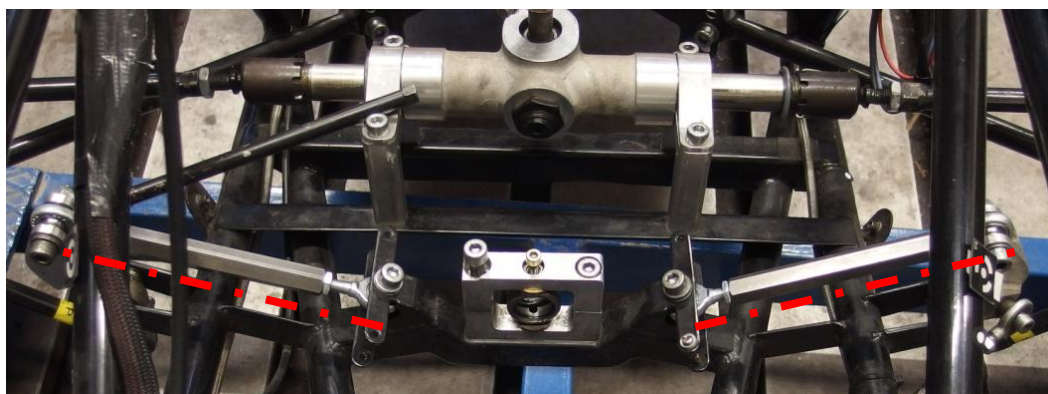
Reálný model se musí co nejvíce shodovat s modelem tvořeným v softwaru Ansys 13, a proto je třeba většinu částí odebrat. Při skenování se zařízením Tritop by tyto části způsobovaly chybné údaje vlivem zastínění potřebných míst, v horším případě by snímání ani neproběhlo.

Před vlastním měřením je nutné připravit formuli a ukotvit ji, aby nedocházelo k nežádoucímu pohybu. Prvním krokem je demontáž veškerého zavěšení včetně kol, které brání odebrání laminátových bočnic, bezpečnostních prvků v kokpitu a na rámu, chladicího systému a tlumičů.

Rám musí být při snímání a následném zatěžování dostatečně tuhý, aby neměnil polohu zavěšení, která by byla odlišná pro jednotlivé zatížené stavy. Proto je vytvořena speciální náhrada pro každý tlumič **Obr. 27**, konstruovaná přímo pro formuli Dragon. Jedná se o šestihrannou tyč, která je na obou koncích osazena levým a pravým kulovým kloubem tzv. unibalem, společně s příslušnými nízko-profilovými maticemi. Celková délka odpovídá stabilnímu, zatíženému tlumiči. V případě, že by jedna ze stran vozidla byla více nakloněna, lze na náhradě změnit celkovou délkou rozdílným utažením kloubových hlav. Po namontování náhrad je zapotřebí přidat soustavu řízení a jeho seřízení viz **Obr. 28**, aby nedocházelo k nežádoucímu natáčení kol. Následně je třeba důkladné očištění rámu a prvků na vozidle z důvodu mastnot, které by zapříčinily špatný kontakt s nalepenými body. Lesklé plochy na rámu a kolech je nutné zakrýt páskou. Dalším krokem je kontrola tlaku pneumatik, kdy je zapotřebí dodržet stejný tlak na všech pneumatikách, při všech stavech. V neposlední řadě pak kontrola utažení pohyblivých prvků a náhrad na vozidle.



Obr. 27 Vytvořená náhrada pro jednotlivé tlumiče s nastavitelnou délkou



Obr. 28 Montáž náhrad pro přední zavěšení kol



4.3 POUŽITÉ MĚŘÍCÍ KOMPONENTY

Vážicí plošiny

Pro měření byla použita soustava tenzometrických vah, značky Computerscale. Soustava se skládá ze čtyř vážících desek s příslušným označením daného kola, řídicího počítače a čtyř propojovacích datových kabelů, které jsou opět patřičně označeny. Hodnoty reakcí jsou udávány pouze v celých kilogramech.

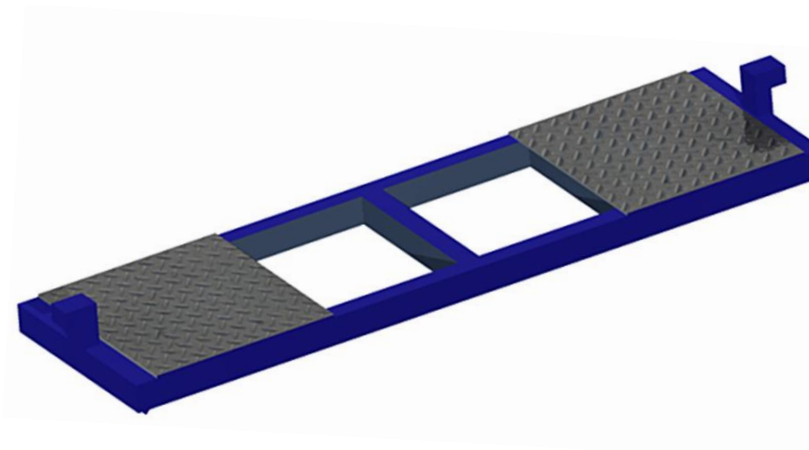


Obr. 29 Počítač a vážící plošiny

Upevňovací statický rám

Pro účely měření torzní tuhosti karoserie je z důvodu nepřesné vzdálenosti reakcí pod jednotlivými koly využito statických rámců, viz **Obr. 30**. Rám slouží jako náhrada vzdálenosti styků kol s tenzometrickými váhami, kdy je třeba znát přesná místa působení sil.

Přes opěrné podložky tzv. břity, je rám položen na tenzometrické váhy a to ve vzdálenosti 1955 mm. Samotná konstrukce je tvořena obdélníkovými profily o rozměrech 80×40×3 mm. Jedná se o značně předimenzované řešení pro měření lehkého rámu Dragon 2. Výsledkem je odolání veškerým deformacím, které by mohly způsobit nepřesnosti v měření torzní tuhosti.



Obr. 30 Statický rám s plošinami

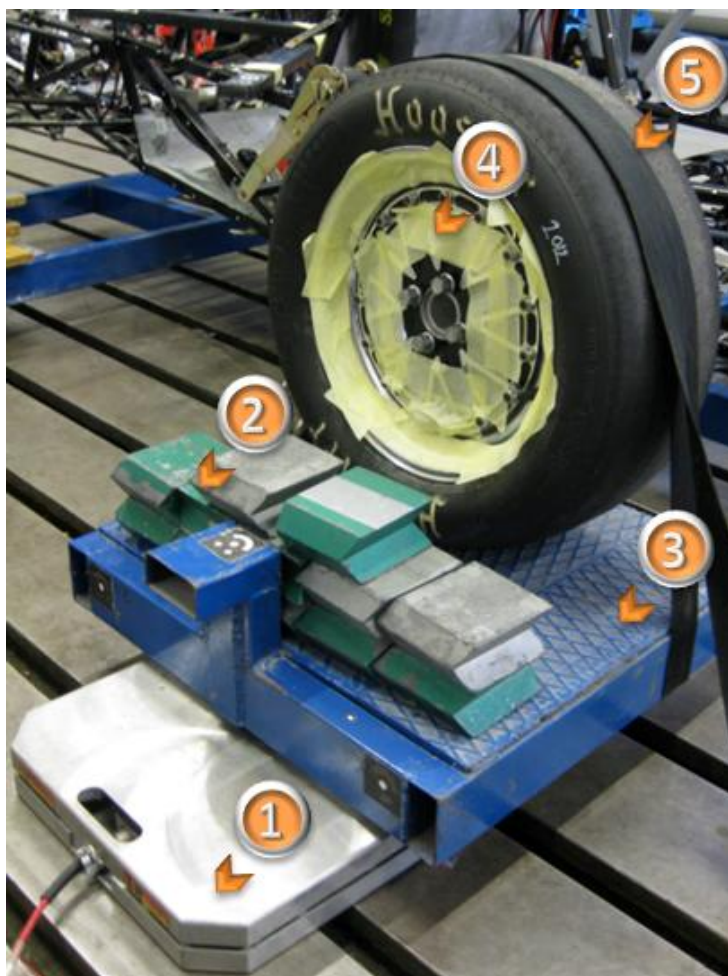


4.4 PRŮBĚH EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ

Pro měření bylo využito měřicí zkušebny C1, která je vybavena záchytnou kovovou podlahou, zajišťující dokonale tuhý a rovný podklad. Prvním krokem je rozmístění statických rámu, které musí být navzájem v rovnoběžné poloze. Pod každý břit se uloží tenzometrická váha, která svým středem leží pod zmíněným břitem statického rámu. Za pomoci zvedacího zařízení, případně lidské síly, se uloží vozidlo na rámy. Poloha jednotlivých kol, musí být ve středu plošiny rámu. Během měřicí procedury je nutné zamezení pohybu kol a to pomocí stahovacích pásů tzv. kurtnen na pravém předním a zadním levém kole.

Z důvodu malé hmotnosti testovaného vozidla bylo použito přídavné závaží, které zamezí nežádoucímu nadzvedávání statického rámu při působení krutu. Jedná se o dvanáct olověných kostek o celkové váze 60 kg použitých u zadního levého a předního pravého kola.

Pod přední levé kolo byl vložen podklad o celkové výšce 12 cm vyjadřující sílu, která kolo nadzvedává. Pro přesné dávkování byl využit utahovací pás na předním pravém kole. Počáteční polohou bylo mírné přichycení pásu na pravém předním kole a zaznamenání hodnot z tenzometrických vah. Následovalo přitahování pásu po 22 kg až do pozice, kdy pravá přední váha dosáhla hodnoty 170 kg. Celkově byly zjištěné čtyři stavy, viz **Tab. 3**. Nutné bylo provést i měření bez vozidla, kdy hodnoty vah sloužily jako korekce pro výsledné hodnoty, viz **Tab. 4**.



Obr. 31 Použité komponenty během měření pro pravé přední a levé zadní kolo: 1- tenzometrická váha, 2- přídavné závaží, 3- statický rám, 4- zakrytí lesklých ploch, 5- stahovací pás

**Tab. 3** Reakce na vážících plošinách

Stav	LP [kg]	PP [kg]	LZ [kg]	PZ [kg]	Celkem [kg]
0	102	106	98	87	393
1	125	83	75	109	392
2	148	60	52	133	393
3	170	38	29	156	393

Tab. 4 Korekční hodnoty hmotností

Stav	LP [kg]	PP [kg]	LZ [kg]	PZ [kg]	Celkem [kg]
0	40	93	96	34	263

Tab. 5 Reakce na vážících plošinách po korekci

Stav	LP [kg]	PP [kg]	LZ [kg]	PZ [kg]	Celkem [kg]
0	62	13	2	53	130
1	85	-10	-21	76	130
2	108	-33	-44	99	130
3	130	-55	-67	122	130

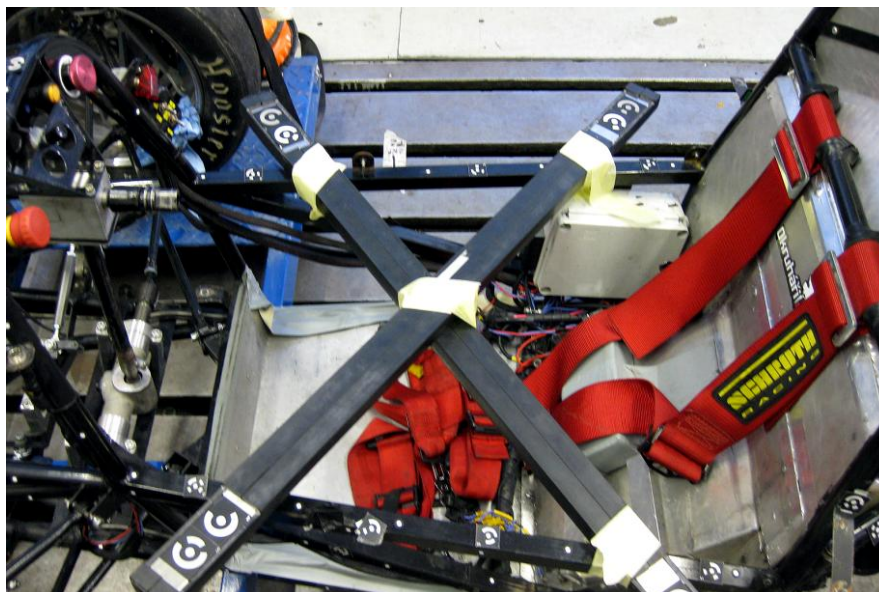
4.5 SKENOVANÁ RÁMU SYSTÉMEM TRITOP

Volba parametrů na fotoaparátu

Pro měření je velmi důležité naučit se správně používat digitální fotoaparát a externí blesk. Vhodné je využít základní parametry nastavení, měnit pouze ohniskovou vzdálenost a clonové číslo. Fotoaparát využívá manuální objektiv, a tudíž se oba parametry dají měnit pouze na něm. Clonové číslo bylo voleno v rozsahu 8-11 a ohnisková vzdálenost 1-1,5 s ohledem na světelné podmínky v laboratoři. Ty mají výrazný vliv na viditelnost jednotlivých fotek, tedy na tzv. kontrastu. Čím vyšší hodnota kontrastu tím, je výraznější přechod mezi bílou a černou, což vede k přesnějšímu měření. Proto bylo během měření využito závěsů a stálých světel. Před každým měřením bylo navíc nutné ověřit defragmentaci paměťové karty a kapacitu baterií, aby nedocházelo k nepozorovanému výpadku blesku.

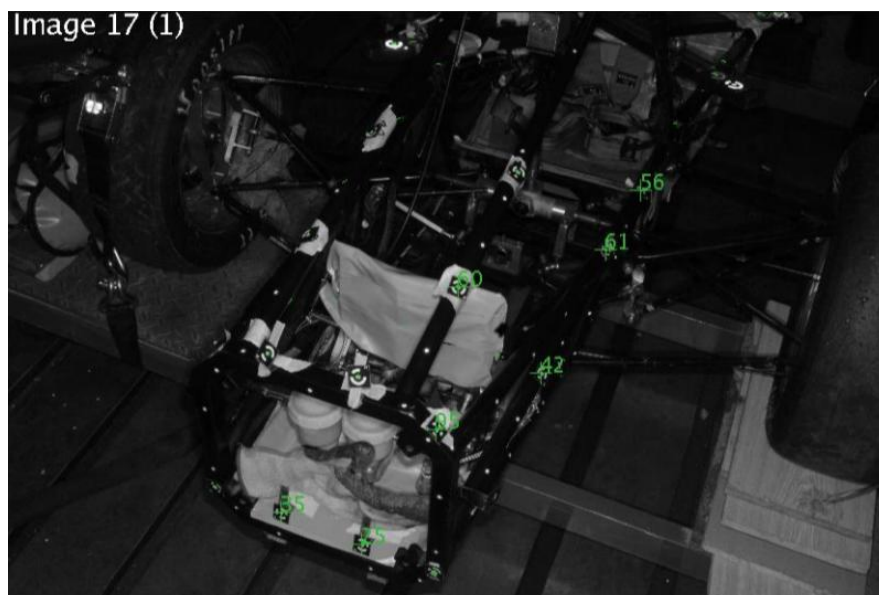
Postup pořizování snímků

Kódované body byly rozmístěny do spojů jednotlivých nosníků. Celkový počet kódovaných bodů v sadě neobsahoval přesný počet 99, ale pouze 81 bodů. Důležité bylo proto rozumné umístění bodů, zejména na prostřední část, z důvodu návaznosti snímků. Větší část kódovaných bodů byla přidána na přední a koncovou část vozidla, protože se jedná o značně členitou konstrukci. Nekódované body byly nalepeny ve vzdálenosti 15 cm po celém rámu, na podlaze zkušebny a některé i na zavěšení s koly. Finálním krokem v přípravě měření bylo rozmístění kalibračních tyčí, které byly postupně zkoušeny ve třech různých pozicích. Výsledná poloha je znázorněna na **Obr. 32** a to uprostřed kokpitu, kde bylo kalibrační nasnímání nejlépe rozpoznatelné.



Obr. 32 Rozmístění kalibračních tyčí

Při snímání vozidla se vycházelo z pravidel používání systému Tritop, viz kapitol 3.3. Prvním krokem bylo vytvoření kalibračních snímků a to z pohledu kolmo na kalibrační tyče ve výšce 2 m. Následovalo focení třech výškových poloh v rozmezí 20 cm od základní výškové polohy 1 m. Průměrný počet snímků na jedno měření dosáhl počtu 140 fotografií. Méně snímků by znamenalo špatnou návaznost, zejména pro přední a prostřední část rámu.

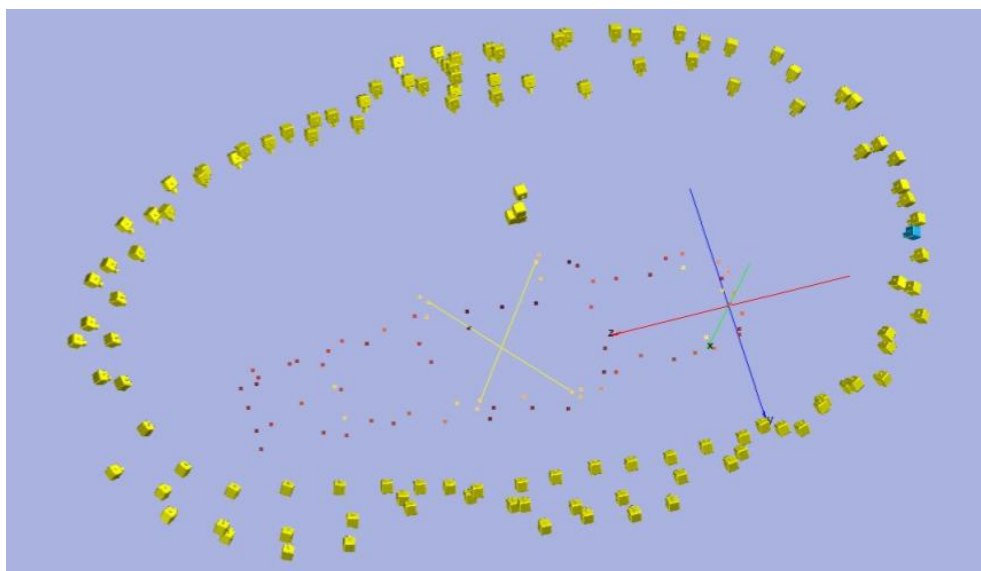


Obr. 33 Pořízený snímek přední části rámu

Pořízené snímky byly následně pomocí PCMCIA karty přeneseny do softwaru GOM Tritop. Příkazem „New project“ a volbou 10 bitového rozhraní, byl vytvořen první referenční stav. Z důvodu velkého množství snímků bylo zpracování a vyhodnocení jednotlivých stavů velmi časově náročné. Proto bylo zapotřebí co nejpreciznější nasnímání, aby výpočet proběhl bez chybové hlášky.

