

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Trakční vlastnosti trialových off-road vozidel

Diplomová práce

Vedoucí diplomové práce: Ing. Patrik Prikner, Ph.D.

Autor diplomové práce: Bc. Jakub Michal

Praha 2018

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Jakub Michal

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Trakční vlastnosti trialových off-road vozidel

Název anglicky

Traction properties of trial off-road vehicles

Cíle práce

Hlavním cílem práce je definovat zásadní trakční parametry sportovních off-road vozidel používané v trialových soutěžích. Na základě testů je dílčím cílem práce sofistikovaně přehodnotit trakční vlastnosti u vybraných vozidel. Závěrečná část práce bude obsahovat doporučení autora.

Metodika

1. Vypracování literární rešerše na základě doporučené vědecké literatury a dalších technických podkladů.
2. V rámci metodiky bude představení současného trendu v oblasti konstrukce trialových off-road vozidel podle nejnovější dostupné literatury, zahrnující technické specifikace a důkladný rozbor všech parametrů.
3. Na základě metodiky budou zvoleny specifické terénní podmínky v nichž budou testovány konkrétní kombinace významných trakčních parametrů vybraných trialových off-road vozidel a vyhodnoceny na základě měření v provozních podmínkách s odkazem na platné zásady v oboru terramechanika.
4. V diskuzi bude proveden rozbor a zhodnocení získaných podkladů v kontextu soudobé technické úrovně trialových off-road vozidel.
5. Závěrečná část práce bude obsahovat možná doporučení autora.

Doporučený rozsah práce

70

Klíčová slova

off-road vozidla, trakční vlastnosti, pneumatiky, kontaktní tlak, tlak huštění

Doporučené zdroje informací

Crolla D.A. Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body. 1th. Ed. 850s. Butterworth-Heinemann 2009. ISBN: 978-3895783715.

Grečenko A. Vlastnosti Terénních Vozidel. 118s. VŠZ 1994. ISBN: 80-213-0190-2.

Karafiath L.L., Nowatzki E.A. Soil Mechanics for Off-Road Vehicle Engineering. 1th Ed. 516s. Trans Tech Publications 1978. ISBN: 0-87849-020-5.

Wong J.Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering, 2nd Ed: Terrain Behaviour, Off-Road Vehicle Performance and Design. 488s. Wiley 2009. ISBN: 978-0750685610.

Wong J.Y. Theory of Ground Vehicles. 4th Ed. 592s. Wiley 2008. ISBN: 978-0470170380.

Předběžný termín obhajoby

2017/18 LS – TF

Vedoucí práce

Ing. Patrik Prikner, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Elektronicky schváleno dne 13. 1. 2017

doc. Ing. Miroslav Růžička, CSc.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 23. 1. 2017

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 31. 03. 2018

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: Trakční vlastnosti trialových off-road vozidel vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědom, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědom že, na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.

V Praze 1. dubna 2018

.....

Jakub Michal

Poděkování

Touto formou bych rád poděkoval členům týmu Autosema Racing za podporu, mnohaleté předávání zkušeností a zapůjčení některých měřených vozidel. Jmenovitě bych chtěl poté poděkovat mému otci Marku Michalovi, který mi zajišťoval morální a finanční podporu v off-road trialových závodech a také mi zapůjčil potřebné vybavení k vybudování měřicího polygonu. Dále bych chtěl poděkovat členům mé rodiny za výpomoc při měření, panu Ladislavu Roučkovi za výpomocné zemní práce, starostovi obce Šestajovice panu Romanu Hrdlicovi za poskytnutí prostor k vybudování měřicího polygonu a zejména panu Marku Vodrážkovi za zapůjčení třetího testovaného vozidla. Také bych chtěl poděkovat členům katedry Vozidel a pozemní dopravy na Technické fakultě ČZU za zapůjčení potřebného měřicího vybavení, jmenovitě poté vedoucímu této práce, panu Ing. Patriku Priknerovi, Ph.D, za konzultace při tvorbě této práce. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat Státní zkušební strojů v Praze 6 za poskytnutí možnosti provést měření v jejich laboratořích.

Abstrakt: Hlavním cílem této diplomové práce bylo definovat zásadní trakční parametry sportovních off-road vozidel, používaných v trialových soutěžích, a na základě testů vybraných vozidel je sofistikovaně přehodnotit. V úvodní části práce je uvedena základní charakteristika trialových soutěží, ze které jsou patrná některá konstrukční řešení trialových vozidel. Pro splnění cíle práce byly dále popsány na základě světové i domácí literatury zásadní trakční vlastnosti trialových vozidel. Mimo tyto vlastnosti bylo také poukázáno na nutnost zachování maximální možné manévrovatelnosti s ohledem na principy soutěže. Dále byla sestavena metodika měření a byla vybrána vozidla, u kterých byla provedena série testů. Těmto testům předcházela kalibrace měřicího přístroje (Plantograf) na základě porovnávání s předem zjištěnými a změřenými údaji vozidel. Série testů byla v závěrečné části práce vyhodnocena a bylo poukázáno na některé souvislosti jednotlivých trakčních vlastností, které se týkaly zejména stability a stykových ploch pneumatik. Vybrané vlastnosti byly také porovnány s praktickými případy a na základě výsledků byla do práce zahrnuta některá doporučení autora pro jízdu v daném terénu.

Klíčová slova: off-road vozidla; trakční vlastnosti; kontaktní tlak; tlak huštění; stabilita

Traction properties of trial off-road vehicles

Summary: The main object of the diploma thesis has been to define and revise fundamental traction parameters of off-road vehicles used in trial races. The methodology included the measurement of two selected vehicles that were tested. The testing was preceded by a calibration test of the pressure equipment (Plantograf). In the final, results confirmed links between the specific traction parameters including the stability and tyre contact areas. Specific combinations have been compared with practical use. The work has included some of the author's recommendations. The aim of diploma thesis was to evaluate traction parameters of off-road vehicles for trial races. In the introduction, a basic principles of trial races and specific requirements on the body of trial vehicles was presented. The analysis of the essential traction properties of trial cars has been described on the basis of scientific and technical world literature. In addition, maneuverability has been pointed out with respect to races regulations.

Key words: off-road vehicles; traction properties; contact pressure; inflation pressure; stability

Obsah

1.	Úvod.....	1
2.	Cíl práce	2
3.	Off-road.....	3
3.1.	Sportovní off-road vozidla.....	3
3.2.	Off-road trial	4
3.2.1.	Pravidla off-road trialových soutěží	4
3.2.2.	Technická pravidla - kategorie.....	5
4.	Hledané vlastnosti offroad trialových speciálů.....	8
4.1.	Manévrovatelnost	8
4.1.1.	Vozidla s říditelnou zadní nápravou	9
4.2.	Trakční vlastnosti.....	12
4.2.1.	Měkký podklad a jeho vlastnosti	12
4.2.2.	Tvrký podklad – adheze.....	15
4.2.3.	Styčná a styková plocha.....	16
4.2.4.	Odpor valení	18
4.2.5.	Hnací síla a hnací moment.....	21
5.	Parametry ovlivňující trakci vozidla	22
5.1.	Rozměry vozidla.....	22
5.2.	Poloha těžiště.....	24
5.2.1.	Stanovení polohy těžiště měřicí metodou	25
5.2.2.	Další metody stanovení polohy těžiště	31
5.3.	Hmotnost vozidla a její rozložení.....	31
5.4.	Konstrukce podvozků	33
5.4.1.	Křížení náprav.....	33
5.4.2.	Uzávěrka diferenciálu	34
5.5.	Průchodnost terénem a stabilita.....	35

5.5.1.	Stabilita vozidla	35
5.5.2.	Terén	38
6.	Pneumatiky	39
6.1.1.	Huštění pneumatik	39
6.1.2.	Plnost dezénu pneumatiky	42
6.1.3.	Samočistící efekt dezénu pneumatiky.....	42
6.1.4.	Výška dezénu	43
7.	Metodika	44
7.1.	Výběr posuzovaných objektů	44
7.2.	Popis stanovení těžiště.....	49
7.3.	Měření styčné a stykové plochy	51
7.3.1.	Snímač plošného rozložení tlaků Plantograf V10.....	51
7.3.2.	Otisk stykové plochy pneumatiky.....	53
7.3.3.	Výroba měřicího polygonu	53
7.3.4.	Další měření	55
8.	Kalibrace měření.....	56
9.	Vyhodnocení měření a diskuze	64
9.1.	Stanovení polohy těžiště	64
9.2.	Měření otisků pneumatik pomocí Plantografu	70
9.3.	Porovnání měřených pneumatiky	80
10.	Závěr.....	85
	Reference	87
	Seznam obrázků.....	90
	Seznam tabulek.....	92
	Seznam použitých symbolů.....	93
	Seznam příloh	I

1. Úvod

Již od dob vynálezu kola se lidstvo snaží budovat dopravní cesty. Trendem je tyto cesty stále upravovat s ohledem na zvýšení jejich bezpečnosti, rychlosti a také cestovního komfortu. V civilizovaných státech se klade důraz na propojenost cest, proto se státy stávají stále více propletenými sítí pozemních komunikací, což umožňuje lidem pohyb po zpevněných silnicích. Budování těchto cest je ovšem finančně velmi nákladné, a tak málo frekventované cesty nebo cesty v rozvojových oblastech si zachovávají svůj přírodní charakter. Pro pohyb mimo zpevněné cesty slouží off-road vozidla. Vývoj dnešních off-road vozidel je ale stále více směřován k využití na zpevněných silnicích s možností využití vozidla na nezpevněných cestách. Pro pohyb ve volném terénu soudobá off-road vozidla již příliš vhodná nejsou.

Jízdu v neupraveném terénu je možné ze samotné podstaty rozdělit do dvou druhů. Prvním je jízda v lehčím terénu, kdy je možné volit vyšší přepravní rychlost. Druhým případem je jízda ve velmi náročném terénu, kdy není možný rychlý pohyb vozidel. Právě v tomto těžkém, až extrémním terénu začal vznikat off-road trial. Vozidla upravená pro off-road trial jsou napříč všemi kontinenty velmi specifická a jsou na první pohled identifikovatelná. Tato práce bude věnována hodnocením trakčních a dalších vlastností vozidel uzpůsobených pro soutěže v off-road trialu.

V dnešní době má většina motoristických odvětví svá zastoupení v motorsportu, ze kterého jsou poté čerpány znalosti k vývoji produkčních vozidel. Využití sportovních off-road vozidel je ovšem velmi odlišné od využití produkčně vyráběných terénních automobilů. Proto je i jejich vývoj velmi specifický. Po celém světě, zejména v USA, se odvětví vývoje sportovních off-road vozidel stává čím dál více samostatné. Motorsport obecně podléhá obrovskému vývoji i díky technologiím, které jsou levnější a dostupnější. Právě i díky technickému posunu jsou vozidla stále více specifická pro dané typy závodů a tedy pro jejich smysl určení. Hlavním posláním sportovních off-road vozidel je zábava pro lidi, kteří mají rádi motorsport v kombinaci s přírodou. Jelikož se jedná pouze o zábavu, tak jejich vývoj nepodléhá všeobecnému nátlaku na ekologická vozidla a může se ubírat jen směrem zlepšování technických vlastností vozidel pro jejich lepší zdolávání terénu. Poznatky získané právě při vývoji těchto vozidel jsou přínosné spíše pro využití např. v armádě, zemědělství, lesnictví nebo pro vesmírný výzkum, než pro civilní využití.

2. Cíl práce

Práce si klade za cíl zhodnotit ve dvou částech zásadní trakční vlastnosti sportovních off-road vozidel používaných v trialových soutěžích. První částí je definovat zásadní trakční vlastnosti trialových vozidel na základě literárních podkladů světové a domácí tvorby. Tyto podklady budou detailně rozebrány a porovnány se skutečností na základě mnohaletých zkušeností autora v daném oboru. Druhou částí práce bude měření vybraných trakčních parametrů na vybraných trialových vozidlech. Před samotným měřením bude nejprve ověřena přesnost všech měření porovnávací metodou. V případě potřeby bude provedena zjednodušená kalibrace měřících přístrojů. Poté na základě série testů budou výsledky porovnány s první částí práce, přičemž trakční vlastnosti vozidel budou sofistikovaně přehodnoceny. Hodnoceny budou zejména parametry hmotnosti a polohy těžiště, které mají vliv na stabilitu a také souvislosti styčných a stykových ploch jednotlivých měřených vozidel v závislosti na terénních podmínkách a měnícím se tlaku huštění pneumatik.

3. Off-road

Výraz off-road je označení pro vozidla, které jsou určena pro jízdu mimo zpevněný povrch, tedy pro jízdu v terénu. Jejich základní poznávací znaky jsou např. obě hnané nápravy, vyšší průjezdnost v terénu nebo specifické pneumatiky a odlišná celková konstrukce od běžných automobilů. V dnešní době se mnohdy vozidla označují jako off-road, i když jsou určena zejména pro pohyb po silnicích. Tato práce se ovšem věnuje jen vozidlům, která jsou určena výhradně pro pohyb v terénu, který by byl pro běžná osobní vozidla neprůjezdný. Jedná se o vozidla do 3500 kg, která jsou určena pro motorsport, konkrétně pak pro soutěže v evropském Off-road trialu.

3.1. Sportovní off-road vozidla

Vlastnosti sportovních off-road vozidel jsou přizpůsobeny co možná největší možné trakci a průchodnosti terénem, tedy neřeší se dopad na půdu. Sportovní off-road vozidla také nejsou uzpůsobena k připojení dalších připojených zařízení, která se využívají např. pro armádní účely nebo v zemědělství. Proto mohou být tato vozidla velmi subtilní a účelová. Jejich terénní vlastnosti jsou mnohem lepší než u vozidel určených pro zemědělství, armádu nebo např. dopravu lidí a nákladů.

Rozdělení sportovních off-road vozidel

Pojem sportovní off-road vozidla, tedy vozidla určená pro motorsport, je široký. Proto je potřeba jasně definovat sportovní off-road vozidla pro účely této práce jako vozidla, která jsou určena k pohybu v terénu, který je pro běžné osobní automobily neprůjezdný. Vozidla určená pro soutěže, které jsou v Evropě nejvíce medializované, je možné rozdělit podle pohybu v terénu do tří hlavních skupin; (Michal, 2016):

- Off-road vozidla pro trialové soutěže.
- Off-road vozidla pro rychlostní závody.
- Off-road vozidla pro kombinaci rychlostních a trialových soutěží.

3.2. Off-road trial

Off-road trial je velmi specifická disciplína. Na rozdíl od většiny ostatních off-road disciplín ji nemůžeme porovnat s žádnou jinou disciplínou motorsportu, která by se konala jak v terénu, tak na zpevněných cestách. Další specifikum této disciplíny off-road motorsportu je velká rozmanitost terénu, kdy se může ve velmi malém území vystřídat hned několik typů a tvarů povrchů. Off-road trial se jezdí v mnoha modifikacích po celém světě. I přes nepropojenost soutěží mají veškeré trialové soutěže společné základní pravidlo. Jedná se o projetí vytyčené tratě, přičemž se hodnotí přesnost a preciznost průjezdu danou oblastí.

Tato práce se bude dále věnována pouze evropskému off-road trialu.

3.2.1. Pravidla off-road trialových soutěží

Základní vymezení off-road trialových soutěží je možné specifikovat podle jejich určení a hodnocení. Tyto soutěže jsou určeny pro terénní vozidla, která mají pohonem všech kol a celkovou hmotnost do 3500 kg.

V trialových soutěžích se hodnotí přesnost průjezdu vytyčené tratě. Trať je vytyčena pomocí bran (branek) na ohraničeném a uzavřeném území. Ohraničenému území se říká sekce. Posádka (řidič a nepovinně spolujezdec) musí během jedné soutěže projet přesný počet sekcí, který je určen v pravidlech. Pro mistrovství Evropy (ME) je počet stanoven na 16 sekcí ve dvou dnech. V každé sekci je vždy pouze jediné vozidlo.

System hodnocení soutěže

Soutěž je hodnocena metodou udělování trestných bodů za nepřesnosti v průjezdu branek a případně za další nepřesnosti a chyby v pohybu v sekci. Na zdolání vytyčených branek má posádka časový limit (rychlost průjezdu se nehodnotí). Časový limit bývá okolo 5 minut. V každé sekci bývá 5 – 7 branek, včetně startovní a cílové. Branky jsou vytyčené nejčastěji pomocí dvou dřevěných tyčí ve vzdálenosti 3 – 5 m od sebe a mají určené pořadí a směr průjezdu. Každá sekce se hodnotí zvlášť a na konci závodu se trestné body ze všech sekcí sečtou. Posádka, která má nejnižší počet trestných bodů, ve své kategorii vítězí. Více o soutěži; (Off-road club Czech, 2014), (Michal, 2016).

3.2.2. Technická pravidla - kategorie

Vozidla jsou rozdělena dle pravidel do 5 kategorií podle povolených technických úprav. Kategorie vozidel poté také určují samotnou náročnost průjezdu jednotlivých sekcí. Pro nejvyšší kategorii bývá zpravidla průjezd nejtěžší. Jednou z největších odlišností technických pravidel pro trialová vozidla od ostatních soutěží motorsportu je to, že trialová vozidla nemají žádné hmotnostní limity. Pravidly také není omezen objem motoru.

Rozdělení kategorií:

- 1) **Original (O)** - Jedná se o kategorii, ve které nejsou povoleny téměř žádné úpravy sériově vyráběných offroad vozidel. Tratě pro tuto kategorii jsou stavěny jako nejlehčí. Nejčastějším zástupcem vozidel je zde Suzuki Samurai 1.3.
- 2) **Standard (S)** - V této kategorii jsou již povoleny některé úpravy, které zásadně zlepšují vlastnosti vozidel. Nejčastějším zástupcem vozidel je zde rovněž Suzuki Samurai.
- 3) **Modified (M)** - Prostřední kategorie, která se vyznačuje největším množstvím povolených úprav s podmínkami. Jako příklad je možné uvést povolené pneumatiky. Velikost a typ dezénu pneumatik je libovolný, ovšem úprava sériových podběhů je umožněna pouze omezeně, a tak je v praxi velikost pneumatik omezena právě technickými možnostmi vozidla. Celkově kategorie M již představuje velmi upravená vozidla s porovnatelnými vlastnostmi vozidel z vyšších kategorií. Nejčastějším zástupcem vozidel, ze kterých se vychází, je také Suzuki Samurai, stejně jako v nižších kategoriích Original a Standard, viz Obr. 1 a).
- 4) **Promodified (PM)** - Kategorie umožňující téměř libovolnou konstrukci vozidla s omezením zákazu použití zadní říditelné nápravy. Hlavní restrikcí je pak vizuální stránka, kdy vozidlo musí připomínat nějaké běžně prodávané sériové off-road vozidlo.
- 5) **Prototyp (P)** - Jak je patrné z Tab. 1., pro kategorii Prototyp nejsou již žádné restrikce a omezení. Pravidla pouze hovoří o tom, že vozidla musejí plnit bezpečnostní předpisy a základní pravidlo o pohonu 4x4 a hmotnosti do 3500 kg. Jelikož speciály nemusejí vycházet z žádných sériových vozidel, tak konstruktéři přizpůsobují karoserie přímo pro dané účely. Proto karoserii tvoří přímo jen ochranný rám. Viz Obr. 1 b).

Z pravidel trialových soutěží také vyplývá, že se vozidla pohybují v terénu nízkou krokovou rychlostí. V místech, kde to reliéf terénu vyžaduje, se ale může rychlost vozidla pohybovat odhadem až do rychlosti $v_x = 14 \text{ m.s}^{-1}$ (tzn. 50 km.h^{-1}).

V tabulce jsou poté porovnány některé povolené úpravy, o kterých hovoří pravidla. Jak je patrné, tak pro kategorii Original nejsou téměř žádné úpravy povolené, zatímco pro kategorii Prototyp je povoleno vše.

Tab. 1 - Tabulka srovnání základní parametrů kategorií.

Typ omezení nebo povolené úpravy	Kategorie				
	O	S	M	PM	P
Pohon 4x4	•	•	•	•	•
Ochranný rám nad posádkou	•	•	•	•	•
Celý ochranný rám dle FIA příloha J		•	•	•	•
Min. 4 bodové bezpečnostní pásy a závodní sedačky		•	•	•	•
Povolená úprava karoserie			•	•	•
Ochrana karoserie ochranným rámem		•	•	•	•
Neoriginální motor a nápravy			•	•	•
Koncové převody náprav				•	•
Uzávěrky diferenciálu - zadní	•	•	•	•	•
Uzávěrky diferenciálu - přední		•	•	•	•
Neoriginální zavěšení náprav			•	•	•
Neoriginální pružiny a jejich zavěšení				•	•
Dělené brzdy a plně hydraulické řízení				•	•
Libovolné pneumatiky			•		•
Neoriginální řízení			•	•	•
Řízení zadní nápravy					•

• označuje, že je daná úprava povolená

Pozn.: Rozdělení je pouze orientační. Možnost použití úprav bývá mnohdy podmíněna dalšími restrikcemi.

Zdroj: archiv autora, (Off-road club Czech, 2014)

Koncepce vozidel vyšších tříd

Zatímco vozidla v kategoriích O, S a M jsou si po konstrukční stránce všechna velmi podobná, tak vozidla kategorie P jsou více odlišná i díky méně restrikcím v technických předpisech. Odlišnosti mohou být jak ve tvaru a typu konstrukce karoserie, ale také v konstrukci celého vozidla. V podstatě je možné většinu trialových speciálů vyšších tříd rozdělit do dvou hlavních skupin.

V první skupině jsou vozidla, jejichž hlavní filozofií je nízká celková hmotnost. S tím se pojí možnost využití méně výkonných pohonných jednotek. Omezením může být možnost použití pneumatik do maximálního průměru 42". Pohonné jednotky a ústrojí těchto vozidel nejsou dimenzovány na přenos dostatečného točivého momentu pro větší průměr pneumatik. Obecně platí, že při konstantním hnacím momentu M_h se se zvyšujícím poloměrem pneumatik r hnací síla F_h zmenšuje dle základního vzorce:

$$F_h = \frac{M_h}{r} \quad (1)$$

Druhou skupinu tvoří vozidla, která využívají právě kola s větším průměrem než 42". Pro přenos dostatečného hnacího momentu musí být vozidla vybavena výkonnými pohonnými jednotkami a pohonným ústrojím, které umožňuje přenos vysokého točivého momentu. Tyto komponenty jsou vesměs vždy těžší, a tak hmotnost je zde až druhým kritériem za výkonem. Vozidla tohoto typu jsou v posledních letech stále méně úspěšná, a tak jejich procentuální zastoupení stále klesá.

Práce bude dále zaměřena zejména na vozidla kategorií M, PM a P, které mohou zdolávat těžší terén, než vozidla zbývajících kategorií.

Obr. 1 - Trialové speciály týmu Autosema Racing v letech 2013 – 2014.



a)

b)

a) vozidlo kategorie Modified; b) vozidlo kategorie Prototyp

Zdroj: archiv autora

4. Hledané vlastnosti offroad trialových speciálů

Cílem této práce je zhodnotit zejména trakční vlastnosti offroad trialových speciálů. Vlastnosti jsou ovlivněny celou řadou faktorů, které na první pohled nemusí být společně provázány. Z principu trialových soutěží ovšem vyplývá, že je potřeba vytvořit kompromis mezi trakčními vlastnostmi a nezbytnou maximální možnou manévrovatelností.

4.1. Manévrovatelnost

Manévrovatelnost patří bezpochyby mezi hlavní vlastnosti trialových speciálů. Z principu soutěže (viz kapitola 3.2.1.), je zřejmé, že pro přesný pohyb terénem je potřeba obratnost. Pokud by vozidlo mělo výborné trakční vlastnosti, ale špatnou manévrovatelnost, tak se v trialové sekci nedokáže obratně pohybovat a posádka bude sbírat trestné body. Proto pro samotnou soutěž, kde jde o co nejlepší výsledek, je tato vlastnost jedna z nejdůležitějších. Manévrovatelnost není určena jen celkovými rozměry vozidla, (viz kapitola 5.1), ale ovlivňuje ji také celá řada dalších dílčích faktorů, které mohou mít i přímou návaznost na ovlivnění trakčních vlastností.

Manévrovatelnost je z konstrukčního hlediska omezena pravidly soutěže, a to zejména pro nižší kategorie, kde jsou zakázány prvky zvyšující tuto vlastnost oproti sériovým vozidlům. Pro kategorii Promodified jsou tyto restrikce menší a pro kategorii Prototyp již v podstatě žádné omezení není. Příkladem jsou dělené brzdy, které jsou právě pro tyto dvě nejvyšší kategorie povolené. Dělenými brzdami je myšlena možnost zabrzdění jednotlivých kol nezávisle na sobě. Poté je možné např. zastavit kola na jedné straně, kde vznikne 100% smyk. Veškerý hnací moment přiváděný na nápravu je poté pomocí diferenciálu převáděn na kolo, které není brzděno. Při správném použití se jedná o kombinaci principu smykem řízených vozidel a natáčejících se kol. Kombinace těchto principů způsobí mnohem menší poloměr otáčení, což je jeden z přímých ukazatelů manévrovatelnosti. Manévrovatelnost také ovlivňuje rychlost natáčení kol. Proto je opět pro dvě nejvyšší kategorie povoleno plně hydraulické řízení natáčení kol; (Michal, 2016).

Negativní ovlivnění manévrovatelnosti

Z Obr. 2 je patrné, že každé kolo při zatačení opisuje jinak dlouhou dráhu. Diferenci v délce drah umožňuje právě nápravový a mezinápravový diferenciál. Většina trialových speciálů mezinápravový diferenciál nemá, anebo ho má natrvalo uzamčený. To způsobuje drobný prokluz kol při zatačení a s tím spojené negativní ovlivnění manévrovatelnosti.

Problémy mohou vzniknout na tvrdém podkladu, kde obtížně vzniká prokluz kol a kde hrozí deformace pohonných součástí. Jak je ale patrné z Obr. 2, tak je rozdíl drah vždy vyšší mezi stranami nápravy, než mezi nápravami samotnými. Z toho plyne, že jsou pro ovlivnění manévrovatelnosti podstatnější nápravové diferenciály než mezinápravové. V terénu ovšem dochází velmi často k nestejnému zatížení kol, kdy vzniká prokluz a je tak negativně ovlivněna trakce. Proto se využívají nápravové uzávěrky diferenciálu, viz kapitola 5.4.2. Pro manévrovatelnost je tedy podstatné, aby uzávěrky rychle a spolehlivě vypínaly ve chvílích, kdy je potřeba zatáčet.

Obr. 2 - Dráhy jednotlivých kol vozidla při průjezdu zatáčkou.



Zdroj: archiv autora

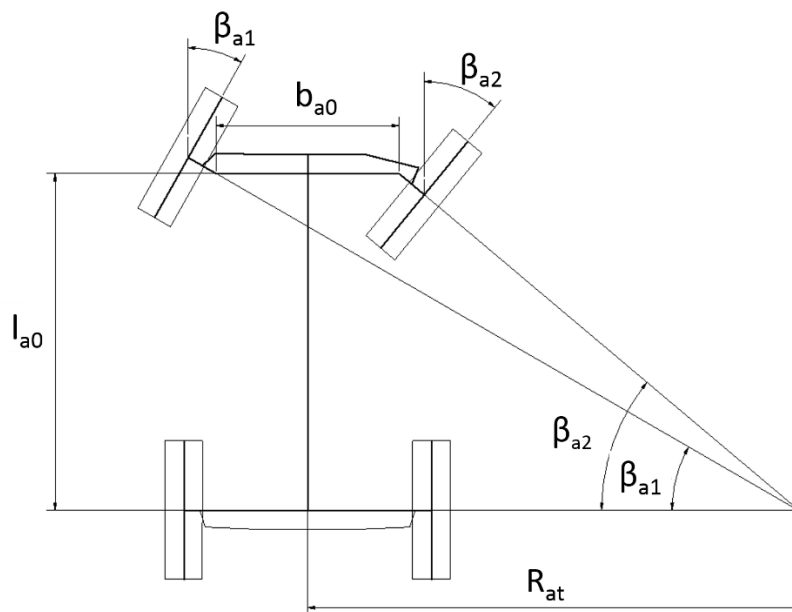
4.1.1. Vozidla s říditelnou zadní nápravou

Vozidla v kategorii Prototyp mají povolenou říditelnou zadní nápravu, viz kapitola 3.2.2. Jelikož cílem konstruktérů off-road trialových speciálů je dosáhnout co možná nejvyšší manévrovatelnosti, tak se v této kategorii zadní říditelná náprava využívá až na naprosté výjimky vždy. Poloměr otáčení vozidla se tak výrazně zmenší.

Problém ale nastává při samotné konstrukci. Jako přední i zadní náprava vozidel z kategorie Prototyp se ve většině případů využívají přední nápravy z lehkých vojenských nebo nákladních vozidel. Vždy se jedná o vozidla, která mají říditelnou pouze přední nápravu. Tudíž při použití těchto náprav vzniká problém s Ackermannovou podmínkou.

Ackermannova podmínka spočívá v tom, že při běžném zatáčení musí vnitřní kolo zatočit o větší úhel než kolo venkovní, aby nedocházelo prokluzu kol, ale aby se kola stále jen odvalovala. Tuto geometrickou podmínku popisuje právě Ackermanova podmínka řízení, která říká, že střed otáčení musí ležet na prodloužené ose zadní nápravy, zde vznikne tzv. pól. Ten je určen úhlem natočení kol β_1 a β_2 , vzdáleností otočných čepů nápravy b_0 a rozvorem l , viz Obr. 3.

Obr. 3 - Ackermannova podmínka řízení.

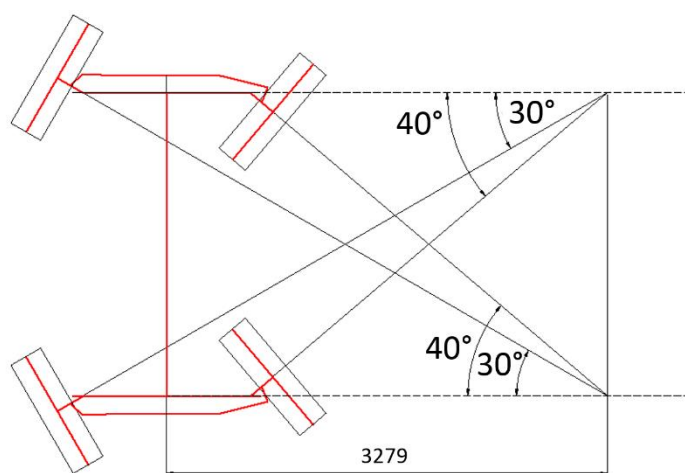


Zdroj: archiv autora

Poloměr otáčení je pro každé kolo jiný, protože každá strana vozidla opisuje jinak dlouhou dráhu, viz Obr. 2.

Pro konkrétní případ byl vybrán speciál z nejvyšší kategorie Prototyp. Jak je patrné z Obr. 4, tak při natočení obou náprav vznikají dva póly otáčení. Teoretický střed otáčení leží mezi těmito dvěma póly. Poloměr otáčení se při zatočení obou náprav zmenší, ale jeho zmenšení není možné považovat za poloviční oproti vozidlům s říditelnou pouze jednou nápravou. Právě u Prototypů je patrné, že při natáčení obou náprav kola prokluzují. Což je způsobeno právě nedodržením Ackermannovy podmínky. Tento jev zhoršuje teoretický poloměr otáčení, a to zejména na tvrdém povrchu. Také velmi nepříznivě působí např. při jízdě v náklonu, kdy při natočení kol obou náprav může dojít vlivem chybné geometrie ke snosu.

Obr. 4 - Ackermannova podmínka řízení natočení obou náprav.



Zdroj: archiv autora

Řešením by mohlo být přitáčení vnitřních kol, kde je potřeba úhel natočení zvětšit. Tento způsob řešení byl již aplikován na jednom švédském trialovém speciálu, pomocí přídavných přímočarých hydromotorů, viz Obr. 5. Povedlo se mu tak teoreticky vyřešit problém s Ackermannovou podmínkou. Nevýhoda ovšem byla ta, že řidič musel přitáčení ovládat sám, a tak úhel přitáčení byl pouze odhadován. Druhou a zcela zásadní nevýhodou pak byla náročnost a složitost ovládání celého hydraulického systému, kdy řidič musel ovládat hned několik úkonů.

Pozn.: Spolujezdec dle platných pravidel nesmí zasahovat do řízení vozidla, což by přitáčení kol bylo. Proto vše musel obstarávat řidič.

Obr. 5 - Přitáčení vnitřních kol pomocí přídavných přímočarých hydromotorů.



Zdroj: archiv autora

Správné nastavení úhlu natáčení kol je závislé na mnoha faktorech a požadovaných vlastnostech. Tato kapitola měla za cíl pouze poukázat na některé nedostatky v konstrukci s odkazem na základní princip Ackermannovy podmínky; (Vlk, 2000).

4.2. Trakční vlastnosti

Trakční vlastnosti je možné shrnout jako veškeré vlastnosti vozidla, které ovlivňují samotnou trakci, a to přímo i nepřímo. Jedná se o základní vlastnosti pro každé vozidlo, zejména pak pro vozidla, která se pohybují terénem. Trakční vlastnosti nejsou udány pouze trakcí a parametry, které trakci ovlivňují, ale také dalšími parametry, které jsou rozebrány postupně v kapitole 5.

Pojem trakce je velmi široký a jeho přesná definice je složitá, jelikož se používá v různých vědních oborech. Trakci je možné definovat pro vozidla jako přenos hnacího momentu na podklad. Jedná se tedy o interakce pneumatiky a podkladu. Na nezpevněném povrchu se touto interakcí zabývá vědní obor Terramechanika.