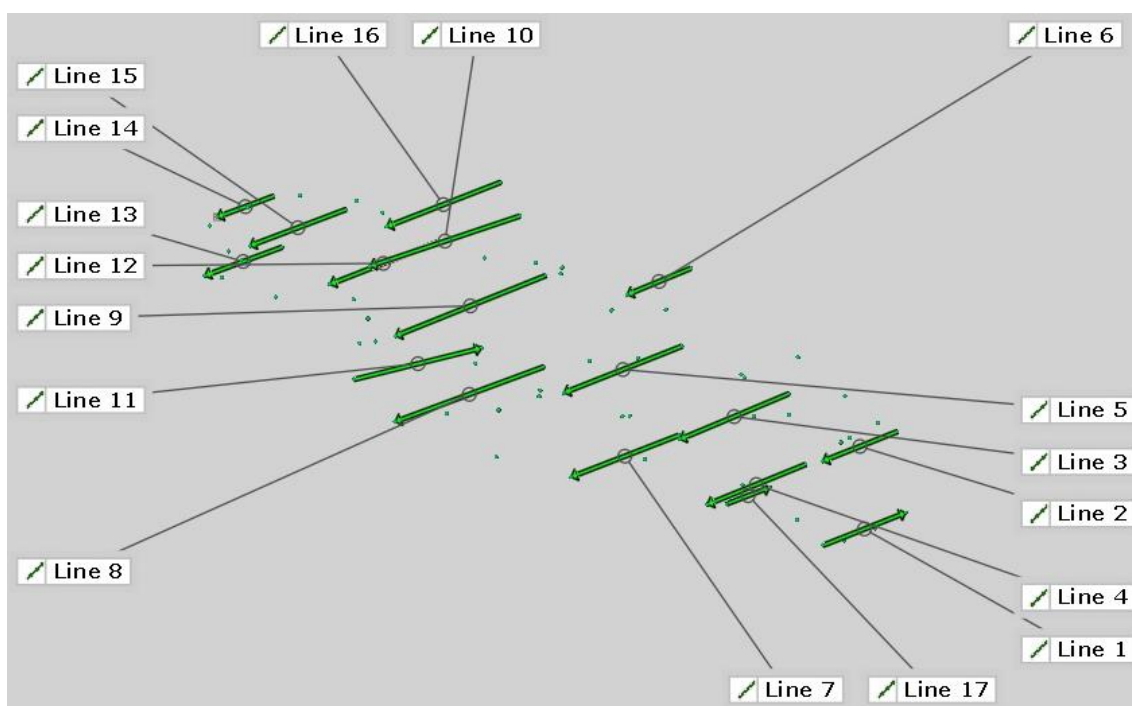


Po správném výpočtu následovala tvorba souřadného systému s označením „3-2-1 transformace“, viz kapitola 3.7. Pro zvolený systém bylo vybráno šest bodů, u kterých při změně jednotlivých stavů dochází k minimálním posuvům. Jako ideální byly body s označením 17, 98, 74, 62, 99, 18 na koncové části rámu. Ostatní vytvořené stavy byly nastaveny jako vedlejší oproti hlavnímu referenčnímu stavu a tudíž nebylo nutné znovu volit nový souřadný systém.



Obr. 34 Vytvořený souřadný systém společně se zobrazením jednotlivých poloh fotoaparátu

Pro výpočet torzní tuhosti je nutné porovnávat jednotlivé oblasti mezi sebou a to ve formě úseček. Proto se důležité body, které tvoří spoje jednotlivých nosníků, propojily příkazem „Point-Point Line“. Popis úseček je zaznamenán v **Obr. 35**.



Obr. 35 Vytvořené úsečky v softwaru GOM Inspect



Celkově byla uskutečněna dvě měření skládajícího se z jednoho počátečního stavu a třech zatížených stavů, z důvodu kontroly pravdivosti výsledků. Výsledné hodnoty bylo nutné z exportovaného souboru převést do Microsoft Excel a upravit pořadí společně s délkou samotných úseček, viz příklad souřadnic pro počáteční a maximálně přetížený stav v **Tab. 6**.

Tab. 6 Souřadnice krajních bodů úseček pro nezatížený a zatížený stav.

Úsečka	Bod	Stav 0 [mm]			Délka	Stav 3 [mm]			Délka
		X	Y	Z		X	Y	Z	
A	75	2388,790	-189,395	-21,707	319,391	2388,850	-192,328	-25,736	319,384
	39	2392,350	129,470	-3,729		2392,140	125,994	0,085	
B	49	2368,830	-188,583	218,565	288,482	2369,090	-197,190	214,516	288,474
	95	2372,210	99,413	234,960		2371,560	90,323	237,917	
C	21	1939,290	-99,985	-61,563	164,263	1939,210	-102,308	-63,296	164,267
	22	1943,610	63,950	-52,122		1943,570	61,398	-50,442	
D	37	1970,710	-211,422	-25,977	381,203	1970,710	-214,546	-30,168	381,145
	83	1974,690	168,965	-1,372		1974,500	165,174	2,535	
E	71	1888,050	-245,603	147,965	428,398	1888,410	-253,293	142,977	428,413
	61	1884,780	181,963	174,451		1884,040	173,631	178,393	
F	19	1598,810	-176,756	465,569	248,516	1599,270	-187,803	462,938	248,538
	33	1600,430	71,200	482,167		1599,540	59,918	483,076	
G	43	1461,670	-259,914	155,931	463,904	1462,070	-265,778	152,222	464,024
	72	1460,440	203,475	177,742		1459,700	197,375	180,538	
H	41	1467,320	-219,210	-99,334	415,040	1467,150	-220,487	-102,423	415,058
	94	1474,540	195,164	-76,975		1474,600	193,533	-74,055	
I	53	1208,230	-243,240	-113,803	473,703	1207,910	-244,238	-116,167	473,735
	84	1258,440	227,439	-95,501		1258,680	226,210	-93,230	
J	10	858,904	-278,783	-110,766	558,806	858,478	-279,262	-112,461	558,844
	91	881,601	278,746	-80,588		881,953	278,085	-79,005	
K	85	871,418	-309,503	152,231	593,362	871,457	-311,089	150,369	592,734
	28	865,585	283,155	180,529		865,732	280,770	182,043	
L	31	753,238	-241,009	419,186	438,751	753,878	-243,287	417,978	438,699
	20	758,684	197,103	442,214		757,902	194,678	443,024	
M	69	615,391	-189,035	-84,182	421,676	615,120	-189,374	-85,076	421,737
	89	699,930	223,747	-67,592		700,189	223,279	-66,561	
N	52	526,916	-211,784	172,808	408,754	527,160	-212,367	172,252	408,796
	73	538,270	195,982	198,848		537,967	195,388	199,326	
O	15	198,891	-186,252	178,002	370,051	198,966	-186,138	178,003	370,032
	24	205,342	183,338	195,295		205,266	183,435	195,323	
P	47	-7,362	-137,720	14,751	294,849	-7,420	-137,733	14,739	294,833
	74	-0,499	156,785	27,238		-0,450	156,751	27,269	
Q	98	-0,254	-108,282	181,316	221,103	-0,208	-108,244	181,291	221,081
	17	-0,359	112,711	188,285		-0,407	112,726	188,306	



4.6 VÝPOČET TORZNÍ TUHOSTI A ZKRUTNÉHO MOMENTU REÁLNÉHO MODELU

Pro výpočet torzní tuhosti bylo použito matematických vztahů popsanych v kapitole 4.1.

4.6.1 VÝPOČET ZKRUTNÉHO MOMENTU

Pro výpočet zkrutného momentu bylo nutné zjištění silových reakcí pod koly společně se vzdáleností mezi jednotlivými nápravami. Následoval výpočet vektoru těžiště podle vztahu (10) a jemu příslušného zkrutného momentu od zadní a přední nápravy. Velikost obou momentů náprav je stejná pouze opačně orientovaná. Tento výpočet je nutné zopakovat pro všechny následující stavy. Výsledný moment je pak dán rozdílem každého zatíženého stavu od počátečního nezatíženého stavu, protože počáteční stav nedosahuje nulového momentu. Určitý moment je vyvozen již pouhým nadzvednutím kola, bez stahovacích pásů.

Zkrutný moment byl počítán v softwaru Mathcad, kde byl vytvořen algoritmus vztahů pro rychlejší operaci s hodnotami. Příklad výpočtu zkrutného momentu, společně s daným přírůstkem pro maximálně přitížený stav 3, je uveden v následující kapitole 4.6.2. Zbylé stavy jsou uvedeny v příloze 1.

4.6.2 PŘÍKLAD VÝPOČTU MOMENTŮ K TĚŽIŠTI PRO 3 STAV

Síly pod jednotlivými koly

$$LP3 := 130\text{kg}\cdot\text{g} \quad PP3 := -55\text{kg}\cdot\text{g} \quad LZ3 := -67\text{kg}\cdot\text{g} \quad PZ3 := 122\text{kg}\cdot\text{g}$$

Vzdálenost reakcí

$$l := 1.6\text{m} \quad \text{rozvor automobilu}$$

$$t := 1.952\text{m} \quad \text{vzdálenost reakcí na rámu}$$

$$r_{LP} := \begin{pmatrix} 1 \\ \frac{t}{2} \\ 0 \end{pmatrix} \quad r_{PP} := \begin{pmatrix} 1 \\ -\frac{t}{2} \\ 0 \end{pmatrix} \quad r_{LZ} := \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{t}{2} \\ 0 \end{pmatrix} \quad r_{PZ} := \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{t}{2} \\ 0 \end{pmatrix}$$

Vektor těžiště

$$r_{T3} := \frac{LP3 \cdot r_{LP} + PP3 \cdot r_{PP} + LZ3 \cdot r_{LZ} + PZ3 \cdot r_{PZ}}{LP3 + PP3 + LZ3 + PZ3} = \begin{pmatrix} 0.923 \\ -0.03 \\ 0 \end{pmatrix} \text{m}$$



Momenty k těžišti:

Od přední nápravy

$$M_{pn3} := LP3 \cdot (r_{LP} - r_{T3}) + PP3 \cdot (r_{PP} - r_{T3}) = \begin{pmatrix} 497.876 \\ 1.793 \times 10^3 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot N \cdot m$$

Od zadní nápravy:

$$M_{zn3} := LZ3 \cdot (r_{LZ} - r_{T3}) + PZ3 \cdot (r_{PZ} - r_{T3}) = \begin{pmatrix} -497.876 \\ -1792.776 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot N \cdot m$$

Momenty pro jednotlivé zatížené stavy:

Stav 0 $M_{y0} = 480.037 \cdot N \cdot m$

Stav 1 $M_{y1} = 920.316 \cdot N \cdot m$

Stav 2 $M_{y2} = 1361 \cdot N \cdot m$

Stav 3 $M_{y3} = 1793.776 \cdot N \cdot m$

Přírůstky momentů jednotlivých zatížených stavů:

Stav 0-0 $Tk0 := M_{y0} - M_{y0} = 0 \cdot N \cdot m$

Stav 1-0 $Tk1 := M_{y1} - M_{y0} = 440.279 \cdot N \cdot m$

Stav 2-0 $Tk2 := M_{y2} - M_{y0} = 880.963 \cdot N \cdot m$

Stav 3-0 $Tk3 := M_{y3} - M_{y0} = 1313.739 \cdot N \cdot m$

Tab. 7 Přírůstky zkrutných momentů

Stav	M_y [Nm]	T_k [Nm]
0	480,037	0
1	920,316	440,279
2	1361,011	880,963
3	1793,766	1313,74



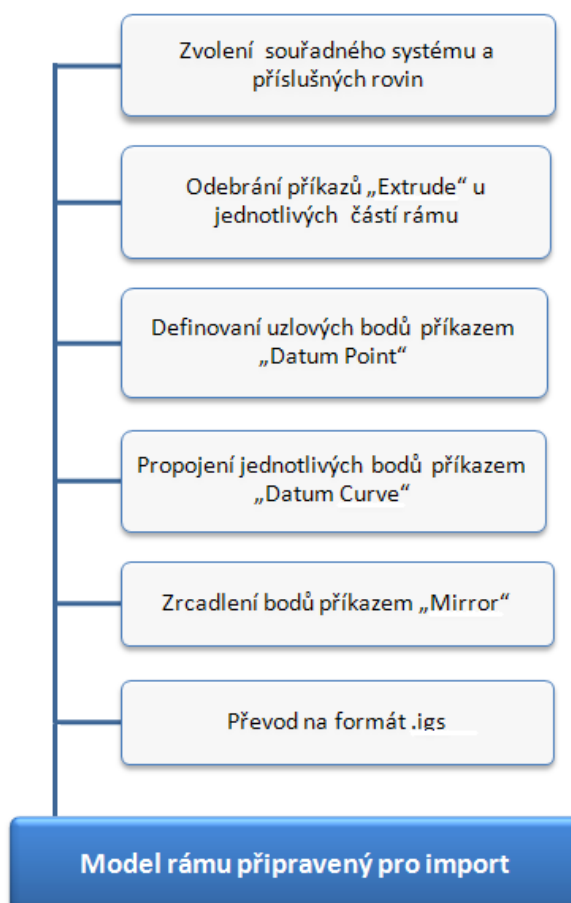
5 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Při tvorbě výpočtového modelu byl aplikován CAD soubor sestavy formule Dragon 2, dodaný Ústavem automobilního inženýrství FSI VUT v Brně.

5.1 VYTVOŘENÍ GEOMETRIE RÁMU V SOFTWARE CREO 2

Pro bezproblémovou importaci CAD souboru a vytvoření geometrie rámu byl vybrán software Creo 2. Importovaný model rámu je tvořený pouze tažením jednotlivých částí pomocí příkazu „sweep“. Je to metoda složitější a časově náročnější oproti speciální aplikaci, kterou obsahuje software Creo 2 pod názvem framework. Jedná se o moderní nadstavbu programu přímo určenou pro tvorbu jednotlivých trubek. Sestava modelu obsahuje veškeré součásti, proto je pro potřeby měření nutné zachovat pouze rám, zavěšení a úchytné prvky, zbytek se z důvodu zjednodušení odebere.

Vhodné je již zpočátku práce vytvoření vhodného postupu a z něj vycházet. Dobře zvolený algoritmus umožní snadné změny v úpravách na hotové geometrii s minimem zásahů, viz **Obr. 36**.

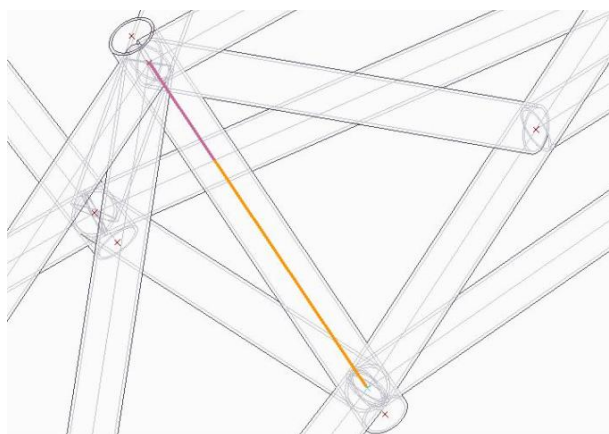


Obr. 36 Algoritmus vytváření modelu rámu v softwaru Creo 2

Po zvolení souřadného systému je třeba jednotlivé části modelu rozebrat a přes příkaz „Edit definition“ postupně odebrat různá zalomení, zkosení a protažení. Tyto úpravy jsou ve

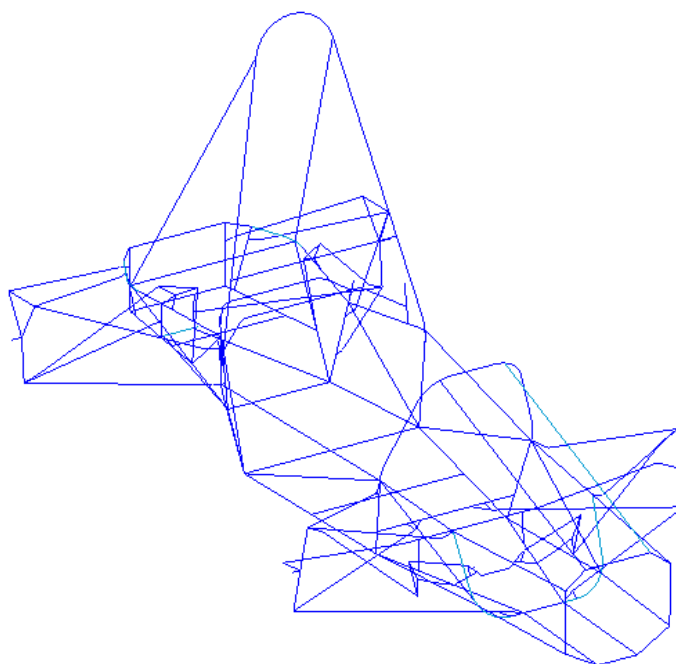


výsledném modelu nežádoucí, jelikož při definování jednotlivých bodů výrazně zkresluje celkový tvar modelu. Pro definování uzlových bodů se využívá příkazu „datum point“, jedná se o středové body kruhových nebo čtvercových profilů **Obr. 37**. Následuje propojení těchto bodů příkazem „Datum curve“ ať už přímkou nebo křivkou. Nutné je definování bodů i u součástí, jako jsou nápravy, tlumiče a prvky řízení. Jedná se o tzv. vytvoření náhrad, které při výpočtu zamezují odpružení a pohybu těhlic přední a zadní nápravy. Výsledkem je věrnější simulace při všech zátěžných stavech rámu.