4.2.1. Měkký podklad a jeho vlastnosti

Na měkkém podkladu je velmi důležité zvolit vhodný typ dezénu a huštění pneumatiky. Ideální je stav, kdy je dezén celý zabořený do povrchu a zároveň není vytvářena hluboká stopa. Zaboření dezénu a hloubku stopy ovlivňuje typ terénu a stav pneumatiky. Interakci povrchu (terénu) a pohybujícího se tělesa (pneumatiky) popisuje vědní obor Terramechanika. Hlavním parametrem půdy pro účely charakteristiky interakce pneumatiky s půdou je smyková pevnost půdy.

Smyková pevnost půdy

Smykovou pevnost půdy τ_m definoval již v roce 1773 Coulomb pomocí vzorce:

$$\tau_m = c + q_s \cdot \tan \varphi = f(q_s) \quad (2)$$

, kde c je označení soudržnosti půdy (koheze) a φ označuje úhel vnitřního tření jednotlivých částic půdy. Koheze je závislá zejména na zhutnění a obsahu jílovitých částic v půdě. Pokud tyto parametry rostou, tak se koheze c zvyšuje. Úhel vnitřního tření φ s rostoucí vlhkostí naopak klesá. Parametry koheze a úhlu vnitřního tření je třeba v Terramechanice považovat

za hodnoty soustavy půda – pneumatika a monet, který je na ní přenášen. Tyto parametry je možné stanovit pouze měřením; (Karafiath, a další, 1978), (Grečenko, 1994).

Na základě měření je tedy možné dojít k závěrů, že pro plně saturovanou zeminu vodou se stanoví hodnota smykové pevnosti půdy dle vzorce:

$$\tau_m = c \quad (3)$$

a naopak pro suchý písek se hodnota smykové pevnosti stanoví dle vzorce:

$$\tau_m = q_s \cdot \tan \varphi \quad (4)$$

Prokluz kol

Prokluz δ je definován poměrnou skluzovou rychlostí v_δ , která vzniká ve styčné ploše při přenosu podélné síly F_x proti směru jízdy. Prokluz je definován vztahem:

$$\delta = \frac{v_\delta}{v_t} = \frac{v_t - v_x}{v_t} = 1 - \frac{v_x}{v_t} \quad (5)$$

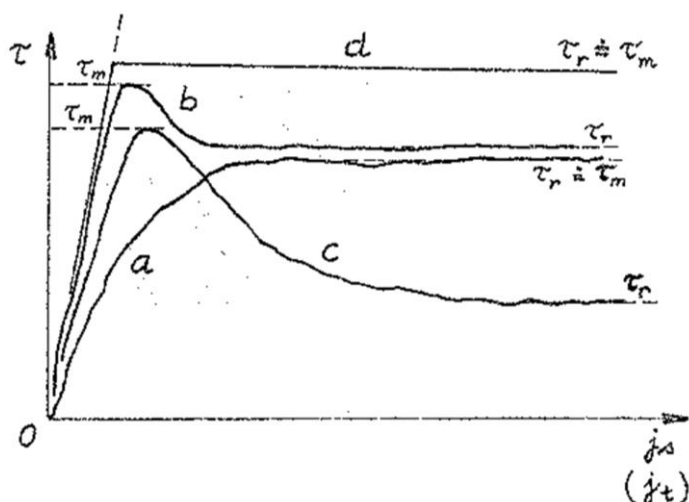
, kde rychlost valení $v_t = r_v \cdot \omega$, v_x je skutečná rychlost a r_v je valivý poloměr, viz kapitola 6.1.1; (Grečenko, 1994), (Wong, 2008).

Prokluz je způsoben zejména posuvem půdy j_s pod pneumatikou a také deformací pneumatiky j_t . Celková deformace je poté vyjádřena vztahem:

$$j = j_s + j_t \quad (6)$$

Posuv půdy pod pneumatikou je velmi složitým dějem. Jeho přesné popsání a určení je možné provést pouze pomocí měření. Právě na základě měření bylo zjištěno, že posuv půdy je funkcí smykového napětí, viz Obr. 6; (Grečenko, 1994).

Obr. 6 - Graf závislosti smykového napětí na posuvu.



Zdroj: (Grečenko, 1994)

Křivky znázorňují závislost smykového napětí na posuvu pro různé typy půdy při stálém kontaktním tlaku q_s :

- Křivka *a* představuje kyprou kultivovanou půdu.
- Křivka *b* znázorňuje suchou ztuhlelou půdu s vysokým obsahem jílu.
- Křivka *c* je charakteristická pro travní porost s vysokým obsahem vody.
- Křivka *d* představuje velmi tvrdou podložku.; (Grečenko, 1994).

Hnací moment od hnacího ústrojí je převáděn na kolo. V místě styku pneumatiky s podložkou vzniká hnací síla, která je převáděna na povrch, viz Obr. 7. Právě pro odhad teoretické možné hnací síly, kterou dovolí terén přenést bez prokluzu kol, je definován vztah:

$$F_h = b \left(\frac{1}{2} \cdot \gamma_s \cdot h_b^2 \cdot N_\varphi + 2 \cdot c \cdot h_b \cdot \sqrt{N_\varphi} \right) \quad (7)$$

, kde F_h značí teoretickou možnou hnací sílu, b šířku stopy, γ_s hustotu zeminy, c kohezi, h_b hloubka stopy a N_φ přepočtenou hodnotu součinitele vnitřního tření, které se vypočte dle vztahu:

$$N_\varphi = \tan^2 \left(45^\circ + \frac{\varphi}{2} \right) \quad (8)$$

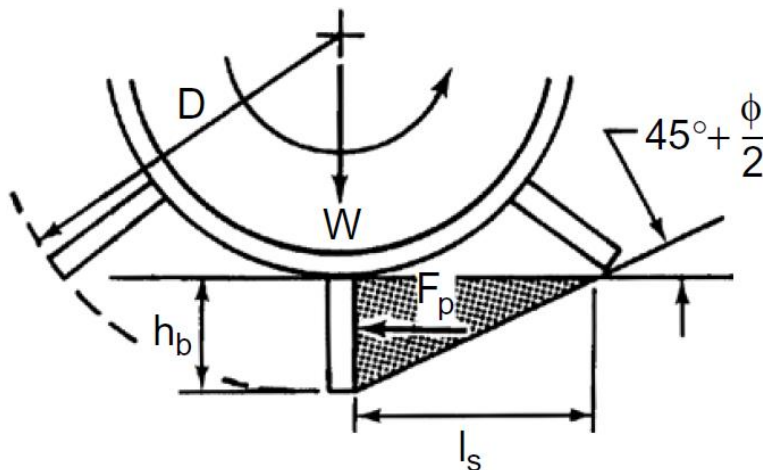
Pokud je kontaktní tlak q působící na terénní podklad dostatečný, dojde k zaboření zubů dezénu až k běhounu. Poté je hloubka stopy větší než výška dezénu a tlak působí také před nebo za zubem dezénu, výsledná síla může být vyjádřena vztahem:

$$F_h = b \left(\frac{1}{2} \cdot \gamma_s \cdot h_b^2 \cdot N_\varphi + q \cdot h_b \cdot N_\varphi + 2 \cdot c \cdot h_b \cdot N_\varphi \right) \quad (9)$$

, q tlak vyvíjený na podložku.

Tyto vzorce jsou pouze modelové. Není zde započtena síla, která působí na temena zubů. Také jsou výpočty brány pro pneumatiky, které mají zuby přes celou šířku běhounu a v záběru je vždy pouze jedna řada zubů; (Wong, 2008), (Wong, 2009).

Obr. 7 - Interakce řezání půdních bloků a dezénu pneumatiky.



Zdroj: (Wong, 2009)

4.2.2. Tvrdý podklad – adheze

Na tvrdém podkladu nedochází k zaboření dezénu do povrchu, po kterém vozidlo jede. Styčná plocha se zmenší právě jen na plochu otisku dezénu. V kontaktní ploše mezi dezémem a podložkou vzniká tření, které zajišťuje přenos hnacího nebo brzdného momentu na povrch. Vzorec pro tření, který definoval Coulumb, zní:

$$F_t = f \cdot F_z \text{ [N]} \quad (10)$$

, kde F_t je třecí síla, f je součinitel tření a F_z je síla působící ve směru normály.

Pro tření pryže a povrchu tento vzorec platí jen přibližně, jelikož zde nefiguruje ani velikost styčné plochy a ani rychlost otáčení pneumatiky. Ze vztahu (10) je možné určit horní mez třecí síly, nikoliv přesnou hodnotu. Pryž vytváří tření třemi hlavními způsoby: adhezí, deformací a opotřebením. Adheze představuje míru interakce pneumatiky a vozovky, popisuje tedy zjednodušeně přilnavost pryže k povrchu. Čím je adheze větší, tím je poté možné přenést větší hnací (případně brzdny) moment na povrch; (Šachl (st.), a další, 2008).

Adheze zahrnuje velké množství faktorů, které ji samotnou určují. Z těch hlavních je možné jmenovat:

- Velikost styčné plochy - Tento faktor ovlivňuje adhezi na suchém a hladkém povrchu nejvíce. Plochu určuje zejména **huštění pneumatik** a jejich **zatížení**.
 - S vyšším zatížením pneumatik se zvyšuje styčná plocha pneumatiky a pneumatika tak více „obaluje“ nerovnosti povrchu; (Haney, 2003).
 - Při snížení tlaku huštění v pneumatikách dochází ke zvýšení styčné plochy pneumatiky a povrchu. Tím lze také dosáhnout vyšší adheze.
- Skluz kola - Nejvyšší adheze je možné dosáhnout, pokud nastane skluz mezi dezénem pneumatiky a povrchem cca 10 - 30%.
- Rychlost vozidla - Se vzrůstající rychlostí klesá celková styčná plocha.
- Další faktory: dezén pneumatiky, složení pryže běhounu pneumatiky, teplota, textura a stáří povrchu, jeho znečištění drobení, ojetí dezénu, množství vod.

Deformace se poté projevuje na tvrdém hrubém povrchu, kde je adheze nižší, z důvodu zmenšení plochy styku. Opotřebení pneumatiky nastane při překročení místního napětí v pryži. Příkladem může být vniknutí ostrých výběžků povrchu do pryže pneumatiky, kdy dojde k trhlinám v pryži a může dojít až k oddělení částí dezénu od zbytku pneumatiky; (Haney, 2003).

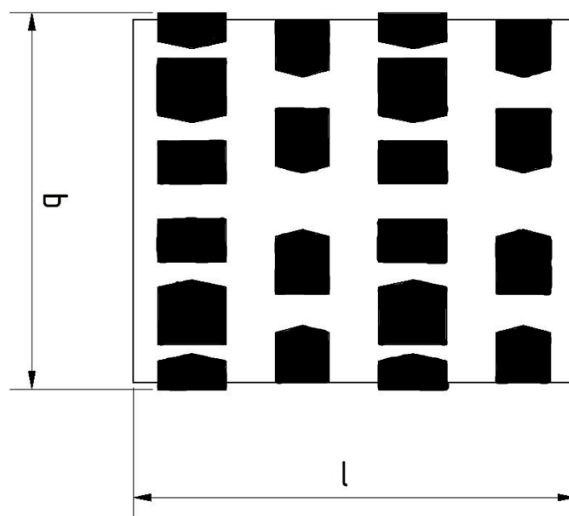
4.2.3. Styčná a styková plocha

Styčná i styková plocha se stanoví z otisku pneumatiky. Styčná plocha S_o je definována jako velikost otisku pneumatiky včetně zubových mezer, zatímco styková plocha S_d je pouze plocha otisknutého dezénu.

Plocha otisku je na měkké půdě definována jako svislý průmět styčné plochy do roviny povrchu, při kterém dojde k úplnému zaboření dezénu a do plochy se tak otiskne i běhoun pneumatiky. Plocha otisku na tvrdé podložce je definována jako svislý průmět stykové plochy do roviny povrchu, při kterém nedojde k zaboření zubů dezénu; (Schjønning, a další, 2008).

Při nulové rychlosti valení pneumatiky ($v_t = 0$) je velikost styčné plochy závislá na huštění a parametrech pneumatiky (šířka a poloměr r_s , viz kapitola 6.1.1) viz Obr. 8. Dále je závislá na zatížení pneumatiky F_z a také povrchu pod pneumatikou.

Obr. 8 - Schéma otisku závodní pneumatiky pro určení velikosti styčné a stykové plochy.

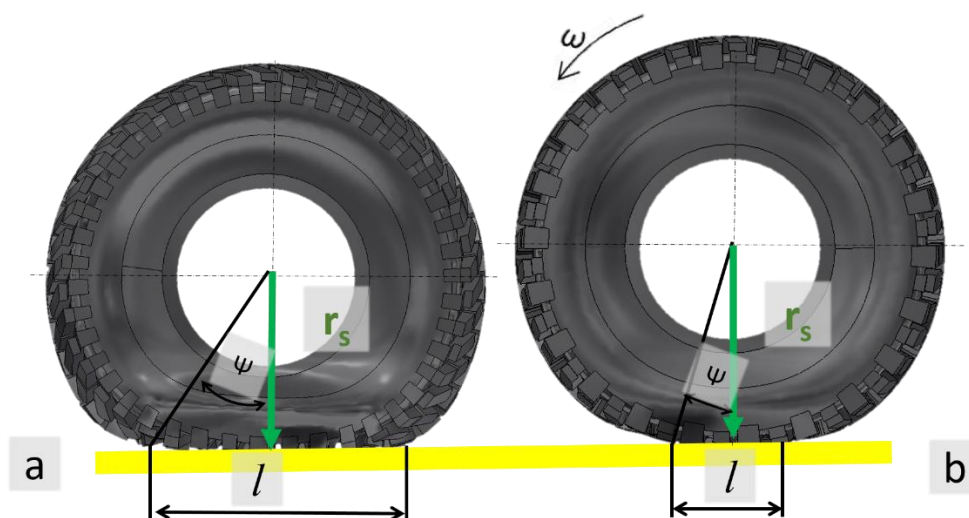


Zdroj: archiv autora

Styková plocha S_d na tvrdé podložce je označena černou barvou. Styčná plocha S_o je plocha dle vzorce $S_o = b \cdot l$

Při nenulové rychlosti valení pneumatiky ($v_t \neq 0$) je plocha otisku závislá také právě na velikosti rychlosti valení. Se vzrůstající rychlostí valení klesá styčná plocha. Tento jev je způsoben zejména odstředivou silou, která pneumatiku vrací do kruhového tvaru. Vliv má také elasticita a deformace pryže, která se při vyšších rychlostech valení nestihá zcela přizpůsobit tvaru terénu, viz Obr. 9. (Wong, 2009).

Obr. 9 - Změna délky otisku pneumatiky při nulové rychlosti a nenulové.

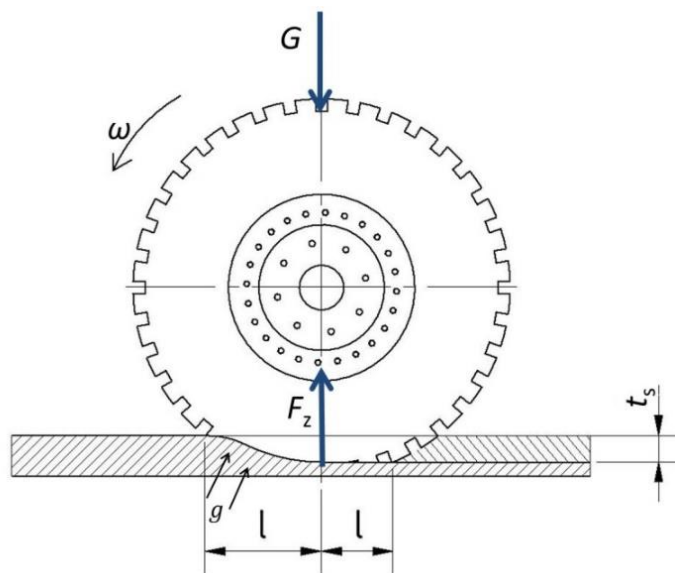


Zdroj: archiv autora

Případ a je pro statické kolo, případ b pro kolo, které se valí nenulovou rychlostí.

S hloubkou stopy se plocha mění také, jako při nenulové rychlosti valení, ovšem s tím rozdílem, že se délka otisku před osou kola prodlužuje a za osou kola se neprodlužuje. Naopak se může i zmenšovat.; (Schwanghart, 1991), (Grečenko, 1995).

Obr. 10 - Délka otisku pneumatiky při tvorbě stopy.



Zdroj: archiv autora, upraveno: Grečenko, 1994

Kontaktní tlak

Velikost kontaktního tlaku je stanovena z velikosti styčné plochy a z velikosti zatížení pneumatiky. Střední kontaktní tlak je možné stanovit dle vzorce:

$$q_s = \frac{F_z}{S_0} = \frac{F_z}{b_p \cdot l_p} \quad (11)$$

, kde S_0 označuje velikost styčné plochy, která se stanoví ze součinu šířky otisku stopy b_p a délku otisku stopy l_p .

4.2.4. Odpor valení

Odpor valení F_r je síla, která působí proti hnací síle. Skládá se z vnitřní složky F_{ri} a vnější složky F_{re} , podle vzorce:

$$F_r = F_{ri} + F_{re} \quad (12)$$

Vnitřní odpor valení

Vnitřní odpor valení je síla, která vzniká proti hnací síle zejména vlivem deformace a posuvu pneumatiky. Pokud se vozidlo pohybuje konstantní rychlostí v přímočaré dráze, tak je hnací moment spotřebován na pokrytí ztrát dle vzorce:

$$M_h = r_v \cdot F_{ri} \quad (13)$$

Tento vzorec platí na tvrdé podložce a za nízkých rychlostí. Pokud se vozidlo pohybuje nekonstantní rychlostí a je tedy zrychlováno nebo brzděno, kolo musí překonávat surný odpor F_{ts} , který je roven vnitřnímu odporu valení. Bezztrátová hnací síla F_{zh} je tedy na tvrdé podložce zmenšena o vnitřní odpor valení, dle vzorce:

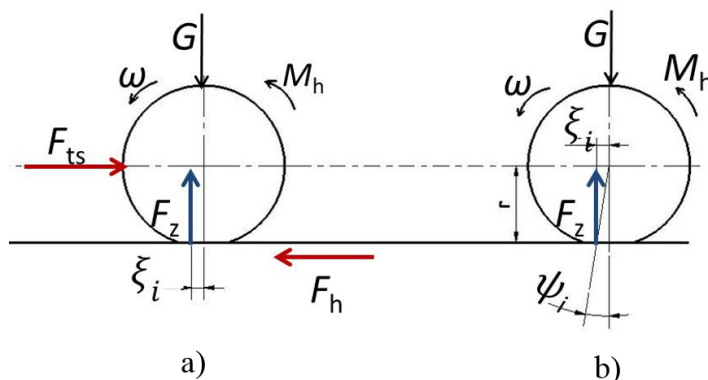
$$F_h = \frac{M_h}{r_v} - F_{ri} = F_{zh} - F_{ri} \quad (14)$$

Vnitřní odpor valení je možné také definovat dle vzorce:

$$F_{ri} = \xi_i \cdot \frac{F_z}{r_v} = \psi_i \cdot F_z \quad (15)$$

, ψ_i označuje vnitřní součinitelem valení a ξ_i rameno vnitřního valivého odporu; (Grečenko, 1994), (Wong, 2008).

Obr. 11 - Vnitřní odpor valení na tvrdé podložce.



Zdroj: archiv autora, upraveno z: Grečenko, 1994

a) Vnitřní odpor snižuje hnací sílu F_h . b) Grafické znázornění vztahu mezi ramenem valivého odporu ξ_i a součinitelem valení ψ_i (platí také pro vnější odpor valení).

Na měkké podložce se vnitřní odpor snižuje, jelikož nastává menší deformace pneumatiky vlivem vytvářením stopy. Na vnitřní odpor má mimo jiné vliv rychlost jízdy a huštění pneumatik, viz Tab. 2.

Tab. 2 - Závislost vnitřního součinitele valení na huštění pneumatik.

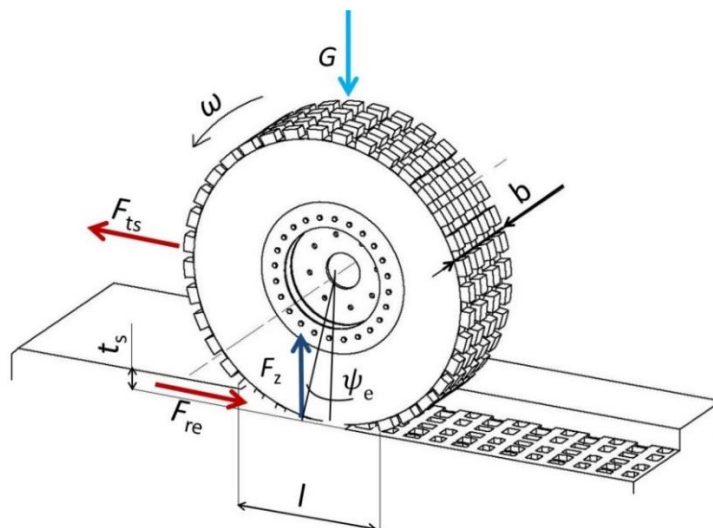
Tlak huštění pneumatik [kPa]	Vnitřní součinitel valení ψ_i [-]
≥ 100	0,015 – 0,02
< 100	0,02 – 0,03

Zdroj: (Grečenko, 1994)

Vnější odpor valení

Pokud je valením kola vytvářena trvalá stopa, vzniká také vždy vnější odpor valení F_{re} . Síla F_{re} se projevuje vždy jako vnější účinek; (Grečenko, 1994).

Obr. 12 - Vnější odpor valení.



Zdroj: archiv autora, upraveno: Grečenko, 1994

Pro stanovení vnějšího odporu platí vztah:

$$F_{re} = \psi_e \cdot F_z \quad (16)$$

Vnější součinitel valení se určí podobně jako vnitřní součinitel a to ze vztahu:

$$\psi_e = \frac{F_{re}}{F_z} \quad (17)$$

, kde ψ_e je vnějším součinitelem valení.

Celkový součinitel valení je poté roven součtu vnitřního a vnějšího součinitele, stejně jako celkový odpor valení:

$$\psi = \psi_e + \psi_i \quad (18)$$

Součinitel valení se snižuje se zhutněním půdy, tedy v praxi se součinitel snižuje při opakovaném průjezdu jednou stopou.

4.2.5. Hnací síla a hnací moment

V kapitole 4.2.1 je popsána hnací síla z pohledu Terramechaniky, tedy z pohledu vlastností půdy a síly, jakou je půda schopna v interakci s pneumatikou přenést. Druhým případem je pohled na vozidlo, jakou hnací sílu (hnací moment) musí hnací ústrojí vyvinout, aby se vozidlo mohlo pohybovat terénem. Hnací síla na kole musí být rovna síle celkového odporu valení na jednom kole. Poté vozidlo může zůstat v rovnoměrném přímočarém pohybu dle vzorce:

$$F_{hi} = F_r = F_{ri} + F_{re} = F_z \cdot \psi \quad (19)$$

, kde síla F_r značí celkové odpory a F_{hi} je potřebná hnací síla na jedno kolo vozidla.

Pro nenulové zrychlení se hnací síla jednoho kola určí pomocí vzorce:

$$F_{hi} = F_r + F_a \quad (20)$$

, kde síla F_a značí sílu zrychlující vozidlo. Síla působící zrychlení F_a může dosahovat kladných hodnot pro akceleraci a záporných pro brždění. Určí se ze základního vztahu:

$$F_a = m_i \cdot a \quad (21)$$

, kde m_i je hmotnost vozidla připadající na jedno kolo a a je zrychlení vozidla.

Pro stanovení celkové hnací síly je potřeba vypočtenou sílu F_h vynásobit počtem kol. Pro trialové speciály to jsou vždy 4 kola. Vzorec je tedy poté; (Grečenko, 1994):

$$F_h = \sum F_{hi} \quad (21)$$

Výpočet hnacího momentu

Z hnací síly F_h je poté možné určit potřebný hnací moment M_h . Při použití vztahu (15), (16) a (18) pro nulové zrychlení vznikne konečný vzorec; (Michal, 2016):

$$M_h = F_h \cdot r_v + F_z \cdot \psi \cdot r_v \quad (22)$$

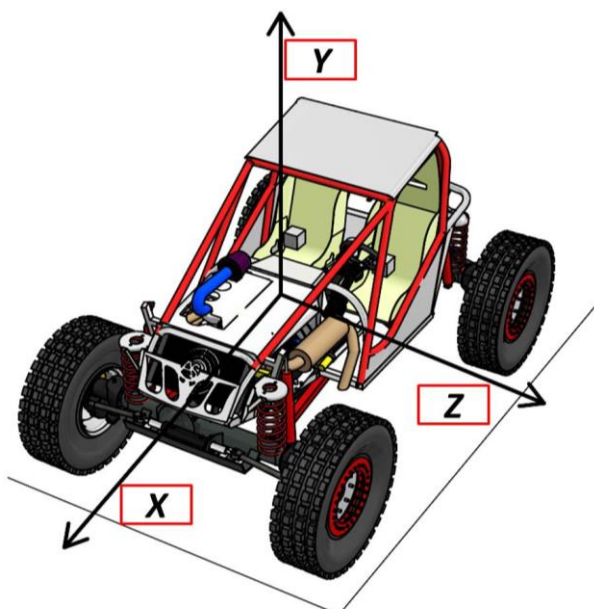
5. Parametry ovlivňující trakci vozidla

Cílem této kapitoly je shromáždit parametry, které přímo nebo nepřímo ovlivňují trakční vlastnosti offroad trialových speciálů.

5.1. Rozměry vozidla

Rozměry vozidla jsou základním parametrem, který ovlivňuje mnoho dalších faktorů a také již zmíněnou manévrovatelnost. Pro lepší orientaci je vhodné zavést třírozměrnou soustavou souřadnic v horizontální rovině, kterou procházejí osy X , Y , Z , viz Obr. 13; (Vlk, 2003), (Jazar, 2008).

Obr. 13 - Určení třírozměrných souřadnic vozidla.



Zdroj: archiv autora

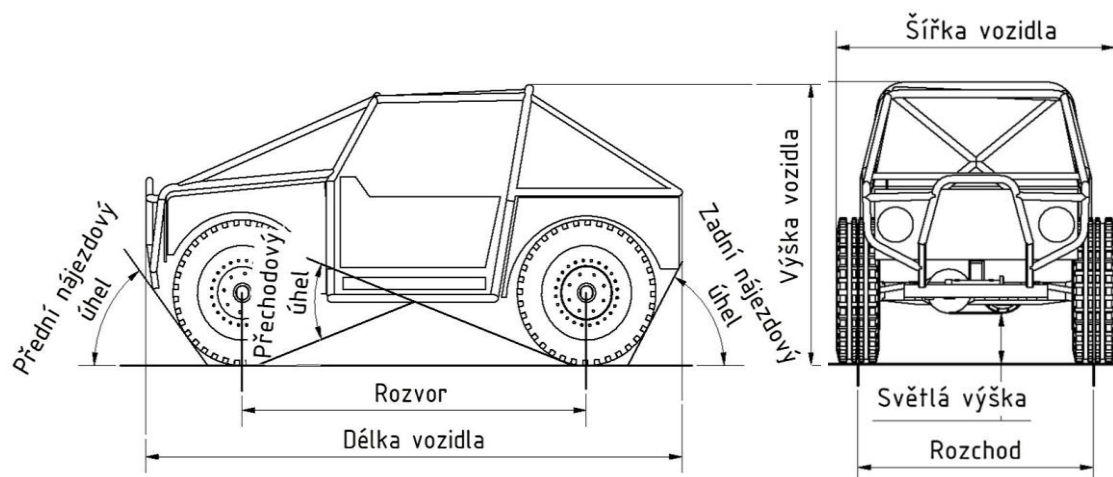
Pozn.: Soustava je volena v nekonvenčním rozložení pro vzájemnou přehlednost v 3D a v 2D modelech.

Rozměry vozidla jsou definovány normou (ČSN 30 0026, 1979), viz Obr. 14.

- **Rozvor (L)** – Vzdálenost kolmic spuštěných ze středů kol k základně na téže straně vozidla.
- **Rozchod (K)** – Vzdálenost ohniskových středů kol na jedné nápravě.
- **Šířka vozidla** - Vzdálenost dvou rovin kolmých k základně, které se dotýkají vozidla na obou bočních stranách.
- **Délka vozidla** – Vzdálenost dvou rovin kolmých k základně, které se dotýkají předního a zadního konce vozidla.

- **Výška vozidla** – vzdálenost mezi základnou a rovnoběžnou rovinou, která se dotýká nejvyššího místa vozidla.
- **Světlá výška** – vzdálenost základny od nejnižšího pevného bodu vozidla mezi nápravami ve střední části.
- **Přední a zadní nájezdový úhel** – Největší možný úhel sevřený mezi základnou a rovinami tečnými k pneumatikám, které jsou staticky zatížené. Žádný bod vozidla neleží za těmito rovinami.
- **Přechodový úhel** – nejmenší možný ostrý úhel sevřený dvěma rovinami tečnými k pneumatikám staticky zatížených kol a protínajícími se v přímce dotýkající se nejnižší pevné části vozidla ve střední části.
- **Rozměry karoserie** – vzdálenosti rovnoběžných rovin, které jsou kolmé k základně a jsou tečné s nejdálčenějšími body karoserie. Tyto roviny jsou rovnoběžné s příčnou a podélnou osou vozidla, tedy s osou X a Z. Rozměr karoserie není definován normou ČSN 30 0026. Pro trialové speciály může být ovšem tento rozměr zajímavý, jelikož celková šířka, u vyšších kategorií ani celková délka, neudává rozměr karoserie, ale udává vzdálenosti krajů kol (viz Obr. 15). Rozměr karoserie může ovlivnit manévrovatelnost při pohybu mezi překážkami. Také zásadně ovlivňuje celkovou hmotnost vozidla a tedy i polohu těžiště. Více v kapitole 5.2.

Obr. 14 - Rozměry vozidel dle normy ČSN 30 0026.



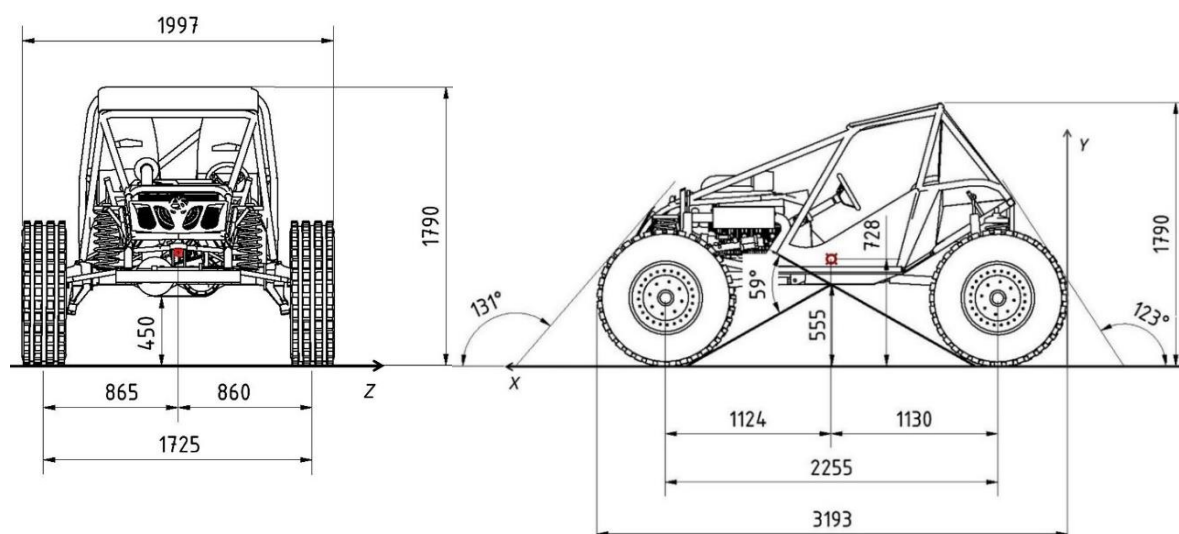
Zdroj: archiv autora

Není možné přesně definovat, jaké jsou ideální rozměry off-road trialových speciálů. Vozidlo kategorie Prototyp na Obr. 1 b) je doposud nejúspěšnějším vozidlem ME v této kategorii. Dá se tedy předpokládat, že jeho rozměry se blíží k optimálním a to alespoň pro určité typy tratí. Rozměry vozidla jsou znázorněny na Obr. 15.

Jako příklad náročnosti hledání optimálních parametrů vozidla je možné zmínit stabilitu a průjezdnost (definované v kapitole 5.5). Pro vyšší celkovou stabilitu je vhodný větší rozchod a rozvor kol, ale s tím zásadně klesá manévrovatelnost vozidla. Pro vyšší průjezdnost je vhodný vyšší přechodový úhel a vyšší světlá výška vozidla. S tím roste vzdálenost polohy těžiště od základny v ose Y a poté dochází k výraznému zhoršení stability vozidla; (Papež, 2015).

Trialové speciály vyšších tříd (PM a P) se obecně vyznačují nájezdovými úhly většími než 90° a vysokou hodnotou přechodového úhlu.

Obr. 15 - Rozměry trialového speciálu kategorie Prototyp dle ČSN 30 0026 v ose X , Y .



Zdroj: archiv autora

5.2. Poloha těžiště

Těžiště je působiště celkové tíhové síly vozidla F_G . Jedná se tedy o teoretický bod vozidla, který je možný pro výpočty používat jako bod, ze kterého působí celková tíhová síla na jednotlivá místa kontaktu vozidla s podložkou. Poloha těžiště je jedním ze zásadních údajů konstrukce vozidla. Pomocí polohy těžiště lze odhadnout změny zatížení pneumatik při měnícím se naklonění podložky nebo vozidla samotného; (Gillespie, 1992).