Obr. 37 Definování uzlových bodů a jejich propojení

Abychom nemuseli definovat všechny body v celém modelu, je výhodné použít příkazu „Mirror“, kterým zrcadlíme osy podle středové roviny. Finální úpravou je uložení modelu ve formátu „IGS“ s parametry zobrazení pouze bodů a křivek, jedná se formát vhodný pro bezproblémovou importaci v softwarech využívající metodu konečných prvků (dále jen MKP). Tímto je model hotový, viz **Obr. 38** a připravený na import do softwaru Ansys 13.

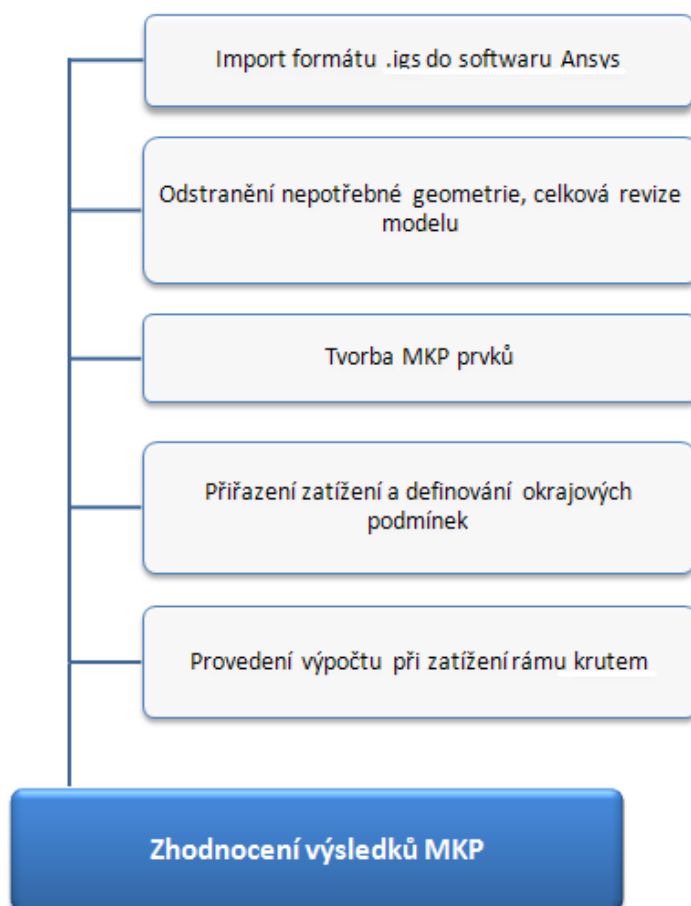


Obr. 38 Drátěný model rámu ve formátu.igs v softwaru Creo 2



5.2 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU MKP SOFTWARE

Pro určení výpočtu torzní tuhosti byl vybrán software Ansys 13. Jedná se o nelineární program, který zahrnuje strukturální, termodynamické, elektromagnetické a elektrostatické analýzy. Ty lze provádět jednotlivě, ale i společně, ve formě jedné analýzy. Zahrnuje nejen kontrolní výpočty, ale i optimalizační a výpočty spolehlivosti [9]. Stejně jako v případě modelování v Creo 2 je i zde vhodné, si vytvořit algoritmus, viz **Obr. 39**.



Obr. 39 Postup vytváření výsledků výpočtu v softwaru Ansys 13

5.2.1 ÚPRAVA IMPORTOVANÉ GEOMETRIE

V softwaru Ansys 13 je nejdříve nutné zkontrolovat a následně upravit celkovou geometrii modelu. Při importu byla přenesena i geometrie, která je nevyhovující pro vytvoření sítě, například osy nebo pomocné křivky. Ty je zapotřebí odstranit. Následuje kontrola uzlových bodů, zda se všechny trajektorie stýkají v daných bodech a zda nejsou některé body či trajektorie zdvojené. Příkazem „Merge“ můžeme překrývající se body nahradit pouze jedním bodem. Tato úprava je velmi důležitá, protože špatná trajektorie by znamenala chybný výpočet, případně selhání celého výpočtu.



Dalším důležitým nástrojem pro úpravu geometrie je prvek „Glue“ a „Overlap“. Slouží pro napojení přímé trajektorie na trajektorii tvořenou rádiusy, kdy dojde k rozčlenění na menší části a k jejich propojení. Důvodem je skutečnost, že importovaný model v některých místech vykazuje špatné spojení, které je patrné jen při velkém přiblížení. Výsledkem je dokonale propojený model připravený na tvorbu sítě.

5.2.2 VOLBA VÝPOČTOVÉHO MODELU MKP

Při tvorbě výpočtového modelu je zapotřebí zvolení příslušné výpočtové metody. Vhodným zvolením získáme přesnější výsledky, například pro napjatost ve svarech jednotlivých částí rámu, či snížení náročnosti na čas a hardware.

Možné varianty pro tvorbu výpočtového modelu:

- *Objemová metoda (prvek SOLID)* – jedná se o věrnou reprezentaci průřezů v jednotlivých místech modelu, není nutné dávat elementy do střednicových ploch. Metoda je vhodná pro přesné výsledky napjatosti v místech svaru [10]. Pro správný výpočet je nutné dělení prvku po tloušťce, minimálně na tři vrstvy, což vede na velmi složité a časově náročné výpočty.
- *Metoda ploch (prvek SHELL)* – model je tvořen plochami, které jsou pokryty elementy o dané tloušťce. Metoda se využívá u tenkostěnných profilů a poskytuje přesné výsledky ve stěnách a spojích, ale pouze v určité vzdálenosti od svaru [10]. Výhodou je menší časová náročnost.
- *Prutová metoda (prvek BEAM)* – poslední metoda je reprezentována pouze křivkami, které jsou rozděleny elementy. Každé křivce je nadefinován příslušný průřez a vlastnosti materiálu. Prutová metoda představuje rychlý a nenáročný výpočet pro zjištění torzní tuhosti, nevýhodou je pak nepřesnost výpočtu napětí ve spojích [10]. Pro jednoduché analýzy torzní tuhosti je dostačující, pro náročnější je nutné zvolit jinou metodu z výše uvedených.

Pro výpočet torzní tuhosti rámu byla zvolena prutová metoda tvořená pouze střednicemi, jako nejméně náročná metoda z hlediska času a hardware.

5.2.3 VOLBA PRVKU VÝPOČTOVÉHO MODLU MKP A TVORBA SÍTĚ

Pro vytvoření sítě je nutné definovat jednotlivé typy elementu pro příslušné části rámu v záložce „Element Type“. Je nutné zvážit jaký prvek použít pro tvorbu sítě, jelikož nevhodně zvolený prvek, znamená vyšší časovou náročnost nebo chybu ve výpočtu. Proto byly zvoleny prvky Beam 189 a Link 180, které přesně splňují požadavky pro daný výpočet.

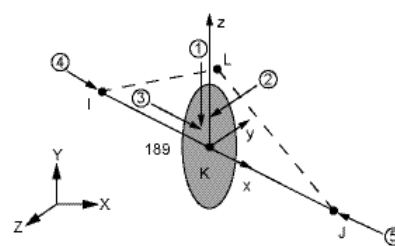


Prvek BEAM 189

Prvek se využívá pro analýzu tenkostěnných až silnostěnných prutových konstrukcí **Obr. 40**. Vychází z prutové teorie podle Timošenka, která zahrnuje smykovou deformaci a poskytuje tedy neomezené možnosti deformací daného průřezu. Základem je kvadratický nosník tvořený třemi uzly se šesti stupni volnosti v každém z nich. K posuvu dochází ve směru X, Y a Z, rotace je pak kolem každé osy. Hlavní charakteristikou vlastností tohoto prvku je možnost přiřazení předdefinovaných nebo zvolených průřezů [13]. V našem případě je vhodný pro aplikaci na čtvercové, kruhové a jiné průřezy s různou velikostí. Proto jej použijeme na celou konstrukci rámu.

Materiálové vlastnosti oceli pro prvek Beam 189:

- Materiál: *Stukturní – lineární – elastický – izotropní*
- Volba parametru *EX*: $2,1 \cdot 10^5$ MPa
- Poissonovo číslo *NX*: 0,3
- Hustota : $7,83 \cdot 10^{-6}$ kg/mm³



Obr. 40 Prvek BEAM 189 [14]

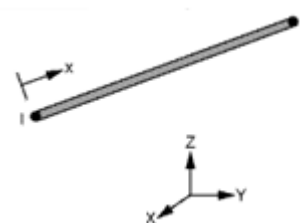
Prvek LINK 180

Prvek se využívá v mnoha technických aplikacích, jako prutový prvek **Obr. 41**. Zejména pro modelování podpěr, kabelů, pružin a jiných tenkých modelů. Napětí se přenáší pouze v jedné ose, přičemž v každém uzlu jsou tři stupně volnosti. K posuvům dochází ve směru osy X, Y a Z. Charakteristickou vlastností je přítomnost sférické vazby, která je umístěna na konci a tím zamezuje tvoření ohybu [14].

Z důvodu vlastností výše uvedených je vhodné aplikovat tento prvek na náhrady zavěšení, tlumičů a prvků řízení. Aby byly náhrady dokonale tuhé a nedocházelo ke zkreslení výpočtu, jejich deformací, volíme modul pružnosti několikanásobně větší, než jaký předepisuje modul pružnosti v tahu pro běžnou ocel.

Materiálové vlastnosti oceli pro prvek Link 180:

- Materiál: *Stukturní – lineární – elastický – izotropní*
- Youngův modul pružnosti *EX* pro ocel: $2,1 \cdot 10^{11}$ MPa
- Poissonovo číslo *NX*: 0,3
- Příčný průřez *AREA*: 63,6 mm²
- Napětí v počátku *ISTRN*: 0 MPa
- Hustota : $7,83 \cdot 10^{-6}$ kg/mm³

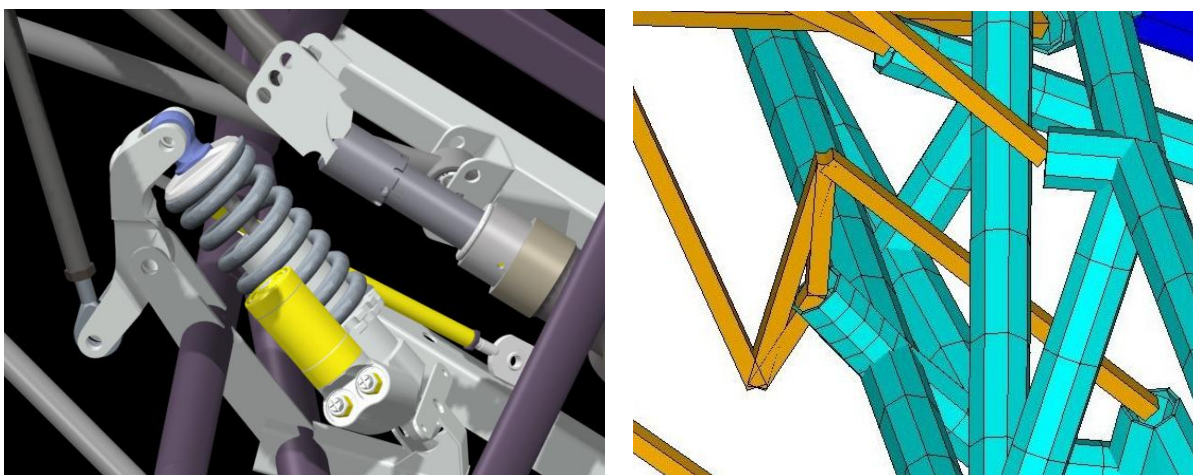


Obr. 41 Prvek Link 180 [14]

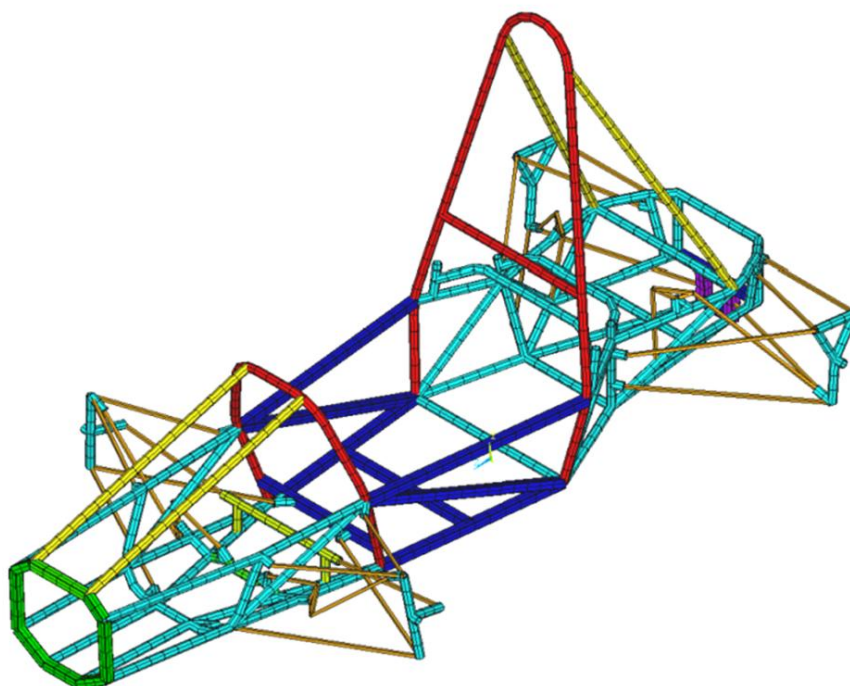
Po zvolení příslušných prvků, následuje vytvoření sítě příkazem „MeshTool“.



Postup je následující. Na geometrii rámu je vkládána pouze síť tvořena prvkem Beam 189 s modelem pružnosti $2,1 \cdot 10^5$. Pro patřičné části rámu je nutné přiřadit adekvátní průřezové charakteristiky. Naměřené průřezové hodnoty jsou zaznamenány v **Tab. 8** společně s barevným provedením jednotlivých profilů na **Obr. 43**. Prvek Beam 189 je dále aplikován na úchyty zavěšení a na těhlice kol s modelem pružnosti $2,1 \cdot 10^{11}$. Důležité pro přesnost je četnost elementů v jednotlivých částech. Například pro delší rovné tvary není třeba tolik elementů jako pro tvary tvořené rádiusy nebo menším rozměrem. Na náhrady tlumičů a zavěšení je pak použit prvek Link 180, model pružnosti je pro všechny náhrady $2,1 \cdot 10^{11}$.



Obr. 42 Porovnání modelu s vytvořenými náhradami zavěšení a tlumičů. Vlevo model Creo2, vpravo model Ansys 13, hnědá barva znázorňuje příslušné náhrady



Obr. 43 Výpočtový model rámu se zobrazením volených průřezů



Tab. 8 Parametry rámu

Profil	Rozměry [mm]	Barva	Prvek
	Ø25x2,5	Red	Beam 189
	Ø25x2	Yellow	
	Ø25x1,5	Cyan	
	25x25x1,5	Dark Blue	
	25x25x2	Purple	
	25x25x2	Green	Link 180
-	Orange		

5.3 ANALÝZA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Model se všemi prvky je nutné podrobit statické analýze, při které je model umístěn v prostoru pomocí vazeb a souřadného systému. Ten je již předefinován při samotném importu. Rozmístěný jednotlivých os je následující: Osa X směřuje do stran, osa Y směřuje vzhůru a osa Z prochází podélně délkou rámu, viz **Obr. 45**.

Následně je nutné zamezení pohybu rámu. Omezení každého bodu je možné maximálně šesti stupni volnosti a to třemi posuvy v osách X, Y, Z a třemi rotacemi kolem zmíněných os. V tomto případě se aplikují statické vazby přímo na bod, v jiných případech lze použít tyto vazby na elementy či přímky.

5.3.1 ZATÍŽENÍ KRUTEM

Zatížení krutem je nebezpečnější než zatížení ohybem, proto je většina analýz a měření zaměřena právě na tento druh namáhání. Dojde k odhalení slabých míst, která jsou mnohem náchylnější na zatížení.

Aby se model co nejvíce podobal reálnému vozidlu je zapotřebí upravit jeho váhu. Pomocí přidavných sil, viz **Obr. 44** je vytvořen velmi blízký model reálného vozidla. Zejména přidáním sil na těhlice kol simulující váhu jednotlivých kol. Ostatní menší síly nahrazují komponenty vozidla, které nebyly odmontovány na reálném vozidle, jako je například palivová nádrž, hliníkové plechy v kokpitu vozidla a pedály s příslušenstvím. Zátěžná síla o hodnotě 1300 N je aplikována v kladném směru osy Y na těhlici levého předního kola. Tato hodnota odpovídá přesné hodnotě reakce na levém předním kole u reálného vozidla. U zbylých kol je zamezen pohyb v daných směrech pomocí statických vazeb. Špatně zvolené vazby pak znamenají zkreslení výsledku či přerušení výpočtu. Konkrétní okrajové podmínky jsou uvedeny **Tab. 9**. V neposlední řadě je nutné aplikovat gravitační sílu „Inertia“ a to hodnotu $9,81 \text{ m/s}^2$ ve směru Y.

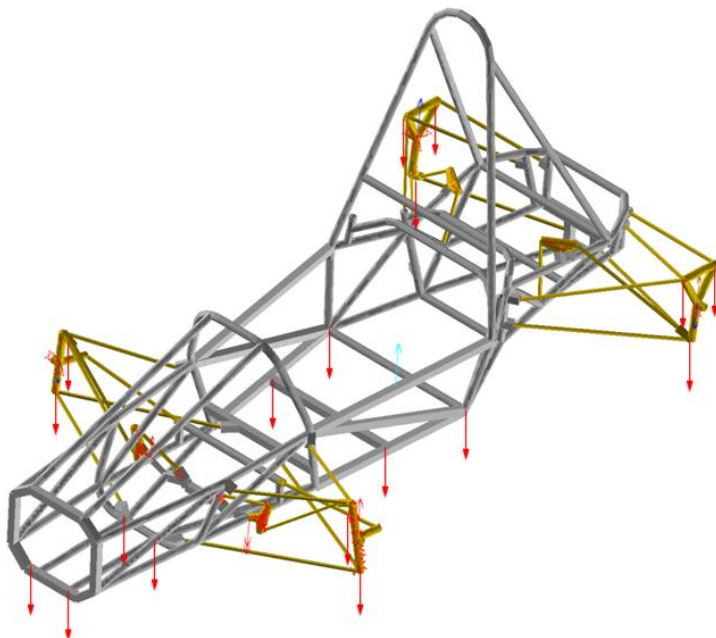
Tab. 9 Okrajové podmínky

Náprava	Kolo	Posuv U_x	Posuv U_y	Posuv U_z	Síla F_y [N]
Přední	Levé	✓	✓	✓	1300
	Pravé	✗	✗	✓	-
Zadní	Levé	✓	✗	✓	-
	Pravé	✗	✗	✗	-

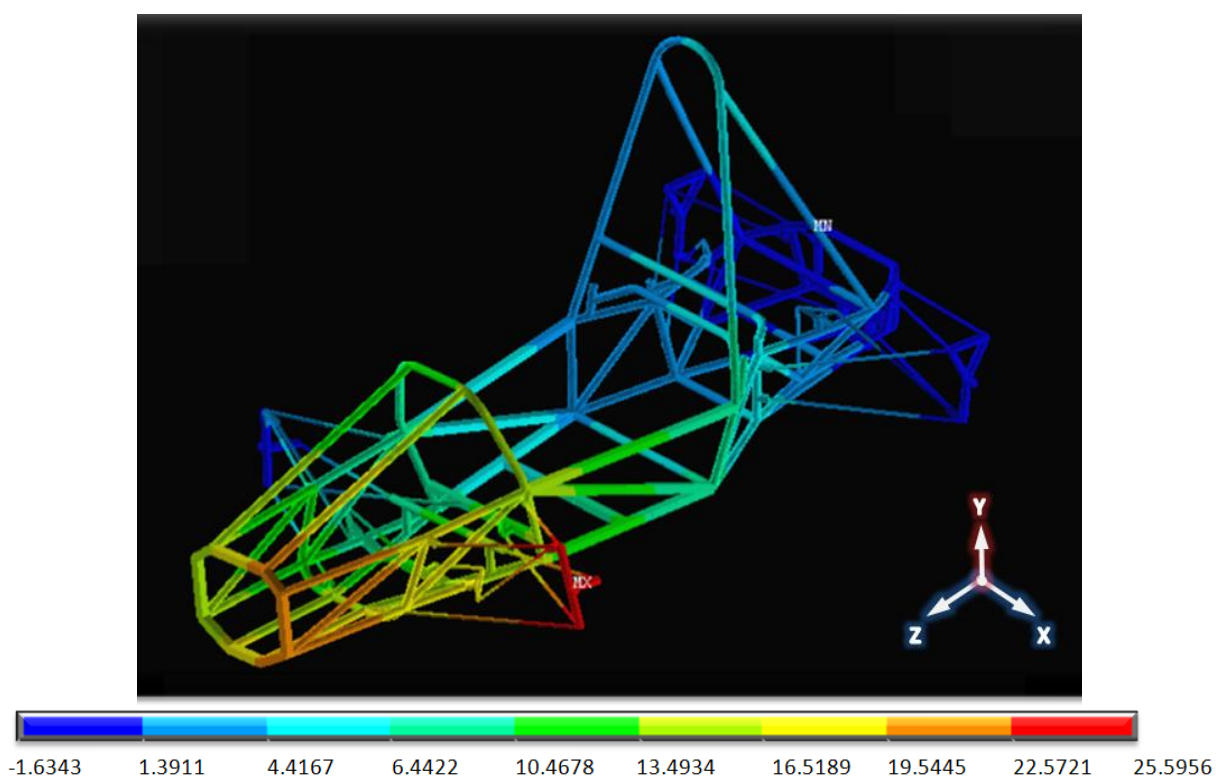
Legenda Tab. 9.: ✓ - Není odebrán stupeň volnosti, posuv ve směru.
✗ - Je odebrán stupeň volnosti, posuv je zamezen.



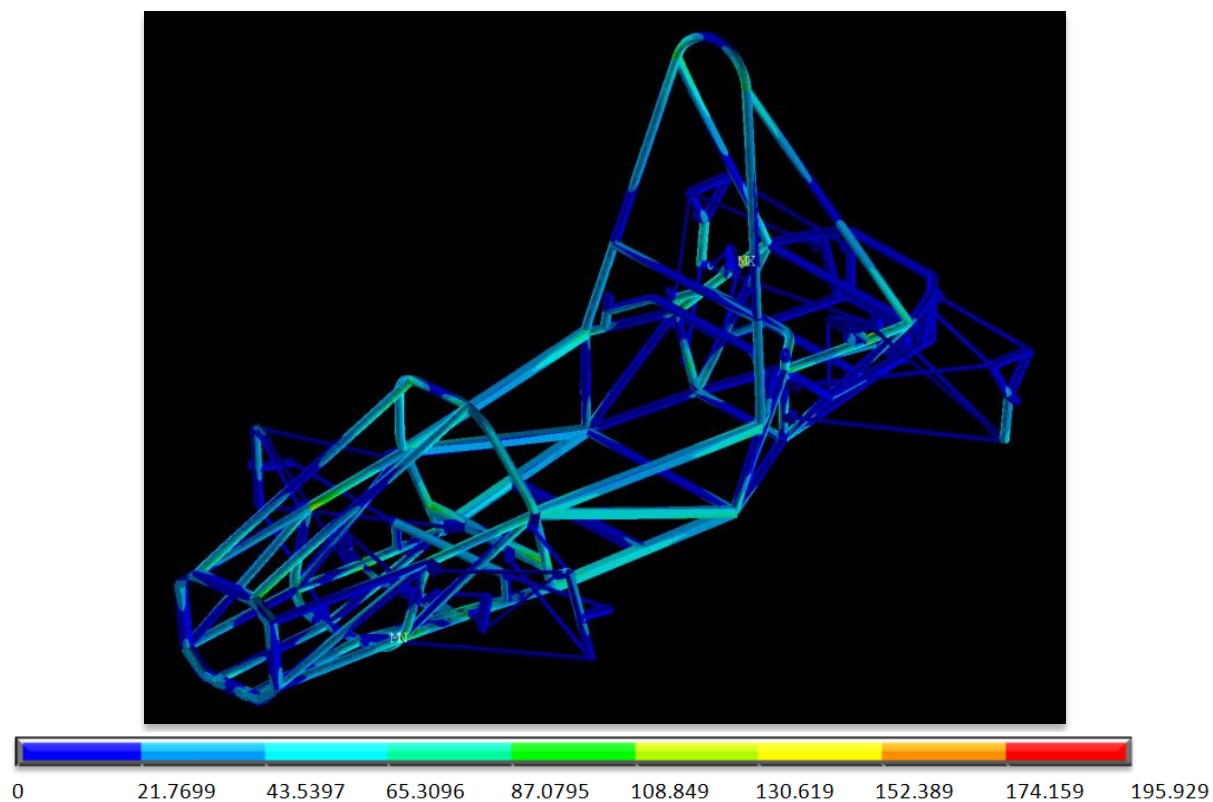
Finálním krokem je vykreslení výsledků, příkazem „Plot Result“, viz **Obr. 45**. Spodní lišta znázorňuje nejmenší a největší posuv podle hodnot a barev pro maximální nadzvednutí levého předního kola. Pro samotný rám jsou použitelné hodnoty v rozsahu -1.6343 až 19.845.



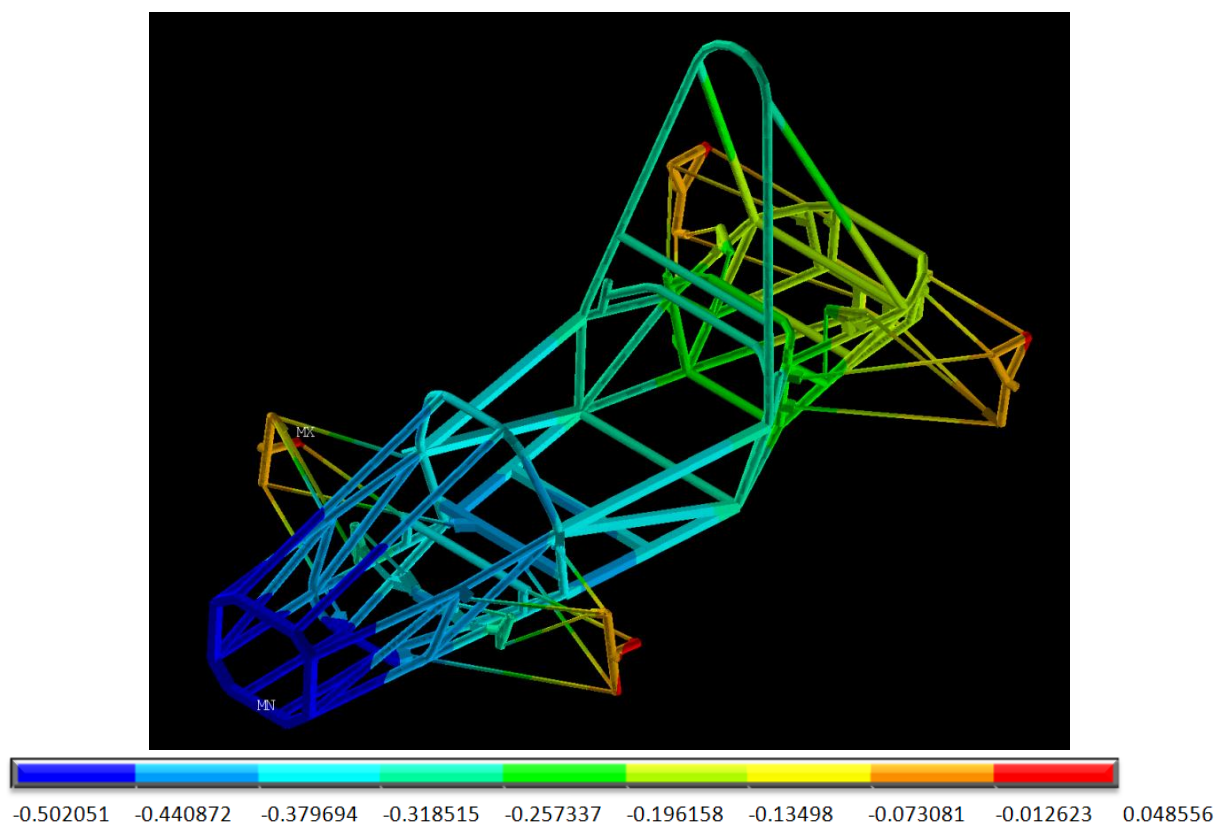
Obr. 44 Přidané síly na rámu a zavěšení



Obr. 45 Posuv UY při maximálním nadzvednutí levého předního kola při stavu 3



Obr. 46 Koncentrace napětí v kritických částech rámu při nadzvednutí kola

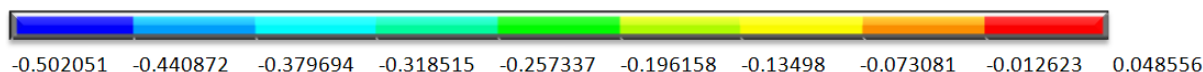


Obr. 47 Posuv UY v počátečním stavu vlivem gravitační síly při stavu 0

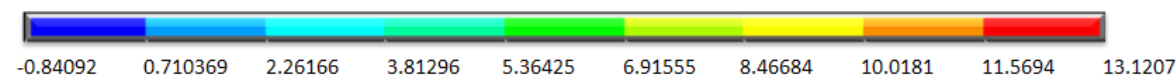


Jelikož software Ansys počítá posuvy jednotlivých bodů pouze od nezatíženého stavu, bylo nutné vytvoření samostatného počátečního stavu s označením Stav 0, kde byla zohledněna deformace vlivem gravitační síly, viz **Obr. 47**. Místo působící síly na levé přední kolo byla aplikována statická vazba pro směr Y. Výsledkem bylo zjištění všech reakcí pod jednotlivými koly, viz **Tab. 10**. S grafického vykreslení je patrný posun pro přední část a to až o 0,5 mm. Bez zohlednění gravitační síly v počátečním stavu, by výsledná torzní tuhost dosahovala výrazně odlišných hodnot.

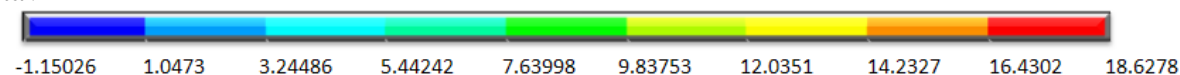
Stav 0



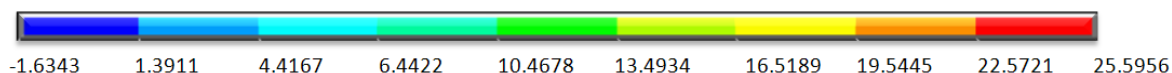
Stav 1



Stav 2



Stav 3



Obr. 48 Znáznornění posuvů pro všechny měřené stavy

Pro měření torzní tuhosti byla provedena i pevnostní analýza, která posloužila pro experimentální měření jako kontrolní hodnota pro stanovení maximální síly na rám, kdy nedojde k plastické deformaci, viz **Obr. 46**. Zejména pro oblast spojů mezi zavěšením a rámem. Podle maximální hodnoty 195.929 MPa byla síla 1300 N ponechána jako bezpečná i pro experimentální měření.

V závislosti na měření pomocí statických rámců, byla stanovena síly na levém předním kole, simulující stav 1 a stav 2 pro výpočtový model.

Tab. 10 Reakce pod jednotlivými koly

Stav	Síla [N]	LP [N]	PP [N]	LZ [N]	PZ [N]	Celkem [N]
0	0	374,14	374,13	264,02	263,94	1276,23
1	850	850	-101,88	-241,54	769,49	1276,07
2	1080	1080	-331,95	-485,90	1013,80	1276,00
3	1300	1300	-552,02	-719,63	1247,6	1275,95

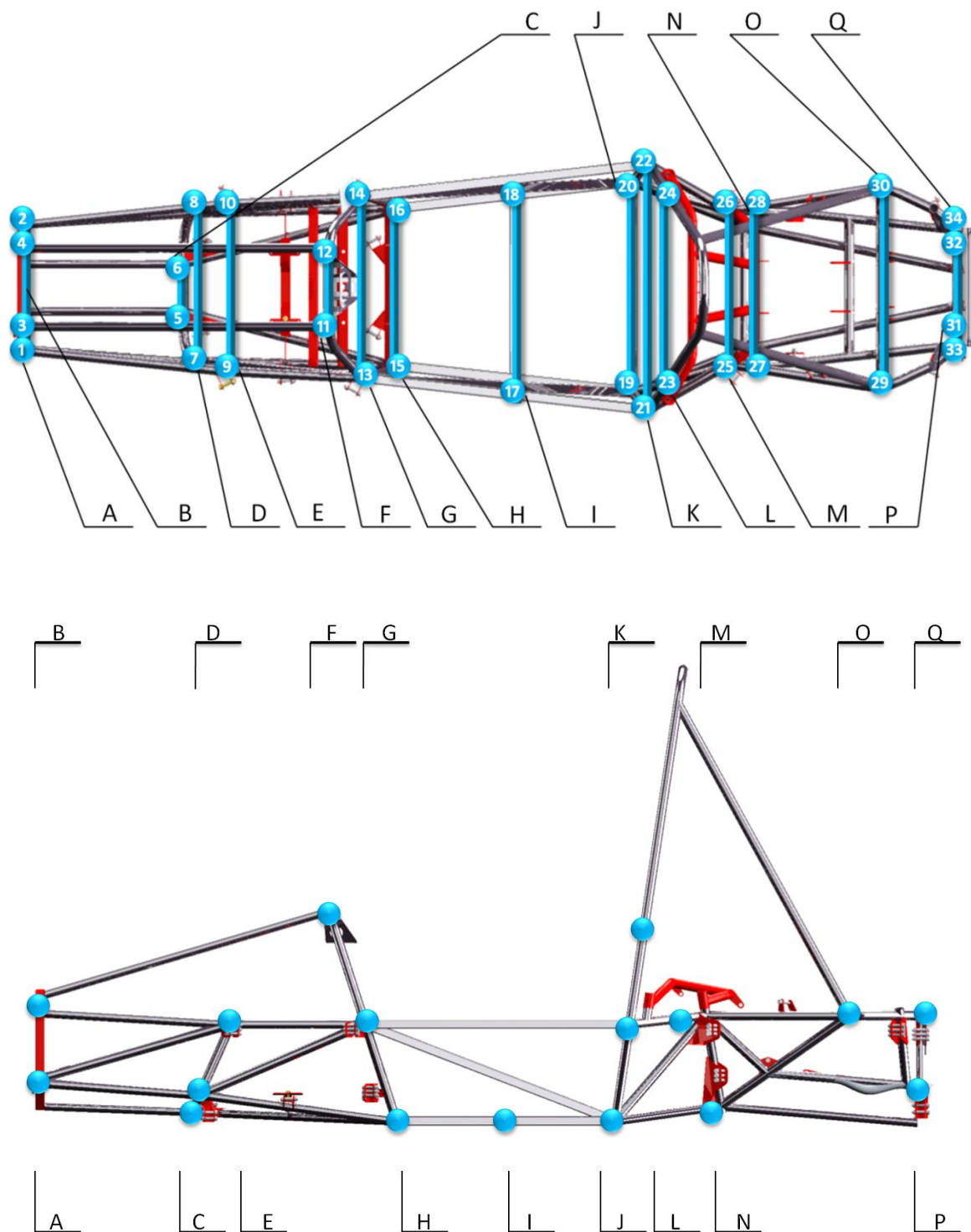
Postup výpočtu momentů byl obdobný, jako v případě reálného modelu, viz kapitola 4.6.2.

Tab. 11 Přírůstky zátěžných momentů

Stav	M_y [Nm]	Tk [Nm]
0	0,025	0
1	567,271	567,246
2	842,184	842,159
3	1104,210	1104,185



Stejně jako v případě reálného vozidla měřeného systémem Tritop, bylo i zde nutné vytvoření konkrétních úseček spojující důležité body na rámu. Poloha bodů byla již předem stanovena z experimentálního měření. Přesto bylo důležité přesné lokalizování daného bodu v softwaru Ansys, aby se co nejvíce shodoval s reálným vozidlem.