U off-road vozidel je poloha těžiště obecně mnohem výš než u osobních automobilů. Tento jev je způsoben snahou dosáhnout vyšší světlé výšky vozidla a větších přechodových úhlů, než u osobních automobilů. Se zvyšováním těchto parametrů roste i vzdálenost polohy těžiště od základny v ose Y . Tento nárůst je ovšem obecně nežádoucí, jelikož negativně ovlivňuje vlastnosti vozidla, viz kapitola 5.5; (Wong, 2009).

Poloha těžiště v podélném a příčném směru má poté vliv zejména na nesouměrné zatížení kol, což má přímý vliv na trakci, viz kapitola 4.2.3. V kombinaci s vysokou polohou těžiště může nastat negativní ovlivnění vlastností vozidla v náklonech a při výjezdech nebo sjezdech. Pokud by těžiště bylo výrazně vychýlené od podélné osy vozidla (osa X), mohlo by hrozit převrácení při jízdě v náklonu. Pokud by těžiště vozidla bylo výrazně odchýlené od své příčné osy (osa Z), mohlo by při jeho vychýlení do přední části vozidla dojít k převrácení při sjezdech. Při vychýlení směřující výrazně k zadnímu konci vozidla může hrozit převrácení při výjezdech; (Vlk, 2000), (Fedra, 2010).

Znalost polohy těžiště je nezbytná pro výpočty podélné, příčné a boční stability při výjezdech a sjezdech. Poloha těžiště ve vozidle ale není stálá, jelikož dochází k pohybu náprav vůči karoserii vlivem pružení, a také dochází k deformaci pneumatik. Pro stanovení polohy těžiště v každém okamžiku při pohybu vozidla terénem by bylo zapotřebí přesný matematický model vozidla, kde by byly obsaženy všechny komponenty vozidla a jejich hmotnosti.

Off-road trialová vozidla mají obecně nízkou celkovou hmotnost. Proto je nezbytné, aby pro výpočty stability byla započítávána i hmotnost a umístění posádky. Hmotnost posádky může dosahovat až na 15% z celkové hmotnosti vozidla. Při takto vysokém procentu nastává ovlivnění polohy těžiště.

5.2.1. Stanovení polohy těžiště měřicí metodou

Polohu těžiště je možné stanovit třemi zcela odlišnými metodami. Každá metoda má své výhody a nevýhody. Zvolení správné metody stanovení těžiště je závislé zejména na podmínkách a možnostech měření.

První metodou je metoda měřicí. Jedná se o nejpřesnější metodu, jelikož je měřeno kompletní vozidlo a tak jsou do stanovení polohy těžiště zahrnuty všechny prvky vozidla. Nepřesnost může vzniknout vlivem chyb měřících zařízení nebo špatným odečtením hodnot obsluhy. Tato metoda je nejspolehlivější pro stanovení těžiště u nesériově vyráběných vozidel, tedy i pro trialové speciály.

a) **Měření podélné a příčné polohy těžiště** tzn. v ose X a Z.

Pro zjištění podélné a příčné polohy těžiště je zapotřebí znát velikost sil, kterými působí jednotlivá kola na vodorovnou podložku, a dále hodnotu rozvoru a rozchodu; (Jazar, 2008).

Součet získaných zatížení kol musí být po přepočtu roven celkové hmotnosti, dle vzorce:

$$m_c = m_{PP} + m_{LP} + m_{PZ} + m_{LZ} \quad (23)$$

, kde m_c je celková hmotnost vozidla. Zbytek neznámých určuje hmotnost připadající vždy na jedno určité kolo - m_{PP} je pro pravé přední, m_{LP} pro levé přední, m_{PZ} pro pravé zadní a m_{LZ} pro levé zadní. Pomocí Newtonova gravitačního zákona je možné jednotlivé hmotnosti přepočítat na zatížení dle obecného vzorce:

$$F_G = m \cdot g \quad (24)$$

, kde obecně F značí tíhovou sílu, m hmotnost a g tíhové zrychlení. Poté vzorec bude mít tvar:

$$F_G = F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} + F_{z4} \quad (25)$$

, kde F_G je celkovou tíhovou silou vozidla a F_z značí zatížení jednotlivých kol.

Další potřebné údaje, a to rozvor a rozchod, zjistíme pomocí změření délkových rozměrů dle definice rozvoru a rozchodu, viz kapitola 5.1. Ze zjištěných hodnot je možné vypočítat podélnou polohu těžiště (v ose X) dle vzorce; (Vaněk, 2016):

$$d = \frac{(F_{z2} + F_{z4}) \cdot L}{F_G} \quad (26)$$

$$c = L - d \quad (27)$$

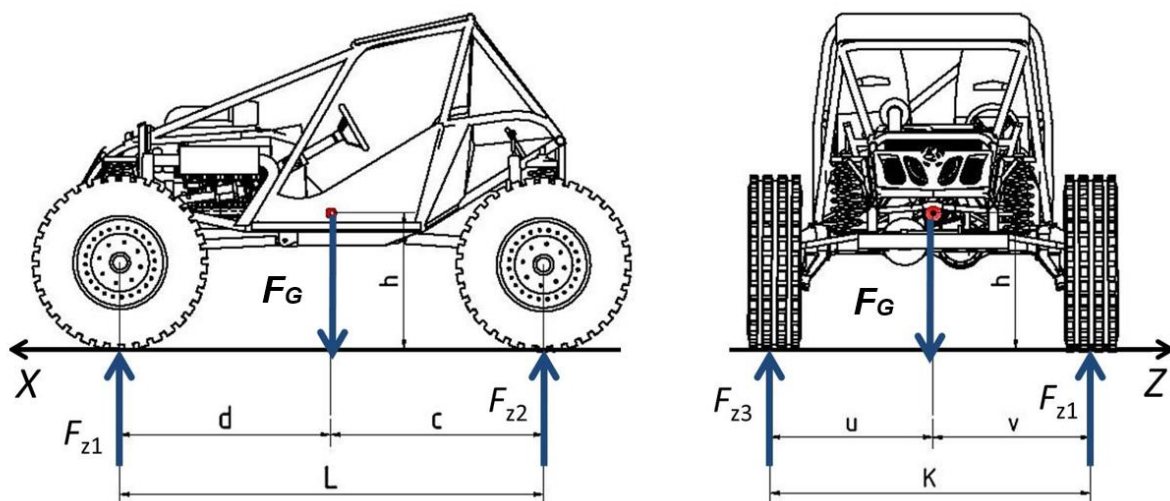
A příčnou polohu těžiště (v ose Y) dle vzorce:

$$u = \frac{(F_{z1} + F_{z2}) \cdot K}{F_G} \quad (28)$$

$$v = K - u \quad (29)$$

, kde L , K , d , c , u a v jsou délkové rozměry. Neznámé jsou definované dle Obr. 16.

Obr. 16 - Stanovení polohy těžiště v ose X a Y.



Zdroj: archiv autora

Rozměry d a c určují rozložení hmotnosti v ose X a rozměry u a v určují rozložení hmotnosti v ose Z. Pomocí vzorce (30) je možné vypočítat procentuální zatížení jednotlivých kol:

$$F_{Z\%} = \frac{F_Z}{F_G} \cdot 100 \quad (30)$$

, kde $F_{Z\%}$ je procentuální zatížení počítaného kola vůči celkové tíhové síle.

b) Měření výškové polohy těžiště tzn. v ose Y

Výšku těžiště je možné určit několika způsoby. První dvě metody opět využívají měření pomocí kolových vah. Jedná se o **metodu vážení v šikmé poloze**. Jak již název napovídá, tak se bude vážit vozidlo v šikmé pozici a to buď zvednutím jedné nápravy o výšku v (naklání na nápravu), nebo se vozidlo celé naklápí na bok.

- **Metoda vážení vozidla při naklání na nápravu**

Měřené vozidlo se nastaví do šikmé pozice tak, aby kola stála na vodorovných podložkách, nebo se zadní kola zavěsí na závěs (viz Obr. 17 a). Výšku těžiště je poté možné určit buď **početně** pomocí odečtené hodnoty zatížení přední nápravy:

$$\Delta m_p = \frac{F_{Z1}}{g} - \frac{F_{Z1r}}{g} \quad (31)$$

, kde Δm_p je změna zatížení přední nápravy, F_{Z1} zatížení přední nápravy při naklonění o úhel φ a F_{Z1r} značí zatížení přední nápravy na rovině.

Poté platí vzorec pro stanovení výšky těžiště:

$$h = \frac{\Delta m_p}{m_c} \frac{d + c}{\operatorname{tg}(\varphi)} + r_s \quad (32)$$

, kde h je výška těžiště v ose Y , Δm_p změna zatížení přední nápravy při r_s je statický poloměr pneumatiky. Tento poloměr se mění vlivem zatížení a může vzniknout nepřesnost. Proto je vhodné odečíst statické poloměry vrchního i spodního kola a počítat s průměrem těchto hodnot.

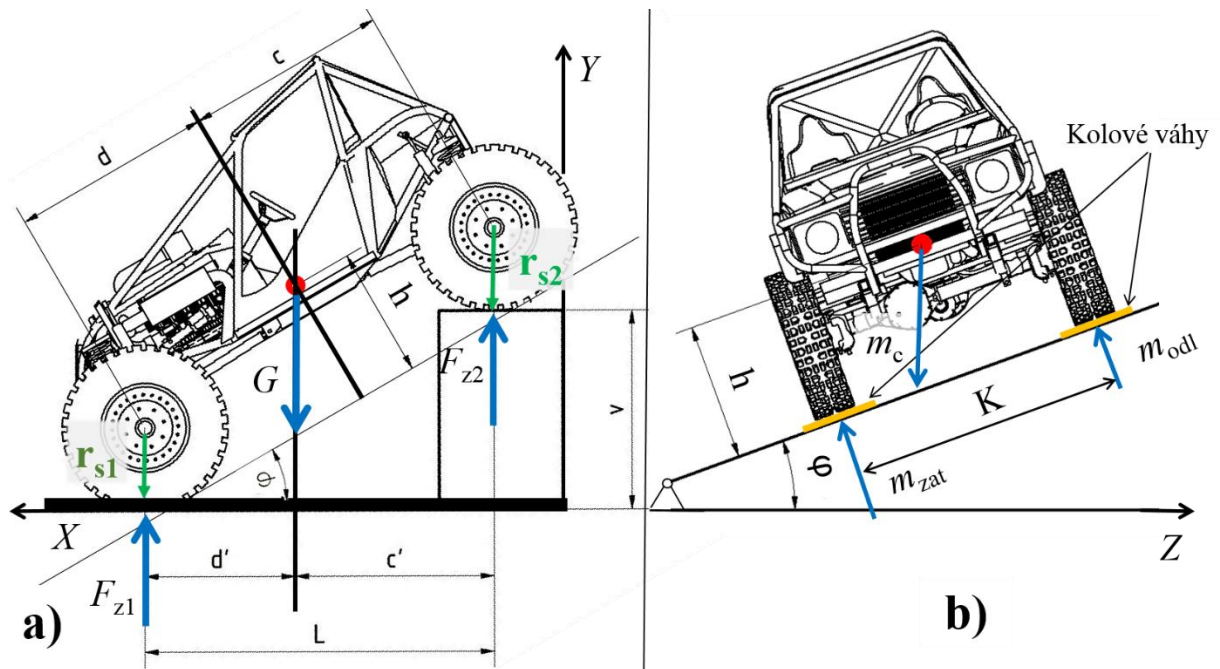
Nebo se těžiště určí **početně - grafickou metodou**, kdy se změří zatížení přední a zadní nápravy. Dále se vypočítá vzdálenost d' a c' dle vzorců; (Vaněk, 2016):

$$d' = \frac{F_{z2} \cdot L}{(F_{z1} + F_{z2})} [m] \quad (33)$$

$$c' = L - d' [m] \quad (34)$$

Poté se vzdálenost d' graficky vynese od středu předního kola směrem k zadní nápravě. V tomto bodě se vynese kolmice k vodorovnému povrchu. Druhá přímka, která se vynese, protíná těžiště v ose X a je kolmá ke spojnici středů kol přední a zadní nápravy. Tyto dvě přímky se protnou v místě polohy těžiště, viz Obr. 17 a); (Jazar, 2008), (Papež, 2015).

Obr. 17 - Stanovení polohy těžiště v ose Z .



Zdroj: archiv autora

- **Metoda vážení vozidla při naklápění na bok**

Druhou metodou, která také využívá vážení na kolových váhách, a je tak obdobná metodě vážení vozidla při naklápění na nápravu, je metoda vážení vozidla při naklápění na bok, viz Obr. 17 b). Vozidlo je umístěno na sklopnou plošinu tak, aby jeho osa X byla rovnoběžná s osou klopení. Vozidlo musí být na plošině dostatečně zakotveno pomocí zarážek a upínacích popruhů tak, aby nemohlo dojít k posunu vozidla. Také by mělo být zajištěno proti posunu paliva a provozních kapalin, aby nevznikaly chyby při měření.

Největší nevýhodou metody naklápění vozidla je klopení karoserie, kdy dochází k velkému ovlivnění měřených hodnot zejména u off-road vozidel, více níže v bodě „Metoda zjištění úhlu překlopení“. Aby nedocházelo ke zkreslení hodnot, je potřeba karoserii aretovat vůči podvozku.

Těžiště se poté vypočte dle vzorce (Graja, 2009):

$$h = \frac{K \cdot m_{odl-0} \cdot \cos(\varphi) - m_{odl}}{m_c \cdot \sin(\varphi)} \quad (35)$$

, kde K je rozchod kol, m_{odl-0} je součet hmotnosti předního a zadního kola na vodorovné rovině na straně, která bude odlehčována při naklápění, m_{odl} je součet hmotnosti předního a zadního kola při naklopení plošiny o úhel φ a m_c je celková hmotnost vozidla.

- **Metoda zjištění úhlu překlopení**

Při této metodě se odečítá úhel, kdy se vozidlo překlopí. Je zde tedy nutné, podobně jako u metody vážení vozidla při naklápění na bok, dodržet podmínku souososti vozidla a bodů klopení plošiny. Na rozdíl od zmiňované metody je zde vozidlo aretováno pouze zarážkami spodních kol. Upínací popruhy musejí být dostatečně volné na to, aby se vozidlo mohlo překlopit, ale zároveň musí zajistit to, aby se vozidlo nepřeklopilo úplně a nedošlo tak k deformaci plošiny nebo vozidla.

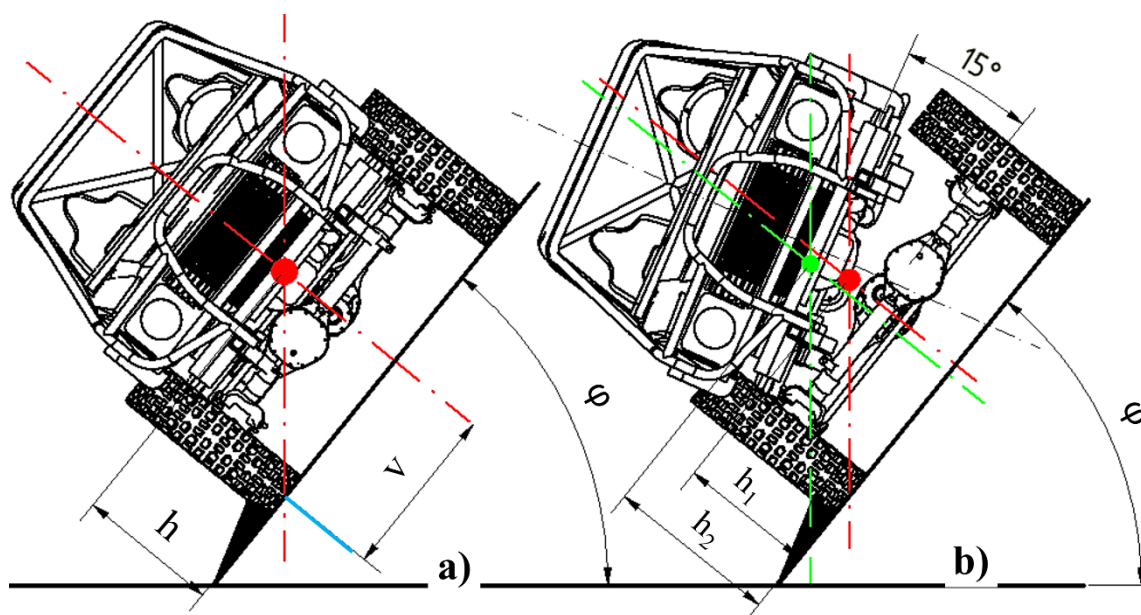
Samotné měření probíhá tak, že je plošina s vozidlem pomalu naklápěna až do chvíle, kdy odlehčovaná strana kol vozidla ztratí úplně kontakt s plošinou. V okamžiku ztráty kontaktu se odečte úhel naklonění plošiny. Těžiště je poté možno určit graficky, pokud je již známá příčná poloha těžiště z předchozího měření. Vynese se vertikální přímka od okraje spodního kola. Dále se vynese přímka, která protíná příčnou polohu těžiště a je kolmá k horizontální poloze vozidla v nenaklopeném stavu. Průsečík těchto dvou přímek je poloha těžiště v ose Y , viz Obr. 18 a).

Druhým způsobem určení výšky těžiště, při použití této metody, je výpočet dle vzorce; (Graja, 2009), (Vlk, 2000):

$$h = \frac{v}{\operatorname{tg}(\varphi)} = v \cdot \operatorname{tg}(90 - \varphi) \quad (36)$$

, kde v označuje vzdálenost spodních kol od roviny rovnoběžné s osou vozidla X , která protíná bod polohy těžiště a je kolmá na nakláněnou základnu. Pokud je vozidlo nakláněno na druhou stranu, ve vzorci se zamění v za u .

Obr. 18 - Stanovení polohy těžiště metodou zjištění úhlu překlopení.



Zdroj: archiv autora

Jedná se o poměrně rychlou a jednoduchou metodu. Jak již ale bylo zmíněno výše, hlavní nevýhodou metody naklápění je zejména u off-road vozidel klopení karoserie. Jak je patrné z Obr. 18 b), tak klopení karoserie může výrazně ovlivnit měření, jelikož se celá karoserie vykloní mimo osu vozidla a tím se změní i poloha těžiště karoserie. Pro eliminaci klopení karoserie je potřeba karoserii aretovat vůči podvozku. Tato aretace musí spojit karoserii pevně s podvozkem, ale nesmí ovlivnit vzdálenost karoserie od podvozku. Více o problematice v kapitole 5.5.1.

Existují i další měřicí metody stanovení polohy těžiště v ose Y , jako metoda zavěšení nebo měření polohy těžiště pomocí centrifugy.

5.2.2. Další metody stanovení polohy těžiště

a) Stanovení těžiště jako působíště výslednice tíhových sil jednotlivých prvků

Jedná se o metodu využívající možnosti rozdělení obecného tělesa na více těles základních geometrických rozměrů. Pro každé takto vzniklé těleso se určí samostatně těžiště jednoduchým výpočtem dle tvaru objektu a změří se jeho hmotnost; (Michal, 2016).

b) Stanovení polohy těžiště ze 3D modelu

V dnešní době jsou již všechna sériově vyráběná vozidla zkonstruována v 3D programech, které dokážou na základě stanovené hustoty materiálu vypočítat velmi přesně polohu těžiště. Pro přesné určení musí ovšem model zahrnovat veškeré komponenty vozidla. Pro výrobu off-road trialových speciálů se 3D modely spíše netvoří a stavby tak vznikají na základě zkušeností jednotlivých konstruktérů. Případně se v 3D programech odsimulují jen některé vybrané komponenty vozidla. Zjednodušený celkový model trialového speciálu z kategorie Prototyp byl prezentován autorem této práce v práci Moderní koncepce sportovních off-road vozidel s ohledem na jejich trakční vlastnosti v roce 2016. Zde bylo potvrzeno, že i pro zjednodušený model odpovídá poloha těžiště v ose X a Y s mírnou odchylkou reálné poloze těžiště, která byla stanovena vážením, viz červený bod a kóty na Obr. 16.

5.3. Hmotnost vozidla a její rozložení

Jedním ze základních parametrů off-road trialových vozidel je jejich celková hmotnost. Ta určuje, jakou hnací sílu bude potřeba vyvinout, aby se vozidlo mohlo pohybovat, a také určuje, jaký bude tlak kol na podložku. Pro bližší určení chování vozidla v terénu je potřeba také znát polohu těžiště a rozložení hmotnosti; (Grečenko, 2010).

Pro celkovou hmotnost obecně platí, že čím nižší je, tím má vozidlo větší předpoklady zdolat terén, jelikož k pohybu je potřeba nižší hnací moment. Výjimka nastává při přenosu hnací síly na povrch, kde je naopak větší zatížení výhodou, pokud se nejedná o příliš měkké povrchy a nevzniká hluboká stopa.

Pro odhad chování vozidla při pohybu je nezbytné znát mimo polohy těžiště a celkové hmotnosti také informace o rozložení hmotnosti. Rozložení hmotnosti definuje moment setrvačnosti.

Moment setrvačnosti je fyzikální veličina, která popisuje setrvačné vlastnosti tělesa rotující kolem libovolné osy. Tuto vlastnost je možné pro danou osu rotace popsat vztahem:

$$J = \int r^2 dm \quad (37)$$

, kde J je moment setrvačnosti elementu tělesa, dm je element hmotnosti tělesa, r vzdálenost elementu hmotnosti od osy rotace. Moment setrvačnosti vzhledem k ose rovnoběžné s osou procházející těžištěm lze vypočítat pomocí Steinerovy věty; (Crolla, 2009).

Stanovení momentu setrvačnosti je složitější než určit polohu těžiště. Pro účely trialových speciálů není jeho stanovení nezbytné pro popsání celkové charakteristiky vozidla, jelikož se trialové speciály pohybují v terénu zejména nízkou rychlostí. Plně postačuje určit pouze poměr neodpružené a odpružené hmoty. Zjednodušeně tedy poměr hmotnosti karoserie s pohonnou jednotkou ke hmotnosti kompletních náprav s koly.

Neodpružené hmoty

Vozidla určená pro trialové soutěže, zejména ve vyšších kategoriích, mají obecně vyšší podíl neodpružené hmoty vzhledem k celkové hmotnosti, než jiná osobní či off-road vozidla. Tento podíl může přesáhnout i poměr 50:50.

Trialová vozidla jsou zkonstruována účelově pouze pro trialové soutěže. Mají tedy karoserii, která je minimalizována do nejmenších možných rozměrů a je také maximálně odlehčená. Naopak nápravy musejí být dostatečně pevné, aby vydržely dynamické namáhání a zejména přenos točivého momentu, který může být ve chvíli rozjezdu enormní. Dále se také využívají pneumatiky velkých průměrů a disky se systémy Beadlock, viz kapitola 6.1.1. Běžně používaná pneumatika o průměru 42" s diskem se systémem Beadlock váží okolo 90 kg. To znamená, že jen v kolech může být více než 25% z celkové hmotnosti vozidla.

U vozidel, která se pohybují ve vyšších rychlostech, je vysoký podíl neodpružené hmoty nežádoucí. Útlum neodpružených částí je složitý a ve vyšších rychlostech by mohlo dojít ke ztrátě ovladatelnosti. Jelikož se trialové speciály pohybují výhradně v nízkých rychlostech, tak je tento vliv pro trialové speciály zanedbatelný. Naopak vyšší podíl napomáhá ke stabilitě v terénu a zlepšuje trakci např. při křížení náprav viz kapitola 5.4.1, také napomáhá stabilitě při nežádoucím klopení karoserie.

Vysoký podíl neodpružené hmoty v kombinaci se správnou geometrií a chodem náprav může mít také za následek teoretické zvýšení přechodového úhlu; (Michal, 2016).

Odpružené hmoty

Trialové speciály mají obecně podvozky s mnohem větším vývěsem náprav, než osobní automobily, a to především speciály vyšších kategorií. Tato geometrie podvozku umožňuje enormní klopení karoserie, jedná se ovšem spíše o nežádoucí jev a jde tak o vedlejší efekt, viz Obr. 19.

Obr. 19 - Klopení karoserie trialového speciálu.



Zdroj: Valentýna Nowá

Z fotografie je patrné, že úhel naklonění karoserie je velký. Pokud by celková odpružená hmota byla vyšší, mohlo by nastat převrácení. Právě díky nízké hmotnosti zejména karoserie a pohonného ústrojí se posunula pozice těžiště níž.

5.4. Konstrukce podvozků

Konstrukce podvozků v kategoriích O, S a M je velmi omezena technickými předpisy soutěže. Pro kategorie PM a P ovšem neplatí téměř žádné restrikce.

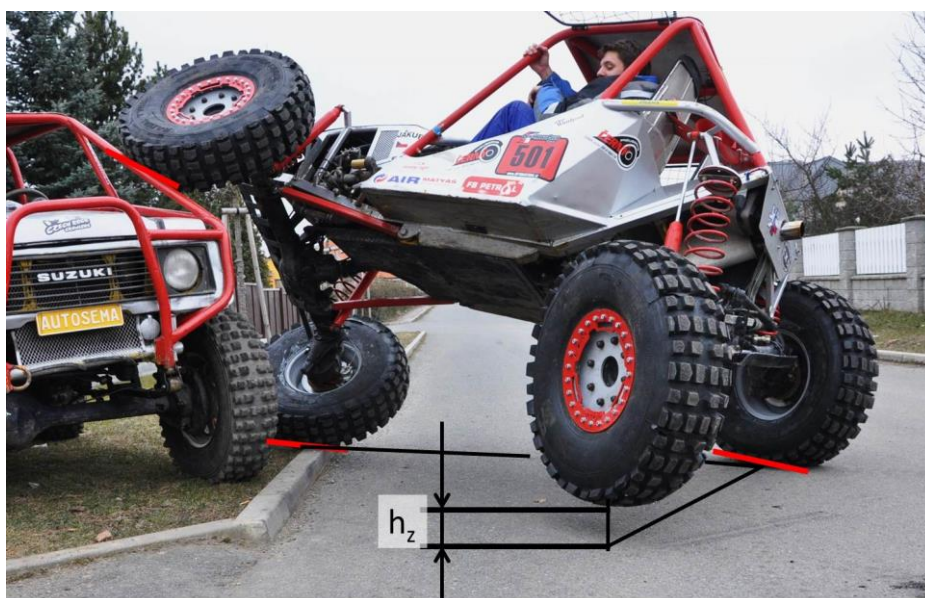
5.4.1. Křížení náprav

Křížení náprav je definováno jako výška, do jaké je možné zvednout jedno kolo tak, aby zbylá kola zůstala ve styku s podložkou. Při jízdě v terénu je vhodné, aby parametry styčné plochy a kontaktního tlaku zůstaly zachovány stejné na všech kolech vozidla. Tím zůstane trakce na kolech stejná a nedochází k prokluzu jednotlivých kol. Pokud dojde k prokluzu, tak na všech kolech zároveň.

Při odlehčení některého z kol je hnací moment přenášen pouze na zbývající kola, která jsou ve styku s podložkou (musí být zařazena uzávěrka diferenciálu), viz Obr. 20. V místech styku zbývajících pneumatik s podložkou dochází k většímu tlaku na půdu a nárůstu styčné plochy pneumatiky vlivem vyššího zatížení.

Většina trialových speciálů vyšších kategorií je specifická právě vyšší hodnotou křížení. Té se dosahuje pomocí vyvážení nápravy směrem dolů. Nápravy jsou umístěny blízko dorazům, které zamezují pohybu náprav směrem nahoru. Poloha náprav je takto volena z důvodu usazení karoserie do co nejnižší pozice a tím dosažení vyšší stability.

Obr. 20 - Ukázka křížení náprav.



Zdroj: archiv autora

5.4.2. Uzávěrka diferenciálu

Vlivem nerovnosti terénu může dojít k odlehčení, případně zdvihnutí některých z kol, pokud konstrukce zavěšení náprav vozidla již nedovolí kolům kopírovat terén. Kola, která jsou zdvihnutá nad povrch, nekladou žádný odpor proti valení. V tom případě veškerý hnací moment, který jde na nápravu, začne nápravový diferenciál přenášet právě na odlehčená kola. Proto jsou téměř všechny trialové speciály vybaveny uzávěrkami diferenciálu. Jedinou výjimkou je kategorie Original, kde je povolena pouze zadní uzávěrka, viz Tab. 1.

Existuje několik typů uzávěrek diferenciálu, které se liší konstrukčním řešením. Pro trialové speciály se využívají zejména uzávěrky, které vytvoří pevnou mechanickou vazbu a odstaví tak funkci diferenciálu na 100%.

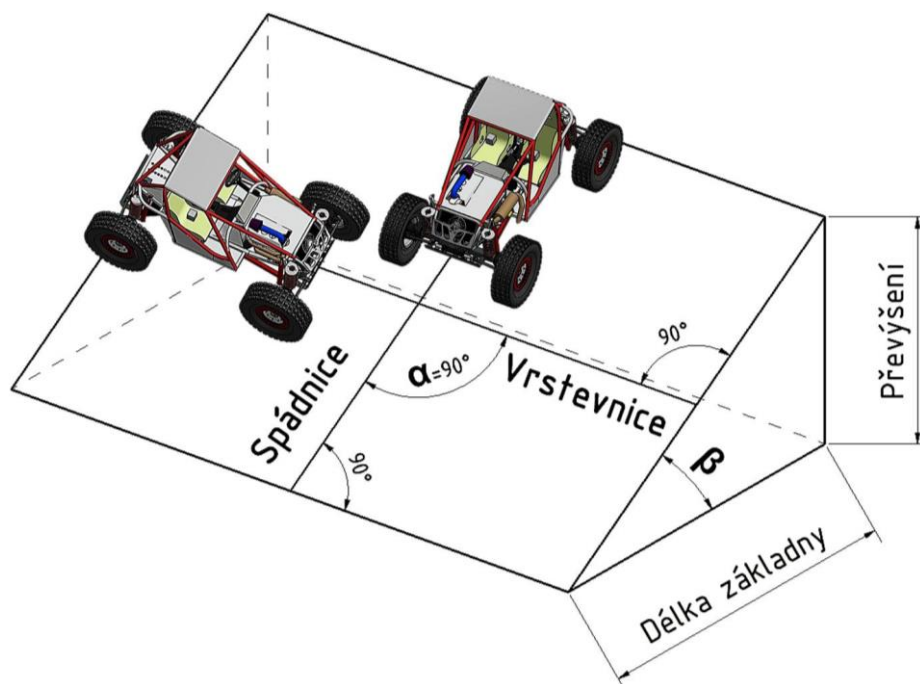
5.5. Průchodnost terénem a stabilita

Základním požadavkem na off-road vozidla je to, že musejí být schopna zdolávat určitý terén. Tato schopnost se nazývá průchodnost nebo také průjezdnost terénem; (Uys, a další, 2006). Průchodnost vozidla terénem určují zejména dva parametry. Prvním jsou rozměry vozidla, zejména pak přechodové úhly a světlá výška, viz kapitola 5.1. Druhým parametrem je stabilita.

5.5.1. Stabilita vozidla

Stabilita vozidla určuje jeho vhodnost pro jízdu po svahu a to po vrstevnici nebo po spádnici, viz Obr. 21. Vozidlo ale může při jízdě také zaujmout obecnou polohu. Výpočet vlastností pro vozidlo nacházející se právě v obecné poloze na svahu je velmi složitý, protože musí zohlednit kombinaci řešení pro jízdu po vrstevnici a po spádnici; (Grečenko, 1994).

Obr. 21 - Vozidlo na svahu.



Zdroj: archiv autora

Proto bude dále rozebírána zejména stabilita při jízdě po vrstevnici a po spádnici. Stabilita vozidla je určena zejména jeho rozměry, tedy rozvorem a rozchodem, a polohou těžiště. Dále je možné stabilitu rozdělit na statickou a dynamickou.

Statická stabilita

Statická stabilita je stabilita vozidla, které se nachází ve statické poloze, tedy nevykonává žádný posuvný pohyb. Základním parametrem statické stability je úhel převrácení vozidla. Jedná se o úhel, při kterém je překonána mez stability a vozidlo se převrátí. Při pozvolném převrácení je mez stability hodnota úhlu β , při kterém dojde k přerušení silového styku horních kol s podložkou, ale ještě nedojde k převrácení; (Grečenko, 1994). Mez stability se vypočte po úpravě vzorce (36) takto:

$$\beta_0 = \tan^{-1} \frac{v}{h} \quad (38)$$

, kde β_0 je úhel, při kterém je dosaženo meze stability, v je vzdálenost spodních kol od roviny rovnoběžné s osou vozidla X , která protíná bod polohy těžiště a je kolmá na nakláněnou základnu a h je výška těžiště.

Dynamická stabilita

Druhým případem stability je stabilita dynamická. Její popis je mnohem složitější, jelikož se jedná o stabilitu při pohybu vozidla na svahu. Obecně platí, že čím je rychlost pohybu nižší, tím je stabilita vyšší. Toto tvrzení vychází z pohybu vozidla po spádnicí, vrstevnici nebo obecném úhlu sklonění vozidla na svahu, kdy svah není nikdy absolutně hladký a tak může dojít vlivem přejezdu nerovností k výkyvu těžiště a převrácení i při nižších úhlech β , než je mez stability vozidla. Vozidlo při přejezdu nerovnosti neodtlumí nerovnost tak, aby nevznikla síla směrem od podložky, která poté může způsobit převrácení. Přípustná rychlost přejezdu se určí dle vztahu; (Grečenko, 1994), (Wong, 2009):

$$E_k = \frac{E_{km}}{\kappa} \quad (39)$$

, kde E_k je přípustná kinetická energie, E_{km} energie potřebná k dosažení meze stability a κ koeficient bezpečnosti.