Obr. 49 Rám při pohledu shora a z boku s označením dané úsečky



Tab. 12 Souřadnice krajních bodů úseček pro nezatížený a zatížený stav výpočtového modelu

Úsek	Bod	Stav 0 [mm]			Délka	Stav 3 [mm]			Délka
		X	Y	Z		x	y	z	
A	125	1537,511	-160,127	165,007	319,99	1537,748	-156,494	179,311	320,07
	11	1537,529	159,865	165,007		1536,695	163,498	186,572	
B	3761	1547,326	-129,117	378,443	257,97	1545,999	-130,144	393,509	258,04
	3839	1547,340	128,854	378,443		1544,647	127,826	399,402	
C	242	1140,006	-60,108	89,543	120,00	1140,431	-56,482	103,137	120,02
	293	1140,013	59,891	89,543		1140,203	63,518	105,441	
D	231	1119,897	-187,082	134,595	373,94	1120,396	-184,443	145,527	374,02
	274	1119,918	186,867	134,595		1119,313	189,506	152,834	
E	2	1035,021	-211,890	324,625	423,57	1034,503	-214,029	334,501	423,65
	10	1035,044	211,684	324,625		1032,407	209,545	342,559	
F	1783	771,788	-99,086	629,667	197,99	768,534	-105,364	640,074	198,02
	1817	771,800	98,911	629,667		767,008	92,633	642,846	
G	575	673,623	-230,003	324,656	459,84	673,141	-231,685	332,330	459,89
	616	673,649	229,838	324,656		670,978	228,157	338,994	
H	574	589,998	-200,098	64,653	400,04	590,879	-197,419	72,386	400,07
	620	590,021	199,942	64,653		590,155	202,621	77,593	
I	2324	413,324	-219,840	64,646	438,04	414,233	-217,612	71,309	438,07
	2340	429,410	217,909	64,645		429,518	220,170	75,975	
J	880	-0,007	-266,044	64,730	532,00	0,906	-264,319	68,583	532,01
	879	0,023	265,955	64,730		0,125	267,681	72,087	
K	1088	-38,968	-310,062	324,733	620,04	-39,719	-309,399	328,164	620,05
	1084	-38,933	309,977	324,732		-41,336	310,640	331,886	
L	2084	-80,155	-251,986	599,737	503,89	-82,610	-252,638	603,202	503,90
	2130	-80,127	251,907	599,737		-85,237	251,255	606,194	
M	936	-121,716	-218,468	81,900	429,42	-120,979	-216,999	85,174	429,42
	908	-141,977	210,465	84,761		-141,985	211,883	90,524	
N	1265	-300,587	-203,051	347,802	408,00	-301,627	-202,718	350,012	408,06
	1234	-311,894	204,801	347,806		-314,376	205,142	351,865	
O	1121	-630,443	-250,008	347,874	499,99	-631,460	-249,958	347,762	500,00
	1120	-630,415	249,990	347,873		-632,921	250,040	349,083	
P	1380	-823,979	-144,998	159,895	290,00	-823,891	-145,120	158,524	290,00
	1313	-823,963	145,002	159,895		-824,559	144,880	159,262	
Q	1161	-823,937	-144,998	347,895	290,00	-825,282	-145,546	346,524	290,00
	1213	-823,921	145,002	347,895		-826,099	144,454	347,261	

Obdobně jako v případě experimentálního měření, byla vyexportována data z příslušného softwaru. Textový soubor obsahoval pouze souřadnice „nodů“ pro základní, nezatížený stav. Silové působení bylo zaznamenáno ve formě posuvů jednotlivých bodů. Proto, aby se dali jednotlivé souřadnice porovnat, bylo nutné přičíst ke všem stavům hodnotu posuvu. Výsledné souřadnice byly importovány do konkrétního algoritmu v softwaru Excel, pro výpočet celkové torzní tuhosti.



6 ANALÝZA MĚŘENÝCH STAVŮ

Pro výpočet bylo použito softwaru Microsoft Excel, kde byl vytvořen speciální algoritmus na rychlou operaci s výsledky pro všechny zatížené stavy. Celkový postup vychází z výpočtových vztahů použitých v kapitole 4.1.

Prvním krokem bylo importování souřadnic jednotlivých bodů z MKP a ze softwaru Tritopu. Důležitou podmínkou je, aby byl souřadný systém stejný pro oba typy měření, tudíž se muselo změnit označení některých os. V případě, že byl směr osy opačný, byly všechny souřadnice příslušné osy vynásobeny hodnotou -1. Následoval výpočet polohového vektoru pro každou úsečku, tvořenou dvěma krajními body a výpočet délky jednotlivých úseček.

Dále byl vypočítán úhel vyjadřující natočení úsečky vzhledem k počátku souřadného systému, podle vztahu (18). Poté byla vyjádřena změna těchto úhlů mezi úhlem jedné úsečky a každou následující úsečkou na rámu. Konkrétní změna úhlu daných přímek byla porovnána pro příslušné kombinace stavů, a to v pořadí 0-1, 0-2 a 0-3.

Pro zjištění potřebných parametrů ve všech místech rámu a pro přehlednější rozpoznání, bylo třeba vytvořit speciální matici 17×17 . Matice vyjadřuje všechny úsečky procházející rámem po celé jeho délce s označením A až Q. Jednotlivé úsečky se dají navzájem porovnávat mezi sebou.

Maticový zápis byl použit pro výpočet úhlu natočení, úhlu zkroucení, torzní tuhosti, torzní tuhosti na jednotku délky a pro vzdálenost středů všech přímek. Jednotlivé tabulky s označením **Tab. 13** až **Tab. 16** jsou barevně odlišeny. Výjimku tvoří **Tab. 17** se speciálním zbarvením, vyjadřující odchylku torzní tuhosti mezi výpočtovým modelem MKP a reálným model snímaným Tritopem. Obdobně byla vytvořena i odchylka pro torzní tuhost na jednotku délky. Navíc zde bylo využito zbarvení jednotlivých polí. Barevná škála značí vážnost chyby, čím větší chyba nastala, tím tmavší pole je zobrazeno. Malá chyba je značena žlutou barvou, velká chyba tmavě červenou barvou.

Z barevného provedení v **Tab. 17** vyjadřující poměr torzních tuhostí je patrné výrazné červené zbarvení v koncové části rámu na úseku L-Q. Rozdílnost je způsobena zejména odlišnou volbou souřadného systému a polohou jednotlivých úseček, které jsou si navzájem blízko. Pro přední a prostřední části jsou patrné odlišnosti v úseku A-B, E-D a H-G. Jedná se o úsečky, kterou jsou podle **Obr. 49** uloženy s velmi podobnou souřadnicí Z, tj. nad sebou. Toto umístění způsobuje nepřesné nasnímání systémem Tritop, v jiném případě je chyba způsobena konstrukční přesností viz **Obr. 50**. Další výrazná chyba je v úseku I-H, která je pravděpodobně způsobena odlišnou konstrukcí kokpitu, kdy je reálný model doplněn o hliníkové oplechování, které vytváří odolnější strukturu proti zkroucení příslušných trubek. Více je tato chyba popsána v kapitole 6.1.

Při porovnání maximálních a minimálních odlišností u torzní tuhosti na jednotku délky je patrná větší rozdílnost než v případě samotné torzní tuhosti, kde je uvažována i diagonální část. Důvodem odlišností je poloha krajních bodů dané úsečky, které byly nepřesně voleny pro oba typy měření. Tato volba má za následek nestejně dlouhé úsečky. Další možným důvodem je opět konstrukční přesnost a stav reálného vozidla.

Maticový zápis hodnot torzní tuhosti, úhlu natočení, úhlu zkroucení, torzní tuhosti na jednotku délky a porovnání odchylek mezi oběma typy měření, pro stav 1 a stav 2 je uveden v příloze 1.



Tab.13 Úhel natočení pro stav 3. Reálný model (nahore), výpočtový model (dole)

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
A	4,637494	-0,01562	0,147933	-0,28502	-0,10469	-0,01004	1,13893	0,717763	1,846187	1,202278	1,574168	1,364473	2,068472	0,838761	1,954297	2,20095	2,819171
B		4,653113	0,163552	-0,2694	-0,08907	0,005581	1,154549	0,733381	1,861806	1,217897	1,589787	1,380092	2,084091	0,85438	1,969916	2,216569	2,83479
C			4,489561	-0,43295	-0,25262	-0,15797	0,990997	0,569829	1,698254	1,054345	1,426235	1,21654	1,920539	0,690828	1,806364	2,053017	2,671238
D				4,922513	0,18033	0,274981	1,423949	1,002781	2,131206	1,487297	1,859187	1,649492	2,353491	1,12378	2,239315	2,485968	3,104189
E					4,742183	0,094651	1,243619	0,822451	1,950876	1,306967	1,678857	1,469162	2,173161	0,94345	2,058985	2,305638	2,923859
F						4,647532	1,148968	0,7278	1,856225	1,212316	1,584206	1,37451	2,07851	0,848799	1,964334	2,210987	2,829208
G							3,498564	-0,42117	0,707257	0,063348	0,435238	0,225543	0,929542	-0,30017	0,815367	1,06202	1,680241
H								3,919732	1,128425	0,484516	0,856406	0,64671	1,35071	0,120999	1,236534	1,483187	2,101408
I									2,791307	-0,64391	-0,27202	-0,48171	0,222285	-1,00743	0,10811	0,354763	0,972984
J										3,435216	0,37189	0,162195	0,866194	-0,36352	0,752019	0,998671	1,616892
K											3,063326	-0,2097	0,494304	-0,73541	0,380128	0,626781	1,245002
L												3,273021	0,703999	-0,52571	0,589824	0,836477	1,454698
M													2,569022	-1,22971	0,132477	0,750698	
N														3,798733	1,115535	1,362188	1,980409
O															2,683197	0,246653	0,864874
P																2,436545	0,618221
Q																	1,818324

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
A	1,299888	-0,00873	0,199941	0,180464	0,209966	0,497787	0,469668	0,554186	0,689223	0,922538	0,955936	0,959671	0,585261	1,039512	1,148553	1,153977	1,154226
B		1,308621	0,208675	0,189198	0,2187	0,506521	0,478401	0,562919	0,697956	0,931271	0,964669	0,968405	0,593995	1,048245	1,157287	1,162711	1,16296
C			1,099947	-0,01948	0,010025	0,297846	0,269727	0,354244	0,489282	0,722597	0,755995	0,75973	0,38532	0,839571	0,948612	0,954036	0,954285
D				1,119423	0,029502	0,317323	0,289204	0,373721	0,508759	0,742073	0,775471	0,779207	0,404797	0,859047	0,968089	0,973513	0,973762
E					1,089921	0,287821	0,259702	0,344219	0,479257	0,712571	0,745969	0,749705	0,375295	0,829545	0,938587	0,944011	0,94426
F						0,8021	-0,02812	0,056398	0,191436	0,42475	0,458148	0,461884	0,087474	0,541724	0,650766	0,65619	0,656439
G							0,83022	0,084518	0,219555	0,45287	0,486268	0,490003	0,115593	0,569844	0,678885	0,684309	0,684558
H								0,745702	0,135037	0,368352	0,40175	0,405486	0,031076	0,485326	0,594368	0,599792	0,600041
I									0,610665	0,233315	0,266713	0,270448	-0,10396	0,350289	0,45933	0,464754	0,465003
J										0,37735	0,033398	0,037134	-0,33728	0,116974	0,226016	0,23144	0,231689
K											0,343952	0,003735	-0,37067	0,083576	0,192617	0,198042	0,198291
L												0,340216	-0,37441	0,07984	0,188882	0,194306	0,194555
M													0,714626	0,45425	0,563292	0,568716	0,568965
N														0,260376	0,109041	0,114466	0,114715
O															0,151334	0,005424	0,005673
P																0,14591	0,000249
Q																	0,145661



Tab.15 Torzní tuhost pro stav 0-3. Reálný model (nahore), výpočtový model (dole)

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
A	931,4475	84611,32	6060,152	6955,254	6168,977	2217,212	2165,393	2268,04	1553,041	1223,766	1215,568	1146,157	1149,496	1037,995	934,2957	937,2798	939,5097
B		941,8155	6527,687	7578,2	6654,127	2276,877	2222,266	2330,511	1582,08	1241,725	1233,286	1161,896	1165,327	1050,887	944,7276	947,7788	950,059
C			1100,612	-47089,5	-343532	3496,448	3369,3	3624,543	2088,181	1533,419	1520,569	1413,49	1418,572	1252,532	1104,591	1108,764	1111,886
D				1075,475	54569,58	3254,777	3144,321	3365,496	1999,513	1485,06	1473,004	1372,298	1377,087	1220,079	1079,274	1083,258	1086,238
E					1097,097	3461,22	3336,576	3586,7	2075,565	1526,605	1513,869	1407,698	1412,738	1247,981	1101,051	1105,197	1108,299
F						1606,217	92652,65	-98934,6	5184,541	2731,249	2690,748	2372,681	2387,035	1951,682	1614,705	1623,639	1630,343
G							1634,553	-47845,3	5491,847	2814,207	2771,228	2435,039	2450,159	1993,678	1643,345	1652,599	1659,544
H								1580,556	4926,381	2657,874	2619,505	2317,112	2330,799	1913,926	1588,775	1597,424	1603,912
I									2327,206	5771,947	5594,006	4374,778	4423,825	3129,916	2345,068	2363,959	2378,195
J										3899,425	181455,2	18072,97	18940,48	6837,811	3949,835	4003,724	4044,733
K											3985,063	20072,17	21147,93	7105,572	4037,726	4094,057	4136,947
L												4972,234	-394590	10999,36	5054,49	5143,074	5210,942
M													4910,359	10701,06	4990,563	5076,902	5143,023
N														9074,209	9351,954	9659,796	9902,018
O															305537,6	-293456	-168350
P																149687,4	-394892
Q																	108543,1

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
A	849,4718	-126424	5522,764	6118,808	5259,084	2218,294	2351,086	1992,509	1602,311	1196,951	1155,132	1150,635	1141,328	1061,652	961,4054	956,8846	956,6798
B		843,8021	5291,603	5836,336	5049,05	2180,042	2308,162	1961,593	1582,257	1185,725	1144,673	1140,257	1131,117	1052,811	954,1495	949,6965	949,4948
C			1003,882	-56695	110151,3	3707,436	4093,889	3117,099	2257,184	1528,147	1460,636	1453,453	1438,635	1314,303	1164,042	1157,422	1157,122
D				986,4155	37429,81	3479,878	3818,181	2954,652	2170,76	1488,038	1423,951	1417,123	1403,033	1284,525	1140,624	1134,266	1133,978
E					1013,115	3836,566	4251,915	3207,877	2304,405	1549,645	1480,265	1472,888	1457,673	1330,175	1176,475	1169,713	1169,407
F						1376,642	-39274,8	19576	5770,285	2599,703	2410,189	2390,695	2350,867	2036,116	1696,793	1682,762	1682,129
G							1330,023	13064,28	5031,11	2438,305	2270,834	2253,521	2218,098	1935,76	1626,522	1613,625	1613,043
H								1480,775	8182,052	2997,814	2748,595	2723,271	2671,71	2272,478	1857,824	1841,016	1840,259
I									1807,98	4731,317	4139,013	4081,853	3967,099	3146,34	2403,584	2375,526	2374,264
J										2926,151	33062,42	29736,13	24560,55	9392,147	4885,492	4770,951	4765,865
K											3210,273	295568,9	95511,99	13118,86	5732,569	5575,503	5568,558
L												3245,523	141111,7	13728,19	5845,952	5682,699	5675,485
M													3321,927	6098,604	5921,149	5913,318	5913,318
N														4250,365	9696,509	9675,524	9675,524
O															203493,4	194634,5	194634,5
P															7296,172	7567,502	7567,502
Q																	7580,333



Tab.16 Torzní tuhost na jednotku délky pro stav 0-3. Reálný model (nahore), výpočtový model (dole)

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
A	18082,982	2452,074	2912,384	3252,760	1986,095	1902,415	2161,079	1740,479	1885,611	1926,180	1919,943	1921,292	1923,256	2032,763	2213,453	2225,319
B		3260,009	3729,384	3427,782	1856,236	1945,322	2347,935	1849,308	1960,508	1957,524	1908,415	1986,846	1948,224	2057,658	2257,066	2253,095
C			2323,636	36963,795	2285,941	1759,881	1995,604	1501,608	1748,571	1828,075	1869,440	1804,310	1840,185	1976,383	2179,059	2202,562
D				11360,533	1970,097	1525,285	1798,895	1403,770	1666,404	1729,883	1766,264	1725,282	1759,403	1903,126	2105,968	2124,211
E					1394,712	1205,864	1848,703	1383,342	1629,187	1625,925	1616,944	1683,424	1674,190	1833,994	2062,681	2060,511
F						15270,738	11240,033	3447,309	2612,492	2330,857	2022,726	2520,731	2174,831	2309,539	2700,987	2641,921
G							5421,021	1989,655	2032,047	1974,813	1953,944	2060,307	1954,172	2143,436	2489,956	2485,653
H								830,846	1568,200	1782,927	1987,148	1683,145	1798,974	1990,594	2263,917	2312,964
I									2432,141	2957,684	3208,408	2448,823	2443,768	2554,467	2952,617	3037,291
J									47707,343	9777,459	5581,741	5471,226	1906,361	2390,129	3284,109	1150,417
K												204806,633	3723,713	3059,007	4444,488	4092,106
L													3390,551	2816,969	3535,454	3810,812
M														3031,911	5320,521	5126,353
N															79178,056	32576,884
O																74242,01
P																
Q																