Speciálním případem jízdy na svahu může být otočka, která se běžně v trialových soutěžích vyskytuje zejména u kategorie Prototyp. Tato otočka spočívá v tom, že je postavena branka kolmo na vrstevnici svahu, který má větší úhel β , než je mez stability vozidel. Vozidla poté projíždějí daný úsek tak, že najíždějí pod brankou směrem nahoru v mírném odklonu od spádnice dostatečnou rychlostí, poté v přesný okamžik natočí kola obou náprav a za pomoci odstředivé síly projedou úsek, kde by při běžné statické pozici došlo k převrácení vozidla,

viz Obr. 22. Právě díky rychlosti a velmi malému poloměru otáčení dojde ke vzniku dostatečné odstředivé síly, aby nedošlo k převrácení.

Obr. 22 - Dynamická stabilita.



Zdroj: archiv autora

Pro zjednodušení je možné tento případ průjezdu počítat pro statickou stabilitu. Poté je do rovnice (38) přidána velikost odstředivé síly.

Příčná a podélná stabilita

Jak statickou, tak dynamickou stabilitu je možné rozdělit na podélnou a příčnou. Podélná stabilita je vzhledem k ose vozidla Z (viz Obr. 16). Jedná se o stabilitu, která je podstatná při jízdě po spádnicí, tedy při výjezdech nebo sjezdech. Příčná stabilita je vzhledem k ose vozidla X, jedná se tedy o stabilitu, která se hodnotí při jízdě po vrstevnici. Příčná stabilita je u trialových speciálů vždy nižší než podélná, vozidla jsou tedy schopna zdolávat svahy s větším náklonem spíše jízdou po spádnicí. Pro zjednodušení je možné mluvit o celkové stabilitě jako o celkové charakteristice vozidla na svahu v obecné poloze. Většina trialových vozidel má velmi podobný rozvor a rozchod, tudíž největší rozdíl nastává v poloze těžiště. Proto vozidla s nižším těžištěm budou mít dobrou podélnou i příčnou stabilitu. Poté je možné hovořit o dobré celkové stabilitě.

Zjištění stability

Nejjednodušším způsobem určení příčné i podélné stability je převrácení vozidla a zjištění meze stability. Postup měření odpovídá určení polohy těžiště převrácením s tím rozdílem, že při zjištění stability se nezajišťuje podvozek s karoserií proti klopení. Také by pro celkovou

charakteristiku vozidla mělo být počítáno s hmotností posádky, která může tvořit např. 18% z celkové hmotnosti vozidla. Tak může výrazně ovlivnit polohu těžiště a to zejména v karoserii, která se naklání.

Klopení karoserie

Klopení karoserie je vedlejší efekt odpružených podvozků. Jedná se o negativní vliv, který zhoršuje celkovou stabilitu; (Grečenko, 1994). Vzniká zejména u vozidel, jejichž podvozek dovoluje vysoké hodnoty křížení. Pro jeho odstranění se u běžných vozidel využívají stabilizátory náprav. Právě z důvodu nutnosti zachování vysokých hodnot křížení se u trialových speciálů stabilizátory využívat nemůžou. Byly snahy vytvořit různá konstrukční řešení tohoto problému, ale zatím se žádný neosvědčil. Proto se dnes konstruuje vozidla, která mají podvozek nastaven tak, aby byla náprava ve statické pozici vozidla cca 5 cm od dorazů. Zároveň jsou vozidla vybavena tlumiči s dlouhými zdvihy. Poté se vozidlo v terénu chová tak, že při nutnosti křížení dojde k výraznému vyvěšení nápravy na dané straně vozidla. Ale při průjezdu v náklonu se spodní strana opře o dorazy a nedojde k tak výraznému ovlivnění polohy těžiště, což má také přímou spojitost s nižší polohou těžiště.

5.5.2. Terén

Grečenko v roce 1994 popsal definici terénu jako nezastavěnou nebo nezavodněnou část zemského povrchu se zpevněným podložím mimo pozemní komunikace. Pojem terén je ovšem mnohem rozsáhlejší, a tak je pro účely této práce možné definici zúžit, a to na: Terén je část zemského povrchu tvořená terénním reliéfem. Terén může obsahovat tvarové nebo rostlinné překážky, které mohou pohyb vozidel znesnadnit nebo zcela znemožnit; (Grečenko, 1969).

Trialové soutěže se uskutečňují téměř na jakémkoliv povrchu, tedy od suchých tvrdých povrchů přes písčité, až po rozbředlé slatinové povrchy. Také terénní reliéf je velmi rozmanitý. Vozidla se pohybují po vrstevnici na svazích s úhlem sklonu i více než $\beta=45^\circ$. V extrémních situacích dochází k pohybu po spádnicí ve svahu o úhlu $\beta=70^\circ$. Dále se mohou vyskytovat terénní překážky, jako vyhloubené díry, velké kameny, skály až po uměle vytvořené překážky.

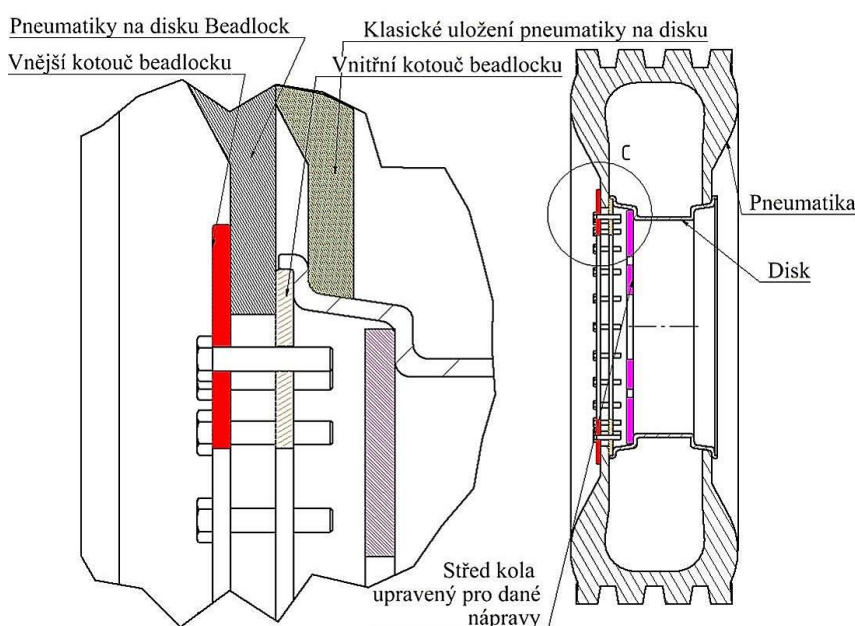
6. Pneumatiky

Místo styku pneumatiky s povrchem je jediné místo, kde je možné přenést hnací moment na pohyb vozidla. Vlastnosti povrchu u trialových soutěží posádka ovlivnit nemůže, ale vhodný typ pneumatik ano. Napříč startovním polem je možné vidět velké množství rozdílných druhů pneumatik, ať už velikostí, dezénem, nebo stavbou pneumatiky. Vhodnost výběru pneumatik závisí na více parametrech, které jsou popsány v následujících podkapitolách.

6.1.1. Huštění pneumatik

Hlavní parametr pneumatik, který je možné upravovat v závislosti na vnějších podmínkách, je huštění pneumatik p_i . Právě tento parametr ovlivňuje celou řadu vlastností, které mají přímý vliv na trakci. V trialových soutěžích se využívají tlaky huštění v pneumatikách, které jsou výrazně nižší, než u běžných vozidel. Pohybují se v rozmezí od 20 kPa do cca 70 kPa. Tyto tlaky huštění způsobují větší deformaci pneumatiky. S tou se zvyšuje styčná plocha a klesá kontaktní tlak. Na druhou stranu ale roste vnitřní odpor proti valení. S takto nízkým tlakem huštění může také dojít k odražení pneumatiky od ráfku při bočních silách působících na pneumatiku (např. jízda po vrstevnici), nebo k protočení disku. V obou případech dojde k úniku zbylého tlaku v pneumatice, jelikož přetlak nevytváří dostatečnou sílu na patky pneumatiky. Proto se u trialových speciálů velmi často využívají disky se systémem Beadlock (viz Obr. 23). Tento systém je detailně popsán v bakalářské práci autora s názvem Moderní koncepce sportovních off-road vozidel s ohledem na jejich trakční vlastnosti z roku 2016.

Obr. 23 - Systém Beadlock na off-road disku.

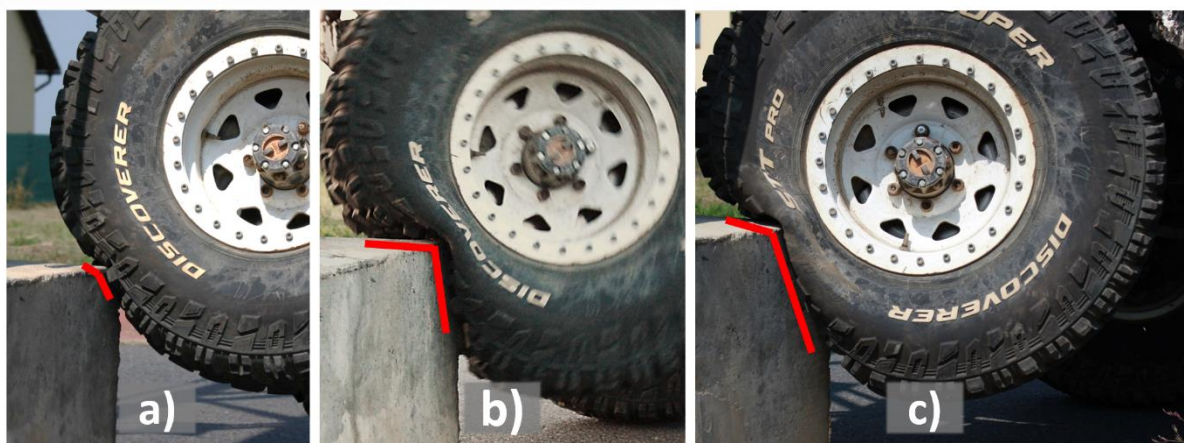


Zdroj: archiv autora

Huštění pneumatik na tvrdém povrchu

Na tvrdém podkladu je velmi důležité huštění a stavba kostry pneumatiky. Pokud je tlak v pneumatikách zvolen správně, pneumatiky poté mohou lépe kopírovat terén, čímž se zvětší i velikost styčné plochy a prodlouží se tak délka otisku l_p (viz Obr. 24) a pneumatika poté může přenášet větší hnací sílu na povrch.

Obr. 24 - Velikost styčné plochy na tvrdé podložce v závislosti na tlaku huštění.

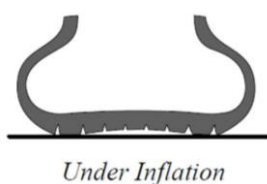


Zdroj: archiv autora

Pneumatika nahuštěná na a) 120 kPa a styčná plocha je velmi malá b) 40 kPa a styčná plocha je větší. c) 10 kPa.

Ovšem při velmi nízkých tlacích huštění může dojít k příliš velké deformaci pneumatiky. Styčná plocha se začne naopak zmenšovat ve svém středu, viz Obr. 25. Poté pneumatika ztrácí své hnací vlastnosti; (Jazar, 2008).

Obr. 25 - Deformace pneumatiky při příliš nízkém tlaku huštění.



Zdroj: (Jazar, 2008)

Huštění pneumatik na měkkém povrchu

Obecně tedy platí, že pro povrchy, do kterých se nezaboří dezén, je vhodný nižší tlak huštění. Stejně pravidlo platí také pro velmi sypké povrchy, jako je písek, kde dochází k menšímu zaboření pneumatiky vlivem větší styčné plochy a s tím spojeného nižšího

kontaktního tlaku. Pro povrchy, kde se využívá boření dezénu, je vhodné zvolit tlak huštění tak, aby se mohl dezén vždy zabořit až k běhounu. Při příliš velkém podhuštění může docházet ke stejné deformaci, jako na tvrdém povrchu. Zde mimo ztráty styčné plochy může vzniknout navíc problém s velikostí zubových mezer, viz Obr. 26.

Obr. 26 - Dezén při extrémním podhuštění.

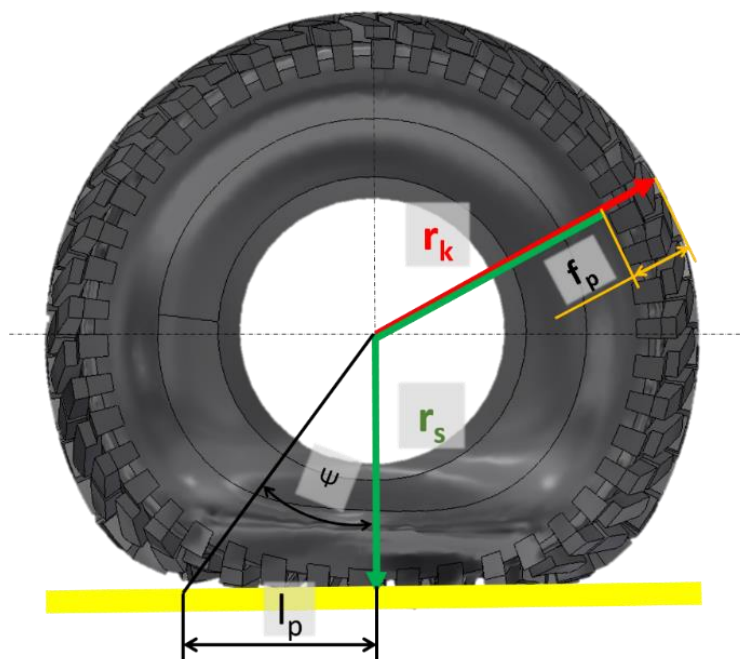


Zdroj: archiv autora

Poloměr pneumatiky

Statický poloměr pneumatiky r_s je vždy menší než volný poloměr r_k , který vyjadřuje poloměr pneumatiky v nezatíženém stavu, viz Obr. 27.

Obr. 27 - Statický poloměr pneumatiky.



Zdroj: archiv autora, upraveno z. (Grečenko, 2010)

Statický poloměr udává nominální deformaci pro stanovené huštění dle vztahu:

$$r_s = r_k - f_p \quad (40)$$

, kde f_p je deformace pneumatiky; (Grečenko, 2010).

Pokud je kolo ve statické poloze, poté se rovná statický poloměr valivému poloměru r_v . Pokud se kolo otáčí, tak se valivý poloměr zvětšuje. V některých modelových případech je možné uvažovat, že $r_v = r$; (Švígler, 2013).

6.1.2. Plnost dezénu pneumatiky

Plnost dezénu p_d je možné stanovit z otisků pneumatiky, a to dle vzorce:

$$p_d = \frac{s_d}{s_0} \cdot 100 \quad (41)$$

Nižší procentuální zastoupení dezénu způsobuje jeho mnohem rychlejší opotřebení. Pokud je plnost dezénu nižší než cca 25%, může docházet k nerovnoměrnému chodu při otáčení kola a s tím se pojí i vyšší namáhání celého pohonného ústrojí vozidla. Pneumatiky s plností dezénu menší než 25% se u trialových speciálů téměř nevyskytují. U sportovních off-road vozidel můžeme tyto pneumatiky nalézt např. u soutěží Formula offroad, viz Obr. 28; (Grečenko, 1994).

Obr. 28 - Pneumatiky používané pro soutěže Formula offroad.



Fotografie byla pořízena 12. 6. 2010 v Dánsku

Zdroj: archiv autora

6.1.3. Samočisticí efekt dezénu pneumatiky

Při jízdě v terénu je potřeba, aby docházelo k čištění dezénu pneumatik. Pneumatiky s nižší plností dezénu mají vyšší předpoklady k dosažení lepšího čištění. To platí zejména na površích s vyšším obsahem jílu, kde může docházet k úplnému zaplnění dezénu půdou.

Vlastnosti pneumatik jsou poté velmi zhoršeny. Čištění dezénu závisí také na tvaru dezénu, typu povrchu a rychlosti otáčení kol a s tou spojená odstředivá síla působící na půdní bloky v zubových mezerách; (Michal, 2016).

Pokud se jedná o půdu s vyšším obsahem částic jílu, tak je pro čištění dezénu také významná deformace pneumatiky. Při otáčení pneumatiky, a tedy i střídajícím se zatěžování a odlehčování jednotlivých bodů na běhounu pneumatiky, dochází k roztažení nebo stažení dezénu a mezer mezi dezénem. Tyto pohyby způsobí uvolnění jednotlivých půdních bloků v mezerách mezi zuby dezénu a poté opět vlivem odstředivé síly dojde k jejich „odlétnutí“.

V trialových soutěžích se velmi často objevují pneumatiky s podobným dezénem, jako je na Obr. 29. Dezén těchto pneumatik tvoří tzv. špunty. Ty umožňují přenos vysoké síly v příčném i podélném směru. Také díky nižšímu procentuálnímu zastoupení dezénu dosahují dobrých samočisticích vlastností.

Obr. 29 - Off-road trialové pneumatiky Lerma Gomme 900X16 MAXI CROSS.



Zdroj: archiv autora

6.1.4. Výška dezénu

Vhodnost pneumatik, respektive dezénu, pro měkký a mazlavý povrch se zvyšuje s rostoucí výškou dezénu, viz kapitola 4.2.1. Na tvrdém povrchu, kde nedochází k boření, se výrazně snižuje jejich adheze vlivem vyšší deformace pryže dezénu; (Grečenko, 1994).

7. Metodika

Měření je rozděleno na dva základní celky. Prvním je měření těžiště a bodu převrácení, druhým je měření kontaktní plochy v různých případech.

Vybraná měření budou poté porovnány s 3D modelem trialových speciálů.

7.1. Výběr posuzovaných objektů

Měření probíhalo na třech vozidlech s rozdílnými pneumatikami, Obr. 30. Pro porovnatelnost měření byla zvolena vozidla stejného typu. Dvě vozidla, která jsou velmi podobně upravená pro trialové soutěže do kategorie Modified (viz kapitola 3.2.2) a třetím zkoumaným vozidlem bylo zcela sériové (neupravené) off-road vozidlo, ze kterého předchozí vozidla vycházejí.

Výběr těchto vozidel byl zvolen tak, aby bylo možné porovnat různé typy pneumatik na podobných vozidlech, a aby bylo možné zhodnotit význam úprav trialových speciálů. V neposlední řadě bude možné z výsledků stanovit souvislosti a zákonitosti při průjezdu terénem.

Obr. 30 - Měřená vozidla.



Zdroj: archiv autora

Dále jsou uvedeny základní charakteristiky jednotlivých posuzovaných vozidel a jejich pneumatik.

Vozidlo 1

Název vozidla: Semacruiser

Kategorie: Modified

Celková hmotnost: 1157 kg

Pneumatiky: Lerma Gomme MAXI CROSS

Rozměr: 750 x 16

Provozní tlak huštění: 40 kPa

Plnost dezénu: 25%

Obr. 31 - Vozidlo 1.



Zdroj: archiv autora

Obr. 32 - Pneumatiky vozidla 1 - Lerma Gomme.



Zdroj: archiv autora

Více informací, jako např. rozložení hmotnosti, poloha těžiště, přechodové úhly, celkové rozměry atd. jsou v příloze 1A.

Vozidlo 2

Název vozidla: Semacruiser

Kategorie: Modified

Celková hmotnost: 1396 kg

Pneumatiky: COOPER DISCOVERER STT PRO

Rozměr: 35x12,5 R15 LT

Provozní tlak huštění: 40 kPa

Plnost dezénu: 35%

Obr. 33 - Vozidlo 2.



Zdroj: archiv autora

Obr. 34 - Pneumatiky vozidla 2 - COOPER DISCOVERER STT PRO.



Zdroj: archiv autora

Více informací, jako např. rozložení hmotnosti, poloha těžiště, přechodové úhly, celkové rozměry atd. jsou v příloze 1B.

Vozidlo 3

Název vozidla: Suzuki Samurai

Kategorie: Original – zcela bez úprav

Celková hmotnost: 976 kg

Pneumatiky: BRIDGESTONE DUELER H/T 684

Rozměr: 205/70 R15

Provozní tlak huštění: 240 kPa

Plnost dezénu: 71%

Obr. 35 - Vozidlo 3.



Zdroj: archiv autora

Obr. 36 - Pneumatiky vozidla 3 - BRIDGESTONE DUELER H/T.



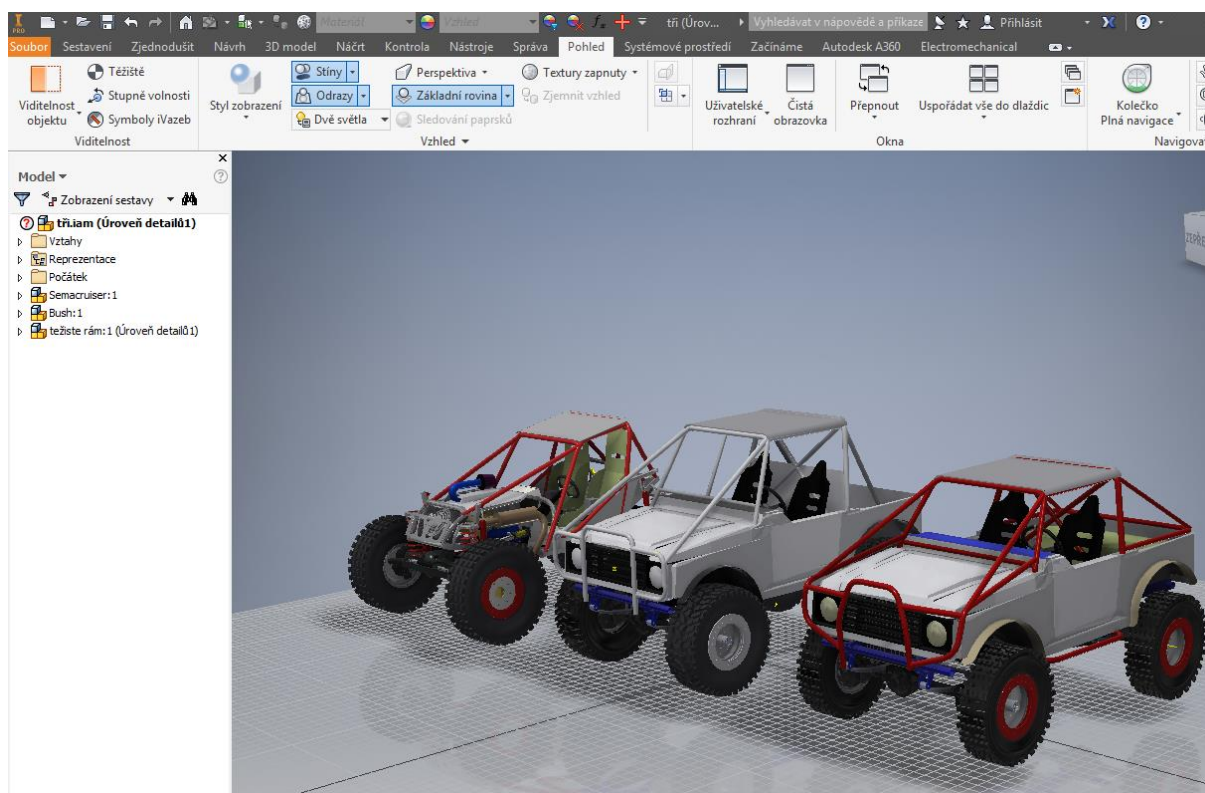
Zdroj: archiv autora

Více informací, jako např. rozložení hmotnosti, poloha těžiště, přechodové úhly, celkové rozměry atd. jsou v příloze 1C.

Konstrukce 3D modelů trialových speciálů

Pro možnost porovnání určitých prvků a ověření některých souvislostí byly zhotoveny 3D modely v programu Autodesk Inventor Professional 2017 a v programu Solidworks 2017. Modelovaná vozidla byla detailně změřena. Zejména byly změřeny rozměry, které mohou mít vliv na celkové vlastnosti vozidla, jako je rozvor, rozchod, světlá výška, rozměry karoserie atd. Poté byly zhotoveny modely vybraných trialových speciálů, kde byly určité, méně důležité prvky, nahrazeny zjednodušenými modely, které byly vyrobeny autorem nebo staženy ze serveru grabcad.com. Těmto prvkům byla posléze přidělena hmotnost, která odpovídá hmotnosti originálních komponentů. Zjištění hmotnosti probíhalo vážením daných komponentů anebo komponentů, které mohou být jako zastupující. Jelikož se jednalo ovšem pouze o orientační vážení s přesností ± 10 kg, tak mohlo dojít k odchylkám. Důležité části, jako pneumatiky, disky, ochranné rámy a části podvozku byly poté zhotoveny dle posuzovaných vozidel přímo v 3D programech. V poslední fázi byla zjištěná celková hmotnost vozidla z 3D modelu porovnána s naměřenou a jednotlivé parametry byly upraveny i s ohledem na příčnou a podélnou polohu těžiště.

Obr. 37 - 3D modely vozidel.



Zdroj: archiv autora

7.2. Popis stanovení těžiště

Pro stanovení polohy těžiště byly využity měřicí přístroje Státní zkušebny strojů v Praze 6 – Řepích.

Stanovení příčné a podélné polohy těžiště

Vozidla byla nejdříve zvážena na průmyslových vahách TONAVA SMK 5000. Tyto váhy jsou úředně cejchované s odchylkou ± 5 kg. Státní zkušebna strojů má k dispozici dvě dané váhy. Samotné měření probíhalo tak, že vozidlo najelo vždy dvěma koly jedné nápravy na váhy, tzn. nejdříve byla zvážena přední kola a poté zadní. Tento způsob vážení je možný díky zabudování měřících vah pod povrch zkušební haly. Měřicí plocha je tedy v rovině s okolní podlahou haly a nedochází k odchýlkám měření vlivem nerovností. Poloha těžiště byla posléze dopočítána dle vzorců (23) – (29), viz kapitola 5.2.1.

Stanovení výšky polohy těžiště.

Pro stanovení výšky těžiště byla využita metoda zjištění úhlu převrácení, viz kapitola 5.2.1 b). Výklopná plošina Státní zkušebny strojů v Praze umožňuje naklonění pouze do úhlu 46° . Nejprve bylo tedy zjištěno, že tento úhel je k překlopení vozidla nedostačující viz Obr. 38. Poté byl na plošinu instalován prvek, který zvýšil úhel naklonění vozidla již při nulovém naklonění plošiny, viz Obr. 39.

Obr. 38 - Ověření dostatečného naklonění zkušební plošiny.



Zdroj: archiv autora

Obr. 39 - Prvek pro vyšší naklonění vozidla na plošině.



Zdroj: archiv autora

Před ustavením vozidla na přípravek zvyšující úhel naklonění byla vozidlu zaaretována karoserie proti naklonění vůči podvozku. Aretace proběhla pomocí dřevěných klínů, které byly vloženy mezi pevné součásti náprav a mezi pevné součásti rámu vozidla. Poté byl rám stažen popruhy k nápravám. Tím byla zajištěna tuhost celé soustavy.

Vozidlo bylo na plošině zakotveno vždy tak, že kola na spodní straně byla zajištěna proti snosu pomocí zárázek. Dále vozidlo bylo aretováno popruhy proti úplnému převrácení. Souosost vozidla byla zajištěna a zkontrolována pomocí odměření vzdálenosti předních a zadních kol od kolejnic, která jsou součástí plošiny a zajišťují rovnoběžnost s osou otáčení plošiny. Měření rovnoběžnosti probíhalo pomocí svinovacího metru.

Pro možnost změření úhlu převrácení vozidla bylo nejdříve zapotřebí zjistit úhel vozidla stojícího na přípravku oproti nulovému naklonění plošiny. Na vozidle byla stanovena měřicí plocha pro odečítání úhlu naklonění. Úhel na této ploše byl změřen ve vodorovné pozici vozidla na plošině (vozidlo nebylo ustaveno na přípravku) a poté byl úhel na stejném místě vozidla změřen po ustavení vozidla v pozici pro převrácení na plošině s přípravkem. Rozdíl těchto úhlů byl přičten k celkovému naklonění plošiny.

Obsluha plošiny poté spustila naklánění. V momentě, kdy vznikla viditelná mezera mezi oběma koly horní strany, a nebyla tak již v kontaktu s podložkou, obsluha naklánění zastavila.

V tento moment byl také odečten úhel naklonění plošiny. Každé měření bylo opakováno třikrát a bylo provedeno vždy pro převrácení jak na levou, tak i na pravou stranu vozidla. Poté byla na vozidle zrušena aretace karoserie a celý měřicí postup proběhl znovu pro stanovení úhlu převrácení vozidla.

Po provedení všech měření byl dále zkoumán vliv posádky na bod převrácení. Měření probíhalo stejným způsobem, jako měření bez aretované karoserie, jen s rozdílem, že na pozici řidiče, eventuálně spolujezdce, seděl člověk o hmotnosti 85 kg.

Pneumatiky byly při všech měřeních nahuštěny na provozní tlak.

7.3. Měření styčné a stykové plochy

Jedním z hlavních cílů práce je zkoumání a vyhodnocení měření otisku pneumatik pomocí snímacího přístroje zvaného Plantograf.

Parametry, které se u jednotlivých testovaných objektů měnily, jsou:

- Měření statického otisku a otisku při pohybu vozidla definovanou rychlostí.
- Tlak huštění pneumatik.
- Naklonění terénu, případně křížení.

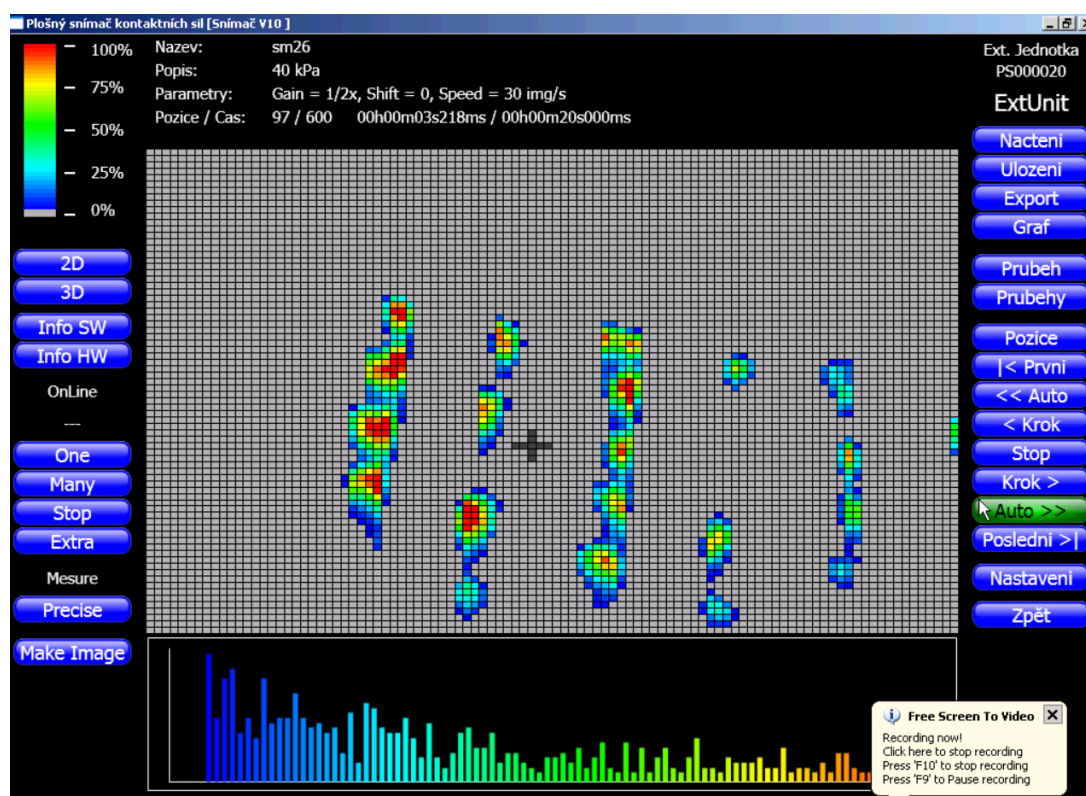
Pro měření byla využívána zejména levá kola vozidla, aby řidič vozidla měl přehled o poloze Plantografu a poloze měřeného kola vozidla na snímací desce.

7.3.1. Snímač plošného rozložení tlaků Plantograf V10

Snímač plošného rozložení tlaků, nebo také Plantograf, zapůjčila katedra Vozidel a pozemní dopravy na Technické fakultě České zemědělské univerzity v Praze (dále jen ČZU). Zařízení bylo sestrojeno na Českém vysokém učení v Praze ve spolupráci s ČZU za účelem studie zkoumání problematiky lidského těla. Na Technické fakultě ČZU bylo dále upraveno pro možnosti zkoumání otisků pneumatik vozidel.

Jedná se o snímací desku o velikosti 400 x 300 mm, která obsahuje 7600 taktilních snímačů ve 100 sloupcích a 76 řadách. Tedy hustota snímačů je 6,33 na 1 cm². Rozsah měřitelných hodnot snímačů je od 0 do 255 jako 8bitové číslo, z něhož je využito všech 8 bitů. Data jsou skutečné naměřené hodnoty a jsou převáděna do jednotky snímače. Jednotka data zaznamenaná a převede do grafické podoby, která je poté následně zobrazena na display notebooku pomocí programu Plantograf V10, viz Obr. 40; (Volf, a další, 2012).

Obr. 40 - Programu Plantograf V10.



Zdroj: archiv autora

Před začátkem měření se celá měřící soustava propojí. Po správném zapojení všech kabelů se jako první spustí Plantograf a až poté připojený notebook. Pro záznam měření se navolí požadovaná délka časového úseku měření (byla volena dle předpokládané doby přejezdu snímací desky kolem), dále zvětšení (tzv. gain = 1/2x) a počet snímků za sekundu $s = 30$. Data jsou zaznamenána a uložena na pevný disk záznamového zařízení. Poté je možné záznam přehrát. Jednotlivé snímky záznamu je možné vyexportovat do obrázku nebo do MS Excelu či textového souboru. Při exportu má každý snímač vždy svou polohu. V programu MS Excel je poloha definována danou buňkou. Vyexportuje se tedy soubor o 100 sloupcích a 76 řádcích. Každá buňka je obsazena buď číslem 0, pokud v daném místě není žádný zaznamenaný tlak, anebo příslušnou hodnotou od 1 do 255.

Jelikož snímač nebyl dosud kalibrován, bylo pro účely této práce zapotřebí provést nejprve některé kalibrace. Jako zcela základní kalibrace bylo provedeno porovnání otisků stykových a styčných ploch z výsledků snímače a z otisků pneumatik na podložku. Jako nastavbová kalibrace byla poté zvolena kalibrace pomocí porovnání reálného a naměřeného zatížení na zkoumaných kolech. Více v kapitole 8.

7.3.2. Otisk stykové plochy pneumatiky

Pro kalibraci otiskem bylo potřeba stanovit velikost otisku jednotlivých pneumatik pro předem definované tlaky huštění. Dezén zkoumaných pneumatik byl natřen inkoustem, následně bylo dané kolo zdviženo nad povrch pomocí ručního zvedáku typu hi-lift. Pod kolo byla instalována otisková plocha (v tomto případě to bylo linoleum), viz Obr. 41. Zvedák byl následně uvolněn tak, aby kolo bylo spuštěno kolmo na podložku s plným zatížením (tedy bez vlivu zvedáku). Poté bylo kolo opět zdviženo a otisková plocha byla odebrána.

Obr. 41 - Otisk stykové plochy pneumatiky.



Zdroj: archiv autora

Po provedení všech měření bylo na plochu narýsováno měřítko a plocha byla vyfotografována. Po získání digitálního záznamu byly výsledky vyhodnoceny pomocí počítačového softwaru ImageJ (Rasband, 2016) určeného pro vědeckou analýzu obrázků. V tomto programu bylo definováno měřítko a poté byla ručně odečtena délka, šířka a celková plocha otisku. Také byla pomocí makra stanovena celková styková a styčná plocha otisku dezénu. Tyto výsledky budou následně porovnány s výsledky ze snímače.

7.3.3. Výroba měřicího polygonu

Pomocí zapůjčeného pásového rypadla od firmy Housing4U a za pomoci pana Ladislava Roučky s jeho kolovým rypadlo-nakladačem byl na pozemku obce Šestajovice se souhlasem starosty obce vybudován polygon pro měření ve vybraných situacích, ve kterých se běžně v trialových soutěžích vozidla nacházejí.

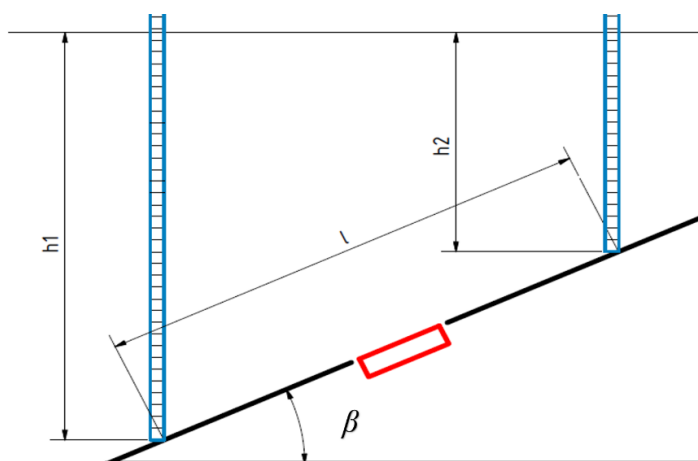
Rovina

Pro vyhodnocení základních souvislostí a výsledků bylo definováno první měření, které se odehrávalo na vodorovné rovině. Snímač Plantografu byl umístěn do půdy tak, aby jeho snímací plocha byla v rovině s okolním terénem, viz příloha 5A.

Nakloněná rovina

Dalším měřicím stanovištěm bylo měření v náklonu. Zde byla vybudována nakloněná rovina v dostatečné délce tak, aby vozidla mohla snímací desku přejíždět oběma koly rovnoběžně s okrají desky. Deska byla opět zabudována do povrchu stejným způsobem, jako při prvním měření na rovině, viz příloha 6A. Proti pohybu v půdě byla zajištěna ocelovými profily, které byly zaražené do půdy. Celkový náklon byl změřen nivelačním přístrojem, který opět zapůjčila firma Housing4U. Na základě rozdílu výšek v horní a spodní stopě průjezdu a následného změření vzdálenosti těchto stop (viz Obr. 42) byl vypočten úhel naklonění dle Pythagorovy věty:

Obr. 42 - Umístění Plantografu na nakloněné rovině.



Zdroj: archiv autora

Úhel naklonění snímací desky byl poté změřen digitálním úhloměrem BMI Incl Tronic plus s přesností $\pm 0,3^\circ$, který zapůjčila katedra Vozidel a pozemní dopravy TF na ČZU. Pokud je deska rovnoběžná s terénem, pak se tyto dva úhly rovnají s minimální odchylkou. Rozdíl úhlů činil $0,2^\circ$, proto se dá považovat umístění snímací desky za vyhovující.

Konečné parametry nakloněné roviny byly:

Délka = 15 m

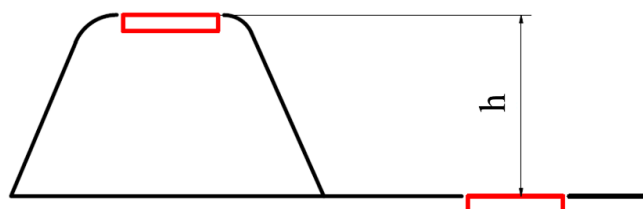
Šířka $l = 5$ m

Úhel naklonění $\beta = 22,9^\circ$.

Křížení

Třetím stanovištěm bylo měření změny plochy otisku pneumatik při křížení ve spodní a v horní části. Snímací deska Plantografu byla opět zapuštěna do roviny terénu podobně jako v předchozích případech, viz Obr. 43. Výška křížení $h = 58$ cm byla volena tak, aby vozidlo 3 bez uzávěrek diferenciálu bylo schopné na překážku najet. Měření následně probíhalo tak, že každé vozidlo najelo na Plantograf umístěný v horní části nejprve levým předním kolem a posléze pravým zadním. Plantograf byl poté umístěn do spodní části a opět každé vozidlo najelo stejným způsobem na překážku. Měřeno bylo v druhém případě pravé zadní kolo a levé přední kolo. Výsledkem byl poté součet ploch vždy dvou úhlopříčně zatížených kol, a to pro měření a) - (zatížené levé přední kolo nahoře a pravé zadní dole) a měření b) - (zatížené levé přední kolo dole a pravé zadní nahoře), viz příloha 3B.

Obr. 43 - Umístění Plantografu ve křížení.



Zdroj: archiv autora

7.3.4. Další měření

Huštění pneumatik

Měření tlaku huštění pneumatik probíhalo pomocí Digitálního měřiče tlaku pneumatik, 840785 s přesností 0,1 baru, který zapůjčil tým Autosema Racing.

Plnost dezénu pneumatik

Plnost dezénu pneumatik byla stanovena dle vzorce (41) v kapitole 6.1.2.

Měření statického poloměru pneumatik

Měření statického poloměru pneumatik probíhalo pro různé tlaky huštění. V nejvyšším místě zatížené pneumatiky byla umístěna měřicí deska, která byla ustavena digitálním úhломěrem BMI do úhlu sklonu 0° ve třech rovinách po 120° . Poté byl odečten průměr pneumatiky na vodorovné podložce pomocí svinovacího metru.

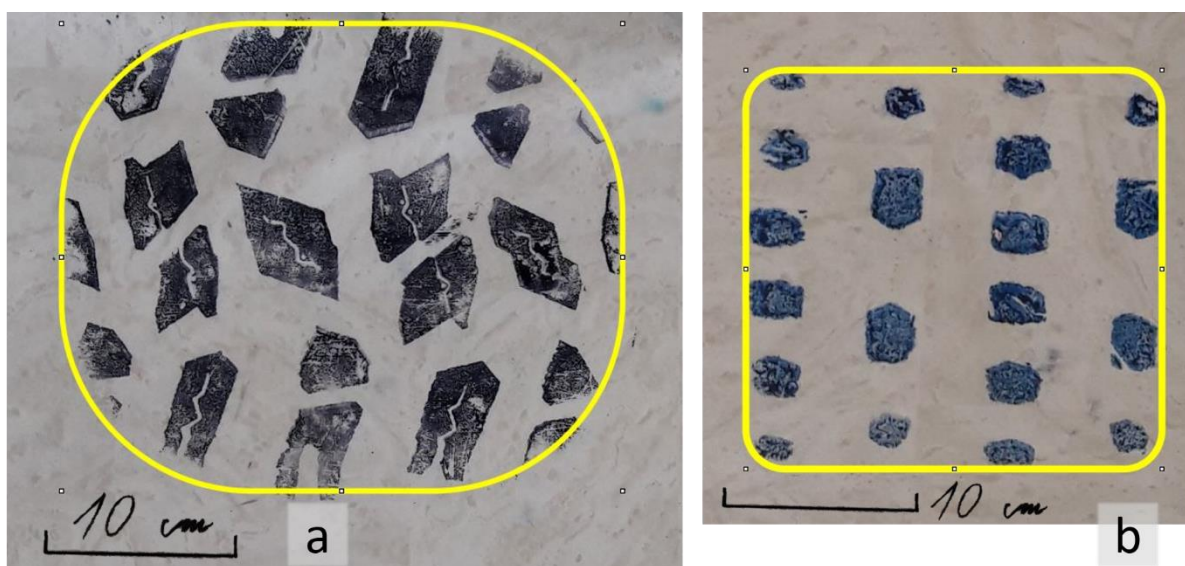
8. Kalibrace měření

Z popisu Plantografu je možné určit velikost plochy jednoho snímače. Ta je 4 x 4 mm. Tudíž je poté možné určit velikost stykové plochy pomocí celkového počtu buněk s hodnotou větší než 0. Také je možné určit délku a šířku otisku a dle toho určit přibližnou styčnou plochu. Udávané hodnoty buněk je teoreticky možné využít k výpočtu tlaku působícího na jednotlivé buňky.

Styčná plocha

Pro porovnání styčných ploch Plantografu a ploch otisku byla zvolena metoda, kdy se porovnávala délka a šířka otisku dezénu. Pomocí software ImageJ byla zjištěna délka a šířka z otisků na linoleu. Tento program navíc umožňuje relativně přesně ohraničit otištěnou plochu a poté z tohoto ohraničení vypočítat styčnou plochu, viz Obr. 44.

Obr. 44 - Styčná plocha otisku z linolea pro pneumatiky vozidla 1 a 2 pro tlak huštění 40 kPa.



Zdroj: archiv autora

Obr a) je pro otisk pneumatiky vozidla 2 s tlakem huštění 40 kPa.

Obr b) je pro otisk pneumatiky vozidla 1 s tlakem huštění 40 kPa.

Z Plantografu byl použit určitý snímek ze záznamu vždy pro stejnou pneumatiku se stejným huštěním jako pro otisk na linoleum. Tento záznam byl exportován do MS Excel, kde se podle obsazených buněk určila také délka a šířka stopy, dle principu popsaného na začátku této kapitoly. Grafické zobrazení je na Obr. 46. Zjištěné hodnoty jsou v Tab. 3.

Tab. 3 - Porovnání otisku plochy z linolea a Plantografu.

Vozidlo číslo	Kolo	p_i [kPa]	Délka otisku			Šířka otisku		
			Plantograf [cm]	Linoleum [cm]	Δ [cm]	Plantograf [cm]	Linoleum [cm]	Δ [cm]
1	Přední	120	14,4	15	0,6	20	19	1
		40	26	22	4	19,6	19	0,6
	Zadní	40	19,6	20	0,4	20,8	20	0,8
2	Přední	120	17,6	17,2	0,4	20,4	19,4	1
		40	26	29	3	23,6	24,5	0,9
	Zadní	40	24,8	25	0,2	21,6	22,1	0,5
3	Přední	240	10,8	12,2	1,4	14	13,6	0,4
	Zadní	240	10,8	12,6	1,8	14	13,8	0,2

Vozidlo číslo	Kolo	p_i [kPa]	Styčná plocha S_0		
			S_{0P} [cm ²]	S_{0O} [cm ²]	ΔS_0 [cm ²]
1	Přední	120	288	294	6
		40	509,6	377	132,6
	Zadní	40	407,68	364	43,68
2	Přední	120	359,04	317	42,04
		40	613,6	630	16,4
	Zadní	40	535,68	554	18,32
3	Přední	240	151,2	167	15,8
	Zadní	240	151,2	165	13,8

Legenda: p_i – tlak huštění pneumatiky, Δ rozdíl rozměrů mezi otiskem z Plantografu a linolea, S_{0P} – styčná plocha odečtená z Plantografu pro statický otisk, S_{0O} – styčná plocha z linolea pro statický otisk vypočtená pomocí softwaru ImageJ, ΔS_0 – rozdíl styčných ploch; červeně jsou vyznačeny hodnoty, které mají vyšší odchylku než 10% od větší z odečítaných hodnot.

Z výsledků je zřejmé, že zjištěná šířka stopy je srovnatelná s odchylkou do ± 1 cm. To značí poměrně vysokou přesnost. Vysoká nepřesnost ovšem vznikla při některých porovnáních délky stopy z obou typů měření. Konkrétně u vozidla 1 pro přední kolo s huštěním 40 kPa byla zjištěna délka stopy z Plantografu o 4 cm větší, než z otisku na linoleum. Rozdíl je způsoben tím, že na otisku z Plantografu se zobrazilo 5 řad zubů, zatímco na otisku z linolea jsou pouze 4 řady zubů. Zobrazený vyšší počet řad zubů na Plantografu u vozidla 1 může být způsoben

tím, že při přejezdu Plantografu působilo na kolo o cca 25 kg více vlivem hmotnosti řidiče, viz Příloha 1A na obrázcích vždy na druhé straně dané přílohy. Vozidlo také na měřicí desku najíždělo, pneumatika se na desku navalovala a mohlo dojít k větší deformaci pneumatiky, tedy s tím spojené zvětšení styčné plochy vlivem elasticity pryže. Na linoleu byla pneumatika naopak pokládána svisle bez jakýchkoliv dalších pohybů.

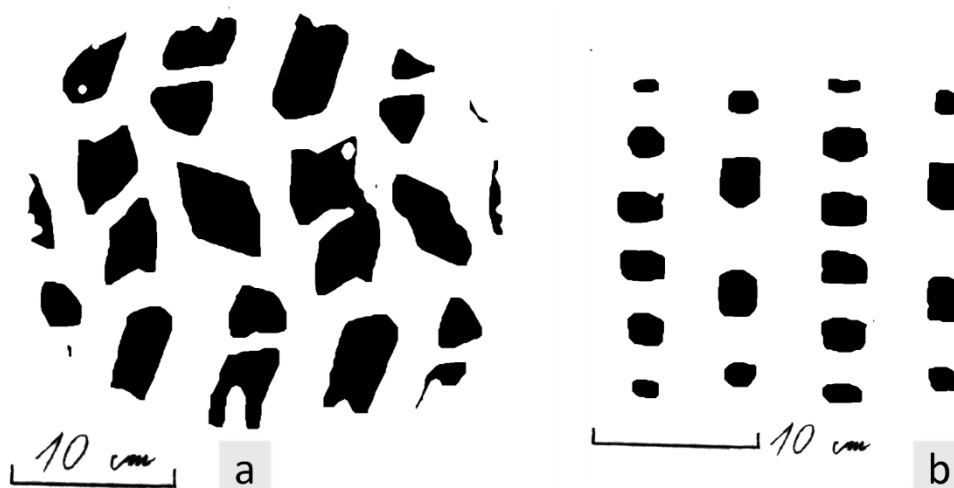
U vozidla 2 došlo také pro přední kolo s huštěním 40 kPa k odchylce 3 cm v délce porovnávaných stop. Na rozdíl ale od případu vozidla 1 je zde stopa na Plantografu kratší. Tento zcela opačný výsledek než u vozidla 1, je způsoben pravděpodobně tím, že taktilní snímače reagují až od určitého tlaku. Pneumatiky s větší plností dezénu (větší stykovou plochou) rozloží zatížení kola do větší plochy a tak pneumatika působí tlakem, který se na záznamu Plantografu již nezobrazuje. To způsobuje celkové zmenšení délky stopy, což potvrzují i výsledky z vozidla 3. Naopak pro při měření s větším tlakem huštění byly délky stopy u vozidla 1 i 2 srovnatelné s otiskem na linoleum. U vozidla 1 se zobrazil stejný počet řad zubů, vlivem nižší deformace pneumatiky. Ze stejné příčiny se zmenšila také styková plocha u pneumatik vozidla 2. To způsobilo vyšší kontaktní tlak v ploše a tím pádem přesnější zobrazení na snímku Plantografu. Obecně je tedy možné dojít k závěru, že pro vyšší tlaky huštění jsou zjištěné hodnoty s menší chybou, bohužel ale neodpovídají reálným podmínkám, jelikož se v trialových soutěžích využívají tlaky huštění právě okolo 40 kPa.

Celková styčná plocha byla z linolea odečtena pomocí programu ImageJ, tedy pomocí ohraničené plochy, viz Obr. 44. Styčná plocha odečtená z Plantografu byla vypočtena z celkové délky a šířky otisku stopy. Plocha byla pro zjednodušení brána pro všechny případy obdélníková, proto dochází právě vlivem tvaru plochy k nepřesnostem.

Styková plocha

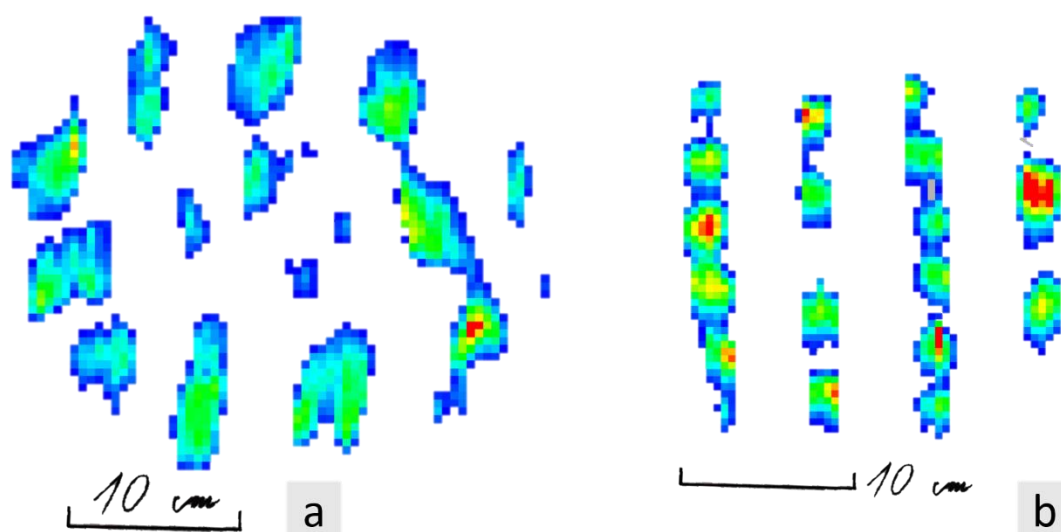
Na následujícím obrázku je zobrazena černě styková plocha otisku linolea (viz Obr. 45), která byla upravena v programu ImageJ pomocí makra, které vypočítá velikost stykové plochy. Barevně je poté zobrazen otisk, který zaznamenal Plantograf pro stejné kolo se stejným huštěním, viz Obr. 46. Velikost stykové plochy byla vypočítána pro otisk Plantografu opět pomocí vyexportovaného souboru MS Excel, kde byly spočítány všechny obsazené buňky a vynásobeny 0,16 pro zjištění stykové plochy v cm².

Obr. 45 - Styková plocha otisku linolea.



Zdroj: archiv autora

Obr. 46 - Styková plocha otisku z Plantografu.



Zdroj: archiv autora

Obr a) je pro otisk pneumatiky vozidla 2 s tlakem huštění 40 kPa.

Obr b) je pro otisk pneumatiky vozidla 1 s tlakem huštění 40 kPa.

Jak je z Obr. 46 a) zřejmé, snímání tlaku není zcela přesné. Plantograf zde nezobrazil střední část otisku pneumatiky, více na Obr. 53. Nicméně při porovnání s otiskem na linoleu je patrné, že jsou otisky odlišné. Tato odlišnost vznikla nejspíše tím, že střední část otisku pneumatik nebyla zatížena dostatečnou silou, aby se hodnoty zobrazily. Pro stanovení minimálního zatížení Plantografu by bylo potřeba provést další měření.

Na Obr. 46 b) je patrné ze snímku Plantografu, že jednotlivé nezatížené snímače, které jsou v bezprostřední blízkosti zatížených snímačů, jsou jimi ovlivněny. Ovlivnění je pro tuto pneumatiku s nízkou plností dezénu zásadní, neboť na otisku zcela zmizely zubové mezery ze dvou řad zubů dezénu. To způsobí zvětšení plochy. V tomto případě by mohlo dojít k přesnějším výsledkům, pokud by se vyloučily hodnoty menší než cca 20 kPa. To je ovšem v přímém rozporu se zjištěnými závěry pro otisk pneumatik, viz Obr. 45 a).

Z výsledků viz Tab. 4 vychází ovšem pro hodnoty z Obr. 45 a Obr. 46 a) relativně stejné výsledky. Tato podobnost je způsobena nejspíše tím, že snímače, které jsou zatížené, ovlivňují také sousední snímače. Tím dochází k umělému nárůstu plochy.

Tab. 4 - Styková plocha S_d .

Vozidlo číslo	Kolo	p_i [kPa]	S_{dP} [cm ²]	S_{dO} [cm ²]	ΔS_d [cm ²]
1	Přední	120	100	43,122	56,878
		40	137	75	62
	Zadní	40	111,52	56,3	55,22
2	Přední	120	154	106	48
		40	201	216	15
	Zadní	40	176	168	8
3	Přední	240	123	88,9	34,1
	Zadní	240	115	119,6	4,6

Legenda: p_i – tlak huštění pneumatiky, S_{dP} – styková plocha odečtená z Plantografu pro statický otisk, S_{dO} – styková plocha z linolea pro statický otisk vypočtená pomocí softwaru ImageJ, ΔS_d – rozdíl stykových ploch; červeně jsou vyznačeny hodnoty, které mají vyšší odchylku než 10% od větší z odečítaných hodnot.

Je patrné z kalibrace pro styčnou i stykovou plochu, že chybovost je nahodilá, respektive není závislá pouze na jednom faktoru. Proto není možné považovat hodnoty z Plantografu za zcela přesné a absolutní. Pro zjištění bližších závislostí by bylo zapotřebí provést další měření. Proto je doporučení pro výsledné závěry využít více měření a výsledky používat pouze pro porovnání hodnot mezi jednotlivými otisky z Plantografu. Chybovost při porovnání jednotlivých měření Plantografu je popsána níže.

Kontaktní tlak

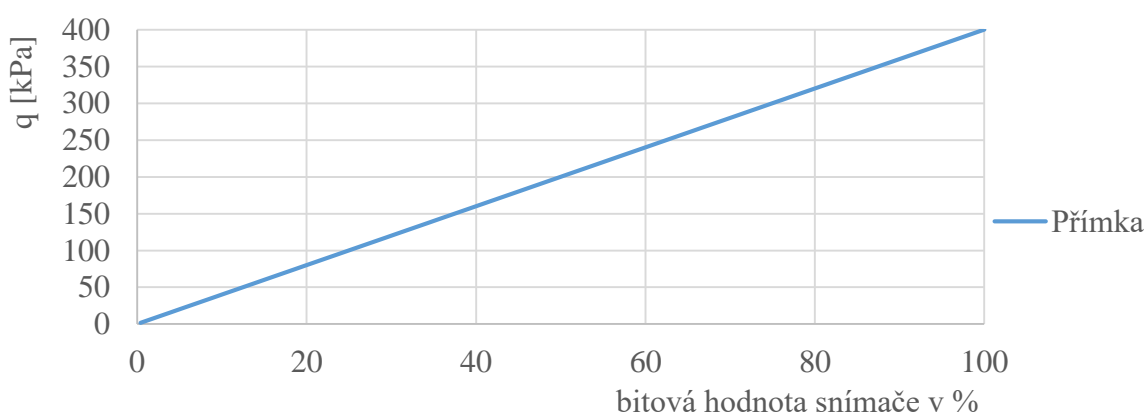
Pro určení kontaktního tlaku na tvrdé podložce, kterou snímací plocha Plantografu je, je potřeba znát velikost stykové plochy a hodnoty buněk přepočtené na tlak. Na základě předchozích měření byla zjištěna závislost, při níž pro zvětšení 5 (gain 5) znamenal údaj 100%, tedy bitová hodnota 255, působení tlaku 400 kPa na snímač, viz Obr. 47. Při vyšším tlaku začne zasahovat do měření ochranná vrstva přístroje; (Volf, a další, 2012). Na základě maximální zjištěné měřitelné hodnoty byla stanovena přepočtová křivka. Pro tento případ byl stanoven ideální lineární průběh s ohledem na průměrně nízké hodnoty zatížení pneumatik. Rovnice kalibrační křivky pro stanovení kontaktního tlaku působící na jeden taktilní snímač q_i má potom tvar:

$$q_i = 4x$$

, kde x představuje procentické zatížení jednoho snímače podle vztahu:

$$x = \frac{100}{255} \cdot \text{bitová hodnota pro daný snímač}$$

Obr. 47 – Graf přepočtové křivky.



Zdroj: archiv autora

Veškeré záznamy byly pořízeny se zvětšením $\frac{1}{2}$ (gain $\frac{1}{2}$). Tudiž naměřené hodnoty je potřeba vynásobit přepočtovým koeficientem 2,1. Poté je možné součet všech naměřených tlaků vydělit počtem obsazených buněk (tedy stykovou plochou) a výsledkem je kontaktní tlak. Po úpravě vzorce je možné vypočítat hmotnost, jakou působí kolo na podložku. Tato hmotnost by se teoreticky měla rovnat hmotnosti naměřené pro dané kolo podle vzorce (11).

Jelikož byl Plantograf přejížděn vozidlem, ve kterém v momentě měření seděl také řidič, tak bylo potřeba do celkové hmotnosti vozidla přičíst hmotnost řidiče. Z 3D modelu byla

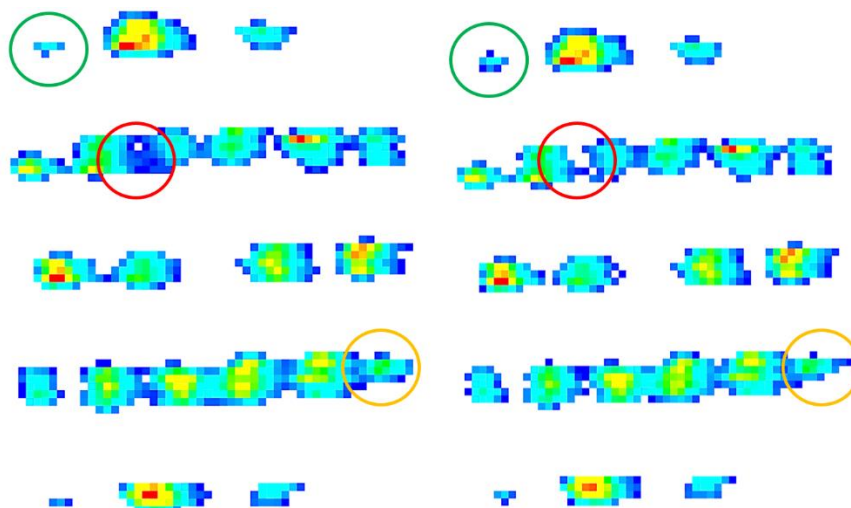
odečtena přibližná poloha sedačky a za použití literatury (Swearingen, 1962) byla určena poloha těžiště řidiče. Posléze na základě rozměrů rozvoru a rozchodu bylo zjištěno procentuální rozložení hmotnosti řidiče na jednotlivá kola. Jednotlivé hmotnosti se přičetly k změřenému zatížení jednotlivých kol. Pro každé vozidlo jsou v příloze 1A, B, C na obrázcích vždy na druhé straně dané přílohy.

Jak je patrné z Tab. 5, tak zde oproti ploše dochází k mnohem větším odchýlkám. Tyto odchýlky mohou být způsobeny několika faktory současně a jejich součet může způsobit takto výrazné nepřesnosti. Jako hlavní nepřesnost je velikost stykové plochy, která byla řešena výše. Dále se jedná o citlivost snímačů, které malé kontaktní tlaky nezaznamenávají. S tím se také pojí nepřesnosti v přepočtové funkci. Další nepřesnost mohla vzniknout vlivem trvalého pohonu 4x4 a vlivem různých deformací pneumatik na nedokonale rovném povrchu.

Kalibrace metodou porovnávání snímků Plantografu

Jelikož všechny záznamy vykazují při statické poloze kola jistou vizuální odchýlku, tak bylo provedeno kalibrační měření, které porovnává velikost stykových ploch na sebe navazujících snímků. Ze záznamu je patrné, že při statické poloze pneumatiky na desce snímače se pixely v okrajových částech rozsvěcí a zhasínají, viz Obr. 48.

Obr. 48 - Kalibrace metodou porovnávání snímků Plantografu.



Zdroj: archiv autora

Zvýrazněna jsou některá vybraná místa, na kterých jsou vidět evidentní změny plochy. Většina měnicích se pixelů má tmavě modrou barvu, tedy zatížení do 10%, což odpovídá cca 40 kPa.

Rozdíl zobrazených ploch je 1,62 cm² (7,03 kPa). Rozdíly z 10 po sobě jdoucích snímků pro jednotlivé pneumatiky jsou zobrazeny v Tab. 5.

Tab. 5 - Kalibrace metodou porovnávání snímků Plantografu staticky na rovině.

Vozidlo 1			Vozidlo 2			Vozidlo 3		
Měřené kolo	Levé přední		Měřené kolo	Levé přední		Měřené kolo	Levé přední	
Tlak huštění	40 kPa		Tlak huštění	40 kPa		Tlak huštění	240 kPa	
Pixely	S _a [cm ²]	q _s [kPa]	Pixely	S _a [cm ²]	q _s [kPa]	Pixely	S _a [cm ²]	q _s [kPa]
864	138,24	230,92	1253	200,48	192,15	761	121,76	233,04
859	137,44	231,66	1253	200,48	192,51	764	122,24	230,63
863	138,08	229,50	1261	201,76	192,76	761	121,76	231,56
859	137,44	230,44	1266	202,56	193,08	757	121,12	233,59
861	137,76	228,43	1269	203,04	191,56	764	122,24	230,79
873	139,68	223,53	1266	202,56	190,21	756	120,96	233,58
862	137,92	226,74	1263	202,08	190,09	759	121,44	233,02
863	138,08	231,70	1259	201,44	191,81	761	121,76	231,54
Největší odchylka								
14	2,24	8,13	16	2,56	2,99	8	1,28	2,96
Relativní chyba [%]								
1,62	1,62	3,55	1,27	1,27	1,56	1,05	1,05	1,27

Legenda: S_a – styková plocha odečtená z Plantografu pro statický otisk, q_s – střední kontaktní tlak změřený pomocí Plantografu.

Rozdíly v ploše a kontaktním tlaku mohou být způsobeny např. vibracemi od běžícího motoru. Proto bylo provedeno v laboratorních podmínkách další měření se staticky zatěžující se pneumatikou a byl pozorován velmi podobný jev. Odchylky byly menší, ale i tak k nim docházelo. Pro stanovení výsledků konkrétního otisku je tedy potřeba brát průměr z několika po sobě jdoucích snímků.

Konečné výsledky, uvedené v kapitole 9, byly vždy průměrem sedmi hodnot měření. Nejprve byl vybrán požadovaný snímek a tři snímky před a tři snímky za ním byly zahrnuty do výsledků.

9. Vyhodnocení měření a diskuze

9.1. Stanovení polohy těžiště

Jako první měření bylo zvoleno měření polohy těžiště a s tím související zjištění velikosti zatížení jednotlivých kol a velikosti úhlu převrácení. Zvážena byla všechna tři testovaná vozidla. Pro určení úhlu převrácení a tedy i výšky těžiště byla ovšem možnost změřit pouze vozidla 1 a 3. Výška těžiště u vozidla 2 byla určena na základě 3D modelu.

Výsledky vážení

V Tab. 6 jsou uvedeny zvážené zatížení kol jednotlivých vozidel a podíl jednotlivých zatížení na celkové hmotnosti.

Tab. 6 - Výsledky vážení.

Kolo		Vozidlo 1		Vozidlo 2		Vozidlo 3	
		m_i [kg]	m_i / m_c [%]	m_i [kg]	m_i / m_c [%]	m_i [kg]	m_i / m_c [%]
Přední	Levé	320	27,66	350	25,07	240	24,59
	Pravé	325	28,09	363	26,00	274	28,07
Zadní	Levé	265	22,90	348	24,93	217	22,23
	Pravé	247	21,35	335	24,00	245	25,10
m_c [kg]		1157 kg		1396 kg		976 kg	

Legenda: m_c – celková hmotnost vozidla, m_i – zatížení jednotlivých kol, m_i – podíl jednotlivých zatížení na celkové hmotnosti vozidla.

Z tabulky je zřejmé, že upravené trialové speciály 1 a 2 jsou těžší, než sériové vozidlo 3. Hlavní hmotnostní rozdíl je v hmotnosti ochranného rámu a náprav s koly. Rozdíl v hmotnosti vozidla 1 a 2 je způsoben tím, že vozidlo 2 využívá pneumatiky, kdy každá je cca o 20 kg těžší. Také má více vyztuženou karoserii a vyšší ochranný rám. Jelikož vozidlo 1 a 2 se již mnoho let účastní mistrovství ČR v Off-road trialu ve stejné kategorii, tak již mnohokrát došlo k přímému porovnání těchto vozidel. Vozidlo 1 vždy vozidlo 2 předčilo svými vlastnostmi a to zapříčinil právě i rozdíl hmotností těchto vozidel. Je tedy potvrzeno to, že pro trialové soutěže jsou vhodnější spíše vozidla s nižší celkovou hmotností.