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
A	28028,745	2493,188	2557,522	2804,816	2060,512	2225,835	1838,920	1860,431	1822,821	1770,240	1948,807	1979,873	1983,888	2112,864	2291,786	2295,283
B		2725,100	2716,395	2467,494	1764,802	2104,142	1870,715	1875,035	1820,299	1720,920	1855,847	1968,735	1935,862	2069,736	2264,022	2251,867
C			3024,455	24814,221	2343,656	2169,816	1470,059	1602,151	1638,270	1600,500	1863,004	1847,812	1878,956	2044,460	2253,632	2264,268
D				7309,997	2138,968	2071,759	1499,023	1617,303	1645,311	1592,877	1835,606	1847,893	1867,571	2032,541	2242,605	2248,755
E					1629,489	1808,830	1555,649	1625,701	1624,960	1506,827	1711,784	1825,612	1801,398	1982,065	2217,724	2206,852
F						13266,071	11314,586	3959,261	2409,738	1913,925	2021,368	2569,496	2252,389	2422,512	2805,927	2736,510
G							3339,964	1785,265	1577,799	1345,689	1696,702	1864,332	1798,090	2048,379	2376,329	2357,885
H								1948,893	1801,220	1797,100	2405,762	2174,463	2221,392	2411,931	2722,917	2753,739
I									1718,830	1880,558	2928,108	2288,814	2386,677	2575,629	2954,530	3008,586
J									8673,888		16028,708	5261,145	4129,618	3543,599	4207,829	4358,918
K											84966,554	30816,896	4416,691	3823,253	4933,611	1600,782
L												73012,433	4553,308	3539,816	4908,765	4515,163
M													4426,808	3208,276	3959,344	4185,740
N														3365,303	5444,819	5156,857
O															53846,189	39406,394
P																733199,47
Q																



Tab.17 Poměr mezi experimentálním a MKP měřením pro stav 0-3: torzní tuhost na jednotku délky (nahore), torzní tuhost (dole)

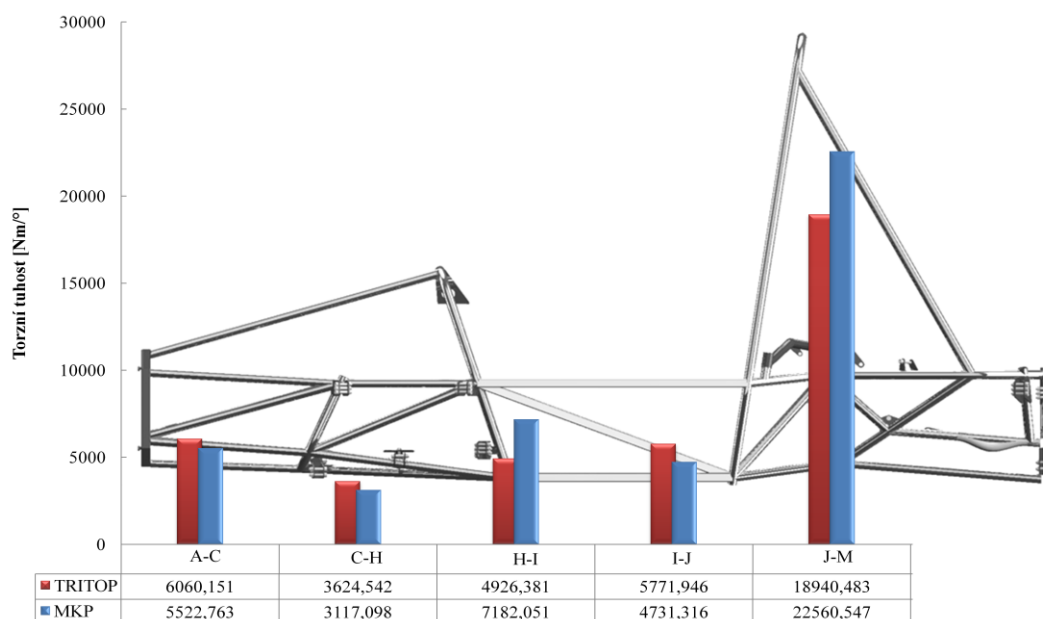
A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
A	0,6451585	0,983509	1,138752	1,1597053	0,963884	0,8546971	1,1751892	0,935525	1,034447	1,0880895	0,9851891	0,97041186	0,969438	0,962089	0,9658203	0,9695186
B		1,19629	1,372917	1,3891751	1,05181	0,9245204	1,2551002	0,986279	1,077025	1,1374866	1,0283258	1,00919931	1,006386	0,994164	0,9969274	1,0005454
C			0,768282	1,4896214	0,975374	0,8110738	1,3574991	0,937245	1,067328	1,1421898	1,0034545	0,97645736	0,979365	0,966702	0,96691	0,9727477
D				1,5541091	0,92105	0,7362271	1,2000449	0,867969	1,01282	1,0860117	0,9622238	0,93364839	0,942081	0,936328	0,939072	0,9446167
E					0,85592	0,6666541	1,1883806	0,85092	1,002601	1,079039	0,9445958	0,92211507	0,929384	0,925295	0,9300892	0,9336881
F						1,1511124	0,9934109	0,870695	1,084139	1,2178415	1,0006718	0,98102186	0,965566	0,953365	0,9626005	0,9654345
G							1,6230776	1,114487	1,2879	1,467511	1,1516133	1,10511761	1,086804	1,046406	1,0478161	1,0541874
H								0,426317	0,870632	0,9921135	0,825995	0,77405081	0,809841	0,825311	0,8314309	0,8399358
I								1,414998	1,5727692	1,0957273	1,06990882	1,023921	0,991784	0,9993526	1,009541	
J										5,5001106	0,6099967	0,47960962	0,690532	0,770354	0,7892485	0,8084669
K										0,0656934	0,17753982	0,431626	0,625156	0,6656602	0,7186597	
L												2,80509257	0,817804	0,864171	0,9054188	0,9063029
M													0,765913	0,878032	0,8929393	0,9104273
N														0,900933	0,9771714	0,9940848
O															1,4704487	0,8266903
P																
Q																0,1012576

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
A	1,096502	0,726749	1,097304	1,1730136	0,999512	0,9210181	1,1382839	0,969251	1,022403	1,0523196	0,9961081	1,00715587	0,977717	0,971802	0,9795119	0,9820524
B		1,1161568	1,233593	1,3178967	1,044419	0,962786	1,1880705	0,999888	1,047229	1,0774132	1,0189772	1,03024472	0,998173	0,990125	0,9979807	1,00059942
C			1,096356	0,830576	0,94309	0,8230073	1,1627936	0,925127	1,00345	1,0410324	0,9725047	0,98605377	0,953	0,948927	0,9579606	0,9609066
D				1,090286	1,4579175	0,8235127	1,13905	0,921112	0,997998	1,0344491	0,9683686	0,98150698	0,949829	0,946214	0,9550302	0,9579002
E					1,082895	0,902166	0,7847229	1,1180917	0,985132	1,0227013	0,95574	0,96917331	0,938209	0,935889	0,9448452	0,9477449
F						1,166764	1,2133138	0,9672371	1,0506	1,1164052	0,9924652	1,01538494	0,958532	0,951622	0,9648658	0,969214
G							1,2289664	1,519052	1,091578	1,154165	1,0805486	1,10462137	1,02992	1,010343	1,0241535	1,0288287
H								1,0673848	0,886604	0,953034	0,8508561	0,87239945	0,84222	0,855181	0,8676857	0,8715687
I								1,287186	1,219945	1,3515312	1,0717628	1,11512836	0,99478	0,975654	0,9951308	1,0016558
J									1,332612	5,4882598	0,6077783	0,77117516	0,728035	0,808482	0,8391879	0,8486881
K										1,2413472	0,0679103	0,22141646	0,54163	0,704348	0,7342938	0,7429117
L										1,5320285	2,79629692		0,801224	0,864614	0,9050407	0,9181491
M												1,47816595	0,703662	0,818312	0,8574183	0,8697356
N													2,134925	0,818509	0,9962138	1,023409
O														41,87642	1,4420893	0,8649454
P															19,78029	0,0883261
Q																14,319041

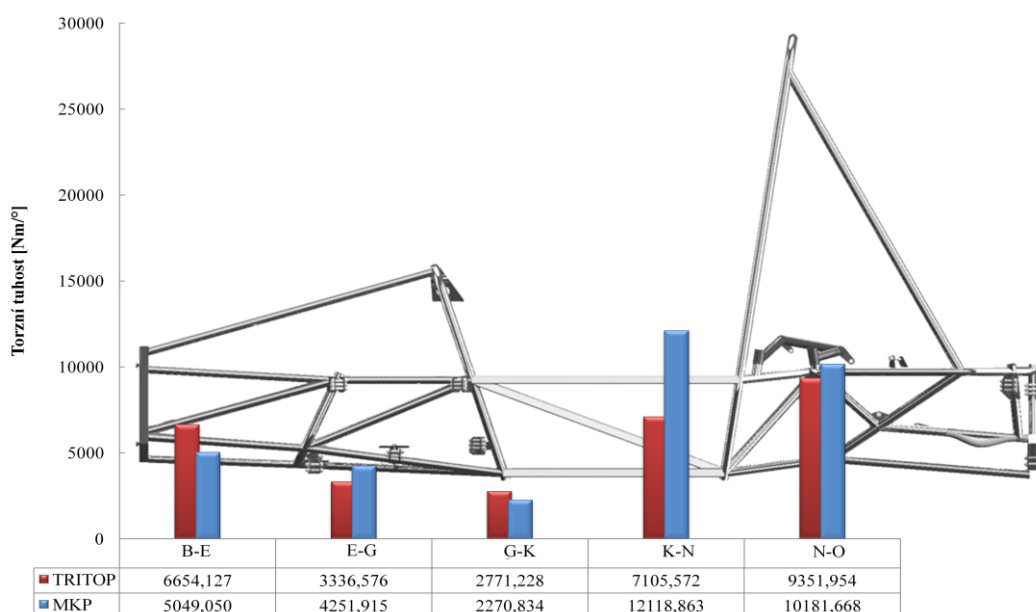


Z výsledného maticového zápisu, pro torzní tuhost mezi nultým a třetím stavem, byly vybrány dva úseky, které prochází celým rámem. Jedná se úsek v podstavě, spojující úsečky A, C, H, I, J a N viz **Graf 1**. Koncová úsečka P nebyla uvažována do grafického znázornění, jelikož její hodnoty byly pro oba typy měření značně vysoké a způsobily by nepřehlednost grafu. Obdobně bylo postupováno i pro druhý úsek v prostřední části rámu, který je tvořen úsečkami B, E, G, K, N a O viz **Graf 2**. Úsečka Q nebyla uvažována ze stejných důvodů jako úsečka P.

Graf 1 Torzní tuhost pro vybrané úseky A-M



Graf 2 Torzní tuhost pro vybrané úseky B-O

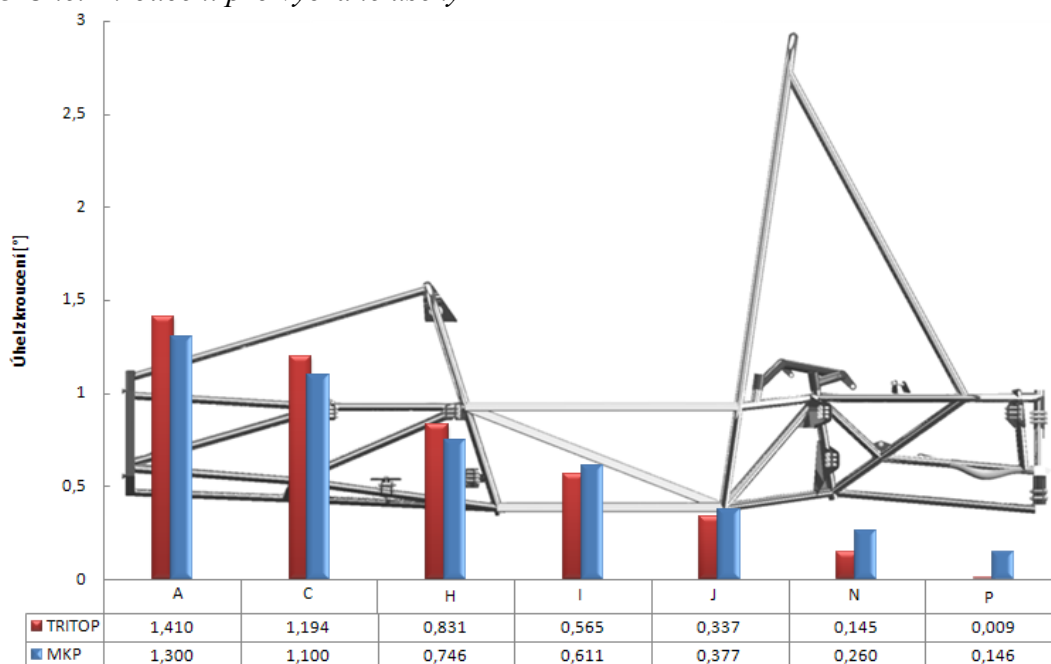




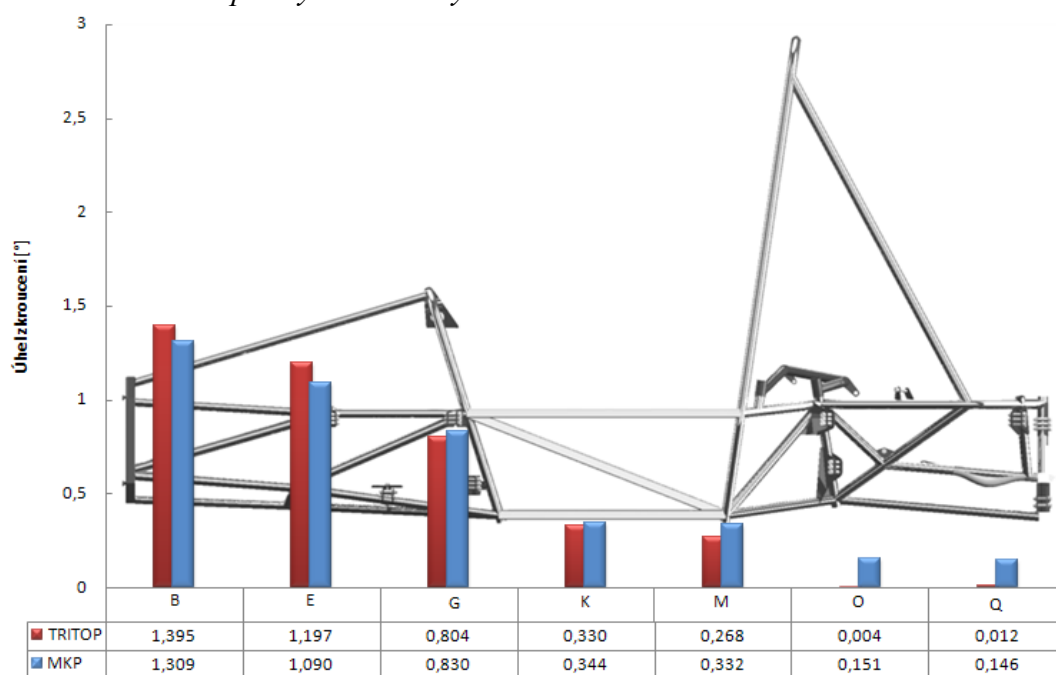
Z grafů pro torzní tuhost je patrná shodnost zejména pro přední část, středová část v úseku H-I a K-N je výrazně odlišná. Důvodem je volba souřadného systému a pevnost jedné z příček, detailnější rozbor je v kapitole 6.1.

Obdobně jako pro torzní tuhost byly sestaveny grafy pro úhel zkroucení. Není zde počítáno s úseky, ale pouze se zkroucením dané úsečky k počátečnímu stavu. První úsek je tvořen úsečkou A, C, H, I, J, M a P viz **Graf 3**. Druhý úsek je pak tvořen úsečkou B, E, G, K, N, O a Q, viz **Graf 4**. Opět dochází k odlišnosti v koncové části, která je způsobena nevhodným zvolením souřadného systému.

Graf 3 Úhel zkroucení pro vybrané úseky A-P



Graf 4 Úhel zkroucení pro vybrané úseky B-O

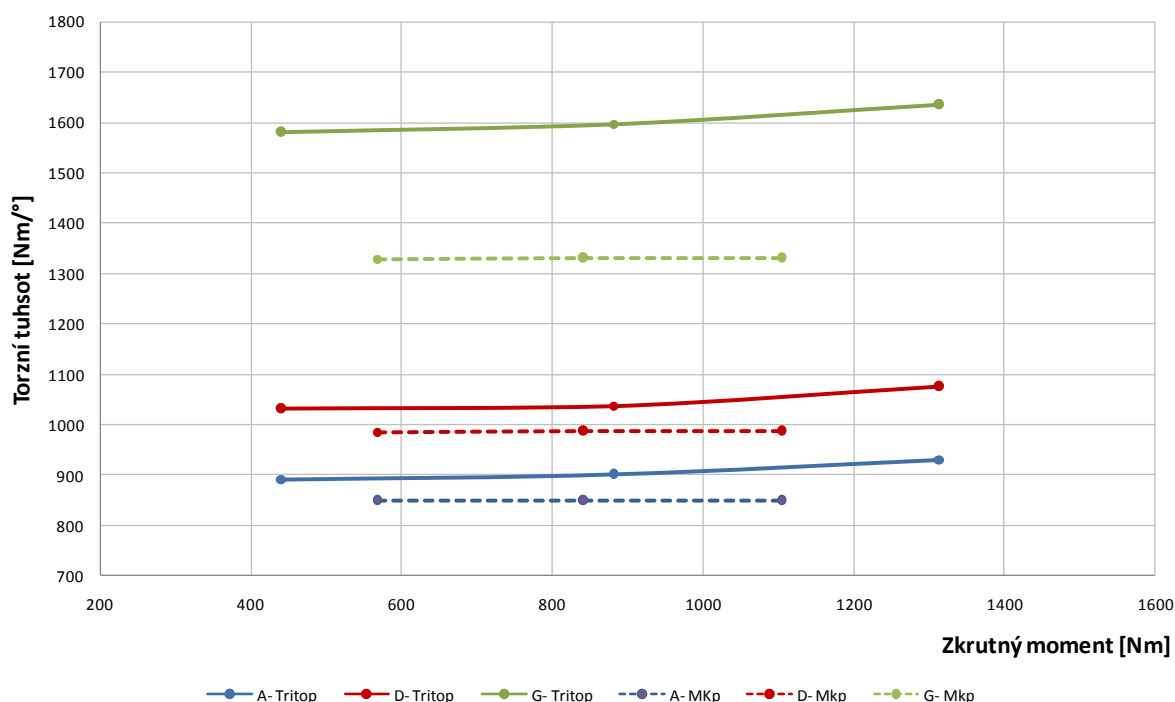




Dalším krokem bylo sestavení grafické závislosti torzní tuhosti na zkrutném momentu, celkově byly uvažovány tři stavy pro oba typy měření. Jednotlivé úsečky jsou barevně odlišeny, obdobně i druh měření, který je plnou a přerušovanou čarou. Pro znázornění byl vybrán úsek s úsečkami A, D a G v přední části rámu, který tvoří přední zavěšení kol. Z **Graf 5** je patrná lineární závislost MKP, kdy je tuhost konstantní se vzrůstajícím zkrutným momentem. Naopak Tritop je tvořen nelineární křivkou, která má vzrůstající charakter v závislosti na vyšším zkrutném momentu.