Určení polohy těžiště

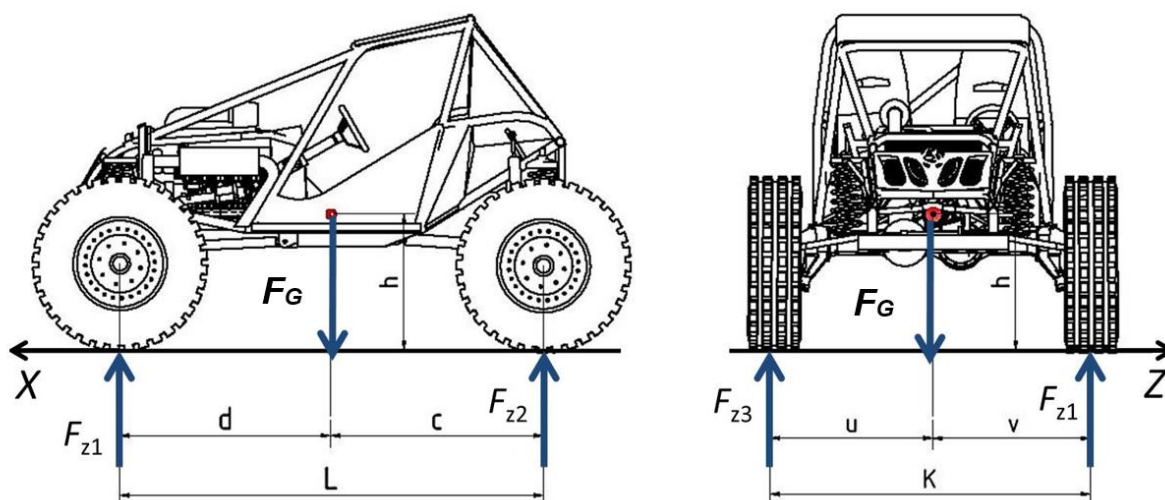
V Tab. 7 jsou uvedeny rozměry potřebné k výpočtu polohy těžiště. Dále jsou v tabulce uvedeny vzdálenosti polohy těžiště dle Obr. 49, který je totožný s obr. Obr. 16 v kapitole 5.2.1. Pro podélnou a příčnou polohu těžiště je také v tabulce uvedena vzdálenost od středu vozidla, tedy od středu rozvoru a rozchodu. Tato vzdálenost slouží pro lepší přiblížení polohy těžiště ve srovnání s ostatními vozidly.

Tab. 7 - Určení polohy těžiště vozidel.

		Vozidlo 1	Vozidlo 2	Vozidlo 3
Rozměry vozidla [mm]				
	L	2035	2034	2030
	K	1540	1550	1210
Podélná poloha těžiště [mm]				
	d	901	995	961
	c	1134	1039	1069
	Vzdálenost od středu vozidla	234	44	108
Příčná poloha těžiště [mm]				
	u	779	775	567
	v	761	775	643
	Vzdálenost od středu vozidla	17	0	77
Výška těžiště [mm]				
	h	623,4	* 673,8	593,1

* Těžiště určené ze 3D modelu.

Obr. 49 - Rozměry pro stanovení polohy těžiště v ose X a Y.



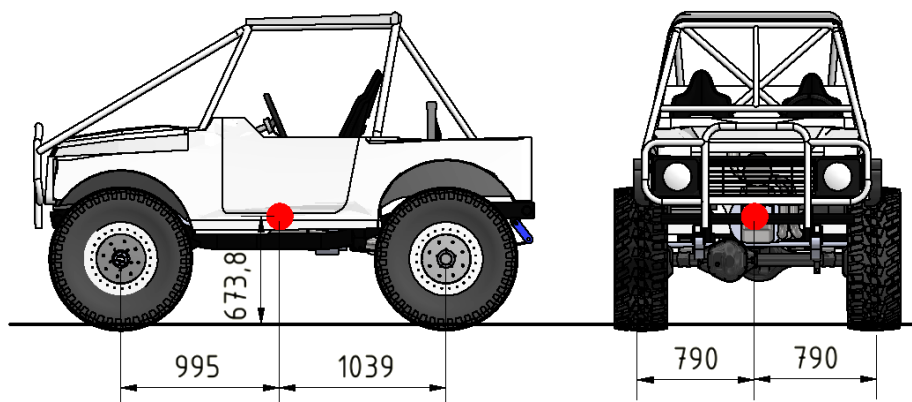
Zdroj: archiv autora

Při porovnání příčné polohy těžiště je možné dojít k závěru, že úpravy trialových speciálů přispěly k tomu, že se poloha těžiště posunula k ose vozidla, u vozidla 2 dokonce přímo do osy. Což příznivě působí na srovnatelnou stabilitu v náklonu jak na pravou, tak na levou stranu vozidla.

Ovšem při porovnání podélné polohy těžiště závěry jednoznačné nejsou. Vozidlo 2 má umístěný chladič motoru v zadní části vozidla, kterou má navíc vyztuženou. Tyto úpravy zapříčinily posun těžiště blíž ke středu vozidla oproti sériovému vozidlu 3. Naopak u vozidla 1 došlo k výraznému odlehčení zadní části a s chladičem motoru se oproti originálu nehýbalo. Proto se těžiště posunulo blíž k přední nápravě. Rozdíl polohy těžiště vozidla 1 a 2 je téměř 200 mm, což je již vzdálenost, která hraje zcela zásadní roli v trakčních vlastnostech vozidla. Opět z dlouholetých porovnaní je možné dojít k závěru, že zejména při výjezdech je lepší poloha těžiště vozidla 1. Nedojde k tak výraznému přetížení zadních kol a vozidlo má lepší trakci a stabilitu. Nevýhodou mohou být sjezdy, kdy je stabilita horší a může dojít k situaci, viz příloha 2A, kdy se vozidlo 1 téměř převrátilo, zatímco vozidlo 2 danou oblast projelo téměř bez potíží. Je nutné ovšem podotknout, že stabilitu při sjezdu je možné ovlivnit prudkou akcelerací. U výjezdu při prudké akceleraci zpět dojde k podobnému efektu, nicméně se takto nepodaří výjezd zdolat.

Měření výšky těžiště bylo provedeno pouze na dvou testovaných vozidlech a to na vozidle 1 a vozidle 3 z důvodů časové náročnosti měření. Výsledky a úhly převrácení jsou v Tab. 8. U vozidla 2 byla tato hodnota odečtena ze 3D modelu. Na základě zjištěné výšky těžiště vozidla 1 a porovnání s jeho 3D modelem, kdy byly výsledky přesné s odchylkou jednotek milimetrů, je možné dojít k závěru, že i výška těžiště vozidla 2 je určena s odchylkou v řádech milimetrů, viz Obr. 50.

Obr. 50 - Výška těžiště ze 3D modelu pro vozidlo 2.



Zdroj: archiv autora

Úhel převrácení

Výška těžiště byla zjištěna na základě metodiky dle úhlu převrácení vozidla. Úhel převrácení je parametr, který přímo značí příčnou stabilitu a je ho tedy možné považovat za podstatný údaj. Při měření tohoto úhlu byl zjištěn úhel převrácení: se zajištěnou karoserií k podvozku proti klopení karoserie, bez tohoto zajištění a jaký má vliv posádka na úhel převrácení. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 8.

Tab. 8 - Měření úhlu převrácení.

Vozidlo 1								
Zajištěný podvozek			Bez zajištěného podvozku			S posádkou bez zajištěného podvozku		
Měření	Strana dole		Měření	Strana dole		Měření	1 osoba (85 kg) na sedadle	
	Levá	Pravá		Levá	Pravá		Nahoře	Dole
1	51,3	50,8	1	48,3	47,5	1	48,5	43,7
2	51,2	51,0	2	48,2	47,7	2	48,2	42,9
3	51,0	50,8	3	48,0	47,8	3	48,3	43,6
Průměr	51,2	50,9	Průměr	48,2	47,7	Průměr	48,3	43,4
Průměr celkem	51,0		Průměr celkem	47,9		Průměr celkem	45,9	(sedadlo řidiče je nahoře)
Vozidlo 3								
Zajištěný podvozek			Bez zajištěného podvozku			S posádkou bez zajištěného podvozku		
Měření	Strana dole		Měření	Strana dole		Měření	1 osoba (85 kg) na sedadle	
	Levá	Pravá		Levá	Pravá		Dole	Nahoře
1	54,1	50,7	1	51,7	47,5	1	51,1	45,1
2	53,6	51,0	2	51,8	47,3	2	50,7	46,0
3	53,8	51,2	3	51,5	48,0	3	51,5	46,2
Průměr	53,8	51,0	Průměr	51,7	47,6	Průměr	51,1	45,8
Průměr celkem	52,4		Průměr celkem	49,6		Průměr celkem	48,4	(sedadlo řidiče je nahoře)

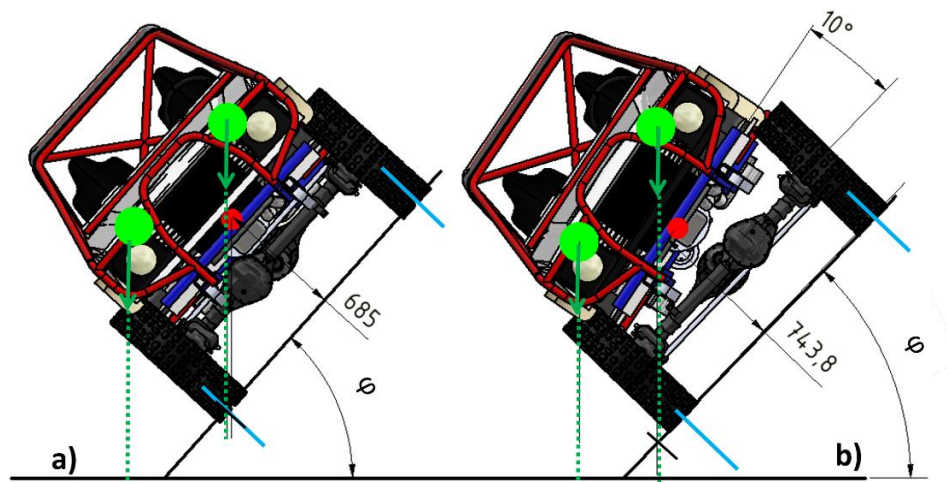
Veškeré naměřené hodnoty jsou udávány ve stupních.

Rozdíl průměrných hodnot zajištěného a nezajištěného podvozku je pro vozidlo 1 = 3,1° a pro vozidlo 3 = 2,7°, což se rovná rozdílu výšky polohy těžiště pro vozidlo 1 = 72 mm a pro vozidlo 3 = 62 mm. Výsledky měření opět odpovídají předpokladům, jelikož u vozidla 1 dochází k většímu klopení karoserie, protože jsou použity měkčí listové pružiny, aby vozidlo mohlo dosáhnout vyšších hodnot křížení.

Vozidlo 1 má ve srovnání s vozidlem 3 v průměru o $1,4^\circ$ menší úhel převrácení, což po přepočtu znamená těžiště o 30 mm výš. Vypovídající hodnotu pro porovnání těchto výsledků má ovšem to, vezme-li se v potaz i výška podvozku od podložky. Vozidlo 3 má mezi koly výšku 320 mm, zatímco vozidlo 1 má 460 mm. Rozdíl je tedy 140 mm. Právě tento rozdíl zapříčinil také zvýšení polohy těžiště. Nicméně poloha těžiště je výš pouze o 30 mm, jelikož vozidlo 1 má větší rozchod kol a také vyšší podíl hmotnosti v neodpružené hmotě, což potvrzuje závěry viz kapitola 5.3.

Na Obr. 51 jsou znázorněny dva případy polohy těžiště a vlivu posádky na bod převrácení. Celkové těžiště je již zobrazeno i s hmotností posádky. Při vyhodnocení je možné dojít k závěru, že člověk, který sedí na straně nahoře, velikost úhlu převrácení ovlivňuje méně, než člověk sedící dole. Tento závěr vychází také dle Obr. 51 a), kde je vidět, že poloha těžiště řidiče je téměř v ose s polohou působení celkového zatížení (těžiště) vozidla se zajištěnou karoserií proti klopení. Člověk sedící na spodní straně, tedy na straně, kam se vozidlo překlápí, již velikost úhlu převrácení ovlivňuje zcela zásadně. Na Obr. 51 b) je zobrazen stejný případ pro vozidlo, které nemá zajištěnou karoserii proti klopení. Dle naměřených hodnot vychází mez stability $45,9^\circ$, což odpovídá s mírnou odchylkou také tomuto modelu. Je patrné, že naklonění karoserie o 10° způsobilo zcela zásadní změnu těžiště a také se velmi výrazně přesunula působení sil od posádky. V případě b) tedy hmotnost posádky ovlivňuje více nepříznivě polohu těžiště než v případě a). Vliv posádky (řidič i spolujezdec) na úhel převrácení je tedy prokazatelný, nicméně pro zcela přesné výsledky by bylo potřeba, aby se ve vozidle při měření nacházeli současně řidič i spolujezdec.

Obr. 51 - Vliv posádky na úhel převrácení.



Zdroj: archiv autora

Zeleně jsou vyznačeny přibližné polohy těžiště členů posádky.

Je možné dojít k závěru, že pro jízdu v náklonu jsou vhodná vozidla, kterým se méně naklání karoserie. Vhodná jsou také vozidla, kde jsou posazena sedadla posádky co nejnižší a samozřejmě je posádka o co možná nejnižší hmotnosti. V náklonu tak mohou mít výraznou výhodu trialové speciály, které jsou jednomístné.

Tyto závěry jsou platné pro statickou stabilitu, kde vychází nejlépe vozidla bez odpružení. Pro dynamickou stabilitu budou ovšem výsledky odlišné, a tak je nutné najít kompromis mezi výškou tlumení a rozumnou mírou naklání karoserie. Řešením by mohl být opět stabilizátor, který ovšem negativně ovlivňuje křížení, a proto se nevyužívá, viz kapitola 5.5.1.

Stanovení výšky těžiště metodou zjištění úhlu překlopení není zcela přesné a bylo zvoleno na základě předpokladu, že výsledky budou pouze porovnány s 3D modely a budou sloužit jako orientační hodnota pro přibližné porovnání přenosu tlaku na pneumatiky v určitém sklonu. Nepřesnosti vznikají zejména při odečítání úhlu převrácení, jelikož plošinu není možné zastavit úplně v přesný okamžik. Převrácení plošiny zastavuje obsluha, tudíž je zpoždění v reakci člověka. Dále je úhel převrácení odečítán na digitálním sklonoměru s přesností $\pm 0,3^\circ$. Další nepřesnosti vznikají v samotném vozidle. A to zejména kvůli deformaci pneumatik a také naklápění karoserie, viz stabilita. Naklápění sice bylo aretováno, ale i tak popruhy a zejména dorazy mohou pružit a i přes aretaci může dojít k ovlivnění výsledků. Ale i přes možný vysoký vliv nepřesností z měření vyplývají souvislosti, které jsou v souladu s mnohaletým pozorováním vlastností vybraných vozidel.

9.2. Měření otisků pneumatik pomocí Plantografu

Druhým měřením bylo zkoumání stykových ploch a dalších souvisejících parametrů přímo v terénu. Většina měření probíhala pro různé tlaky huštění pneumatik. Tlaky byly voleny tak, aby byly porovnatelné a vždy jeden z nich odpovídal tlaku pneumatik, který se běžně využívá pro dané vozidlo a daný typ pneumatik v trialových soutěžích. Konkrétně pro obě vozidla to byl tlak 40 kPa. U vozidla 3, jež není určeno pro trialové soutěže a využívá sériových pneumatik, byl tlak zvolen 240 kPa, což je výrobcem doporučený tlak.

Porovnání středních kontaktních tlaků a stykových ploch na rovině

Po provedení kalibrací (viz kapitola 8) bylo provedeno měření statických otisků pneumatik na rovině, dle parametrů udaných v Tab. 10. Následně byly zjištěné hodnoty středního kontaktního tlaku porovnány s hodnotami, vypočtenými na základě vzorce (11) z velikosti stykové plochy a zatížení pneumatiky dle kapitoly 4.2.3.

Tab. 9 - Zatížení kol pro přepočet kontaktního tlaku.

Zatížení kol pro výpočet q_{svp}	m_{lp} [kg]	m_{lz} [kg]
Vozidlo 1	345	302
Vozidlo 2	375	385
Vozidlo 3	264	254

Tab. 10 - Porovnání středních kontaktních tlaků a stykových ploch na rovině.

Vozidlo číslo	Staticky - přední kolo				
	p_i [kPa]	S_{dsp} [cm ²]	q_{smp} [kPa]	q_{svp} [kPa]	Δq_{sp} [kPa]
1	120	102,32	291,99	330,77	38,79
	40	137,28	229,01	246,54	17,52
	10	155,52	198,18	217,62	19,44
2	120	154,24	269,57	238,51	31,06
	40	201,12	191,12	182,91	8,20
	10	149,44	192,59	246,17	53,58
3	240	123,04	229,70	210,49	19,21

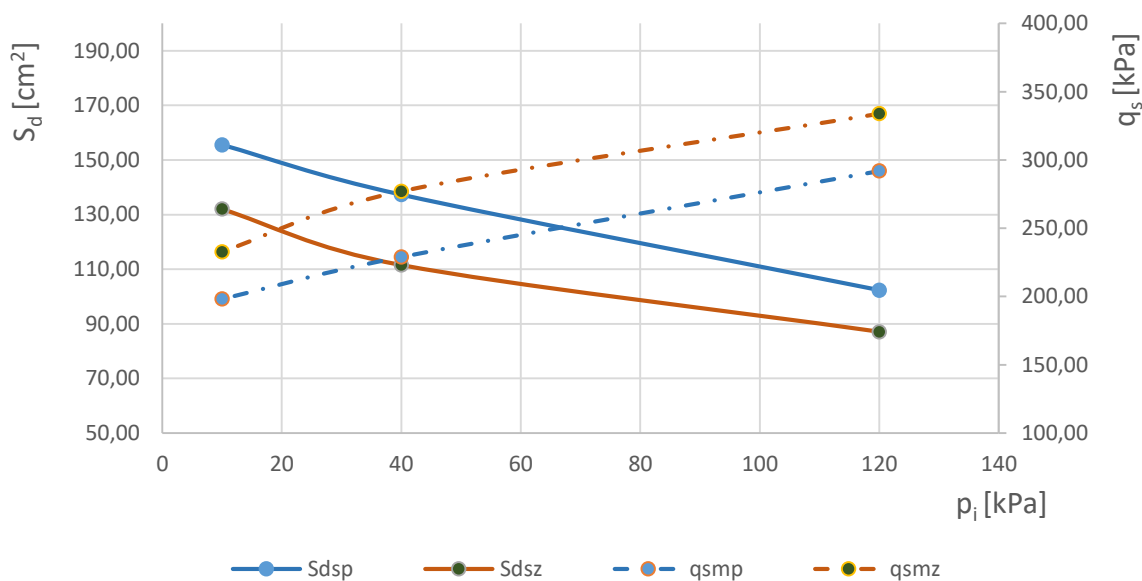
Vozidlo číslo	Staticky - zadní kolo				
	p_i [kPa]	S_{dsz} [cm ²]	q_{smz} [kPa]	q_{svz} [kPa]	Δq_{sz} [kPa]
1	120	87,08	333,95	340,22	6,26
	40	111,52	277,07	265,66	11,41
	10	132,00	232,74	224,44	8,30
2	120	138,72	292,42	272,26	20,15
	40	202,80	178,17	186,24	8,06
	10	155,68	173,56	242,60	69,04
3	240	115,68	231,63	215,40	16,23

Legenda: p_i – tlak huštění pneumatiky, S_{ds} – styková plocha odečtená z Plantografu pro statický otisk, q_{sm} – střední kontaktní tlak změřený pomocí Plantografu, q_{sv} – střední kontaktní tlak předního kola vypočtený ze zatížení kola a plochy dle vzorce (11), Δq_s – rozdíl středních kontaktních tlaků vypočtených a změřených, m_{lp} – zvážená hmotnost zatížení levého předního kola, m_{lz} – zvážená hmotnost zatížení levého zadního kola, index p je pro přední kolo a z pro zadní kolo.

Ve sloupci Δq_{sp} jsou červeně vyznačeny výsledky, u kterých absolutní hodnota rozdílu změřeného a vypočteného středního kontaktního tlaku přesáhla hodnotu rozdílu větší než 10% ze změřené hodnoty. Odchyly mohou být způsobeny nepřesností snímacího zařízení Plantografu (viz kapitola 8) anebo vlivem dalších faktorů, které jsou obtížně zjištěitelné, jako např. vliv pohonu 4x4 na nesouměrné zatížení kol.

Z výsledků je ovšem zřejmé, že s nižší hodnotou huštění pneumatik roste celková styková plocha a tím pádem i styčná plocha. Zároveň s rostoucí kontaktní plochou musí klesat střední kontaktní tlak, jelikož konstantní zatížení kola je rozloženo do větší plochy. Pro vozidlo 1 je tato závislost zobrazena v grafu na Obr. 52.

Obr. 52 - Graf závislosti plochy otisku a kontaktního tlaku na tlaku huštění pneumatik pro vozidlo 1.



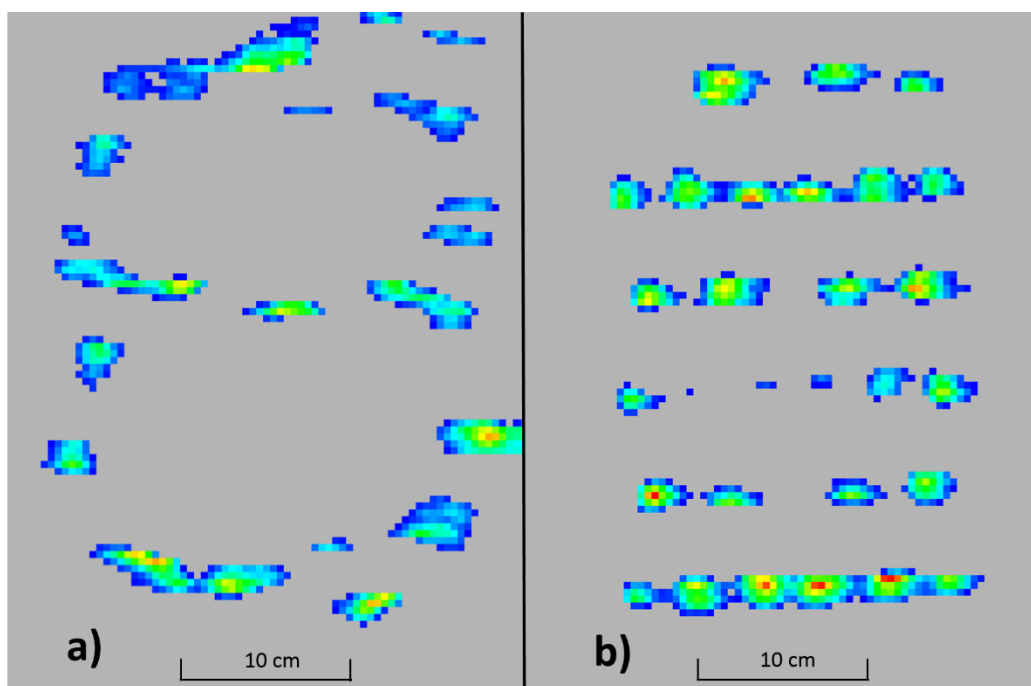
Čerchovaně jsou vyznačeny hodnoty pro střední kontaktní tlak statického předního a zadního kola. Plnou čarou jsou poté vyznačeny hodnoty pro stykovou plochu.

Zdroj: archiv autora

U vozidla 2 jsou výsledky pro tlak 10 kPa již velmi zkresleny. Plocha otisku pneumatiky byla příliš velká a na měřicí plochu se zcela nevešla. Také kontaktní tlak vyvíjený pneumatikou na podložku byl příliš nízký a nedošlo k otisku celé plochy. Jak je zřejmé z Obr. 53 a), tak tlak je na snímku otisku nižší ve dvou místech otisku pneumatiky. Obě místa se nacházejí v ose pneumatiky a jsou oddělena oblastí vyššího tlaku. Tento jev může nepříznivě působit na boření dezénu.

V porovnání s pneumatikou vozidla 1 (viz Obr. 53 b)) při stejném tlaku huštění (10 kPa) je zřejmé, že ačkoliv jsou obě pneumatiky radiální konstrukce, tak se obě chovají velmi odlišně. Tato pneumatika se při nízkém tlaku huštění ve svém středu tolik nebortí a nedochází tam k takovému k extrémnímu úbytku kontaktního tlaku.

Obr. 53 - Plocha otisku pneumatik s tlakem huštění 10 kPa.



Zdroj: archiv autora

Porovnání stykových ploch staticky a při přejezdu

Dalším měřením pomocí Plantografu umístěného na vodorovné rovině bylo porovnání velikosti stykových ploch při statickém otisku a při přejezdu opět při odlišných tlacích huštění pneumatik, viz Tab. 11. Rychlost přejezdu byla volena na volnoběžné otáčky se zařazeným 1. rychlostním stupněm. Rychlost přejezdu poté vycházela na $6 \text{ km/h} \pm 3 \text{ km/h}$.

Tab. 11 - Porovnání stykových ploch staticky a při přejezdu.

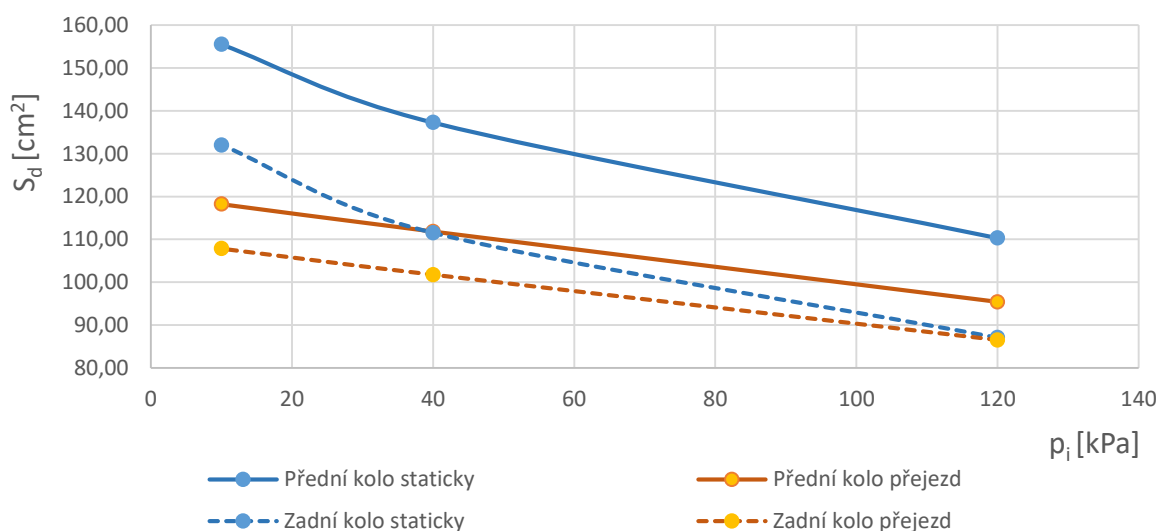
Vozidlo číslo	Přední kolo			
	p_i [kPa]	S_{dsp} [cm ²]	S_{dpp} [cm ²]	ΔS_{dp} [cm ²]
1	120	102,32	91,40	10,92
	40	137,28	111,84	25,44
	10	155,52	118,24	37,28
2	120	154,24	125,04	29,20
	40	201,12	150,32	50,80
	10	149,44	109,60	39,84
3	240	123,04	108,32	14,72

Vozidlo číslo	Zadní kolo			
	p_i [kPa]	S_{dsz} [cm ²]	S_{dpz} [cm ²]	ΔS_{dz} [cm ²]
1	120	87,08	86,52	0,56
	40	111,52	101,76	9,76
	10	132,00	107,84	24,16
2	120	138,72	104,00	34,72
	40	202,80	146,56	56,24
	10	155,68	111,52	44,16
3	240	115,68	93,60	22,08

Legenda: p_i – tlak huštění pneumatiky, S_{ds} – styková plocha odečtená z Plantografu pro statický otisk, S_{dp} – styková plocha odečtená z Plantografu pro otisk při přejezdu, ΔS_a – rozdíl stykových ploch, index p je pro přední kolo a z pro zadní kolo.

Rozdíl hodnot opět pouze pro vozidlo 1 je znázorněn v grafu na Obr. 54, ze kterého je patrná závislost mezi délkou otisku statické a valící se pneumatiky. Statický otisk je vždy větší a zároveň se rozdíl mezi statickým otiskem a otiskem při přejezdu zvětšuje s klesajícím tlakem huštění.

Obr. 54 - Graf závislosti plochy statického otisku a otisku při přejezdu na tlaku huštění pneumatik.



Zdroj: archiv autora

Měření stykových ploch na nakloněné rovině

Po provedení měření na rovině byl Plantograf umístěn na nakloněnou rovinu, viz kapitola 7.3.3. Hlavním cílem tohoto měření bylo porovnání stykových ploch kol dolní a horní strany vozidla stojícího na nakloněné rovině, viz Tab. 12.

Tab. 12 - Měření stykových ploch na nakloněné rovině.

Vozidlo číslo	Přední kolo			
	p_i [kPa]	S_{da} [cm ²]	S_{dh} [cm ²]	ΔS_d [cm ²]
1	120	118,96	19,0336	99,93
	40	149,76	68,00	81,76
2	120	175,68	89,92	85,76
	40	177,60	101,12	76,48
3	240	159,68	xxx	xxx

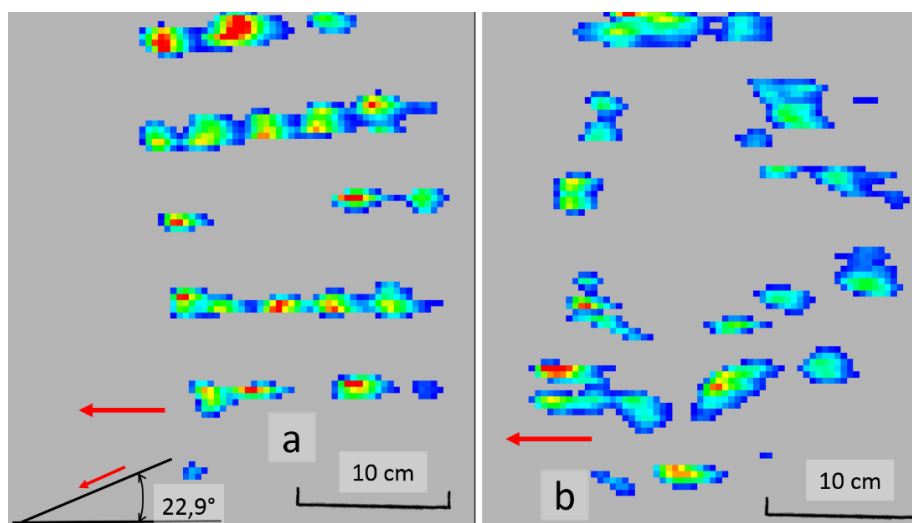
Legenda: p_i – tlak huštění pneumatiky, S_{da} – styková plocha dolního kola, S_{dh} – styková plocha horního kola, ΔS_d – rozdíl stykových ploch.

Měření zadních kol bylo velmi obtížné vlivem snosu a nemožnosti směrově řídit zadní nápravu. Proto jsou některé výsledky nekompletní a nejsou zde uvedeny.

Z naměřených hodnot je zřejmé, že se styková plocha dle očekávání zmenší při otisku horní pneumatiky oproti otisku pneumatiky dolní. To je způsobeno zejména změnou zatížení jednotlivých kol vlivem naklonění vozidla.

Dále pro vozidlo 1 a 2 a tlak huštění 40 kPa jsou stykové plochy spodních kol srovnatelné se stykovými plochami pro rovinu, ačkoliv by měly být vyšší. Tento jev je způsoben opět úbytkem plochy ve střední části pneumatik, viz Obr. 55, jako pro případ otisku pneumatik na rovině s tlakem huštění 10 kPa. Ačkoliv byly pneumatiky měřeny v náklonu při 40 kPa, tak se zvýšilo zatížení spodních kol a došlo i při tomto tlaku k vyšší deformaci pneumatiky. Tím pádem nastal podobný efekt jako u tlaku huštění 10 kPa na rovině. Z toho je možné vyvodit závěr, že u tvaru otisku pneumatiky nezáleží jen na tlaku huštění, ale také na zatížení a tedy celkové deformaci.

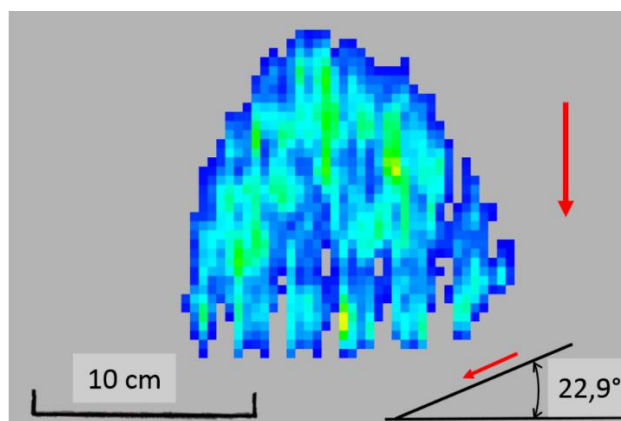
Obr. 55 - Měření stykových ploch na nakloněné rovině – spodní kolo.