Při porovnání hodnot torzní tuhosti u obou druhů měření je vidět podobnost u úseček A a D, které mají velmi podobné hodnoty. Výraznější odlišnost je na úsečce G, kdy se jednotlivé druhy měření liší v rozsahu 300 Nm/° . Tento rozdíl je pravděpodobně způsoben úchytnými prvky z řídicí soustavy u reálného vozidla, které snižují úhel natočení oproti výpočtovému modelu.

Graf 5 Závislost torzní tuhosti na zkrutném momentu v úseku A-D-G

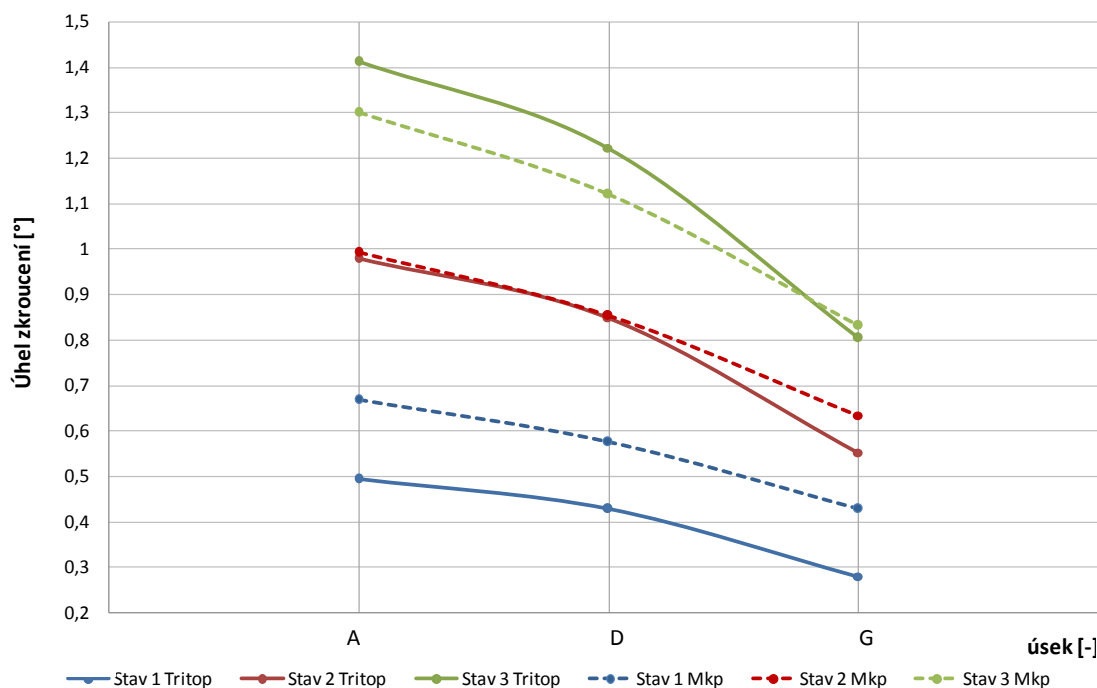


V úseku A-D-G byla sestavena závislost úhlu zkroucení pro tři zatížené stavy, viz **Graf 6**. Plná křivka charakterizuje měření úhlu zkroucení pomocí systému Tritop a přerušovaná křivka značí výpočet pomocí MKP.

Výpočtový model MKP je lineárnější a jednotlivé úsečky jsou od sebe vzdáleny o přibližně stejnou hodnotu úhlu zkroucení. V případě měření pomocí Tritopu jsou křivky lineárnější do úseku D, pak následuje strmější průběh, kdy se úhel zkroucení výrazně snižuje. Při porovnání obou druhů měření je patrný rozdíl zejména ve stavu 1, kde je rozdíl úhlu zkroucení $0,2^\circ$ v celém průběhu obou křivek.

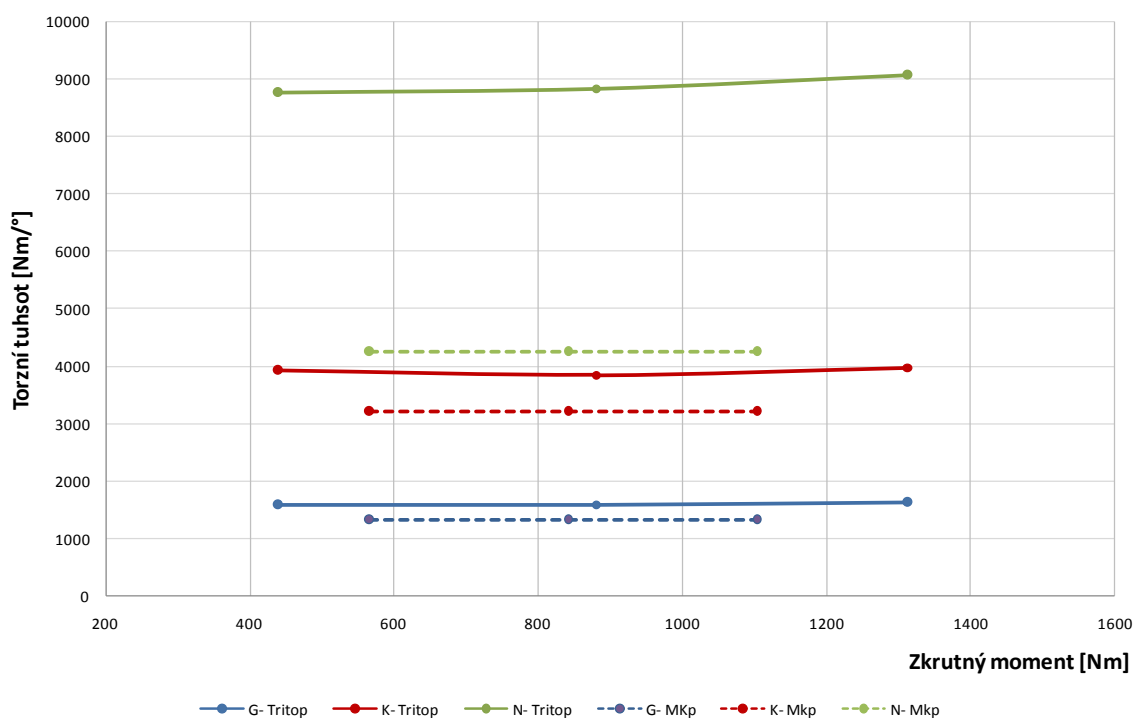


Graf 6 Úhel zkroucení v úseku A-D-G pro tři zatížené stavy



Obdobně jako v úseku A-D-G byla sestavena závislost torzní tuhosti na zkrutném momentu pro úsek G-K-N. Tato část rámu vykazuje značné odlišnosti při porovnání obou typů měření u **Grafu 2**. Zejména na úsece N je výrazný pokles torzní tuhosti u výpočtového modelu, oproti systému Tritop. Odchylka v řádech tisíců $\text{Nm}/^\circ$ je způsobena rozdílnou strukturou v kokpitu a na ochranném oblouku, popsanou v kapitole 6.1.

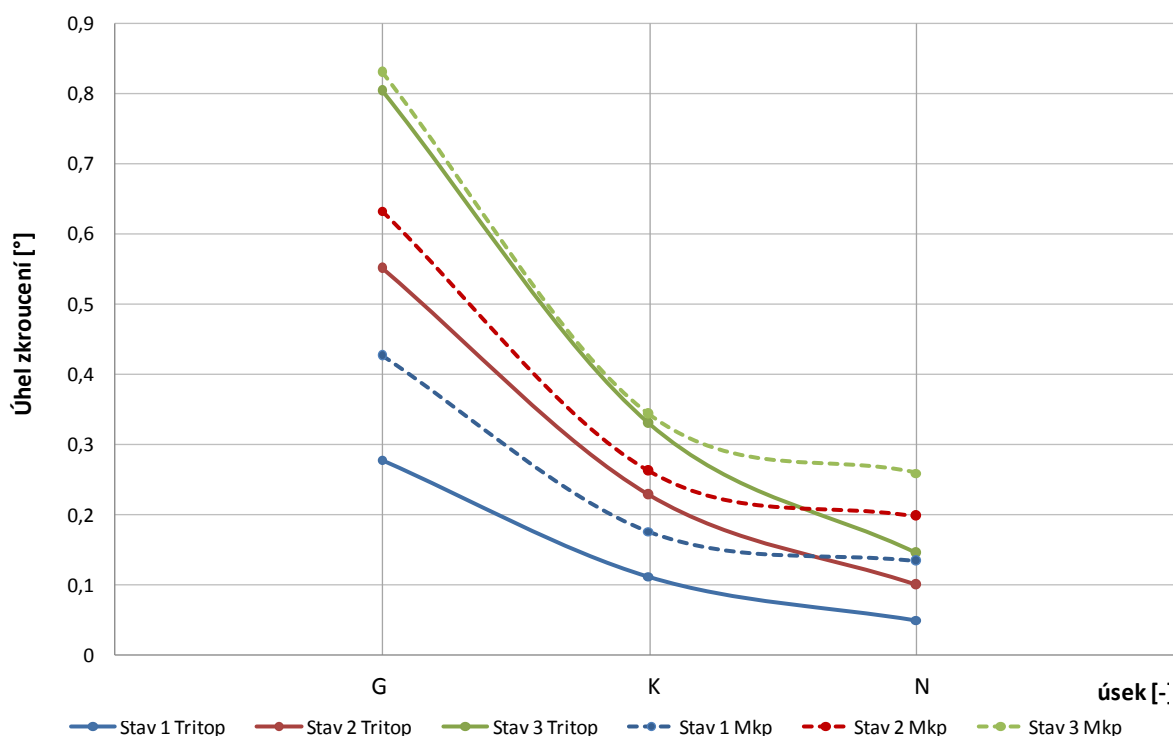
Graf 7 Závislost torzní tuhosti na zkrutném momentu v úseku G-K-N





V úseku G-K-N byla vytvořena závislost úhlu zkroucení pro tři zatížené stavy, viz **Graf 8**. V části G vykazují křivky podobný průběh, pouze Stav 1 Tritop má nižší úhel zkroucení než MKP. Průběh se výrazněji mění až za bodem K, kdy jsou patrné výrazně nižší úhly zkroucení u Tritopu než u výpočtového modelu MKP. Chyba je pravděpodobně způsobena pevnější strukturou na reálném vozidle, která je doplněna hliníkovým oplechováním a tudíž nedojde k takovému zkroucení. Více je tato odlišnost popsána v kapitole 6.1.

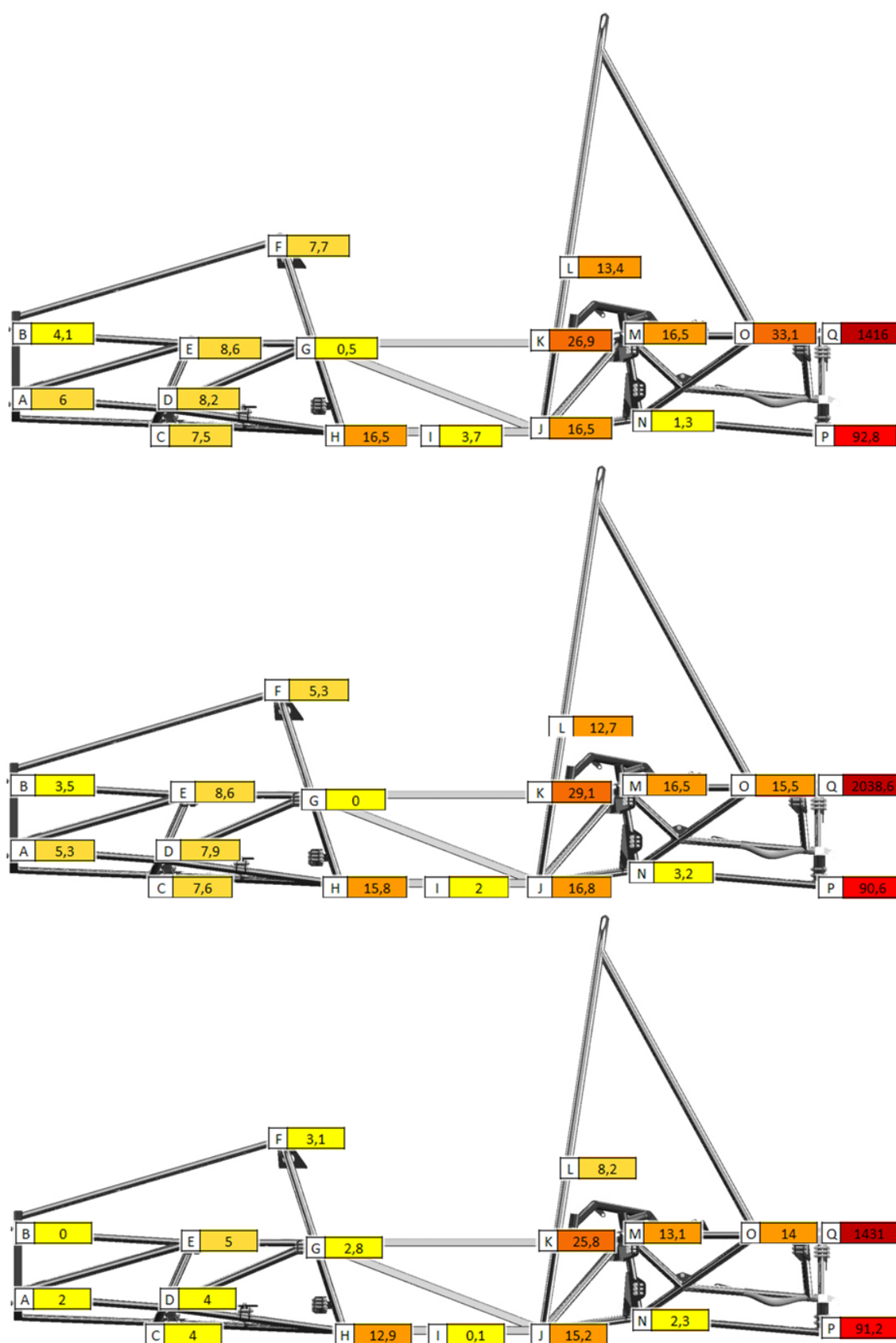
Graf 8 Úhel zkroucení v úseku G-K-N pro tři zatížené stavy



Z **Tab. 17** byly následně vybrány hodnoty torzní tuhosti pro svařované spoje na rámu v závislosti na úsečce Q. Jedná se o porovnání mezi nultým a maximálně zatíženým stavem, tj. stavem 3. Obdobně byly porovnány i hodnoty pro stav 1 a stav 2, které jsou uvedeny v příloze 1. U konkrétních oblastí je vyznačena chyba, která vznikla při porovnání mezi oběma způsoby měření. Jednotlivé procentuální hodnoty jsou pro názornost odlišeny barevnou škálou podle velikosti zmíněné chyby. Barevné rozmezí podle konkrétního rozdílu vyjadřuje **Tab. 18**.

Tab. 18 Barevná stupnice vyjadřující rozdíl mezi MKP a Tritopem

Barva	Rozdíl mezi MKP a Tritop
Yellow	0 - 5 %
Light Orange	5 - 10 %
Orange	10 - 20 %
Dark Orange	20 - 40 %
Red	40 - 100 %
Dark Red	100 - více %



Obr. 50 Procentuální chyba torzní tuhosti jednotlivých úseků při porovnání MKP a Tritop. Stav 0-1 (nahore), stav 0-2 (uprostřed) a stav 0-3 (dole)



6.1 ROZDÍLY MEZI VÝPOČTOVÝM MODELEM V MKP A SKUTEČNÝM VOZIDLEM

Při celkovém porovnání je patrná odlišnost na některých úsecích rámu, viz **Obr. 50**. Rozdílné hodnoty, mezi výpočtovým modelem v MKP a měřením pomocí systému Tritop, jsou způsobeny následujícími parametry:

Hodnoty tenzometrických vah

Hodnoty tenzometrických vah při výpočtu zkrutného momentu mají zásadní vliv na výslednou hodnotu torzní tuhosti. Důvodem je jejich nepřesnost při zatížení, jelikož zde nejsou zohledněna desetinná čísla, ale pouze celá čísla v kilogramech. Výsledkem je přesun určité hodnoty, která je váhami zaokrouhlena. Tato hodnota způsobuje chybu ve výsledné torzní tuhosti v řádech desítek. Například hodnota pro úsečku A z **Tab. 15** je 931 Nm° , při přesunutí $0,5 \text{ kg}$ z pravé části váhy na levou u předního statického rámu dojde ke změně na hodnotu 912 Nm° .

Konstrukční přesnost

Dalším faktorem ovlivňující přesnost výsledků, je špatná symetrie mezi výpočtovým modelem v MKP a zkušebním vozidlem. V MKP se jedná o přesný symetrický model bez zdeformovaných částí, na rozdíl od skutečného rámu, který není přesně symetrický podle roviny X. Zejména na přední části v úseku E jsou patrné určité rozdíly v rozměrové přesnosti, viz **Obr. 51**, kde je na pravém obrázku výraznější zalomení. Tyto změny jsou zřejmě způsobeny dlouhodobým používáním, během závodních soutěží a v malé míře i nepřesnou výrobou. Dalším faktorem je zavěšení kol, která jsou v případě MKP vymodelována jako celistvá struktura o kruhovém průřezu. V případě reálného modelu se jedná o kruhové tyče a ploché úchyty, které rozdílně přenášejí konkrétní napětí při zatížení rámu.



Obr. 51 Rozdíly v rozměrové přesnosti na přední části rámu formule

Volba souřadného systému

V případě výpočtového modelu v MKP je souřadný systém volně uložen v prostoru a není s rámem v kontaktu. Jednotlivé body vykazují očekávané posuvy po celé délce rámu. Oproti tomu souřadný systém Tritopu je volen na nejvzdálenější koncové části rámu



s označením úseček P a Q, jednotlivé osy jsou pevně spjaty s rámem. Tato volba má za následek rozdílné hodnoty torzní tuhosti pro úseky O až Q, kdy systém Tritop zaznamená jen velmi malý posun, oproti MKP. Výsledný rozdíl je v řádech desítek tisíců Nm/°, a proto nelze tyto úseky brát za věrohodné.

Volba jednotlivých úseček

Při porovnání úseček výpočtového a skutečného modelu je patrný rozdíl v jejich délce. Důvodem je nepřesné zvolení krajních bodů. Jelikož nalepené kódované body jsou vždy na povrchu dané trubky a v případě MKP jsou brány souřadnice středu příslušného „nodu“. Nelze také přesně zvolit „node“, který má stejné polohové souřadnice jako nekódovaný bod na skutečném rámu.

Zvolené síly na výpočtovém modelu

Určitá chyba je způsobena i špatným rozložením zvolených sil a jejich velikostí. Nelze zaručit v plné míře, že jednotlivé síly budou totožné jako tíhové síly příslušenství u skutečného vozidla. Nejvíce se tato chyba projevila u stavu 0-1 a stavu 0-2 v přední části rámu.

Pohyblivost příček a oplechování na reálném vozidle

Jistá chyba byla dána i pohyblivostí dvou příček za hlavním ochranným obloukem u reálného vozidla. Jedná se o příčné nosníky tvořící uchycení pro pohonnou jednotku. Jsou odnímatelné a upevněné pomocí šroubových spojů, které nebyly dostatečně dotažené. V případě MKP byly uvažovány jako celistvá struktura s rámem. Tento rozdíl se projevil v **Grafu 1** na úseku J-M a v **Grafu 2** na úseku K-N. Dalším důvodem je oplechování kokpitu u reálného modelu. Jedná se o hliníkové oplechování společně s palivovou nádrží, které jsou k rámu přinýtovány a přišroubovány na úsečkách H, J a K. Ve výpočtu způsobují nižší úhel zkroucení pro reálný model.

Pohyblivost bodů

Při stupňovitým zatěžování vozidla mohlo dojít k posuvům kódovaných bodů, které jsou vlivem dlouhodobého používání špatně přilnavé. K výraznějším chybám během experimentálního měření došlo při jeho opakovatelnosti, jelikož s vozem bylo často manipulováno z důvodu vytíženosti laboratoře.

Vzájemná vzdálenost zvolených úseček

Při porovnání zvolených úseků u obou typů měření bylo zjištěno, že u úseček, které jsou vůči sobě velmi blízko, dochází k výraznějším rozdílům torzní tuhosti již při malých úhlech, oproti úsečkám, které jsou od sebe více vzdáleny.

Vliv nepřesného měření

Paralelně s měřením torzní tuhosti probíhalo na stejném vozidle měření opakovatelnosti. Při opakování zátěžných stavů byla patrná nevysvětlitelná odlišnost u některých úseků v řádech procent, které lze vysvětlit pouze nepřesným měřením.



7 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá problematikou zjištění torzní tuhosti rámu pomocí zařízení Tritop a následným porovnáním s výpočtovým modelem. Navržená metodika zmíněného zařízení byla sestavena se všemi pravidly pro jeho používání. Důraz byl kladen na vysokou přesnost, kterou Tritop disponuje.

Pro konkrétní měření na formulovém vozidle bylo voleno ze dvou možných způsobů jak torzní tuhost měřit. Jako ideální byla zvolena metoda pomocí statických rámu, která byla přizpůsobena pro formuli Dragon 2. Pro měření zátěžných stavů byl navržen optimální způsob zatěžování společně s příslušenstvím, který je přímo optimalizováno pro lehké formulové vozidlo. Nutnou podmínkou pro experimentální měření je náhrada tlumičů. Ta byla vytvořena jako tuhý adaptabilní prvek pro všechny formule Dragon. Následně byl na odstrojený formulový vůz aplikován systém Tritop pro zjištění polohy zvolených bodů. K vytvoření konkrétních úseček v softwaru Gom, bylo nutné vůz nasnímat celkově osmkrát ve třech zatížených stavech, než byly zjištěny optimální světelné podmínky laboratoře pro rozpoznání všech kódovaných bodů na vozidle. Přičemž celkový počet snímků mnohonásobně překračuje hodnotu zdokumentovaných v diplomové práci.

V Creo 2 a následně v Ansys 13 byl vytvořen výpočtový model disponující hmotnostními a prostorově obdobnými parametry jako reálné vozidlo. Pro model byla uvažována různá silová zatížení, konkrétně $850N$, $1080N$, $1300N$ na levé přední kolo a přidavné síly, simulující tíhu nedemontovaného příslušenství u reálného vozidla. Toto provedení klade důraz na co nejpřesnější výsledky torzní tuhosti a následné optimální porovnání mezi výpočtem a měřením. Pro vyhodnocení exportovaných souřadnic bodů a reakcí pod jednotlivými koly byly vytvořeny algoritmy v softwaru Mathcad a MS Excel. Konkrétně v Mathcadu byl počítán zkrutný moment dosahující maximálních hodnot $1104,21 Nm$ a $1793,76 Nm$. V případě Excelu se jedná o výpočet úhlu zkroucení, vzdálenosti středů přímek, torzní tuhosti a torzní tuhosti na jednotku délky. Torzní tuhost byla zjištěna ve všech částech rámu v podobě maticového zápisu, který je tvořen zvolenými úsečkami v každé příčné části výpočtového a měřeného modelu. Jednotlivé úsečky se dají mezi sebou porovnávat. Tato grafická podoba v kombinaci s barevnou stupnicí se jeví jako efektivní a dává přesný pohled na libovolnou oblast v rámu.

Celková torzní tuhost, při maximálním zkrutném momentu mezi přední a zadní nápravou, je v případě výpočtového modelu $1377,08 Nm/^\circ$ a v případě měření pomocí Tritopu $1403,03 Nm/^\circ$. Hodnoty se v určitých částech liší v řádech desítek až stovek $Nm/^\circ$. Rozdíly, které vznikly při porovnání jednotlivých částí, byly stanoveny a seřazeny podle vážnosti ovlivnění výsledné hodnoty. Jedná se celkově o devět faktorů, které nelze ani v budoucím měření dokonale eliminovat, a proto nelze očekávat dokonalou shodu.

Při porovnání s výpočtovým modelem vytvořeným v roce 2012 byla hodnota celkové torzní tuhosti na přední nápravě $996,56 Nm/^\circ$, při rozdílném výpočtu zkrutného momentu a odlišné síle na levé přední kolo. Tato skutečnost poukazuje na přesnost současného měření, která v určitých místech výpočtového a měřeného modelu rámu vykazuje podobnější hodnoty než v případě staršího výpočtu. Z důvodu odlišností silového zatížení u výpočtových modelů se jeví toto porovnání účelnější spíše pro sledování míst na rámu, které vykazují výrazně odlišné hodnoty úhlů natočení.

Metodika zjišťování torzní tuhosti pomocí systému Tritop se jeví jako jedno z možných řešení pro měření torzní tuhosti při konstrukci budoucích rámu a pro kontrolu současných modelů formule Dragon. Nutnou podmínkou je změna vah, které výrazně



ovlivňují celkový výsledek svojí nepřesností. Jelikož přesnost použitých tenzometrických vah je pouze v kilogramech.

Měření prováděné na předem definovaném skeletu formule se jeví jako přesnější a účelnější, než v případě formule vybavené kompletním příslušenstvím. Nevýhodou je velká náročnost a to jak z hlediska času, tak i z hlediska vybavenosti laboratoře a schopnosti používání měřicí aparatury. Možností pro přesnější hodnoty torzní tuhosti by bylo vytvoření dokonalejšího výpočtového modelu, který by zohledňoval konkrétní nedemontované prvky na reálném vozidle. Další možnou variantou je odstrojení veškerého příslušenství společně s koly a vytvoření upevňovacího přípravku na těhlici kol, který by nahradil pneumatiky a eliminoval vliv jejich stlačení. Tím by bylo možné ideálněji umístit souřadný systém, který znatelně ovlivňuje výše zmíněný rozdíl, zejména v koncové části rámu. V neposlední řadě pak optimalizovat volbu konkrétních bodů na rámu, aby souřadnice bodů byly u obou modelů co nejvíce totožné.

Vytvoření výpočtového modelu v MKP a vypočítání zkrutného momentu ze zjištěných reakcí pod jednotlivými koly se jeví jako ideální varianta při měření torzní tuhosti rámu. Pomocí Tritopu byla stanovena velmi podobná hodnota torzních tuhostí na důležitých částech rámu jako v případě MKP, a proto je vhodné brát MKP výpočet torzních tuhostí za ověřený a v budoucnu upřednostňovaný postup před náročnějším systémem Tritop.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] APETAUR, Milan. *Karosérie*. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické, 1993, 150 s. ISBN 80-01-00955-6.
- [2] VLK, František. *Karosérie motorových vozidel: ergonomika : biomechanika : pasivní bezpečnost : kolize : struktura : materiály*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 243 s. ISBN 80-238-5277-9.
- [3] PAUER, Václav. *Vývoj konstrukce závodních vozů: vše podstatné z historie techniky formulových vozů*. 1. vyd. Praha: Grada, 2011, 355 s. ISBN 978-80-247-3015-8.
- [4] GOM mbH: *User manual TRITOP v5.3.0, GOM Optical Measuring Techniques*, Germany 2004
- [5] GOM mbH: *User manual TRITOP DEFORMATION v5.3.0, GOM Optical Measuring Techniques*, Germany 2004
- [6] WILLIAM F. MILLIKEN, DOUGLAS L. MILLIKEN, *Race Car Vehicle Dynamics*, 2.vyd. USA, 1995, 893 s. ISBN 1-56091-526-9
- [7] DUCHOŇ, František. *Manuál systému TRITOP: příloha č.1*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2005, 50 s.
- [8] KRKOŠKA, Kamil. *Optimalizace konstrukce rámu vozidla Formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 70 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [9] HAJER, Václav. *Konstrukční uspořádání zadní části rámu vozidla formule student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 66 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [10] LHOTA, Martin. *Návrh přední části rámu vozidla formule student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 76 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [11] MRÁZEK, Radomil. *Určení zkrutné tuhosti karosérie s využitím fotogrammetrického zařízení TRITOP*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2006. 78 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [12] SOJKA, Petr. *Určení opakovatelnosti měření zkrutné tuhosti karosérie s využitím fotogrammetrického zařízení TRITOP*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. 69 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.
- [13] Formula SAE® [online]. © 2013 [cit. 2013-12-18]. *Rules & Important Documents*. Dostupné z WWW: < <http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2013fsaerules.pdf> >.
- [14] Náповěda softwaru ANSYS 13



- [15] GOM mbH® [online]. © 2001 [cit. 2014-2-2]. *Optical Coordinate Measuring Techniques for the Determination and Visualization of 3D Displacements in Crash Investigations*
Dostupné z: < http://www.gom.com/fileadmin/user_upload/industries/crash_testing.pdf>.
- [16] GOM mbH® [online]. © 2009 [cit. 2014-2-2]. *Deformation Analysis of Car Components*.
Dostupné z:
< http://www.gom.com/fileadmin/user_upload/industries/car_deformation_EN.pdf >.
- [17] Introduction to Modern Vehicle Design [online]. © 2000 [cit. 2014-2-2]. *Introduction to Modern Vehicle Design*. Dostupné z: <<http://books.google.cz/>>.
- [18] SVS FEM [online]. [cit. 2014-2-2]. *Produkty firmy ANSYS Inc.*
Dostupné z: < <http://www.svsfem.cz/content/produkty-firmy-ansys-inc>>.
- [19] Capture 3D [online]. [cit. 2014-2-2]. TRITOP Applications - Reverse Engineering.
Dostupné z: < <http://www.capture3d.com/> >.
- [20] Beautifully Engineered [online]. [cit. 2014-2-2]. *Torsional Rigidity: A Compiled List of Known Specs*. Dostupné z: < <http://beautifullyengineered.tumblr.com/>>.
- [21] MCAE 3D DIGITÁLNÍ TECHNOLOGIE [online]. [cit. 2014-2-2]. *Základní rozdělení systému TRITOP*. Dostupné z: < <http://www.mcae.cz/tritop> >.
- [22] Racecar Engineering [online]. [cit. 2014-2-2]. *Super GT and DTM to share regulations*.
Dostupné z: < <http://www.racecar-engineering.com/>>.
- [23] AUTO PERISKOP [online]. [cit. 2014-2-2]. *Mazda míří do budoucnosti s novými technologiemi Mazda SKYACTIV*. Dostupné z: < <http://autoperiskop.cz/>>.
- [24] PELICAN PARTS [online]. [cit. 2014-2-2]. *Torsional Stiffness of 1988 911 coupe*.
Dostupné z: < <http://forums.pelicanparts.com/> >.
- [25] MODELER SITE [online]. [cit. 2014-2-2]. McLaren MP4/5B Honda. Dostupné z:
< <http://www.modelersite.com/> >
- [26] RSC Race Sim Central [online]. [cit. 2014-2-2]. Iracing lotus 49 update. Dostupné z:
< <http://racesimcentral.com/>>.
- [27] The Chicane [online]. [cit. 2014-2-2]. *Should the Cisitalia-Porsche 360 Have Changed GP Racing?*. Dostupné z: < <http://thechicaneblog.com/>>.
- [28] Conceptcarz [online]. [cit. 2014-2-2]. *Pebble Beach Concours d'Elegance*. Dostupné z:
< <http://www.conceptcarz.com/>>.
- [29] Autosport fórum [online]. [cit. 2014-2-2]. *Moving on in time to monocoques*. Dostupné z:
< <http://forums.autosport.com/>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

AL	[mm]	vektorová souřadnice bodu A na levé straně
AP	[mm]	vektorová souřadnice bodu A na pravé straně
BL	[mm]	vektorová souřadnice bodu B na levé straně
BP	[mm]	vektorová souřadnice bodu B na pravé straně
C	[Nm/°]	torzní tuhost
C _L	[Nm/°]	torzní tuhost na jednotku délky
e ^A	[-]	vektor přímky A
e ^B	[-]	vektor přímky B
F _{LF}	[N]	síla od levého předního kola
F _{LR}	[N]	síla od levého zadního kola
F _{nom}	[N]	nominální síla
F _{RF}	[N]	síla od pravého předního kola
F _{RR}	[N]	síla od pravého zadního kola
L	[mm]	rozvor náprav
LP	[kg]	reakce od levého předního kola
LZ	[kg]	reakce od levého zadního kola
M _K	[Nm]	výsledný zkrutný moment
MKP	[-]	metoda konečných prvků
M _{p_n}	[Nm]	vektor momentu k těžišti od přední nápravy
M _{y₀}	[Nm]	moment k těžišti v základním stavu
M _{y_n}	[Nm]	moment k těžišti v n-tém zátěžném stavu
M _{y₁}	[Nm]	moment k těžišti v prvním zatíženém stavu
M _{y₂}	[Nm]	moment k těžišti ve druhém zatíženém stavu
M _{y₃}	[Nm]	moment k těžišti ve třetím zatíženém stavu
M _{z_n}	[Nm]	vektor momentu k těžišti od zadní nápravy
PP	[kg]	reakce od pravého předního kola
PZ	[kg]	reakce od pravého zadního kola
rLP	[mm]	vektor polohy levého předního kola
rLZ	[mm]	vektor polohy levého zadního kola
rPP	[mm]	vektor polohy pravého předního kola
rPZ	[mm]	vektor polohy pravého zadního kola
R _{LP}	[Nm]	vektor od počátku souřadného systému k levému přednímu kolu



R_T	[Nm]	vektor těžiště
S	[mm]	střed úsečky
T	[mm]	vektor polohy těžiště
t	[mm]	vzdálenost reakcí na rámech
$T_{k_{max}}$	[Nm]	maximální krouticí moment
TK_0	[Nm]	přírůstek zkrutného momentu v n-tém zátěžném stavu
TK_1	[Nm]	přírůstek zkrutného momentu v prvním zátěžném stavu
TK_2	[Nm]	přírůstek zkrutného momentu ve druhém zátěžném stavu
TK_3	[Nm]	přírůstek zkrutného momentu ve třetím zátěžném stavu
X	[-]	osa x
Y	[-]	osa y
Z	[-]	osa z
A	[°]	úhel naklonění jednotlivých úseček v rovině ZY
β	[°]	úhel naklonění jednotlivých úseček v rovině ZX
γ	[°]	úhel naklonění jednotlivých úseček v rovině YX
α_0^{AB}	[°]	úhel naklonění úseček A a B v nezátíženém stavu
α^A	[°]	úhel naklonění úsečky v A
α^{AB}	[°]	úhel mezi úsečkami A a B
α^B	[°]	úhel naklonění úsečky B
α_{ZAT}^{AB}	[°]	úhel naklonění úseček A a B v zatíženém stavu
$\Delta\alpha^{AB}$	[°]	změna úhlu mezi zatíženým a nezatíženým stavem pro úhel mezi úsečkou A a B



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výpočet zkrutného momentu pro výpočtový model MKP

- Výpočet zkrutného momentu pro reálný model
- Srovnání torzní tuhosti a příslušných parametrů pro stav 0 a stav 1
- Srovnání torzní tuhosti a příslušných parametrů pro stav 0 a stav 2

Příloha 2 – Elektronická verze diplomové práce

Příloha 3 – CAD model (zjednodušený model ve formátu.iges)

Příloha 4 – Výpočtový model v softwaru Ansys 13

Uvedené přílohy jsou uloženy na CD.