Zdroj: archiv autora

Z tvaru otisku pneumatik je dále patrná změna tvaru. Pneumatiky tvoří trojúhelníkový tvar, který směřuje svým vrcholem nahoru po spádnicí. Tento trojúhelníkový otisk je nejlépe viditelný na otisku stopy vozidla 3, viz Obr. 56. Z otisků na Obr. 55 je zřejmé, že dezén má u spodní strany ostrý obrys, zatímco u horní je obrys rozostřen. Zde je viditelná deformace dezénu a celé pneumatiky.

Obr. 56 - Tvar pneumatiky vozidla 3 v náklonu 22,9°.



Zdroj: archiv autora

Při měření průjezdu náklonu bylo dosaženo velmi podobných hodnot ve srovnání se statickými otisky jako při měření průjezdu na rovině. Tedy plocha je při průjezdu menší. S větší rychlostí by se plocha dále zmenšovala. Proto i v závislosti na závěry viz kapitola 5.5.1 je jednoznačné doporučení jezdit v náklonu pomalu, ideálně konstantní rychlostí, aby nevznikal boční snos vlivem náhlé změny rychlosti.

Měření stykových ploch při křížení

Měření křížení probíhalo dle metodiky pro každé vozidlo ve dvou případech (měření a) a měření b)). Polygon pro křížení byl vybudován dle metodiky tak, aby i sériové vozidlo 3 bylo schopno na překážku najet. Výška překážky byla poté zvolena tak, že vozidlo 3 bylo zcela vykříženo a při měření stálo na 2 – 3 kolech. Výška zdvihu kola od země h_z byla při postavení vozidla na třech kolech cca 10 cm, viz příloha 3A. Při vyvinutí minimálního zatížení právě na zvednuté kolo se odlehčilo také kolo napříč vozidla a vozidlo tak stálo pouze na dvou kolech. Proto je možné uvažovat, že s drobnou odchylkou je celková plocha vždy jednoho měření rovna celkové stykové ploše vozidla, která působila na podložku. Toto tvrzení také dokládá výsledek rozdílu stykových ploch pro vozidlo 3, viz Tab. 13, kde je rozdíl pouze $0,58 \text{ cm}^2$, což svědčí o stejném přenosu hmotnosti na kola v obou případech. Pokud by bylo vždy třetí neměřené kolo výrazně zatíženo, tak by se vlivem polohy těžiště (není uprostřed vozidla), stykové plochy měření lišily a rozdíl by byl výraznější, což také dokládají výsledky pro vozidlo 1 a 2. U vozidel 1 a 2 byl přenos zatížení na třetí neměřené kolo výraznější. Také výška zdvihu kola od podložky h_z byla minimální, téměř nulová. To bylo způsobeno zejména úpravami podvozku, které umožňují větší vykřížení náprav, ale také způsobují větší klopení karoserie.

Tab. 13 - Měření stykových ploch při křížení.

Vozidlo číslo	Měření	Pozice kola	S_d [cm ²]	ΣS_d [cm ²]	$\Delta \Sigma S_d$ [cm ²]
1	a)	LP nahoře PZ dole	118,24 187,68	305,92	10,20
	b)	PZ nahoře LP dole	99,48 196,24	295,72	
2	a)	LP nahoře PZ dole	137,04 272,16	409,20	7,04
	b)	PZ nahoře LP dole	115,12 287,04	402,16	
3	a)	LP nahoře PZ dole	76,32 219,52	295,84	0,58
	b)	PZ nahoře LP dole	91,68 203,58	295,26	

Legenda: S_d – styková plocha, ΣS_d – součet stykových ploch jednoho měření, $\Delta \Sigma S_d$ – rozdíl stykových ploch dvou různých měření jednoho vozidla.

V Tab. 14 je porovnání velikosti stykových ploch pneumatik, pokud vozidlo stojí na rovině všemi čtyřmi koly anebo je ve křížení, kde se opírají o podložku pouze dvě měřená kola.

Tab. 14 - Porovnání stykových ploch na rovině a ve křížení.

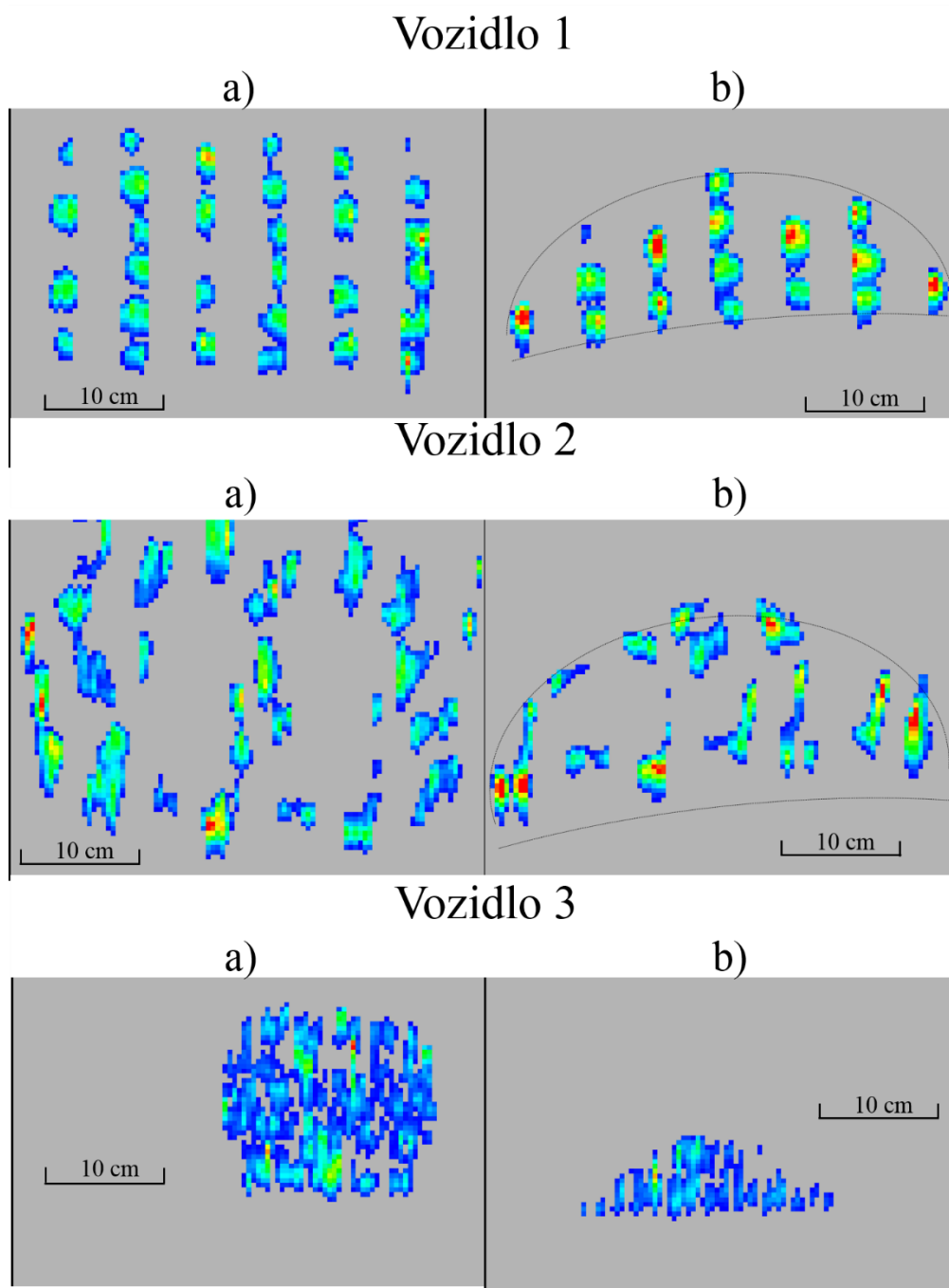
Vozidlo číslo	Měření	S _d [cm ²]	ΔS _d [cm ²]
1	Rovina	497,60	191,68
	Křížení	305,92	
2	Rovina	807,84	398,64
	Křížení	409,20	
3	Rovina	477,44	181,60
	Křížení	295,84	

Z tabulky je zřejmé, že větší styková plocha kol je vždy pro vozidla stojící na rovině. Rozdíly jsou enormní, proto je možné dojít k závěru, že pro pohyb vozidla v terénu, kde se nachází překážky, které mohou působit křížení náprav, je vždy lepší vozidlo s větší konstrukční možností vykřížení. Tyto vozidla mohou přenést zatížení na všechna čtyři kola, poté bude rozdíl ploch roviny a křížení menší. Tím bude zajištěna lepší trakce a nebudou kladeny tak vysoké nároky na pohonné ústrojí. Pneumatiky nebudou tolik přetěžovány a nevznikne tak významná deformace jako na Obr. 57 a).

V praxi je u vozidel s malým křížením pneumatika deformována dle reliéfu terénu. Jelikož směrovou stabilitu zajišťuje v danou chvíli pouze dezén dvou pneumatik, velmi často dochází k bočnímu snosu, což je zejména při trialových soutěžích nežádoucí. Hnací moment je v danou chvíli také přenášen pouze na dvě kola, což kromě snížené trakce způsobuje namáhání pohonného ústrojí. Nutností je samozřejmě uzávěrka diferenciálu.

Na druhou stranu vozidla s menším křížením mají tužší podvozek a jejich chování je při jízdě v terénu více čitelné. Mnohdy vozidla s velkým křížením náprav a říditelnou zadní nápravou se dostanou do situace, kde se vozidlo „vzpříčí“ a další určité pohyby vozidla způsobí jeho převrácení, zatímco vozidla s tuhým podvozkem danou oblast projedou téměř bez potíží.

Obr. 57 - Otisky stykové plochy při křížení.



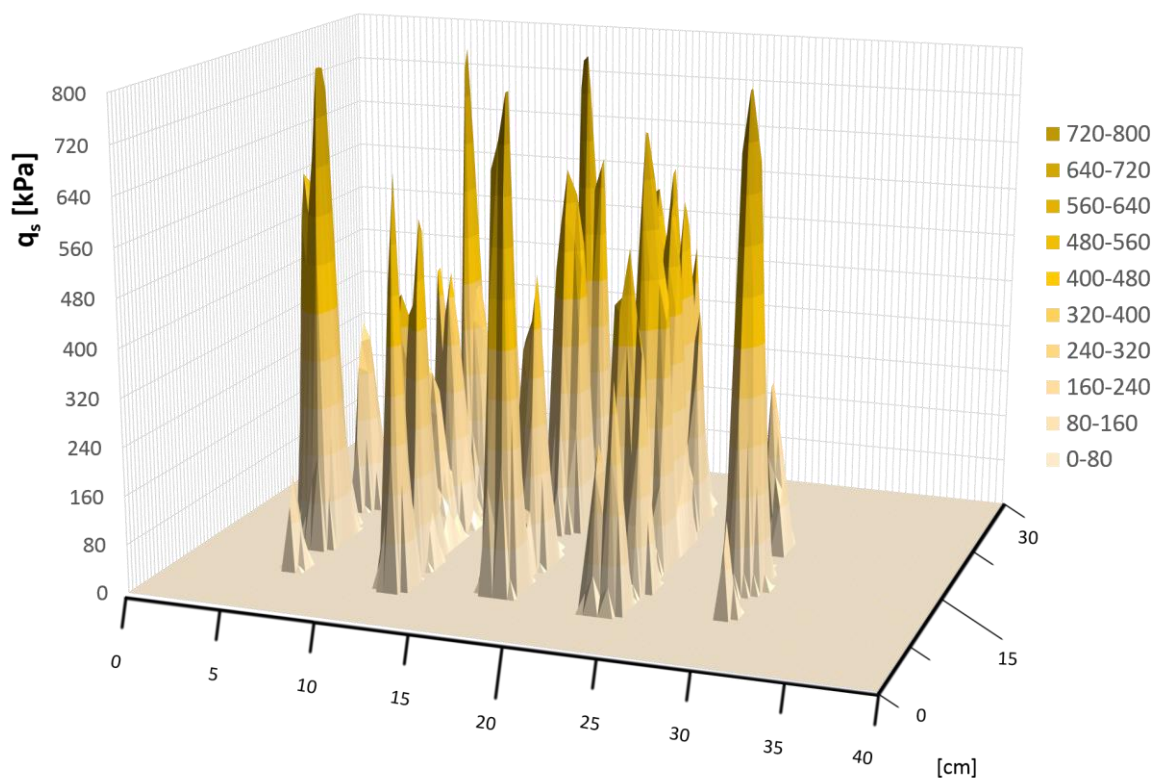
Zdroj: archiv autora

Z Obr. 57 b) je dále patrný tvar stopy pneumatiky snímané v horní části křížení. Všechny pneumatiky tvoří tvar kruhové výseče s velmi dlouhou základnou a malou výškou. U vozidel 1 a 2 je možné pozorovat až tvar srpů. Fotografie umístění pneumatiky na měřicí desce v momentě záznamu viz Obr. 57 jsou v příloze 3B.

9.3. Porovnání měřených pneumatiky

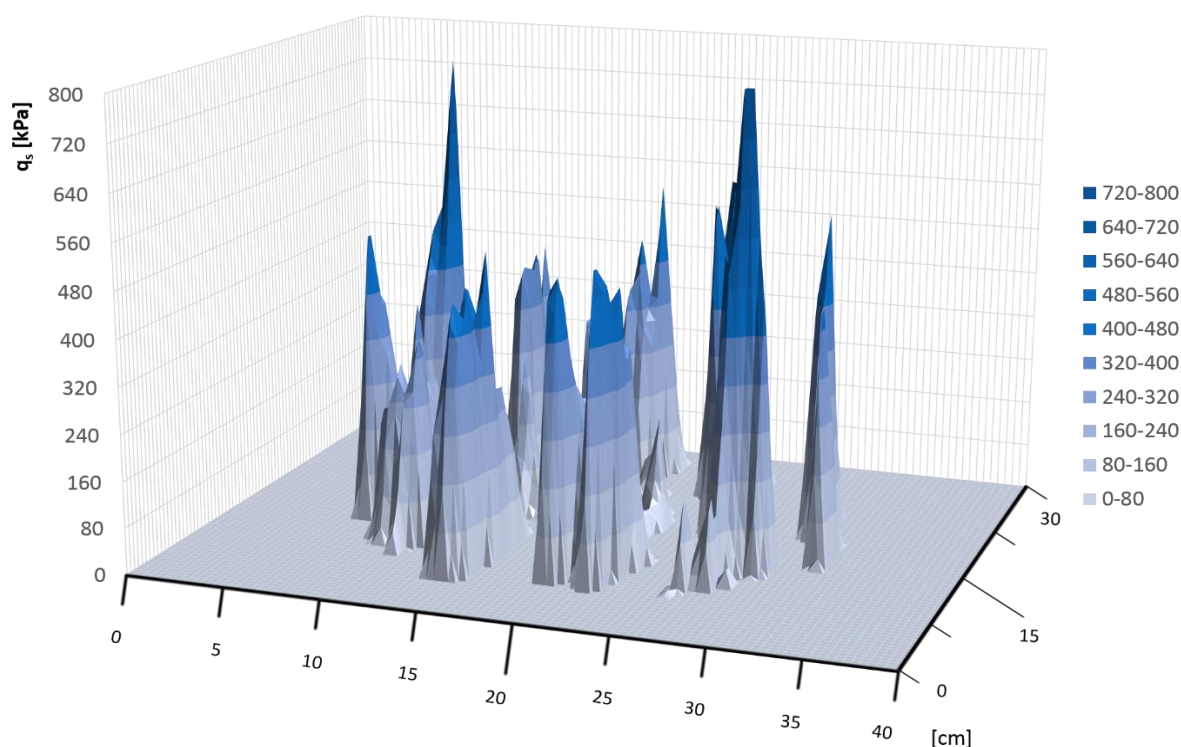
Z hodnot snímků v daných situacích je možné sestavit povrchový graf, který znázorňuje tlak v ploše. Na prvním grafu v Obr. 58 je pneumatika vozidla 1 s velmi ostrým dezénem, ten tvoří tzv. „špunty“. Tento dezén se při všech měřeních vyznačoval velmi výraznými tlakovými špičkami, jelikož se zatížení kola přenáší do poměrně malé stykové plochy. Na druhém grafu na Obr. 59 je pneumatika vozidla 2. I z grafu je patrné, že tato pneumatika zabírá větší plochu, na které jsou pouze dvě výraznější maxima. Grafické znázornění tvaru otisku z programu MS Excel je v příloze 7A a 7B

Obr. 58 - Graf otisku pneumatiky vozidla 1.



Zdroj: archiv autora

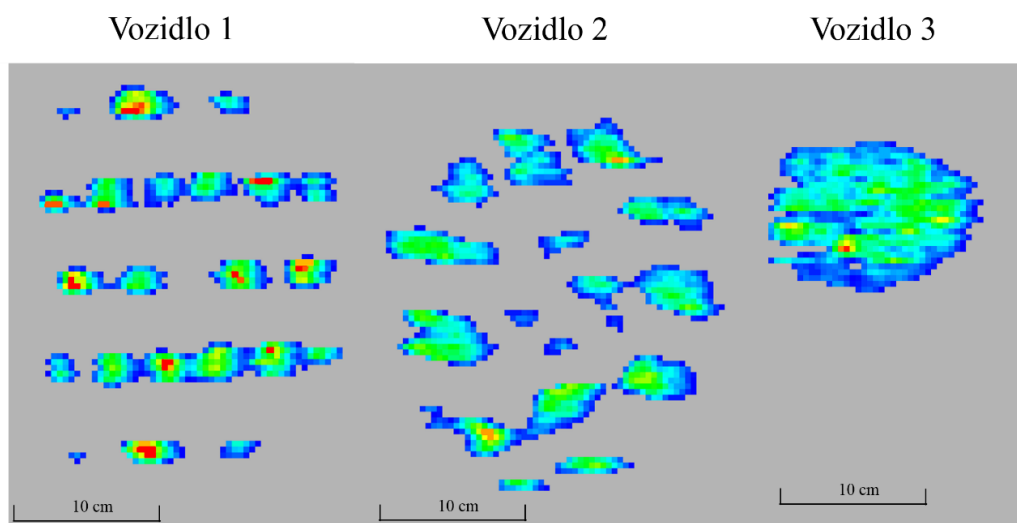
Obr. 59 - Graf otisku pneumatiky vozidla 1.



Zdroj: archiv autora

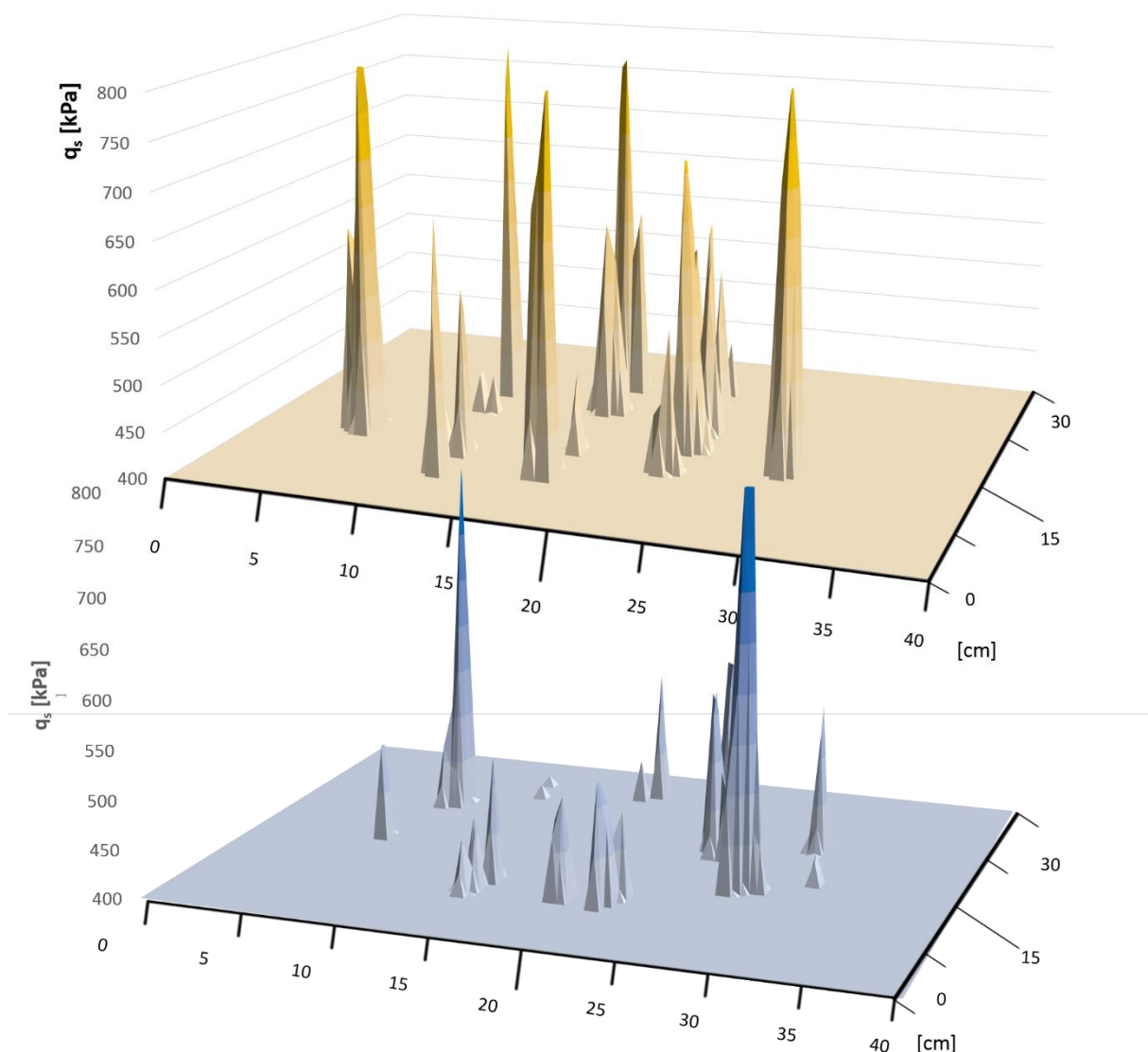
Na dalším grafu na Obr. 61 je zobrazen tlak na podložku v intervalu od 350 kPa až do 800 kPa. Zde je již zcela prokazatelné, že pneumatika vozidla 1 působí mnohem větším počtem extrémů. Také to odpovídá snímkům z Plantografu, viz Obr. 60, kde jsou viditelné červené extrémy, kterých je mnohem více ve srovnání s pneumatikou vozidla 2.

Obr. 60 - Otisk pneumatik z Plantografu na rovině.



Zdroj: archiv autora

Obr. 61 - Graf otisku pneumatiky vozidla 1 v intervalu od 350 kPa až do 800 kPa.



Zdroj: archiv autora

Z těchto porovnání je možné stanovit výhody použití pneumatik v terénu. Pneumatiky vozidla 1 jsou výrazně výhodnější na povrchy:

- Bahnité, jelikož mají menší plnost dezénu a tak dochází k lepšímu čistícímu efektu.
- Suché ztuhlé půdy, půdy s vyšším obsahem jílu, travnaté povrchy atd., jelikož pneumatiky vytvářejí „hřebíkový“ efekt a jednotlivé zuby dezénu se díky vyššímu tlaku zaboří i do tvrdšího terénu.
- Díky tvaru dezénu také zajišťují vynikající kotvící sílu jak v příčném, tak v podélném směru.
- Při podhuštění si zachovává svůj tvar.

Pneumatiky vozidla 2 jsou výrazně vhodnější pro:

- Tvrdé povrchy, jako jsou skály a kameny, díky větší stykové ploše.
- Písčité povrchy, díky větší styčné ploše.
- Také poskytují výhodu díky většímu průměru, což příznivě ovlivňuje světlou výšku.

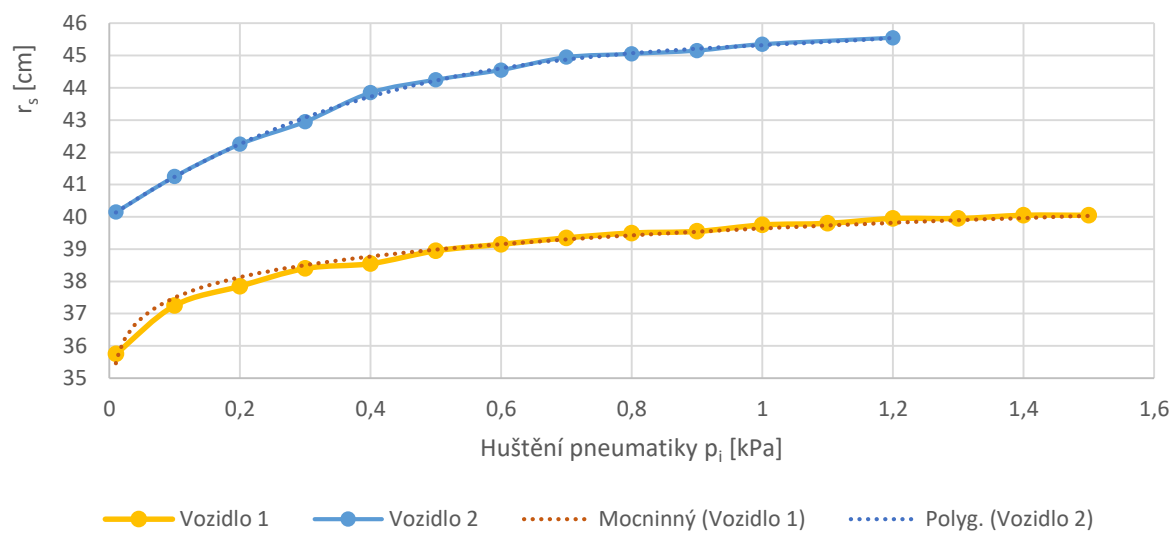
Nevýhodou pneumatik je potřeba většího hnacího momentu pro pohyb v terénu a při vysokém podhuštění se ztrácí části stykové plochy.

Z porovnání je patrné, že ačkoliv se jedná v obou případech o radiální typ pneumatiky, tak tvar dezénu a stavba kostry pneumatiky určuje výrazně vlastnosti, jak se pneumatika bude v terénu chovat. Mnoho závodníků se již shodlo, že raději využívají starší pneumatiky. Tím jsou myšleny pneumatiky, které odjely pár závodů. Sice mají více opotřebovaný dezén, který nemá již tak ostré hrany, ale pneumatika je více „rozmačkaná“. Běžně využívané pneumatiky nejsou stavěny na tak nízké tlaky a tak „obalování“ předmětů není s novou pneumatikou úplně ideální, protože je příliš tvrdá. Po pár závodech dojde k rozpraskání pryže a k narušení struktury pneumatiky.

Ideální huštění pneumatik

Dezén pneumatiky musí být zcela zabořen, ale pneumatika by neměla vytvářet stopu, se kterou se zvyšuje vnější odpor valení, k jehož překonání je potřebný větší hnací moment. Při nižším tlaku huštění se prodlužuje délka otisku, a tím se zvětšuje celková styčná plocha. Se zvyšující se styčnou plochou klesá kontaktní tlak, a tak klesá i hloubka stopy, což je vhodné pro měkké terény. Ze závěrů výše je ale zřejmé, že při velmi nízkých tlacích se pneumatika začne příliš deformovat a zejména v prostřední části pneumatiky se přestane dezén opírat o podložku s dostatečnou silou. Při nízkých tlacích huštění na tvrdém povrchu může dojít naopak k rozkladu zatížení do velké stykové plochy, která nevytvoří dostatečný tlak k zaboření zubů dezénu. Huštění má v neposlední řadě také vliv na statický poloměr, viz graf na Obr. 62. Velikost statického poloměru poté ovlivňuje světlou výšku a další rozměry vozidla. U pneumatik je tedy potřeba najít optimální tlak huštění pro daný terén. Pro pneumatiky vozidel 1 a 2 byl tento tlak dlouholetým pozorováním stanoven v rozmezí 30 – 60 kPa, dle charakteristiky projížděných terénů.

Obr. 62 - Graf závislosti statického poloměru na tlaku huštění.



Zdroj: archiv autora

10. Závěr

Úvodní část diplomové práce je zaměřena na začlenění trialových soutěží do širšího kontextu off-road soutěží. V návaznosti na principy trialových soutěží je zhodnocena důležitá vlastnost trialových vozidel, kterou je manévrovatelnost.

V další části práce jsou hodnoceny trakční vlastnosti vozidel na měkkém a tvrdém povrchu. Popis obecných vztahů v návaznosti na významné trakční parametry je proveden podle platných vztahů terramechaniky. Pozornost je věnována celkové hmotnosti vozidla, individuálnímu zatížení kol, určení polohy těžiště, ovlivňující trakční vlastnosti vozidla a stabilitu. Závěr teoretické části obsahuje rozbor provozních vlastností off-road pneumatik. Tlak huštění musí být úměrný velikosti deformace pneumatiky a přímo působí na trakční vlastnosti vozidla.

Hlavní náplní práce je ověření obecných principů testovacího měření trialových vozidel. Měření je rozděleno do dvou základních částí, kde je řešena poloha těžiště a otisk pneumatik testovaných vozidel. Pro měření parametrů otisků pneumatik bylo zvoleno měřicí zařízení Plantograf. Toto zařízení má svůj prvotní účel ve studiu lidského těla. Jeho modifikace a využití pro měření otisků terénních vozidel nebyla doposud využita. Samotnému měření předcházela základní kalibrace měřicí sensorické desky.

Pro samotné měření byla vybrána 3 vozidla. Vozidla byla zvolena s ohledem na možnost jejich porovnání. Dvě vozidla jsou upravená a spadají do stejné kategorie. Jejich základ vychází právě z třetího měřeného vozidla, které je neupravené a umožňuje tak přímé porovnání upravených a neupravených vozidel. S prvním vozidlem se podařilo již několika posádkám získat titul mistrů Evropy, což svědčí o technické vyspělosti měřeného vozidla.

Měření bylo také rozděleno na dvě hlavní části. Prvním bylo zjištění parametrů vozidel včetně stanovení polohy těžiště. Zde byl potvrzen příznivý vliv neodpružené hmoty na polohu těžiště, jelikož jsou úhly převrácení poměrně vysoké. Bylo také zjištěno, že člověk, sedící na sedačce v horní části vozidla, úhel převrácení téměř neovlivňuje. Naopak člověk sedící ve spodní části úhel převrácení ovlivňuje zcela zásadně. Doporučením je tedy sestavit posádku pro trialové soutěže z lidí s nízkou hmotností i s ohledem na nižší celkovou hmotnost a menší negativní ovlivnění polohy těžiště.

Druhou částí měření bylo po provedení kalibrace samotné měření pomocí Plantografu. Byl zhotoven měřicí polygon, který obsahoval tři měřicí stanoviště. Z prvních měření na rovině byla prokázána souvislost mezi středním kontaktním tlakem a velikostí stykové plochy,

kteřá odpovídá základním fyzikálním poznatkům. Dále byl měřen rozdíl stykových ploch staticky a při jízdě rychlostí cca 6 km/h v závislosti na tlacích huštění pneumatik.

Dalšími stanovišti bylo měření stykové plochy v náklonu a v křížení. V obou případech byla vždy určitá kola přetížena a na otiscích pneumatik se začaly jevit stejné výsledky, jako při měření pneumatik nahuštěných pouze na 10 kPa na rovině. Řešením je konstrukce podvozku s větším úhlem vykřížení, který ovšem ve většině případů dovoluje také větší klopení karoserie a s tím spojené ovlivnění příčné stability.

V poslední části práce jsou porovnány měřené pneumatiky s ohledem na ideální tlak huštění, který je stále největším tajemstvím všech off-road trialových týmů. Z měření vyplývá, že je potřeba tlak stanovit tak, aby byl dezén zcela zabořen do povrchu, ale zároveň byla zachována co největší styčná plocha a nedocházelo k tvorbě příliš hluboké stopy. Tedy pro tvrdší povrchy vyšší tlak huštění. Pro povrchy, kde nedochází k boření dezénu, je naopak vhodné volit nízký tlak huštění, aby byla styková plocha co možná největší.

Ideální konstrukce a správné nastavení trialových speciálů závisí na mnoha faktorech, což tato práce potvrdila. Obecně platí, že ve většině případů jsou pro trialové soutěže vhodná vozidla s nízkou celkovou hmotností a nízkým těžištěm. Tomu se také podřizuje trend posledních let, kdy vznikají nové zakázkové komponenty trialových speciálů, kde je kladen velký důraz na nízkou hmotnost.

Pro stanovení komplexnějšího přehledu trakčních vlastností trialových vozidel by bylo potřeba provést mnoho dalších měření, a to i v odlišných terénních podmínkách. Dále provést přesnější kalibraci Plantografu a při měření využívat dalších měření jako např. měření hloubky stopy, vlastností půdy, atd. S ohledem na heterogenitu terénu je nezbytné tyto publikované závěry považovat za pilotní.

Reference

- Autosema Racing. 2014.** Rallycross | Offroad trial Team. *Autosema Racing*. [Online] Autosema Racing, 2014. <http://www.autosema.cz/>.
- Classic Unimogs. 2010.** VEHICLE SPECS: VOLVO C303 / TGB 11. *Classic Unimogs*. [Online] 2010. http://classicunimogs.com/specs_volvo_c303.html.
- Crolla, D.A. 2009.** *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. 1. Ed. 850s. Oxford (UK) : Butterworth-Heinemann, 2009. ISBN: 978-3895783715.
- ČSN 30 0026. 1979.** Základní automobilová názvosloví - ROZMĚRY VOZIDEL: Definice základních pojmů. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1979. MDT 629.113.071:001.4.
- Dahl, Lars. 2006.** Teknik. *Yellow Spider*. [Online] 2006. <http://yellowspider.se/teknik.html>.
- Fedra, Tomáš. 2010.** *Měření výškové polohy těžiště vozidla*. Brno : VUT-FSI, 2010. [online]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29233.
- Gillespie, Thomas D. 1992.** *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 1. Ed. 519s. Warrendale (PA) : Society of Automotive Engineers Inc, 1992. ISBN: 978-1560911999.
- Graja, Milan. 2009.** *Hmotnostní parametry silničních vozidel*. Pardubice : Univerzita Pardubice, Doprvní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků, oddělení silničních vozidel, 2009. Zkoušení vozidel, podklady k přednášce.
- Grečenko, Alexandr. 1969.** *Funkční vlastnosti traktorů (poznámky k přednáškám)*. 202s. Praha : Státní pedagogické nakladatelství Praha, 1969. Číslo publikace: 1403 - 6871.
- , **2010.** Thrust and slip of a low-pressure tire on compressible ground by the compression-sliding approach. *Journal of Terramechanics*. 2010, Sv. 47 (4), stránky 249-259. Dostupné také z <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022489810000029>.
- , **1995.** Tyre footprint area on hard ground computed from catalogue values. *Journal of Terramechanics*. 1995, Sv. 32 (6), stránky 325-333. Dostupné také z <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0022489896000031>.
- , **1994.** *Vlastnosti terénních vozidel*. 118s. Praha : VŠZ, 1994. ISBN: 80-213-0190-2.
- Haney, Paul. 2003.** *The racing and high-performance tire: Using the tires to tune for grip*. Springfield : TV MOTORSPORT, 2003. ISBN 07-680-1241-4.

Jazar, N.Reza. 2008. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. 1015 s. Boston (USA) : Springer, 2008. ISBN: 978-0-387-74243-4.

Karafiath, L. L a Nowatzki, E. A. 1978. *Soil Mechanics for Off-Road Vehicle Engineering*. 1. Ed. 516s. Clausthal, (DE) : Trans Tech Publications, 1978. ISBN: 0-87849-020-5.

Lerma Gomme. 2014. 900X16 MAXI CROSS RIC. 124J. *Lerma Gomme*. [Online] 2014. <http://www.lermagomme.it/site/index.php/shop2/pneumatici/rf90016maxi-detail>.

Michal, Jakub. 2016. *Moderní koncepce sportovních off-road vozidel s ohledem na jejich trakční vlastnosti*. Praha : Bakalářská práce (Bc.). Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta, Katedra vozidel a pozemní dopravy, 2016.

Off-road club Czech. 2014. NÁRODNÍ PRAVIDLA PRO MČR. *Offroadtrial*. [Online] 2014. http://www.offroadtrial.cz/docs/pravidla_2014/narodni_technicka_pravidla_2014.pdf.

Papež, Martin. 2015. *Úprava podvozku terénního*. [Online] Pardubice : Univerzita Pardubice, 2015. Dostupné z https://dk.upce.cz/bitstream/handle/10195/60078/Pape%C5%BEM_%C3%9Apravapodvozku_JP_2015.pdf?sequence=2&isAllowed=y.

Podešva, Jiří. 1959. *Základy mechaniky. E-learningové prvky pro podporu výuky odborných a technických předmětů*. [Online] 1959. http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/ZMech/CD_Zaklady_mechaniky/text/ZM03_teziste.pdf. f. cČNB: 978-80-248-1519-0.

Rasband, Wayne S. 2016. ImageJ. 2016. [počítačový program]. Ver. 1.51h. USA: U. S. National Institutes of Health. Dostupné také z: <https://imagej.nih.gov/ij/index.html>. Open source počítačový program pro vědeckou analýzu obrázků..

Schjønning, P., a další. 2008. *Modelling effects of tyre inflation pressure on the stress distribution near the soil–tyre*. [online] 2008. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1537511007002176>. ISSN 15375110.

Schwanghart, H. 1991. Measurement of contact area, contact pressure and compaction under tires in soft soil. *Journal of Terramechanics*. 1991, Sv. 28 (4), stránky 309-318. Dostupné také z <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/002248989190012U>.

Swearingen, John J. 1962. *Determination of centers of gravity of man.* [Online] Oklahoma : Federal aviation agency, 1962. Dostupné z https://www.faa.gov/data_research/research/med_humanfacs/oamtechreports/1960s/media/A-M62-14.pdf.

Šachl (st.), Jindřich a Šachl (ml.), Jindřich. 2008. *Adheze pneumatik v analýze silničních nehod.* Praha : ČVUT v Praze, Fakulta dopravní, Ústav soudního znaleství v dopravě, 2008.

Švígler, Jaromír. 2013. *Mechanika vozidel (Doprovodný učební text).* [Online] Plzeň : autor neznámý, 2013. Dostupné z <http://www.kme.zcu.cz/download/predmety/468-mechanika-vozidel.pdf>.

Uys, P. E., Els, P. S. a Thoreson, M. J. 2006. Criteria for handling measurement. *Journal of Terramechanics.* 2006, 43 (1), stránky 43-67. Dostupné také z <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022489804000916>.

Vaněk, Ludvík. 2016. POLOHA TĚŽIŠTĚ AUTOMOBILU. *SlidePlayer.* [Online] 2016. <http://slideplayer.cz/slide/4899713/>.

Vlk, František. 2000. *Diagnostika motorových vozidel.* Brno : Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000.

— . **2003.** *Dynamika motorových vozidel.* 2. Ed. 432s. Brno : Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2003. ISBN: 8023900242.

Volf, J., a další. 2012. *Plantograf V12 with optimal size determination sensor electrodes and its using for pressure distribution between tire and road.* In *20th IMEKO World Congress.* Busan, South Korea : IMEKO, PO BOX 457, H-1371 5 BUDAPEST, HUNGARY, 2012. s. 262-265., 2012.

Volf, Jaromír a Novák, Petr . 2012. *Snímač plošného rozložení tlaků V10.* Praha : autor neznámý, 2012.

Wong, J. Y. 2008. *Theory of ground vehicles.* 4. Ed. 592s. Ottawa (CAN) : Wiley, 2008. ISBN: 978-0470170380.

— . **2009.** *Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering.* 2. Ed: Terrain Behaviour, Off-Road Vehicle Performance and Design. 488s. místo neznámé : Wiley, 2009. ISBN: 978-0-7506-8561-0.

Seznam obrázků

Obr. 1 - Trialové speciály týmu Autosema Racing v letech 2013 – 2014.....	7
Obr. 2 - Dráhy jednotlivých kol vozidla při průjezdu zatáčkou.	9
Obr. 3 - Ackermannova podmínka řízení.	10
Obr. 4 - Ackermannova podmínka řízení natočení obou náprav.....	11
Obr. 5 - Přitáčení vnitřních kol pomocí přidavných přímočarých hydromotorů.....	11
Obr. 6 - Graf závislosti smykového napětí na posuvu.....	14
Obr. 7 - Interakce řezání půdních bloků a dezénu pneumatiky.	15
Obr. 8 - Schéma otisku závodní pneumatiky pro určení velikosti styčné a stykové plochy. ...	17
Obr. 9 - Změna délky otisku pneumatiky při nulové rychlosti a nenulové.	17
Obr. 10 - Délka otisku pneumatiky při tvorbě stopy.	18
Obr. 11 - Vnitřní odpor valení na tvrdé podložce.....	19
Obr. 12 - Vnější odpor valení.	20
Obr. 13 - Určení třírozměrných souřadnic vozidla.....	22
Obr. 14 - Rozměry vozidel dle normy ČSN 30 0026.	23
Obr. 15 - Rozměry trialového speciálu kategorie Prototyp dle ČSN 30 0026 v ose X, Y.	24
Obr. 16 - Stanovení polohy těžiště v ose X a Y.	27
Obr. 17 - Stanovení polohy těžiště v ose Z.	28
Obr. 18 - Stanovení polohy těžiště metodou zjištění úhlu překlopení.....	30
Obr. 19 - Klopení karoserie trialového speciálu.....	33
Obr. 20 - Ukázka křížení náprav.	34
Obr. 21 - Vozidlo na svahu.....	35
Obr. 22 - Dynamická stabilita.	37
Obr. 23 - Systém Beadlock na off-road disku.	39
Obr. 24 - Velikost styčné plochy na tvrdé podložce v závislosti na tlaku huštění.	40
Obr. 25 - Deformace pneumatiky při příliš nízkém tlaku huštění.	40
Obr. 26 - Dezén při extrémním podhuštění.	41
Obr. 27 - Statický poloměr pneumatiky.	41
Obr. 28 - Pneumatiky používané pro soutěže Formula offroad.	42
Obr. 29 - Off-road trialové pneumatiky Lerma Gomme 900X16 MAXI CROSS.....	43
Obr. 30 - Měřená vozidla.....	44
Obr. 31 - Vozidlo 1.....	45
Obr. 32 - Pneumatiky vozidla 1 - Lerma Gomme.	45

Obr. 33 - Vozidlo 2.....	46
Obr. 34 - Pneumatiky vozidla 2 - COOPER DISCOVERER STT PRO.....	46
Obr. 35 - Vozidlo 3.....	47
Obr. 36 - Pneumatiky vozidla 3 - BRIDGESTONE DUELER H/T.	47
Obr. 37 - 3D modely vozidel.....	48
Obr. 38 - Ověření dostatečného naklonění zkušební plošiny.	49
Obr. 39 - Prvek pro vyšší naklonění vozidla na plošině.....	50
Obr. 40 - Programu Plantograf V10.	52
Obr. 41 - Otisk stykové plochy pneumatiky.....	53
Obr. 42 - Umístění Plantografu na nakloněné rovině.....	54
Obr. 43 - Umístění Plantografu ve křížení.	55
Obr. 44 - Styčná plocha otisku z linolea pro pneumatiky vozidla 1 a 2 pro tlak huštění 40 kPa.	56
Obr. 45 - Styková plocha otisku linolea.	59
Obr. 46 - Styková plocha otisku z Plantografu.....	59
Obr. 47 – Graf přepočtové křivky.	61
Obr. 48 - Kalibrace metodou porovnávání snímků Plantografu.....	62
Obr. 49 - Rozměry pro stanovení polohy těžiště v ose X a Y.	65
Obr. 50 - Výška těžiště ze 3D modelu pro vozidlo 2.	66
Obr. 51 - Vliv posádky na úhel převrácení.....	68
Obr. 52 - Graf závislosti plochy otisku a kontaktního tlaku na tlaku huštění pneumatik pro vozidlo 1.	72
Obr. 53 - Plocha otisku pneumatik s tlakem huštění 10 kPa.	73
Obr. 54 - Graf závislosti plochy statického otisku a otisku při přejezdu na tlaku huštění pneumatik.	74
Obr. 55 - Měření stykových ploch na nakloněné rovině – spodní kolo.....	76
Obr. 56 - Tvar pneumatiky vozidla 3 v náklonu 22,9°.....	76
Obr. 57 - Otisky stykové plochy při křížení.	79
Obr. 58 - Graf otisku pneumatiky vozidla 1.....	80
Obr. 59 - Graf otisku pneumatiky vozidla 1.....	81
Obr. 60 - Otisk pneumatik z Plantografu na rovině.....	81
Obr. 61 - Graf otisku pneumatiky vozidla 1 v intervalu od 350 kPa až do 800 kPa.	82
Obr. 62 - Graf závislosti statického poloměru na tlaku huštění.	84

Seznam tabulek

Tab. 1 - Tabulka srovnání základní parametrů kategorií.....	6
Tab. 2 - Závislost vnitřního součinitele valení na huštění pneumatik.....	20
Tab. 3 - Porovnání otisku plochy z linolea a Plantografu.....	57
Tab. 4 - Styková plocha S_d	60
Tab. 5 - Kalibrace metodou porovnávání snímků Plantografu staticky na rovině.....	63
Tab. 6 - Výsledky vážení.....	64
Tab. 7 - Určení polohy těžiště vozidel.....	65
Tab. 8 - Měření úhlu převrácení.....	67
Tab. 9 - Zatížení kol pro přepočet kontaktního tlaku.....	70
Tab. 10 - Porovnání středních kontaktních tlaků a stykových ploch na rovině.....	70
Tab. 11 - Porovnání stykových ploch staticky a při přejezdu.....	73
Tab. 12 - Měření stykových ploch na nakloněné rovině.....	75
Tab. 13 - Měření stykových ploch při křížení.....	77
Tab. 14 - Porovnání stykových ploch na rovině a ve křížení.....	78

Seznam použitých symbolů

v_x	m.s^{-1}	Rychlost pohybu vozidla
v_t	m.s^{-1}	Teoretická rychlost pohybu vozidla
X	-	Osa X
Y	-	Osa Y
Z	-	Osa Z
α	$^\circ$	Úhel odklonu od spádnice
β	$^\circ$	Úhel svahu
β_0	$^\circ$	Úhel, při kterém je dosaženo meze stability
φ	$^\circ$	Úhel naklonění měřicí plošiny
L	m	Rozvor
K	m	Rozchod
d, d'	m	Vzdálenost stopníku přední nápravy a těžiště vozu v ose X
c, c'	m	Vzdálenost stopníku zadní nápravy a těžiště vozu v ose X
u	m	Vzdálenost stopníku kol na pravé straně nápravy a těžiště vozu v ose Z
v	m	Vzdálenost stopníku kol na levé straně nápravy a těžiště vozu v ose Z
h	m	Výška těžiště od podložky
h_z	m	Výška zdvihu kola od podložky
m	kg	Hmotnost
m_c	kg	Celková hmotnost vozidla
m_{PP}	kg	Část hmotnosti vozidla změřená na pravém předním kole
m_{LP}	kg	Část hmotnosti vozidla změřená na levém předním kole
m_{PZ}	kg	Část hmotnosti vozidla změřená na pravém zadním kole
m_{LZ}	kg	Část hmotnosti vozidla změřená na levém zadním kole
m_p	kg	Část hmotnosti vozidla změřená na přední nápravě
m_{odl}	kg	Součet hmotnosti předního a zadního kola při naklopení plošiny
m_{odl-0}	kg	Součet hmotnosti předního a zadního kola na vodorovné rovině na straně, která bude odlehčována při naklápění
M_h	Nm	Hnací moment
f	-	Součinitel tření
G	N	Gravitační síla
ω	ot.min^{-1}	úhlovou rychlost kol
r_k	m	Poloměr nezátížené pneumatiky
r_s	m	Statický poloměr pneumatiky v místě styku s povrchem

r_v	m	Valivý poloměr pneumatiky v místě styku s povrchem
f_p	m	Deformace pneumatiky vzniklé zatížením
S_0	m ²	Styčná plocha pneumatiky
S_d	m ²	Styková plocha pneumatiky
S_{ds}	m ²	Styková plocha odečtená z Plantografu pro statický otisk
S_{dp}	m ²	Styková plocha odečtená z Plantografu při přejezdu
S_{dd}	m ²	Styková plocha odečtená z Plantografu pro statický otisk dolního kola
S_{dh}	m ²	Styková plocha odečtená z Plantografu pro statický otisk horního kola
q	kPa	Kontaktní tlak
q_s	kPa	Střední kontaktní tlak
q_{sm}	kPa	Střední kontaktní tlak změřený pomocí Plantografu
b_p	m	Šířka stopy pneumatiky
l_p	m	Délka stopy pneumatiky
h_b	m	Hloubka stopy
γ_s	kg/m ³	Hustota půdy
F_h	N	Hnací síla
F_t	N	Síla vzniklá třením
F_z	N	Zatížení jednotlivých kol
F_G	N	Tíhová síla
F_r	N	Celkový odpor valení
F_{ri}	N	Vnitřní odpor valení
F_{re}	N	Vnější odpor valení
F_a	N	Akcelerační síla
F_{ts}	N	Suvný odpor
F_{zh}	N	Bezztrátová hnací síla
F_o	N	Odstředivá síla
ξ_i	m	Rameno vnitřního valivého odporu
ψ_i	-	Vnitřní součinitelem valení
ψ_e	-	Vnější součinitelem valení
ψ	-	Celkový součinitelem valení
τ_m	kPa	Smyková pevnost půdy
c	kPa	Soudržnost (koheze) půdy
φ	°	Úhel vnitřního tření v půdě
p_d	%	Plnost dezénu

p_i	kPa	Tlak huštění pneumatiky
t_s	m	Výška dezénu
δ	-	Prokluz
v_δ	m.s ⁻¹	Prokluzová rychlost
j	m	Celková deformace
j_s	m	Posuv půdy pod pneumatikou
j_t	m	Deformace pneumatiky
J	kg.m ²	Moment setrvačnosti elementu tělesa
r_{ms}	m	Vzdálenost elementu hmotnosti od osy rotace
dm	kg	Element hmotnosti tělesa
E_k	J	Přípustná kinetická energie
E_{km}	J	Energie potřebná k dosažení meze stability
κ	-	Koeficient bezpečnosti
g	m/s ²	Gravitační zrychlení

Seznam příloh

Příloha 1A: List vozidla 1

Vozidlo 1

Název vozidla	Semacruiser
Kategorie	Modified
Karoserie	Suzuki Samurai 1.3
Motor	Suzuki Vitara 1.6
Převodovky	Suzuki Samurai 1.3
Nápravy	Toyota LC 70



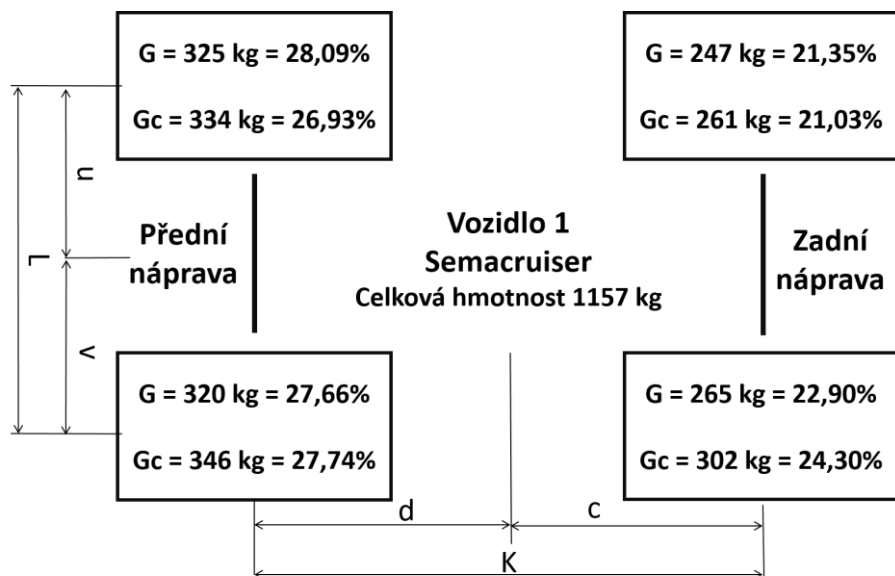
Pneumatiky	Výrobce	Lerma Gomme
	Typ	MAXI CROSS RIC 108Q
	Rozměr	750 x 16
	Poloměr	375 mm
	Plnost dezénu	25%



Měření těžiště:

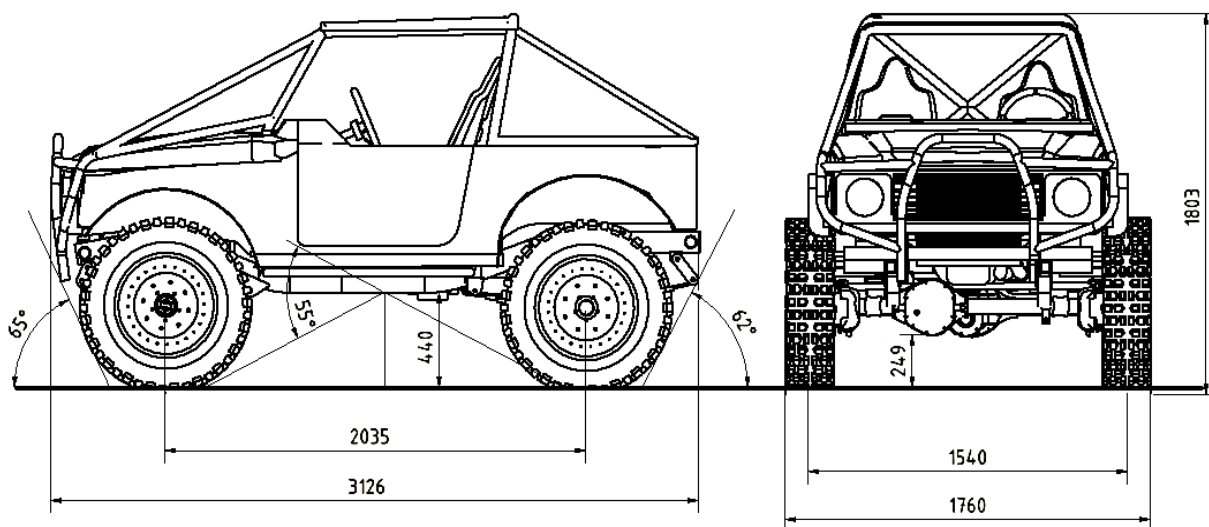
Celková hmotnost	1157 kg			
Rozměry vozidla	K	2035 mm		
	L	1540 mm		
Výška těžiště		623 mm		
Poloha těžiště [mm]	u	v	c	d
	780,5	759,5	1134,7	900,3

Zatížení kol



G_c je označení pro zatížení jednotlivých kol s řidičem, které bylo v průběhu měření

Přechodové úhly:



Příloha 1B: List vozidla 2

Vozidlo 2

Název vozidla Bushmann
Kategorie Modified
Karoserie Suzuki Samurai 1.3
Motor Suzuki Vitara 1.6
Převodovky Suzuki Samurai 1.0
Nápravy Toyota LC 70



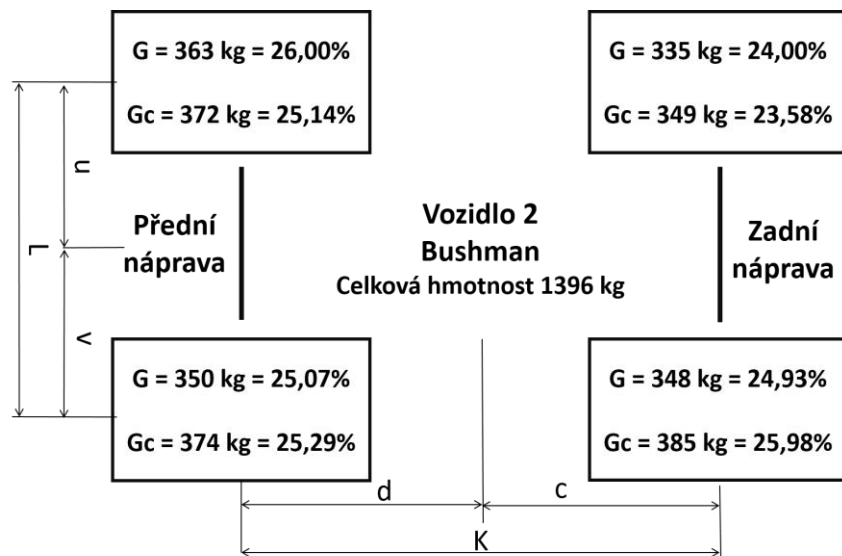
Pneumatiky	Výrobce	COOPER
	Typ	DISCOVERER STT PRO
	Rozměr	35x12,5 R15 LT
	Poloměr	448 mm
	Plnost dezénu	35%



Měření těžiště:

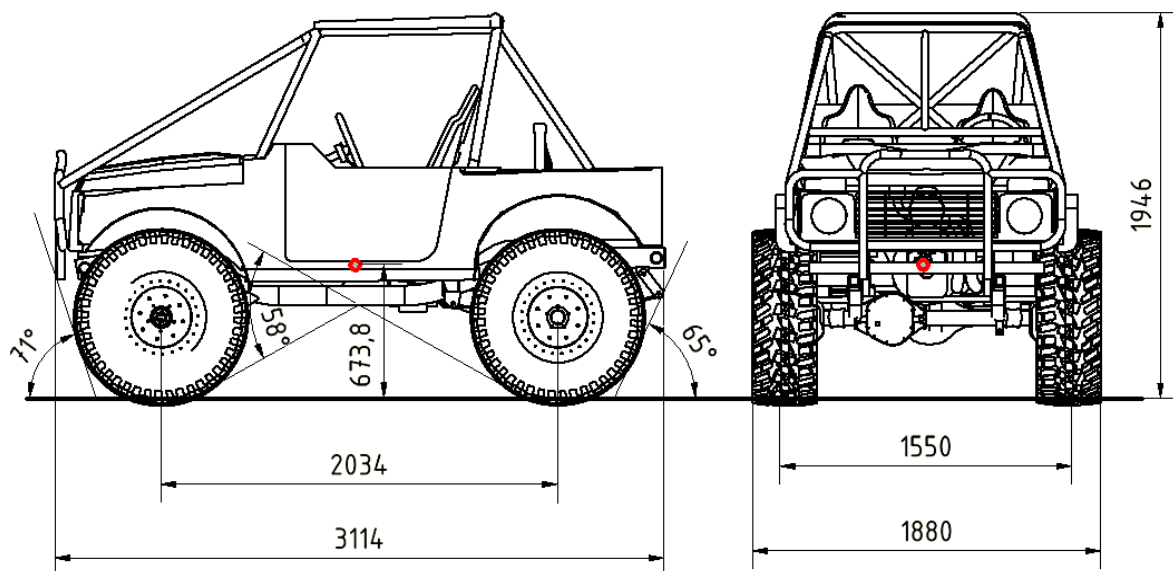
Celková hmotnost	1396 kg			
Rozměry vozidla	K	2034 mm		
	L	1550 mm		
Výška těžiště		674 mm		
Poloha těžiště	u	v	c	d
	775	775	1038,6	995,1

Zatížení kol



Gc je označení pro zatížení jednotlivých kol s řidičem, které bylo v průběhu měření

Přechodové úhly:



Příloha 1C: List vozidla 3

Vozidlo 3

Název vozidla	Suzuki Samurai
Kategorie	Original open
Karoserie	Suzuki Samurai 1.3
Motor	Suzuki Samurai 1.3
Převodovky	Suzuki Samurai 1.3
Nápravy	Suzuki Samurai 1.3



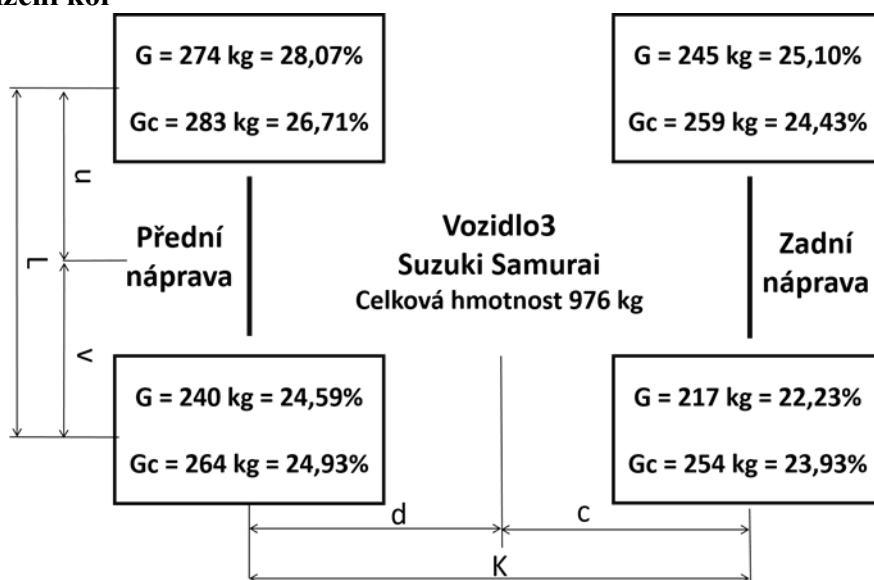
Pneumatiky	Výrobce	BRIDGESTONE
	Typ	DUELER H/T 684
	Rozměr	205/70 R15
	Poloměr	295 mm
	Plnost dezénu	71%



Měření těžiště:

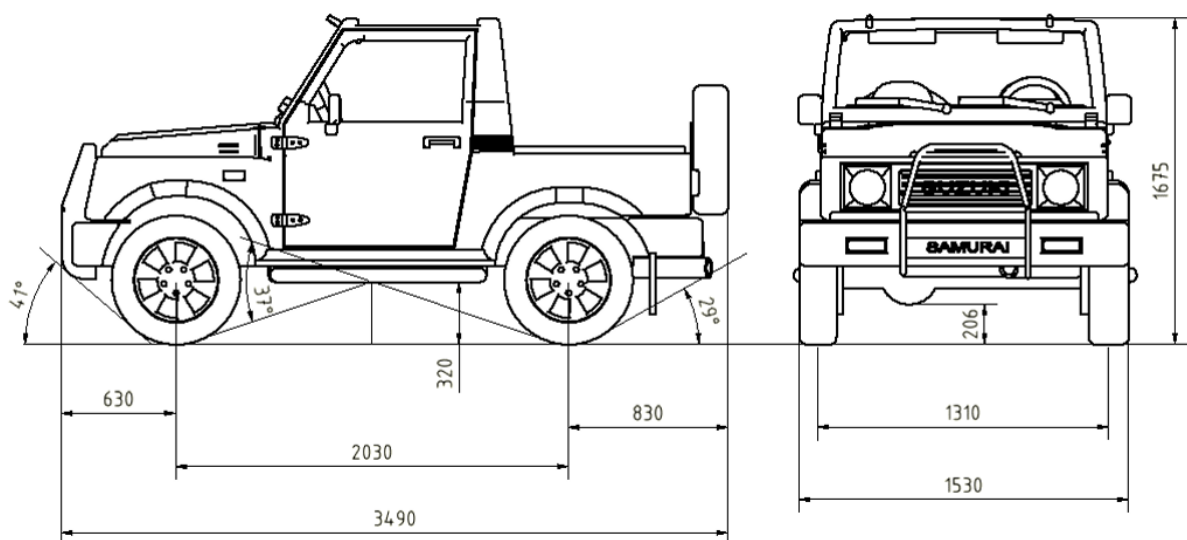
Celková hmotnost	976 kg			
Rozměry vozidla	K	2030 mm		
	L	1310 mm		
Výška těžiště	623 mm			
Poloha těžiště [mm]	u	v	c	d
	613,4	696,6	1069,1	960,9

Zatížení kol



Gc je označení pro zatížení jednotlivých kol s řidičem, které bylo v průběhu měření

Přechodové úhly:



Příloha 2A:



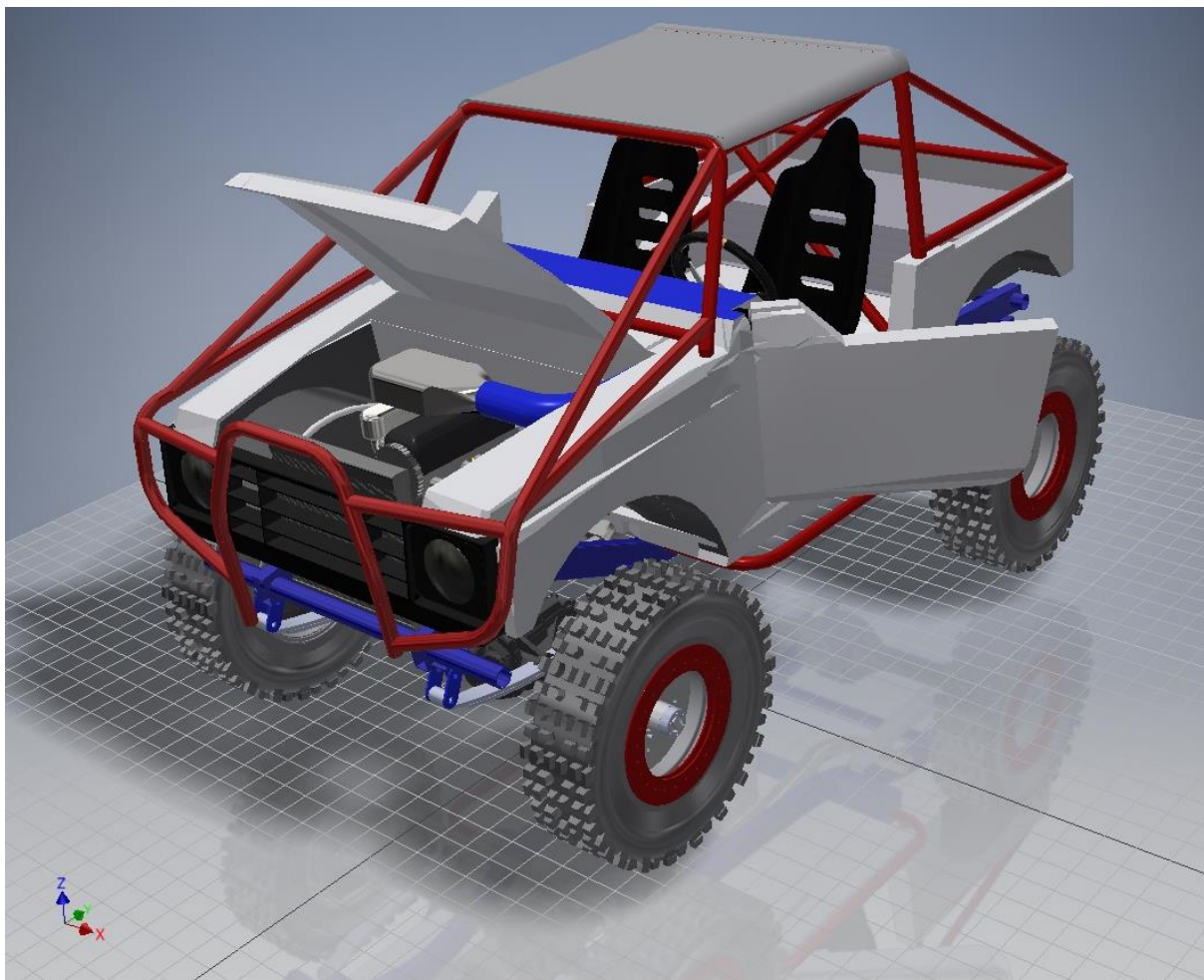
Příloha 3A:



Příloha 3B



Příloha 4A:



Příloha 5A:



Příloha 6A:



Příloha 7A:

