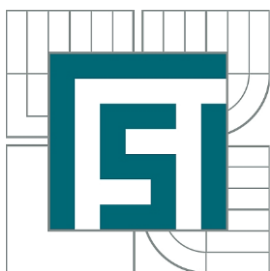




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VLIV AERODYNAMICKÝCH PARAMETRŮ NA JÍZDNÍ VLASTNOSTI VOZIDEL

INFLUENCE OF AERODYNAMICS ON VEHICLE HANDLING PERFORMANCE

DOKTORSKÁ PRÁCE
DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Ing. PETR HEJTMÁNEK

ŠKOLITEL
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2013



ABSTRAKT

Základním cílem dizertační práce je vytvoření výpočetního nástroje pro ohodnocení vlivu aerodynamiky na jízdní vlastnosti vozidla. Navržená metodika je založena na simulování jízdních manévřů pomocí jednostopého modelu vozidla, který byl sestaven s požadavkem na minimální počet vstupních parametrů. Takovýto základní model umožňující zkoumání vlivu aerodynamiky na dynamickou i statickou říditelnost vozidla má nízké nároky na vstupní data, proto se zjednodušuje i jeho naplnění hodnotami příslušných veličin. Výpočtový model vozidla byl validován rozsáhlým měřením dvou jízdních manévřů definovaných ISO normami (skokové natočení volantu a ustálené zatáčení). Na základě neuspokojených výsledků validací byly analyzovány rozdíly mezi měřením a simulacemi, které vedly k postupnému rozšiřování modelu o nové faktory zpřesňující výpočet simulací. Poslední část práce se zaměřuje jednak na vzájemné srovnání velikosti vlivu jednotlivých aerodynamických parametrů na jízdní chování, a taky na porovnání významnosti aerodynamiky celkově vůči ostatním zahrnutým faktorům (pneumatiky, hmotnostní vlastnosti, řízení, ad.). Tato práce byla realizována v úzké spolupráci se Škoda-Auto.

KLÍČOVÁ SLOVA

aerodynamika, jízdní vlastnosti, jednostopý model, jízdní manévr, citlivostní analýza



ABSTRACT

The main aim of this dissertation was to develop a computational tool capable of evaluating the influence of aerodynamics on the handling of a vehicle. The methodology it uses is based on the simulation of driving manoeuvres with a single-track model of a vehicle, which was composed with an emphasis on minimizing the amount of necessary input parameters. This simple model, which allows the assessment of the influence of aerodynamics on vehicle dynamic and static driveability, therefore doesn't require large amount of input data, which makes the acquirement of relevant values easier. The computational model was validated by extensive measurements of two driving manoeuvres defined by ISO norms (step steer input and steady state cornering). As a consequence of unsatisfactory initial validation results, the differences between measurements and simulations were analysed, which led to gradual enhancements of the model with additional inputs to achieve better accuracy of simulations. The final part of the thesis deals with the comparison of influences of individual aerodynamic parameters on vehicle handling and the assessment of overall significance of aerodynamics compared to other factors which were taken into account (tires, mass properties, steering etc.). This thesis was realized in close cooperation with Škoda-Auto.

KEYWORDS

aerodynamics, handling, single-track model, driving manoeuvre, sensitivity analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HEJTMÁNEK, P. *Vliv aerodynamických parametrů na jízdní vlastnosti vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 118 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato dizertační práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury a dalších materiálů uvedených v seznamu informačních zdrojů.

V Brně dne 1. července 2013

.....

Ing. Petr Hejtmánek



PODĚKOVÁNÍ

Na prvním místě bych rád poděkoval panu Jiřímu Otovi, který mi umožnil pracovat na tomto tématu ve spolupráci se Škoda-Auto. Poděkování patří i školiteli prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. a Ing. Petru Portešovi, Ph.D. za velice cenné odborné rady a připomínky.

Ing. Janu Vančurovi děkuji za to, že jsem mohl navázat na jeho práci, a že mi byl významně nápomocen v průběhu celého studia. Děkuji i všem ostatním kolegům z Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, kteří ochotně přispěli pomocnou rukou ke zdárnému dokončení této dizertační práce.

Poslední a zároveň největší díky patří mé rodině za silnou podporu, bez které bych stěží dotáhl své doktorské studium až do konce.



OBSAH

1	Úvod	9
2	Výchozí stav poznání.....	13
2.1	Vymezení základních pojmů	13
2.2	Metody zkoumání problematiky	15
2.2.1	Subjektivní hodnocení	18
2.2.2	Objektivní hodnocení	18
2.2.3	Spojení subjektivního a objektivního hodnocení.....	19
2.2.4	Matematické simulace	20
2.2.5	Simulátor	21
2.3	Výběr metody a určení postupu	22
3	Sestavení matematického modelu	24
3.1	Souřadné systémy	24
3.2	Odvození základních pohybových rovnic.....	25
3.3	Model pneumatiky	28
3.4	Implementace aerodynamiky	30
3.5	Program MMV.....	32
4	Identifikace parametrů vozidla	35
4.1	Aerodynamická data	35
4.2	Měření pneumatik	37
4.3	Hmotnostní a konstrukční parametry.....	40
5	Výběr jízdních manévrů	44
5.1	Ustálené zatáčení	44
5.2	Skokové natočení volantu	46
6	Měření jízdních manévrů.....	48
6.1	Experimentální vozidlo.....	49
6.1.1	Základní konfigurace – BASE.....	51
6.1.2	Aerodynamické konfigurace.....	52
6.1.3	Hmotnostní konfigurace	54
6.1.4	Podvozkové konfigurace	57
6.1.5	Srovnání variant.....	58
6.2	Měřicí technika	60
6.2.1	Snímače	61
6.2.2	Ústředny	65
6.3	Rozsahy manévrů.....	66
6.4	Zpracování dat	67



7	Validace modelu	69
8	Implementace poddajnosti řízení.....	72
8.1	Model poddajnosti řízení	73
8.2	Určení hodnot parametrů poddajnosti řízení.....	74
8.3	Validace modelu MMV_02	76
8.4	Zhodnocení vlivu poddajnosti řízení	79
9	Zpřesnění hmotnostních parametrů	80
10	Rozšíření matematického modelu	82
10.1	Úprava modelu pneumatiky	82
10.2	Přenos zatížení.....	86
10.3	Srovnání výsledků validací jednotlivých modelů	92
11	Citlivostní studie.....	93
11.1	Response Surface Method	93
11.2	Výsledky citlivostní analýzy	95
12	Vliv aerodynamiky na jízdní chování.....	100
	Závěr.....	102
	Použité informační zdroje.....	104
	Seznam použitých zkratk a symbolů	108
	Seznam obrázků a tabulek	112
	Seznam příloh.....	115



1 ÚVOD

Pro převážnou většinu obyvatel vyspělých zemí již několik desítek let reprezentuje osobní automobil jeden ze základních dopravních prostředků využívaný téměř v každodenním životě. Na počátku 21. století se automobil stále více stává běžným vlastnictvím i v největších rozvojových státech světa jako Čína nebo Indie. Zejména z důvodu vysokého nárůstu poptávky po osobních vozidlech v těchto zemích, překročila v roce 2010 celosvětová populace oficiálně registrovaných vozidel hranici 1 miliardy, včetně užitkových vozidel a autobusů [1]. S ohledem na rostoucí hustotou silniční dopravy by se dalo odvozovat, že v důsledku toho stoupá pravděpodobnost vzniku dopravní nehody a tím i riziko vzniku škody na majetku, zdraví či dokonce životě. Statistiky sestavené Evropskou komisí pro dopravu [2] a Ekonomickou komisí OSN [3] však hovoří jinak, posledních deset let stabilně klesá v Evropě a Severní Americe počet dopravních nehod i počet osob při nich usmrcených až o několik desítek procent. Významný podíl na tomto klesajícím trendu má jistě inovace a pokrok ve všech oborech, které se podílí na bezpečnosti silniční dopravy, tj. aktivní a pasivní bezpečnost samotných vozidel, výstavba silniční sítě, systémy lékařské pomoci a v neposlední řadě výchova řidičů. Pokud bychom uvažovali, že pokles nehodovosti v silničním provozu je samostatným výsledkem zdokonalování zmíněných disciplín, pak lze s určitou mírou nadsázky konstatovat, že výzkum a vývoj bezpečnosti silniční dopravy zachránil jen v zemích Evropské unie za posledních 10 let přibližně 125.000 lidských životů. Přestože nejspíš není možné zcela zbavit silniční provoz dopravních nehod, jen těžko lze považovat současný stav za uspokojivý. Snaha o další inovace a minimalizace pravděpodobnosti zranění nebo úmrtí při haváriích stále má nezpochybnitelný význam.

Jak již bylo zmíněno, jednou ze základních kategorií bezpečnosti silničního provozu je aktivní bezpečnost vozidel. Do ní lze zařadit veškeré konstrukční prvky a opatření snižující možnost vzniku dopravní nehody. Pro představu jsou to například: výhled z vozidla, osvětlení vozovky, mikroklima v interiéru, poloha řidiče, pozice ovládacích prvků vozidla, ale hlavně jízdní vlastnosti automobilu. Termín „jízdní vlastnosti automobilu“ lze označit za komplexní pojem zahrnující chování vozidla při různých jízdních situacích. V této práci však bude označovat pouze statickou říditelnost vozidla v ustálených stavech (přímá jízda, ustálené zatáčení) a reakci vozidla na změnu natočení volantu neboli dynamickou říditelnost. Toto chování může ovlivňovat velká řada faktorů, ať už jsou to hmotnostní parametry vozidla, pneumatiky, zavěšení kol nebo aerodynamika. Často se objevuje snaha účinek právě aerodynamického působení na jízdní vlastnosti opomíjet z důvodu zanedbatelně malého vlivu v malých rychlostech v kombinaci s relativně nízkými rychlostními limity na silnicích. Nicméně tato tvrzení nejsou už doložena důkazy, a už vůbec není význam aerodynamiky srovnáván s působením ostatních konstrukčních charakteristik vozidla. Ale i kdyby aerodynamika znatelně působila na chování vozidla skutečně až v rychlostech vyšších než jsou maximální limity, dokud budou automobily schopny dosáhnout těchto kritických rychlostí, zkoumání aerodynamických parametrů ve vztahu k jízdním vlastnostem bude stále nezbytností. Navíc v Německu na většině dálničních úseků nejsou stanoveny žádné rychlostní limity, a dle provedených průzkumů více než 70% britských a českých řidičů alespoň jednou v životě překročilo povolenou rychlost, valná část z nich pak opakovaně, viz [4], [5] a [6].

V historii lze nalézt několik automobilů, jejichž nevhodné aerodynamické parametry měly prokazatelný podíl na dopravních nehodách, typickým příkladem může být Porsche 911. Už od prvních generací tohoto vozidla se konstruktéři potýkali s vysokým aerodynamickým vztlakem



na zadní nápravě, který způsoboval nestabilitu při zatáčení ve vyšších rychlostech, což je pro sportovní automobil určený právě pro rychlou jízdu dost významný problém. Uspokojivého vyřešení nestability bylo dosaženo až pomocí aerodynamických úprav karoserie. Částečné zlepšení přinesl spoiler pod předním nárazníkem, ale klíčový byl zadní spoiler na víku motoru, který výrazně snížil vztlak na zadní nápravě, čímž se zlepšila nejen říditelnost, ale navíc i brzděné vlastnosti. Obr. 1 znázorňuje zmíněný sériový model Porsche 911 z počátku 70. let, který vykazoval nestabilitu ve vysokých rychlostech, na obr. 2 je pak uveden model Carrera RS z roku 1973 s výše popsanými aerodynamickými úpravami zlepšující jízdni chování.



Obr. 1 Porsche 911T (1972) - bez aerodynamických úprav [9]



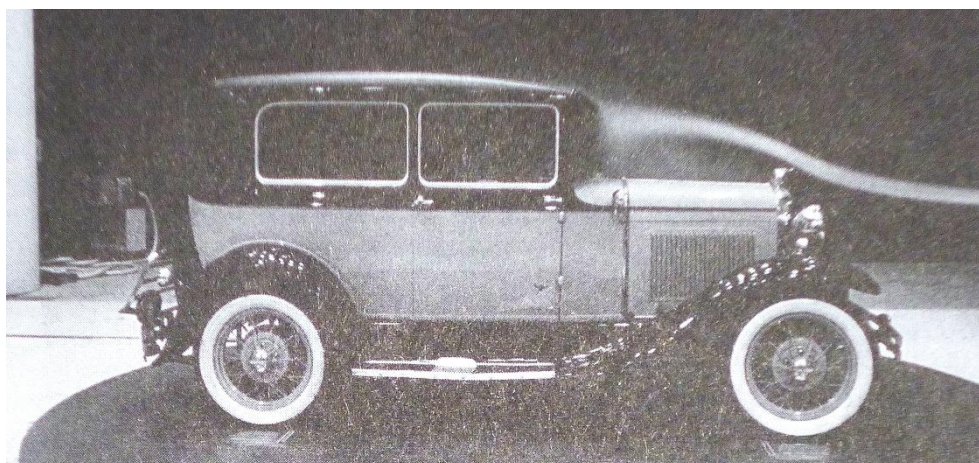
Obr. 2 Porsche 911 Carrera RS (1973) – s aerodynamickými úpravami [10]

Velice podobný problém museli řešit například i inženýři Audi na konci 90. let u první generace modelu TT [7]. V Německu bylo zaznamenáno několik desítek nehod tohoto vozidla, scénář u valné části z nich byl až podezřele podobný, tj. kombinace brzdění a zatáčení ve vysoké rychlosti, typická situace při sjezdu z dálnice. Ačkoliv významnou roli často hrála příliš vysoká rychlost, „spoluviníkem“ byl opět vysoký vztlak na zadní nápravě. I přes velkou nevoli designerů, řešení přinesl stejně jako u Porsche zadní spoiler a (mimo jiné) i dodatečná instalace

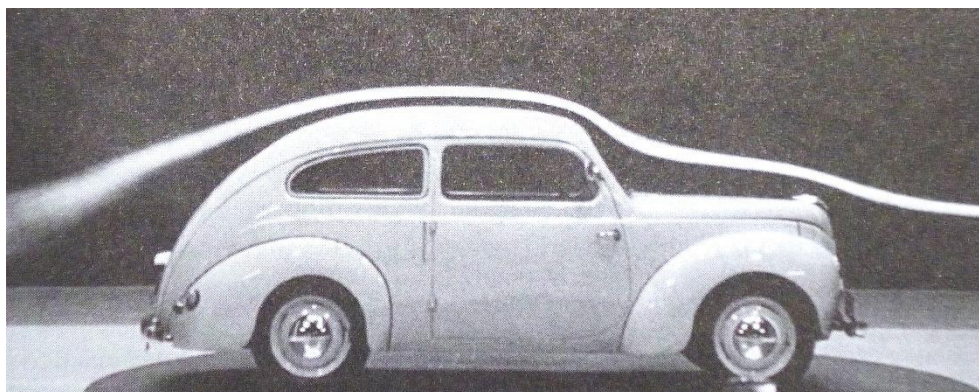


60kg závaží do zádí vozidla. Ovšem takováto hmotnostní úprava už je silně v rozporu s jedním ze základních atributů sportovních vozidel - snaha o dosažení minimální hmotnosti.

Když budeme pomyslně cestovat dál do minulosti, podobné problémy s aerodynamickou nestabilitou u osobních a závodních vozidel se poprvé vyskytnuly v polovině 30. let 20. století [8]. V té době vznikaly první automobily s aerodynamickou karoserií, jejíž primární účel byl snížení odporu vzduchu a tím zvýšení hranice dosažitelné rychlosti. Tato vozidla proudnicových tvarů oproti konvenčním, „hranatým“ modelům však byla daleko více nestabilní ve vyšších rychlostech, příčinu lze hledat opět ve vztlaku působícího na karoserii. Oproti dosavadním automobilům s kolmou zádí i čelním sklem měli aerodynamické karoserie splývavou zadní část, ta sice urychlovala proud vzduchu obtékající horní část karoserie, ale zároveň generovala nežádoucí vztlak. Diametrální rozdíl tvaru proudění mezi původní koncepcí z 30. let a moderním proudnicovým tvarem karoserie lze pozorovat na obr. 3 a 4. Na prvním z nich je zřetelné víření kouře již v přední části vozidla, podobné víry se tvoří i na zádí automobilu, u aerodynamické karoserie nedochází k tvorbě těchto vírů, proud vzduchu není zpomalován. Tento rozdílný charakter obtékání přinášel požadované snížení odporu, ale zároveň způsobil komplikace v jízdní stabilitě.



Obr. 3 Vizualizace proudění v tunelu - Ford A Tudor (1930) [8]



Obr. 4 Vizualizace proudění v tunelu - Ford Taunus G93A (1940) [8]

S obdobnými problémy, tzn. snaha se vyvarovat nevhodným vztlakům při snižování odporu, se pak automobiloví konstruktéři setkávaly ve větší nebo menší míře po zbytek dvacátého století.



Ekologická politika Evropské unie a dalších institucí vedoucí k neustálému tlaku na výrobce se snahou o snižování spotřeby nových automobilů pak uchovala tento úkol až do současnosti, čímž byla zachována i potřeba analýzy vlivu aerodynamiky na bezpečnost silničního provozu.

FORMULACE CÍLŮ PRÁCE

Z informací uvedených v úvodu lze odvodit základní motivace pro detailní zkoumání vlivu aerodynamických parametrů na chování vozidla. Hlavní z nich je bezpochyby zvyšování bezpečnost silničního provozu, ale důležité jsou i ekonomické důvody. Jak již bylo doloženo na konkrétních příkladech, jakékoliv dodatečné úpravy spojené s řešením (nejen) aerodynamických problémů přináší nemalé navýšení nákladů na vývoj nového vozidla, nemluvě o možném snížení prodeje v důsledku ztráty důvěry zákazníků. Čím později se problém podaří odhalit, tím se zvyšují náklady na jeho odstranění. Z toho plyne, že ideální je eliminovat podobná rizika již v počátečních fázích vývoje nového automobilu. Další důležitou otázkou zkoumání jízdních vlastností je vztah aerodynamiky s ostatními parametry vozidla a přesná kvantifikace významu těchto vlivů. Na základě těchto souvislostí lze analyzovat podíl aerodynamiky a ostatních faktorů u konkrétního problému.

Všechny tyto skutečnosti slouží jako výchozí argumenty pro stanovení základních cílů této dizertační práce:

- Sestavení metodiky pro hodnocení vlivu aerodynamiky na jízdní vlastnosti, kterou lze aplikovat již při vývoji nového vozidla.
- Ohodnocení vlivu aerodynamických parametrů na dynamickou a statickou říditelnost osobního automobilu.
- Srovnání významnosti aerodynamických parametrů s ostatními faktory ovlivňující jízdní vlastnosti.
- Experimentální ověření metodiky.

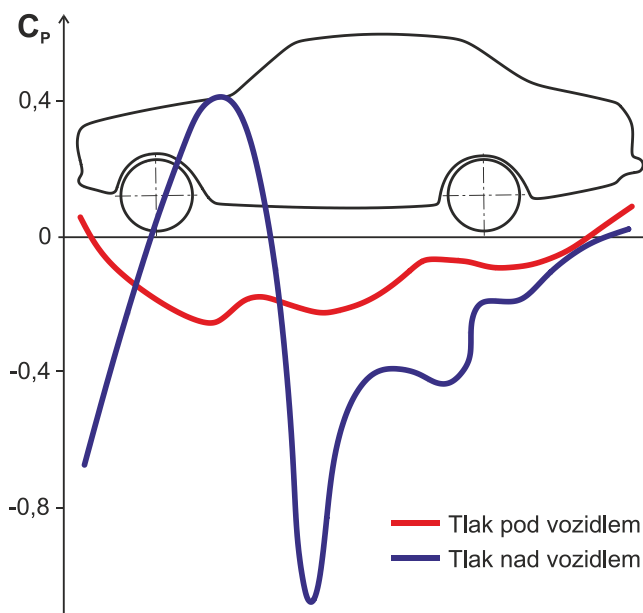
2 VÝCHOZÍ STAV POZNÁNÍ

Aerodynamika a jízdní vlastnosti vozidla tvoří hlavní téma dizertační práce, proto před popisem výchozího stavu poznání této problematiky budou nejprve tyto dva pojmy blíže vysvětleny. Uvedené výklady popisují obě oblasti pouze zjednodušeným způsobem, a zdaleka nepostihují celou jejich šíři, ovšem pro účely práce je uvedený rozsah zcela dostačující.

2.1 VYMEZENÍ ZÁKLADNÍCH POJMŮ

AERODYNAMICKÉ PARAMETRY

Při jízdě vozidla vytvářejí částice vzduchu proudící v blízkém okolí vozidla nehomogenní tlakové pole na jeho povrchu. Obr. 5 znázorňuje příklad takového tlakového pole, konkrétně hodnoty bezrozměrného tlakového koeficientu C_p na spodní a horní straně vozidla. Tlakový koeficient udává relativní tlak na konkrétním místě povrchu tělesa, pokud nabývá hodnot nižších než nula, tak se proudění v daném místě zrychluje a vzniká podtlak, $C_p < 0$. Když je proud vzduchu zpomalován, vzniká přetlak, $C_p > 0$. Z obrázku lze vyčíst, že pod daným vozidlem vzniká mírný podtlak téměř po celé jeho délce, zatímco nad vozidlem se průběh mění od vysokého přetlaku na čelním skle a části kapoty před sklem až po velký podtlak na střeše vozidla. Obecně se však může rozložení tlaků nad i pod vozidlem lišit oproti uvedenému příkladu na obrázku. Na základě tohoto nerovnoměrného rozložení tlakového pole vzniká silová nerovnováha, která se projevuje jako výsledná (tlaková) aerodynamická síla. Další podstatný mechanismus vzniku aerodynamických sil tvoří tření částic vzduchu v kontaktu s povrchem karoserie, případně tření částic vzduchu proudících proti sobě v oblasti vzdušných vírů. Tření má významný vliv pouze pro odporovou sílu (podélný směr působení) ve všech ostatních směrech má dominantní vliv rozdíl tlaků.

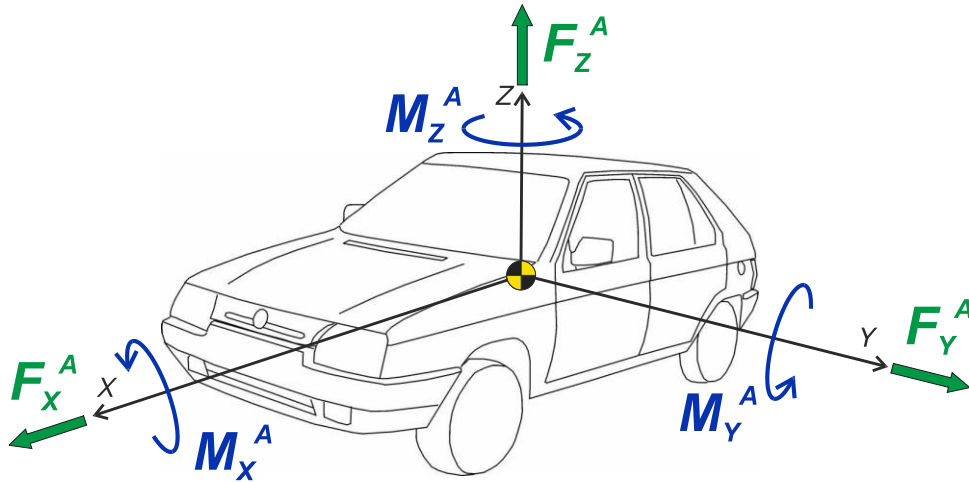


Obr. 5 Rozložení tlaku na povrchu vozidla, překresleno z [8]

Obecná aerodynamická síla vznikající výsledným vektorovým součtem sil jednotlivých jevů se dá ekvivalentně rozložit do vybraného souřadného systému, čímž vznikne 6 aerodynamických



složek - 3 silové a 3 momentové, viz obr. 6. Pravotočivý souřadný systém vozidla v obrázku s počátkem v těžišti koresponduje se souřadným systémem vozidla definovaným normou ISO 8855:2011 [11], tato norma bude detailněji popsána v následující kapitole. Kladné směry jednotlivých sil a momentů odpovídají směřům souřadných os, takže v tomto zvoleném systému bude například hodnota aerodynamické odporové síly F_X^A nabývat vždy záporných hodnot.



Obr. 6 Rozklad obecné aerodynamické síly do 6 složek v souřadném systému vozidla

Velikost aerodynamických sil neovlivňuje pouze tvar karoserie ale i rozměry automobilu a charakteru proudění, proto se pro zjednodušenou kvantifikaci samotného aerodynamického tvaru zavádí pro každý parametr bezrozměrný koeficient označený písmenem c s indexem daného směru. Závislost jednotlivých silových a momentových parametrů na aerodynamických koeficientech popisují rovnice (1) až (6), definice převzaty z [8]. Z uvedeného tvaru rovnic vyplývá, že aerodynamická síla v každém směru závisí kromě zmíněného koeficientu na čelní ploše automobilu A , hustotě vzduchu ρ a kvadrátu relativní rychlosti proudění v_r . Aerodynamické momenty závisí navíc ještě na rozvoru náprav l . Někteří autoři přepočítávají aerodynamický klopný moment M_X^A na rozchod kol, čímž se pak liší velikost koeficientu c_{MX} . Relativní rychlost proudění odpovídá rychlosti vozidla pouze v úplném bezvětří, pokud se vyskytuje přírodní vítr, stanoví se z vektorového součtu rychlosti vozidla a větru. V této práci bude pojem aerodynamické parametry označovat především aerodynamické koeficienty.

$$F_X^A = \frac{1}{2} \rho A v_r^2 c_X \quad (1)$$

$$F_Y^A = \frac{1}{2} \rho A v_r^2 c_Y \quad (2)$$

$$F_Z^A = \frac{1}{2} \rho A v_r^2 c_Z \quad (3)$$

$$M_X^A = \frac{1}{2} \rho A v_r^2 l c_{MX} \quad (4)$$

$$M_Y^A = \frac{1}{2} \rho A v_r^2 l c_{MY} \quad (5)$$

$$M_Z^A = \frac{1}{2} \rho A v_r^2 l c_{MZ} \quad (6)$$



JÍZDNÍ VLASTNOSTI AUTOMOBILU

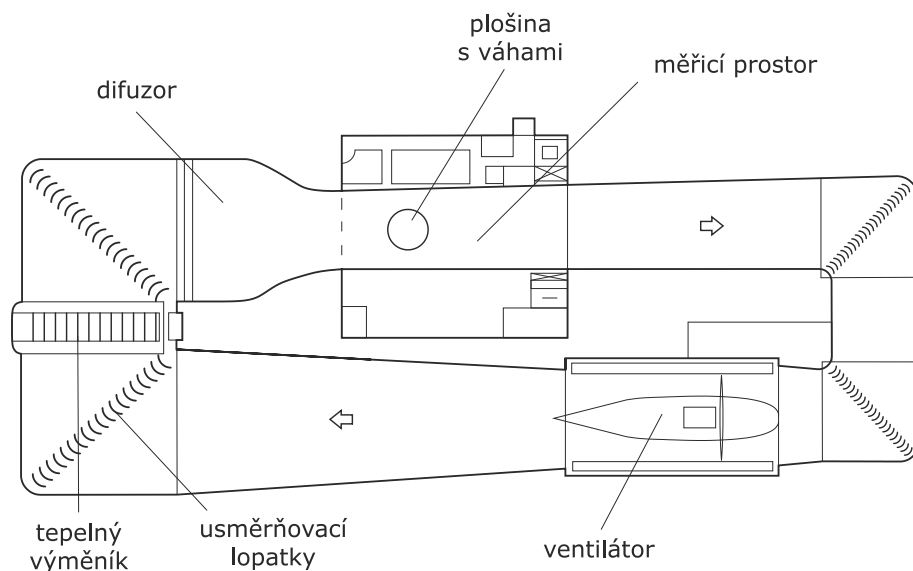
Jak již bylo zmíněno v úvodu, pojem jízdní vlastnosti obecně může vyjadřovat souhrn chování vozidla při všech možných jízdních situacích (brzdění, akcelerace, zatáčení, vyhýbání, přejezd nerovností, atd.). Pro účely této dizertační práce však bude termín jízdní vlastnosti označovat pouze statickou a dynamickou říditelnost. Statická říditelnost definuje schopnost automobilu zůstat nebo se ustavit v daném rovnovážném stavu i přes negativní působení vnějších vlivů, aniž by byl řidič nucen provádět korekce v řízení. Takovými rovnovážnými neboli ustálenými stavy mohou být například přímá jízda konstantní rychlostí nebo ustálené zatáčení. Čím je dosažena vyšší statická říditelnost vozidla, tím lze jízdní chování obecně hodnotit pozitivněji. Statická říditelnost souvisí i se stáčivostí automobilu (přetáčivost a nedotáčivost), ta se projevuje například při kruhové jízdě s konstantním poloměrem zatáčení, kdy vozidlo pomalu zvyšuje svou rychlost. Přetáčivé chování nutí řidiče snižovat úhel natočení volantu s nárůstem rychlosti, v některých případech dokonce točit na opačnou stranu než vozidlo zatáčí, aby zachovalo svůj původní směr jízdy, a nedošlo k jeho přetočení. U nedotáčivého automobilu se musí naopak úhel natočení volantu s rostoucí rychlostí zvyšovat. Dynamická říditelnost označuje schopnost automobilu reagovat na řídicí povel (natočení volantu), nezahrnuje pouze způsobnost vozidla dosáhnout požadovaného směru zatáčení dle nastaveného úhlu volantu, ale hlavně rychlost reakce na toto natočení. Vysoká dynamická říditelnost odpovídá přesnému řízení a rychlé odezvě vozidla na natočení volantu. Na rozdíl od statické říditelnosti hodnotí dynamická říditelnost přechodové stavy jízdy.

Vliv aerodynamiky na jízdní vlastnosti lze rozdělit do více kategorií. Jedna z nich se nazývá aerodynamická interakce vozidel, do této kategorie spadají následující manévry: předjíždění, míjení, jízda s přívěsem nebo jízda dvou a více vozidel za sebou. V těchto situacích dochází k vzájemnému ovlivnění charakteru proudění jednotlivých vozidel (částí souprav) způsobující změnu aerodynamických sil a potenciální vznik nestabilit. Další kategorií tvoří náhlá vnější změna proudění při ustálené jízdě osamoceneného vozidla. Typickou situací je vjetí vozidla do proudu bočního větru například při jízdě po dálnici, zkoumáním citlivost vozidla na boční vítr se zabývá spousta výzkumných pracovišť. Tato dizertační práce se ale nebude zabývat aerodynamickou interakcí ani vnějším aerodynamickým působením, vliv aerodynamiky na chování vozidla bude zkoumán pouze v podmínkách, kdy vozidlo jede osamoceno v úplném bezvětří, tj. aktuální aerodynamické síly jsou dány pouze polohou a pohybem samotného automobilu (bez vnějších vlivů).

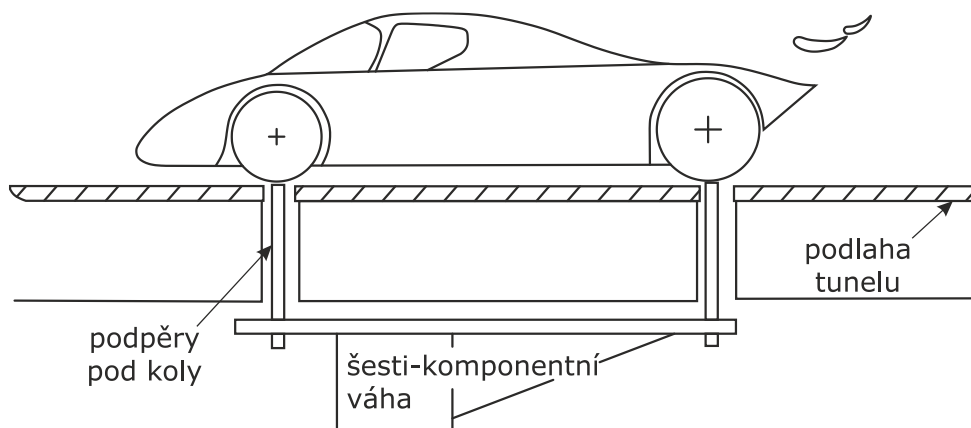
2.2 METODY ZKOUMÁNÍ PROBLEMATIKY

Významnost problematiky vlivu aerodynamiky na chování vozidla dokazuje množství studií zabývajících se touto oblastí. Ačkoliv se ve vědeckých pracích objevuje několik rozdílných přístupů pro zkoumání vztahu aerodynamiky a jízdních vlastností, měření vozidla v aerodynamickém tunelu tvoří nedílnou součást každé z nich. Aerodynamický tunel je zařízení umožňující vytvořit regulovatelný proud vzduchu, využívá se ke zkoumání vlivu proudění na dopravní prostředky, stavby a další objekty. Pro účely analýzy jízdní dynamiky se využívá tunel k identifikaci aerodynamických koeficientů charakterizující tvar karoserie, jinak řečeno ke kvantifikaci aero-vlastností vozidla. Hodnoty koeficientů slouží pro identifikaci vozidla po aerodynamické stránce, ale i jako vstupní parametry pro simulace a simulátory. V zásadě existují dvě varianty provedení tunelu, s otevřeným okruhem bez zpětné cirkulace nebo s uzavřeným okruhem, jehož schéma popisuje obr. 7. Velikost tunelu závisí na velikosti

měřeného objektu, pro zmenšené modely vozidel stačí malý tunel velikosti několika metrů, pro zkoumání reálných automobilů se délka takového komplexu pohybuje v řádu několika stovek metrů. Průřez testovacího prostoru, kde se v průběhu měření nachází zkoumaný objekt, se pohybuje běžně od 10 do 50m². Při identifikaci parametrů se umísťuje vozidlo na váhy, ty určují změnu zatížení pod koly vůči statické hodnotě, a na základě zjištěného odlehčení (přetížení) se vypočítají hodnoty aerodynamických koeficientů, schéma komponentní váhy ukazuje obr. 8.



Obr. 7 Schéma aerodynamického tunelu s uzavřeným okruhem, [12] + české popisky



Obr. 8 Schéma šesti-komponentní váhy pro měření v tunelu, [12] + české popisky

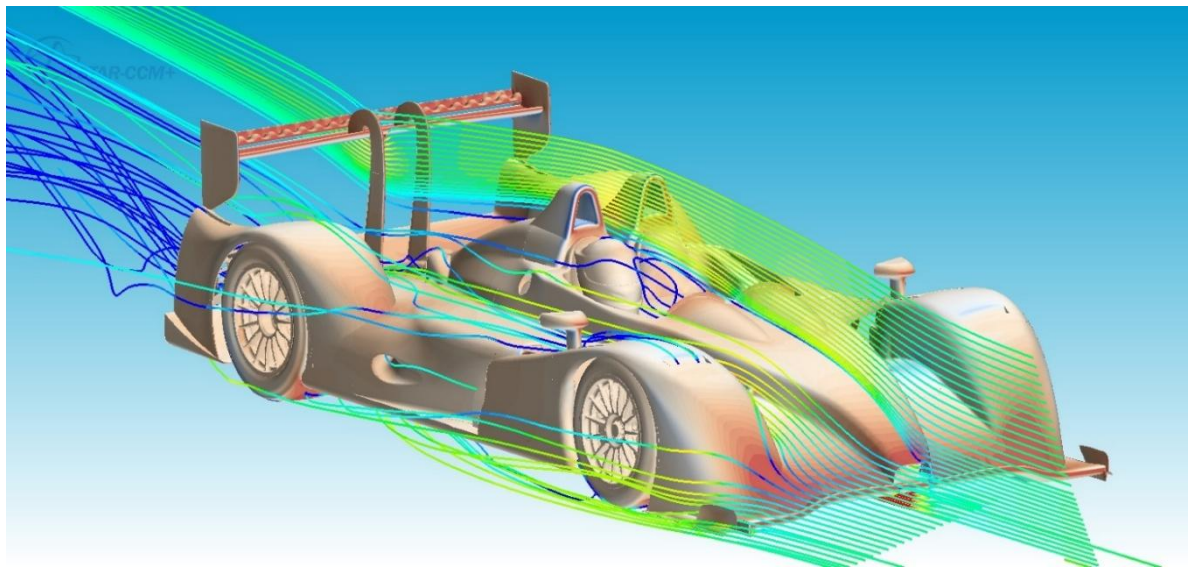
Metoda posuzování jízdních vlastností pouze pomocí měření v tunelu byla využívána zejména v počátcích konstrukce automobilu, kdy se konkrétní vozidlo hodnotilo pouze empiricky na základě změřených dat. Zmíněný přístup použil například i J. Howell [13] ve své studii zabývající se příčinami vzniku nehod v Kanadsko-Americkém poháru prototypových vozidel (Can-Am series). V tomto a dalších šampionátech se objevoval v 70. letech často jeden typ havárií, konkrétně v situaci, kdy přejížděla dvě vozidla těsně za sebou přes horizont na trati, docházelo k vzletnutí nebo přetočení vozidla jedoucího v závěsu. Měření v aerodynamickém



tunelu na zmenšených modelech závodních vozidel prokázalo, že pokud jedou dva automobily příliš blízko k sobě, může vzrůst hodnota vztlačové síly na přední nápravě u zadního z nich nad hodnotu statického zatížení nápravy, čímž dojde k jejímu nadzvednutí a následnému převrácení celého automobilu. Ačkoliv metoda může poskytnout zajímavé informace, hlavními nevýhodami analýzy jízdní dynamiky pouze na základě aerodynamických dat jsou následující skutečnosti:

- Měření v tunelu ve statické poloze vozidla
- Nepostihuje vliv setrvačných hmot a podvozku
- Nelze přesně odvodit reálné chování při jízdě

V dnešní době není tunel jediným nástrojem pro stanovení aerodynamických parametrů vozidla, podobné služby nabízí například i CFD – počítačový software sloužící k numerickému výpočtu dynamiky proudění. Přesnost těchto softwarů stoupá každým rokem, ovšem tunel zatím nedokážou zcela nahradit. Jejich značnou nevýhodou je výrazně prodlužující se doba výpočtu se stoupajícími nároky na přesnost výsledku. Obr. 9 představuje jeden z možných výstupů z CFD programu s názvem Star-CCM+ od softwarové společnosti CD-adapco, konkrétně ukazuje vizualizaci několika proudnic v blízkém okolí vozidla třídy LMP1 ze závodního šampionátu Le Mans series.



Obr. 9 CFD simulace proudění v okolí závodního vozidla [14]

Měření v tunelu tvoří tedy pouze jednu etapu v procesu zkoumání automobilu, regulérními metodami analýzy aerodynamické jízdní stability jsou:

- Subjektivní hodnocení
- Objektivní hodnocení
- Spojení subjektivního a objektivního hodnocení
- Matematické simulace
- Simulátory



2.2.1 SUBJEKTIVNÍ HODNOCENÍ

Základní princip metody subjektivního hodnocení jízdních vlastností tvoří posuzování chování automobilu při jízdě na základě pocitů samotných řidičů. Významný přínos v oblasti subjektivního ocenění aerodynamické jízdní stability přinesly práce realizované v automobilce Rover, které publikovali J. Howell [15], [16] a C. Windsor [17]. Studie se z větší části věnují sestavení vhodné hodnoticí škály a zpracování výsledků, aby získaná data nebyla zatížena příliš velkou chybou (rozptylem). Příklad takovéto škály je uveden v tab. 1, konkrétně se jedná přímo o hodnoticí systém vypracovaný a užívaný v Rover Group. V uskutečněných experimentech probíhalo hodnocení chování vozidla při normalizovaných jízdních zkouškách: vyhybací manévr, přímá jízda a kruhový test (ustálené zatáčení). Profesionální testovací řidiči absolvovali jízdy s více vozidly, které měly několik předpřipravených aerodynamických úprav, u každé konfigurace každého vozidla byly ještě před zkouškami změřeny hodnoty vztlaků na přední a zadní nápravě. Po každé jízdě řidič na základě chování vozidla při manévru udělal vozidlu číselné hodnocení, výsledky od všech řidičů se následně statisticky zpracovaly do celkové známky. Výsledky studií potvrdily platnost této metody, jelikož subjektivní hodnocení koreluje s měřením v tunelu, konkrétně s rozdílem vztlaků na přední a zadní nápravě. Řidiči dokázali rozpoznat i relativně malou změnu aerodynamických parametrů v rychlostech nad 130km/h. Autoři ovšem neprokázali, že vytvořené aerodynamické úpravy ovlivnily pouze hodnoty vztlakových sil, nebo způsobily změny i u ostatních aerodynamických parametrů.

Za hlavní přínos metody lze považovat posuzování toho, jak vozidlo při jízdě působí přímo na řidiče (jaký z něj má pocit). Navíc není vyžadována při jízdních zkouškách žádná speciální měřicí technika. Nicméně srovnání vozidel je pouze relativní, čili nelze spolehlivě porovnat vozidla dodatečně hodnocená při jiných konfiguracích manévrů nebo jinými řidiči. Taktéž není možné odlišit vliv aerodynamiky od jiných faktorů, proto se tento postup hodí spíše pro porovnávání odlišných aerodynamických konfigurací jednoho automobilu. Vozidlo se hodnotí jako celek bez možnosti zpětného odhalení původce problému. Testovací řidiči musí být velice zkušení a trénovaní na vnímání odezvy vozidla na řízení, jinak by rozsah známkování byl příliš nízký a tím nepoužitelný pro detailní analýzy.

Tab. 1 Škála subjektivního hodnocení vozidla dle Rover Group, překlad z [15]

	Neakceptovatelné				Hraniční		Akceptovatelné			
Známka	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Hodnocení chování	Slabé			Problémové	Hraniční	Téměř přijatelné	Přijatelné	Dobré	Velmi dobré	Excelentní
Pozná (kdo)	Všichni	Průměrný uživatel			Kritický uživatel			Trénovaný řidič		Nelze rozeznat
Pozná (jak)	Vyžaduje zásah do řízení				Registrování potíží bez zásahu		Přijatelné chování			Kontrola dat

2.2.2 OBJEKTIVNÍ HODNOCENÍ

Metoda je založena na měření jízdních parametrů vozidla v průběhu zkušebních manévrů, ze zaznamenaných dat se následně vypočítají hodnoty objektivních kritérií sloužící pro posouzení říditelnosti. Průběh jízdního manévru i postup výpočtu kritérií přesně definuje norma, oproti subjektivnímu hodnocení lze tedy bez problémů srovnávat zcela odlišná vozidla testovaná



různými řidiči. Pro účely objektivního hodnocení se nejčastěji využívají tzv. open-loop manévry, které mají přesně stanovený průběh natočení volantu v čase, čímž se zcela eliminuje vliv řidiče (možnost využití precizního řídicího robota). Druhou kategorií tvoří tzv. closed-loop manévry, v nichž hraje roli i invektivní řidiče. Výsledky open-loop manévrů jsou více objektivní, jelikož se vylučuje vliv řidiče, ale manévry jen částečně odpovídají reálným situacím, se kterými se řidiči v běžném provozu setkávají.

Ačkoliv se výsledky sledovaných kritérií popisují v odborné literatuře často, obecně nelze stanovit, zda u konkrétního auta vyšší či nižší hodnota daného kritéria odpovídá lepším či horším jízdním vlastnostem, jelikož není znám skutečný pocit řidiče. Podobně jako u subjektivního srovnávání není možné oddělit vliv jednotlivých parametrů včetně aerodynamiky. Přesného odvození vlivu konkrétních parametrů se dá dosáhnout pouze opakovaným měřením s izolovanou změnou dané veličiny, což je pro aerodynamické parametry velmi komplikované. Objektivní hodnocení se taky nemůže využít v raných fázích vývoje, jelikož se provádí až na kompletním vozidle. Naopak mezi výhody patří snadná reprodukovatelnost a porovnatelnost výsledků, nevyžaduje se zkušeného řidiče, naopak se uplatňuje použití řídicího robota. Metodu objektivního zkoumání vlivu aerodynamických parametrů používají závodní týmy i samotné automobilky. Analýzu aerodynamiky pomocí jízdních zkoušek již několikrát zmiňovaného Porsche 911 popisuje ve své studii H.-H. Braess [18]. Práce pojednává o zkoumání vlivu provedených aero úprav na jízdní chování pomocí několika manévru: ustálené zatáčení, reakce na definované natočení volantu atd. Výsledky však nejsou přenositelné vzhledem k neznalostem hodnot ostatních důležitých parametrů vozidla.

2.2.3 SPOJENÍ SUBJEKTIVNÍHO A OBJEKTIVNÍHO HODNOCENÍ

Tento přístup spojuje obě předchozí metody, jelikož objektivní hodnocení přináší jasné informace o chování vozidla, ale nedokáže vystihnout vnímání řidiče, snahou metody je nalézt taková objektivní kritéria, která korelují s výsledky subjektivních hodnocení. To znamená, že pro zkoumání vlivu aerodynamiky na jízdní vlastnosti se musí při subjektivních zkouškách zároveň měřit i dynamické parametry jízdy.

Zkoumáním platnosti této metody se věnuje spousta vědeckých prací. První studie se objevily v 80. letech, kdy A. Matsushita se svým kolektivem z Isuzu Motors vydal článek zabývající se hledáním parametrů korelujících se subjektivním hodnocením [19]. Nejlepší výsledky byly určeny pro parametr rychlost stáčení, ovšem nebyl posuzován vliv konkrétních parametrů automobilu, natož vliv aerodynamiky. Další publikace z 90. let, zejména díla spolupracující autorské trojice Käßler, Godthelp a Van Randwijk [20], [21], se zaměřují na propracovaný systém subjektivního hodnocení a měření maximálního množství parametrů, pomocí kterého hledají kritéria nejvíce korespondující s hodnocením řidičů. Nicméně v těchto studiích není zmíněna žádná aplikace tohoto postupu pro zkoumání aerodynamického vlivu. Velice podobně se jeví i dizertační práce D. Chena [22] nebo článek S. Data z Centro Ricerche Fiat [23].

Všechny zmíněné práce se většinou shodují na dobré korelaci přechodových kritérií, např. čas reakce vozidla, ale závěry nikdy nejsou validovány reálnou aplikací metody, tj. jestli cílená úprava daného kritéria pomocí změny některého z parametrů vozidla skutečně vede k zlepšení subjektivního pocitu z jízdního chování za všech okolností. Výhody metoda přináší zejména v propojení informace o pocitu z jízdy s reprodukovatelností výsledků zkoušek. Na druhou stranu je potřeba měřicí techniky i zkušených řidičů, nelze využít v počátcích vývoje, a opět nelze oddělit vliv jednotlivých faktorů automobilu.



2.2.4 MATEMATICKÉ SIMULACE

Zkoumání chování vozidla pomocí výpočtového (matematického) modelu simulujícího reálnou jízdu. Pod pojmem výpočtový model si lze představit soustavu rovnic, které více či méně přesně určují pohyb automobilu. Do takového modelu lze samozřejmě implementovat i aerodynamické parametry, a následně zkoumat jejich vliv na chování automobilu. Variant modelů existuje velké množství, liší se počtem či typem faktorů, které jsou v nich zohledněny. Příkladem takového faktoru může být například klopení karoserie, kinematika zavěšení kola, torzní tuhost karoserie, pružnost dílů náprav a mnoho dalších. S rostoucím počtem faktorů se model fyzikálně přibližuje skutečnému vozidlu, ale pouze za podmínky, že jsou hodnoty parametrů vozidla určeny s vysokou přesností. Avšak zjišťování hodnot vstupních veličin může být velice obtížné.

Stejně jako u ostatních metod se objevují studie využívající tohoto přístupu k hodnocení jízdních vlastností. Například M. Rauser ve své práci [24] využil výpočtového modelu pro analýzu vlivu aerodynamických úprav karoserie Porsche 944 na jeho jízdní vlastnosti. Provedl sérii simulací různých manévrů (přechodové i ustálené chování), z nichž vyplynulo následující doporučení: nulový nebo mírný vztlak na přední nápravě, přítlak na nápravě zadní. Matematické simulace aplikoval pro výzkum aerodynamiky i R. Buchheim se svými kolegy z VW [25], kdy sestavili základní jednostopý model vozidla, z něhož odvozovali vliv vztlaků a dalších parametrů na stabilitu vozidla při přímé jízdě ve vysokých rychlostech. A. R. Savkoor využil výpočtového modelu pro zkoumání možnosti využití aerodynamických akčních členů pro zlepšení jízdních vlastností vozidla [26]. Zmíněné akční členy byly realizovány ve formě řízených křidel v přední nebo zadní části vozidla, jejich natáčením během jízdy se měnily aerodynamické parametry vozidla dle aktuální situace. Ačkoliv aktivní řízení aerodynamiky přineslo pozitivní výsledky, tyto teoretické závěry nebyly potvrzeny reálným měřením jízdních manévrů. Pokročilé modelování jízdní dynamiky automobilu umožňují tzv. Multibody systémy (MBS), které slouží k vytváření složitých mechanických soustav s velkým počtem tuhých nebo pružných těles pomocí jednoduchého uživatelského prostředí. Pomocí MBS softwarů lze sestavit propracovaný výpočtový model automobilu, ovšem za cenu obrovského nárůstu vstupních parametrů, které se musí před samotnou simulací změřit či odvodit. MBS model vozidla pro simulace jízdního chování využil H. Jiang ve své studii [27], ale jeho simulační model vytvořený v komerčním softwaru SIMPACK nezkoumal vliv aerodynamiky na vlastnosti vozidla.

Výpočtový model může být využit již v rané fázi vývoje vozidla, což lze považovat za jeho největší výhodu. Vliv aerodynamiky na jízdní vlastnosti se testuje pomocí hodnot koeficientů změřených v aero-tunelu. Navíc umožňuje zkoumat jednotlivé faktory zcela odděleně a vlivy vzájemně porovnávat. Metoda nevyžaduje žádnou měřicí techniku ani testovací řidiče. Zásadní problém ovšem přináší nutnost stanovení hodnot vstupních parametrů, čili s rostoucí složitostí simulací (počtem parametrů) se zvyšuje obtížnost „oživení“ modelu vozidla. Ve vývojové etapě vzniku vozidla navíc nemusí být všechny parametry zjistitelné, případně se mohou měnit. Přesnost výsledků analýz tedy silně závisí na přesnosti stanovení vstupních hodnot modelu vozidla. Obecně jsou náklady na zkoumání jízdního chování pomocí simulací relativně nízké kromě stádia identifikace hodnot veličin, kdy ceny speciální měřicí techniky případně ceny objednání měření bývají velmi vysoké. Další nevýhodou je skutečnost, že hodnocení jízdního chování nemusí korespondovat s pocity člověka při reálné jízdě.



2.2.5 SIMULÁTOR

Poslední variantou použitelnou pro výzkum jízdní dynamiky ve spojení s aerodynamickým působením jsou jízdní simulátory. Tato metoda de facto spojuje všechny předcházející přístupy (subjektivní hodnocení, objektivní hodnocení, matematické simulace) do jednoho. Obr. 10 znázorňuje příklad simulátoru jízdy automobilu od nizozemské společnosti Cruden, stejně jako všechna obdobná řešení jej tvoří tyto základní části:

- Sedačka a ovládací prvky (volant, pedály a další ovladače)
- Zobrazovací jednotka (monitory nebo projekční plátno)
- Pohybový systém napodobující dynamiku jízdy ve vozidle
- Výpočetní technika se softwarem postaveným na výpočtovém modelu

Konkurenční varianty se mohou lišit snad jen v zobrazování vizuálních vjemů řidiče a hlavně v realizaci pohybu plošiny napodobující jízdu automobilu. Pro simulaci pohybu vozidla se hojně využívá konstrukce tzv. Stewartovy plošiny, která umožňuje realizovat obecný prostorový pohyb. Jak je vidět na obr. 10, Stewartova plošina se skládá z 6 hydraulických pístů spojujících statickou a pohyblivou část zařízení. Aktivním řízením zdvihu pístů lze realizovat pohyb o šesti stupních volnosti (posun a rotace kolem všech os). Tato plošina se využívá i v leteckých simulátorech a u dalších zkušebních zařízení. Celý systém ovládá počítač, který na základě vstupů (natočení volantu a sešlápnutí pedálů) počítá pohyb vozidla, a dle výsledků simulací řídí pohyb plošiny a graficky napodobuje výhled z auta.



Obr. 10 Simulátor jízdy automobilu od firmy Cruden [28]

Výhody užití simulátorů pro zkoumání vlivu aerodynamiky na chování vozidla lze odvodit z výhod metod, které účelně spojuje. Stejně jako samostatný výpočtový model se dá použít již ve fázi vývoje automobilu, dále se propojuje subjektivní a objektivní hodnocení, jednoduché



srovnání výsledků různých konfigurací, které lze snadno a rychle upravit změnou hodnoty daného parametru v simulačním jádru. Na rozdíl od skutečných testovacích polygonů není simulátor závislý na počasí nebo podnebí, navíc lze bezpečně realizovat i limitní manévry bez jakéhokoliv bezpečnostního rizika. Nicméně stejně jako u simulací zůstává nutnost naplnit model základními daty o vozidle, ale daleko více finančně náročnější je stavba a vývoj samotného zařízení, zejména nástroje pro grafické zobrazování vizuálních vjemů řidiče. Simulace pohybu (dynamiky) automobilu má navíc určitá omezení, pro vyvození bočního a podélného zrychlení se využívá gravitačního zrychlení (natočení či naklopení plošiny se sedačkou), ale maximální hodnoty zrychlení nedosahují skutečných limitů. Ačkoliv se zdají být simulátory dobrým řešením pro výzkum jízdní dynamiky, stále se jedná o pouhé přiblížení reality. Dosud ani nebyla potvrzena shoda subjektivního hodnocení v simulátoru a při reálné jízdě, další významnou nevýhodu tvoří vysoká pořizovací cena.

2.3 VÝBĚR METODY A URČENÍ POSTUPU

Souhrn jednotlivých metod zkoumání vlivu aerodynamiky na jízdní vlastnosti vozidla představuje tab. 2, která přehledně uvádí klady a zápory všech variant. Pokud srovnáme cíle formulované v úvodu s tabulkou výhod a nevýhod, lze snadno odvodit nejvhodnější přístup k řešení zadaných úkolů. Hned první stanovená podmínka (možnost využití metodiky již ve vývojové fázi) vyloučí první tři metody, a zůstanou pouze poslední dvě, tj. matematické simulace a simulátor. Tyto přístupy ovšem splňují i ostatní stanovené předpoklady, lze s nimi hodnotit kvalitu jízdních vlastností, a srovnávat aerodynamické faktory s ostatními vlivy. Jediná oblast, ve které model zaostává za simulátorem, je hodnocení chování vozidla pocitem řidiče.

Tab. 2 Shrnutí výhod a nevýhod jednotlivých metod

Přednosti metody	Subjektivní hodnocení	Objektivní hodnocení (jízdní zkoušky)	Spojení subjektivního a objektivního hodnocení	Matematické simulace	Simulátor
Reprodukovatelnost výsledků na jiná vozidla	✗	○	○	○	○
Možnost využití v raných fázích vývoje	✗	✗	✗	○	○
Oddělitelnost vlivu všech faktorů	✗	✗	✗	○	○
Hodnocení přímo pocitem řidiče	○	✗	○	✗	○
Není potřeba měřicí techniky	○	✗	✗	○	○
Není potřeba testovacího řidiče	✗	○	✗	○	○
Není potřeba měřit parametry vozidla (kromě aero.)	○	○	○	✗	✗
Zkoušení reálného vozidla	○	○	○	✗	✗



Ovšem na straně simulátorů stojí jedna významná nevýhoda, tato metoda vyžaduje daleko vyšší náklady a čas na realizaci základního nástroje zejména z důvodu složitého vývoje řídicího a vizualizačního systému. S ohledem na zmíněné skutečnosti byla vybrána jako nejvhodnější metoda matematických simulací. V kapitole popisující tento přístup se uvádí, že s rostoucím množstvím implementovaných faktorů v modelu roste i náročnost na jejich přesnou identifikaci, proto bude základní snahou vytvořit přesnou metodu s minimálním počtem vstupních parametrů.

Vytvoření a ověření metody výpočtového modelu má daný relativně jasný postup. Prvním krokem je sestavení základních pohybových rovnic automobilu, následuje výběr vhodných jízdních manévřů pro posuzování statické a dynamické říditelnosti. Další etapu tvoří měření vybraných manévřů s reálným vozidlem na testovací dráze, kdy se zaznamenávají všechny důležité stavové veličiny, které figurují ve výsledcích modelu. Poté se provede měření veškerých vstupních parametrů vozidla objevujících se v simulacích. Poslední krok se skládá z výpočtu simulací stejných manévřů pomocí výpočtového modelu, a následné srovnání výsledků simulací a měření určí přesnost vytvořeného výpočetního nástroje. Uvedený postup je ještě schematicky znázorněn na obr. 11, jednotlivé kroky detailně rozebírají následující kapitoly.



Obr. 11 Schéma postupu vytvoření a ověření metodiky



3 SESTAVENÍ MATEMATICKÉHO MODELU

Základní výpočtový (matematický) model automobilu pro analýzu jízdní dynamiky se nazývá jednostopý model. Přední i zadní náprava se pro zjednodušení nahrazuje jediným kolem (proto označení jednostopý), dále se celá hmota vozidla redukuje do hmotného bodu umístěného v jeho těžišti, které navíc leží v rovině vozovky. Tento pomyslný bod má ekvivalentní hmotové vlastnosti jako reálné vozidlo (hmotnost, tenzor setrvačnosti, ad.). Uvedená zjednodušení eliminují velké množství faktorů souvisejících s relativními pohyby odpružené a neodpružené hmoty vozidla, např. charakteristiky tlumičů a pružin, stabilizátory, kinematika zavěšení a další parametry. Redukované přední i zadní kolo spojuje s hmotným bodem absolutně tuhé a zároveň nehmotné vlákno. Tento jednoduchý model jednoznačně splňuje stanovenou podmínku o minimálním počtu parametrů pro provedení simulací. Definice a odvození jednostopého modelu se detailně věnuje mnoho autorů, mezi nejznámější a zřejmě nejcitovanější patří William F. Milliken [29] a z hlediska statické říditelnosti i Thomas D. Gillespie [30]. Jejich publikace byly využity pro pochopení fyzikální podstaty a získání přehledu o vstupních parametrech, avšak tvary základních vztahů byly odvozeny dle F. Vlka [31]. Jednostopý model v různých modifikacích se hojně objevuje i v mnoha studiích zaměřených na analýzu jízdního chování automobilu, proto jej lze považovat za zcela legitimní nástroj ke zkoumání aerodynamické stability.

3.1 SOUŘADNÉ SYSTÉMY

Před samotným odvozováním rovnic matematického modelu je nutné definovat vhodné souřadné systémy (SS) a jejich vzájemné vztahy. Pro analýzu jízdní dynamiky jednostopého modelu byly zvoleny souřadné systémy dle ISO 8855:2011 [11], tato norma definuje tři základní souřadné systémy, viz obr. 12.

SOUŘADNÝ SYSTÉM ZEMĚ (EARTH-FIXED AXIS SYSTEM)

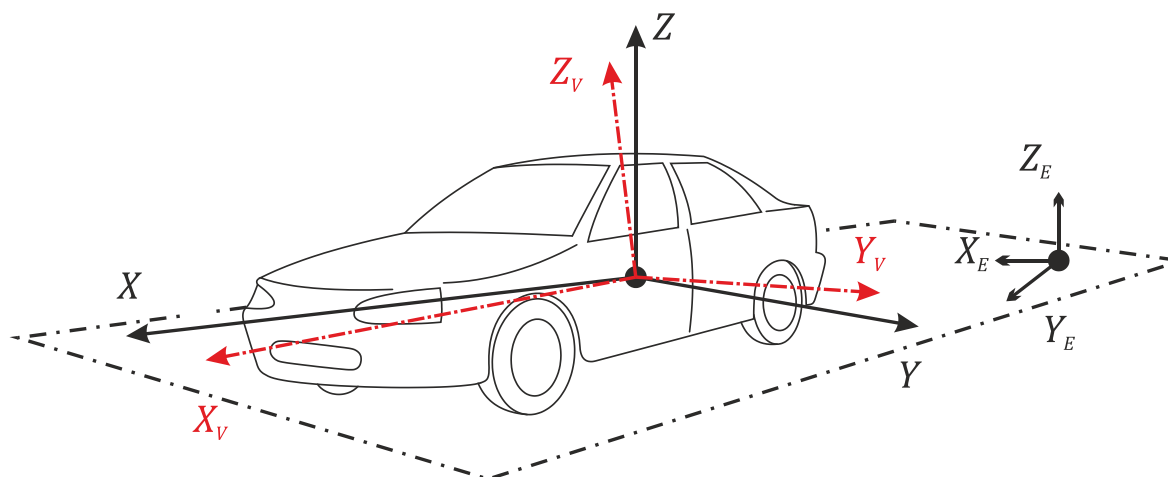
Označení souřadných os X_E , Y_E , Z_E . Tento pravotočivý systém je pevně (nepohyblivě) svázán se zemí, osy X_E a Y_E jsou rovnoběžné s rovinou vozovky, osa Z_E směřuje kolmo vzhůru. Umístění počátku a natočení vodorovných os může být libovolné (volí se obvykle dle účelu analýzy), v této dizertační práci bude vždy SS země zarovnaný se souřadným systémem vozidla na úplném počátku simulace jízdního manévru.

SOUŘADNÝ SYSTÉM VOZIDLA (VEHICLE AXIS SYSTEM)

Označení souřadných os X_V , Y_V , Z_V . Počátek souřadného systému vozidla se umísťuje do těžiště automobilu, osy mají přesně definovanou orientaci. Osa X_V směřuje u stojícího vozidla horizontálně vpřed (vůči vozovce) a navíc je rovnoběžná s podélnou rovinou symetrie vozidla, k této rovině je kolmá osa Y_V směřující vlevo (z pohledu řidiče), osa Z_V směřuje nahoru.

POMOCNÝ SOUŘADNÝ SYSTÉM (INTERMEDIATE AXIS SYSTEM)

Označení souřadných os X , Y , Z . Stejně jako u souřadného systému vozidla leží počátek v těžišti, osy X a Y jsou za všech okolností rovnoběžné s rovinou vozovky (nenatáčejí se při klopením a kloněním vozidla). Orientace osy X je určena vertikálním průmětem osy X_V do roviny vozovky.



Obr. 12 Souřadné systémy pro analýzu jízdní dynamiky [11]

Vzhledem k tomu, že definovaný jednostopý model vylučuje klopení a klonění vozidla, jeho pomocný SS je za všech okolností totožný se SS vozidla. Označení os pomocného systému je jednodušší, proto bude v práci upřednostňován. Ke sledování dynamiky pohybu vozidla tedy plně postačují dva SS, kdy SS země slouží jako reference pro určení trajektorie jízdy a stáčení vozidla. Označení dalších veličin souvisejících s jízdní dynamikou korespondují taktéž se jmenovanou ISO normou, takže dále na ni bude odkazováno pouze v případě změny nebo modifikace symbolu některé z užívaných veličin.

3.2 ODVOZENÍ ZÁKLADNÍCH POHYBOVÝCH ROVNIC

Prvním krokem odvozování pohybových rovnic je sestavení kinematických vztahů pro jízdu jednostopého modelu, postup realizován dle [32] a [33]. Obr. 13 slouží pro vysvětlení principu odvozování rovnic pohybu vozidla. Jízda vozidla po rovné ploše se považuje za obecný rovinný pohyb, vektor aktuální tečné rychlosti automobilu \vec{v} lze rozložit do SS svázaného s vozidlem prostřednictvím jednotkových vektorů, jak uvádí rovnice (7). Stáčení SS vozidla vůči SS země kvantifikuje rychlost stáčení ω . Jelikož se jedná o obecný rovinný pohyb, lze celkové zrychlení automobilu \vec{a} vůči fixnímu SS vyjádřit ve tvaru rovnice (8). Dosazením rovnice rychlosti (7) a následnou úpravou definice zrychlení (9) získáme výsledné vyjádření absolutních hodnot složek zrychlení (10).

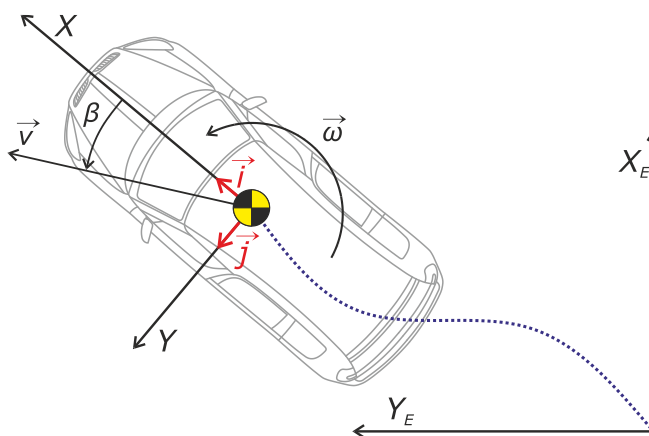
$$\vec{v} = v_X \vec{i} + v_Y \vec{j} \quad (7)$$

$$\vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{v} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \vec{a} &= \frac{d(v_X \vec{i} + v_Y \vec{j})}{dt} + \vec{\omega} \times (v_X \vec{i} + v_Y \vec{j}) \\ &= \dot{v}_X \vec{i} + \dot{v}_Y \vec{j} - \omega v_Y \vec{i} + \omega v_X \vec{j} \\ &= (\dot{v}_X - \omega v_Y) \vec{i} + (\dot{v}_Y + \omega v_X) \vec{j} \end{aligned} \quad (9)$$



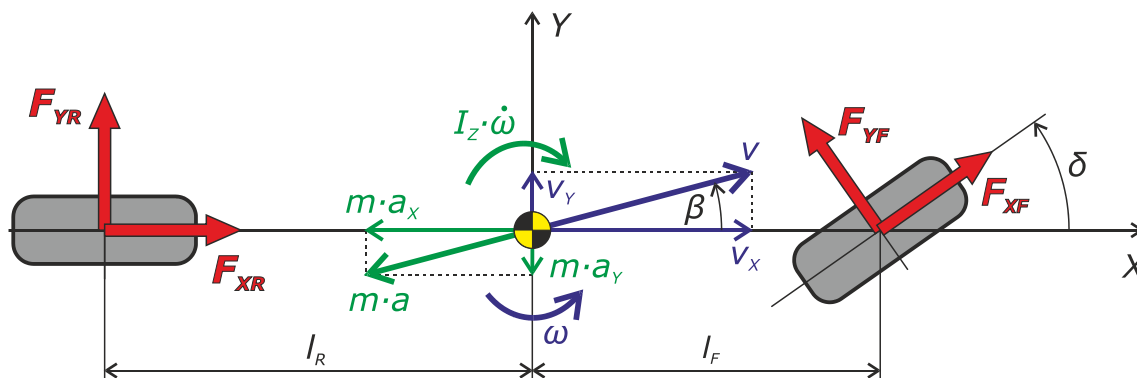
$$\begin{aligned} a_X &= \dot{v}_X - \omega v_Y \\ a_Y &= \dot{v}_Y + \omega v_X \end{aligned} \quad (10)$$



Obr. 13 Obecný rovinný pohyb vozidla

Pro odvození dynamiky obecného rovinného pohybu se využívá opět několik zjednodušujících předpokladů. Nejsou uvažovány žádné vnější odpory, tj. odpor valení pneumatik a pro začátek ani aerodynamické odpory (implementují se později). V obecném případě tedy jediné silové složky tvoří hnací a boční síly na obou nápravách, tuto situaci znázorňuje obr. 14. Směr sil na nápravách v obrázku odpovídá jejich rozložení do souřadného systému kola, ten se liší od SS vozidla pouze tím, že má počátek ve středu pneumatiky, a směr jeho os se mění s natočením kola. Při rovinném pohybu se může vozidlo posouvat ve směru os X , Y a stáčet vůči ose Z . Sestavením kinetostatických rovno vah v příslušných souřadnicích získáme výchozí pohybové rovnice modelu vozidla (11). Označování sil na pneumatikách se liší vůči názvosloví ISO normy, kde jsou tyto složky rozlišeny indexem T , zde vystupují pouze síly na kolech, takže se tento index nahrazuje odlišením přední nápravy (F) a zadní nápravy (R). Na obr. 14 jsou zelené označené pohybové členy záměrně orientovány opačně, tj. ve směru setrvačných sil.

$$\begin{aligned} \sum F_X: \quad m a_X &= F_{XR} + F_{XF} \cos(\delta) - F_{YF} \sin(\delta) \\ \sum F_Y: \quad m a_Y &= F_{YR} + F_{YF} \cos(\delta) + F_{XF} \sin(\delta) \\ \sum M_Z: \quad I_Z \dot{\omega} &= l_R F_{YF} \cos(\delta) - l_R F_{YR} + l_F F_{XF} \sin(\delta) \end{aligned} \quad (11)$$



Obr. 14 Dynamické složky pohybu modelu vozidla



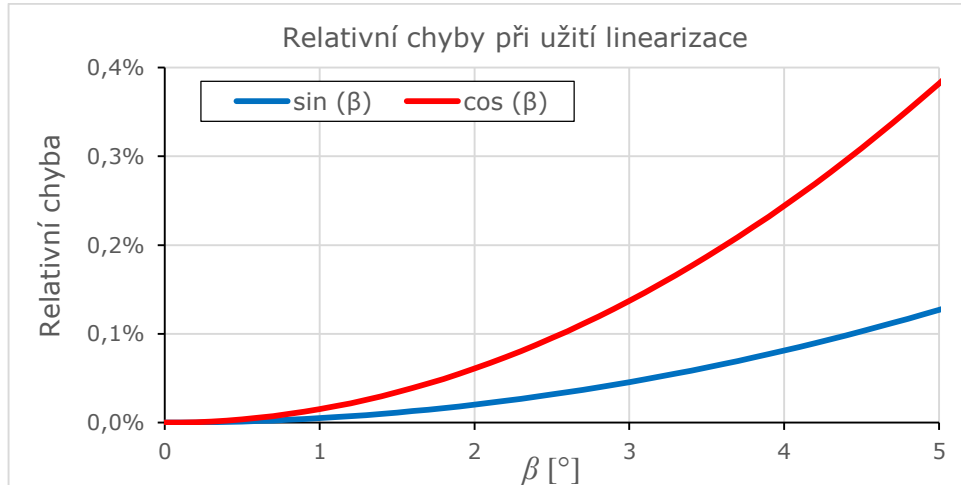
Úhel β (mezi vektorem rychlosti a osou X) se v odborné literatuře označuje úhel směrové úchyly, laicky jej lze nazvat boční skluz vozidla. V drtivé většině běžných jízdních situací nabývá úhel směrové úchyly pouze velmi malých hodnot (cca do 3°). S ohledem na tuto skutečnost lze využít linearizaci goniometrických funkcí, jelikož pro tyto nízké hodnoty sinus daného úhlu téměř odpovídá hodnotě úhlu (v radiánech) a cosinus hodnotě 1. Relativní chyby vzniklé užitím tohoto zjednodušení jsou uvedeny v obr. 15, maximální rozdíl v zobrazeném rozsahu (0 až 5°) dosahuje hodnoty přibližně 0,38% pro cosinus a pouze 0,13% pro sinus, velikosti těchto chyb lze považovat za akceptovatelné. Pokud se složky rychlosti v rovnicích popisujících zrychlení (10) odvodí pomocí úhlu směrové úchyly a vyjádří se derivace prvního členu zrychlení, dostaneme rovnice ve tvaru (11).

$$\begin{aligned} a_x &= \frac{d(v \cos(\beta))}{dt} - \omega v \sin(\beta) = \dot{v} \cos(\beta) - v \sin(\beta) \dot{\beta} - \omega v \sin(\beta) \\ a_y &= \frac{d(v \sin(\beta))}{dt} + \omega v \cos(\beta) = \dot{v} \sin(\beta) + v \cos(\beta) \dot{\beta} - \omega v \cos(\beta) \end{aligned} \quad (11)$$

Zjednodušením rovnic a užitím linearizací (12) se dosáhne požadovaného tvaru (13).

$$\begin{aligned} \sin \beta &\approx \beta \\ \cos \beta &\approx 1 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} a_x &= \dot{v} - v\beta(\omega + \dot{\beta}) \\ a_y &= \dot{v}\beta + v(\omega + \dot{\beta}) \end{aligned} \quad (13)$$



Obr. 15 Relativních chyb vzniklé při užití linearizací goniometrických funkcí

Dosazením odvozených vztahů do původních pohybových rovnic se získá jejich nová podoba:

$$\begin{aligned} m(\dot{v} - v\beta(\omega + \dot{\beta})) &= F_{XR} + F_{XF} \cos(\delta) - F_{YF} \sin(\delta) \\ m(\dot{v}\beta + v(\omega + \dot{\beta})) &= F_{YR} + F_{YF} \cos(\delta) + F_{XF} \sin(\delta) \end{aligned} \quad (14)$$

$$I_Z \dot{\omega} = l_F F_{YF} \cos(\delta) - l_R F_{YR} + l_F F_{XF} \sin(\delta)$$



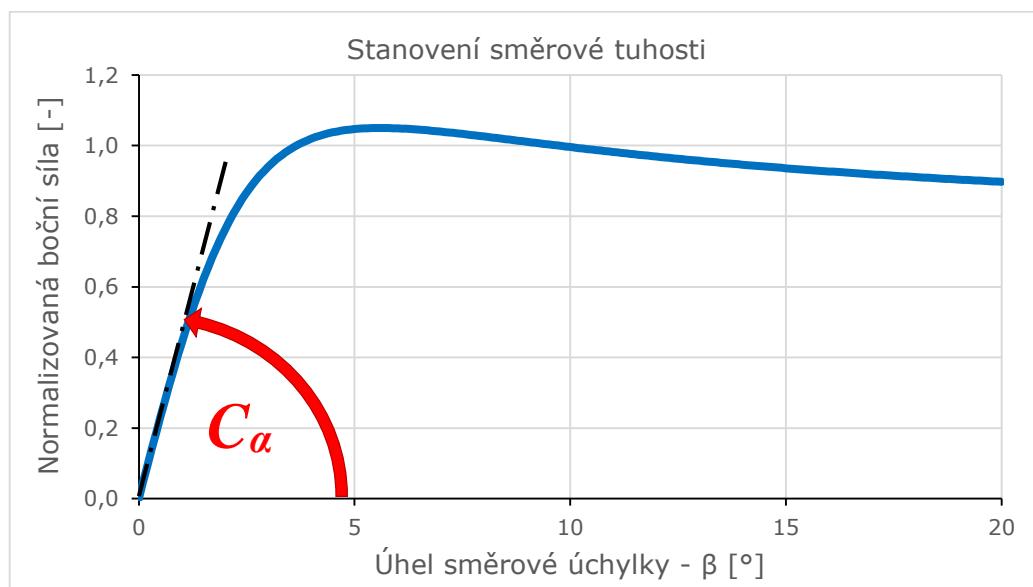
Dalším ze stanovených předpokladů simulace jízdního manévru je konstantní rychlost vozidla, což přináší hned několik zjednodušení. Zrychlení v podélném směru je nulové, hnací síly de facto pouze vyrovnávají zpomalení vzniklé od pasivních odporů, čili lze podélný směr zcela vypustit. Průmět hnací síly na přední nápravě do příčného směru se taky zanedbává. Taktéž se eliminuje první ze složek bočního zrychlení vozidla, čímž byly získány dvě pohybové rovnice (15), které popisují pohyb vozidla pouze pomocí dvou charakteristických veličin: úhlové rychlosti a úhlu směrové úchyly.

$$mv(\omega + \dot{\beta}) = F_{YR} + F_{YF} \cos(\delta) \quad (15)$$

$$I_Z \dot{\omega} = l_F F_{YF} \cos(\delta) - l_R F_{YR}$$

3.3 MODEL PNEUMATIKY

Fyzikální princip vytvoření bočních sil na pneumatikách zde nebude detailně popisován, ale zjednodušeně lze přirovnat pneumatiku k vinuté pružině. Podobně jako u pružiny, při elastické deformaci styčné plochy pneumatiky s vozovkou při existenci bočním skluzu kola vzniká reakční síla působící proti směru pohybu. Boční skluz se kvantifikuje pomocí úhlu směrové úchyly kola, ten se ovšem liší od směrové úchyly vozidla. Charakteristická závislost hodnoty boční síly kola na úhlu směrové úchyly je uvedena na obr. 16. Z něj plyne, že pro malé úhly bočního skluzu závisí boční síla téměř lineárně na úhlu směrové úchyly. Kromě limitních jízdních stavů (smyk) se pneumatiky povětšinou pohybují v této lineární oblasti skluzu, tudíž lze vyjádřit závislost síly na úhlu pomocí parametru nazývaného směrová tuhost pneumatiky C_α , jak uvádí rovnice (16).



Obr. 16 Určení směrové tuhosti pneumatiky

$$F_{Yi} = C_{\alpha i} \alpha_i \quad (16)$$

Směrová tuhost je jedním ze základních parametrů definujících vlastnosti pneumatiky, její hodnota závisí na velkém množství faktorů: konstrukce pláště kola, zatížení kola, tlak



pneumatiky, teplota běhounu, geometrie kola, atd. V použitém modelu pneumatiky však bude uvažován pouze vliv zatížení, s jeho nárůstem se obvykle zvyšuje i hodnota směrové tuhosti. Tato nelineární závislost se popisuje pomocí soustavy rovnic pojmenované Magic Formula (MF), kterou sestavil a popsal H. Pacejka [34]. MF matematicky charakterizuje dynamické vlastnosti pneumatiky pomocí velkého množství vztahů a spousty koeficientů. Jednou z těchto rovnic je závislost směrové tuhosti pneumatiky na zatížení a odklonu kola, význam jednotlivých koeficientů ze vzorce (17) popisuje tabulka 3.

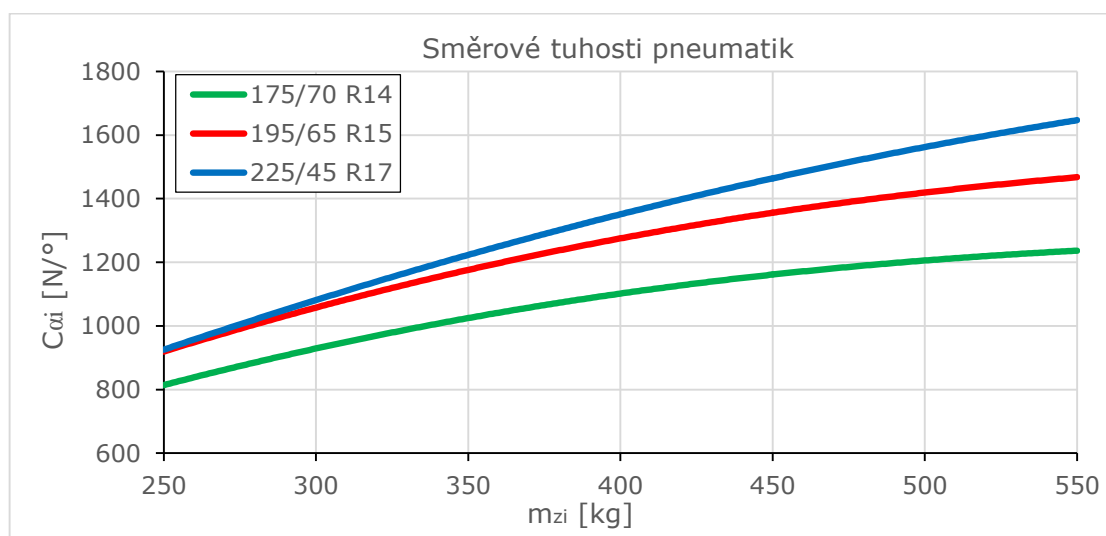
$$C_{\alpha i}(F_{Zi}) = -PKY1 \cdot FNOMIN \cdot \sin\left(2 \arctan\left(\frac{F_{Zi}}{PKY2 \cdot FNOMIN \cdot LFZ0}\right)\right) \cdot (1 - PKY3 \cdot |GAM \cdot LGAY|) \cdot LFZ0 \cdot LKY \quad (17)$$

Tab. 3 Popis významu koeficientů modelu pneumatiky dle [35]

Označení	Popis
<i>FNOMIN</i>	Nominální zatížení kola
<i>GAM</i>	Odklon kola
<i>LFZ0</i>	Měřítka nominálního zatížení kola
<i>LGAY</i>	Měřítka odklonu kola
<i>LKY</i>	Měřítka směrové tuhosti pneumatiky
<i>PKY1</i>	Koeficient max. hodnoty poměru směrové tuhosti a nom. zatížení
<i>PKY2</i>	Koeficient zatížení při maximu směrové tuhosti
<i>PKY3</i>	Koeficient závislosti poměru tuhost / nominální zatížení na odklonu

Jelikož se u jednostopého modelu uvažuje kolmé postavení kola za všech okolností, nabývá odklon vždy hodnoty nula, čímž se zbavíme i koeficientů *LGAY* a *PKY3*. Eliminací těchto parametrů vznikne zjednodušený tvar vzorce (18) Příklad závislosti směrové tuhosti na zatížení pro několik rozměrů pneumatik znázorňuje obr. 17.

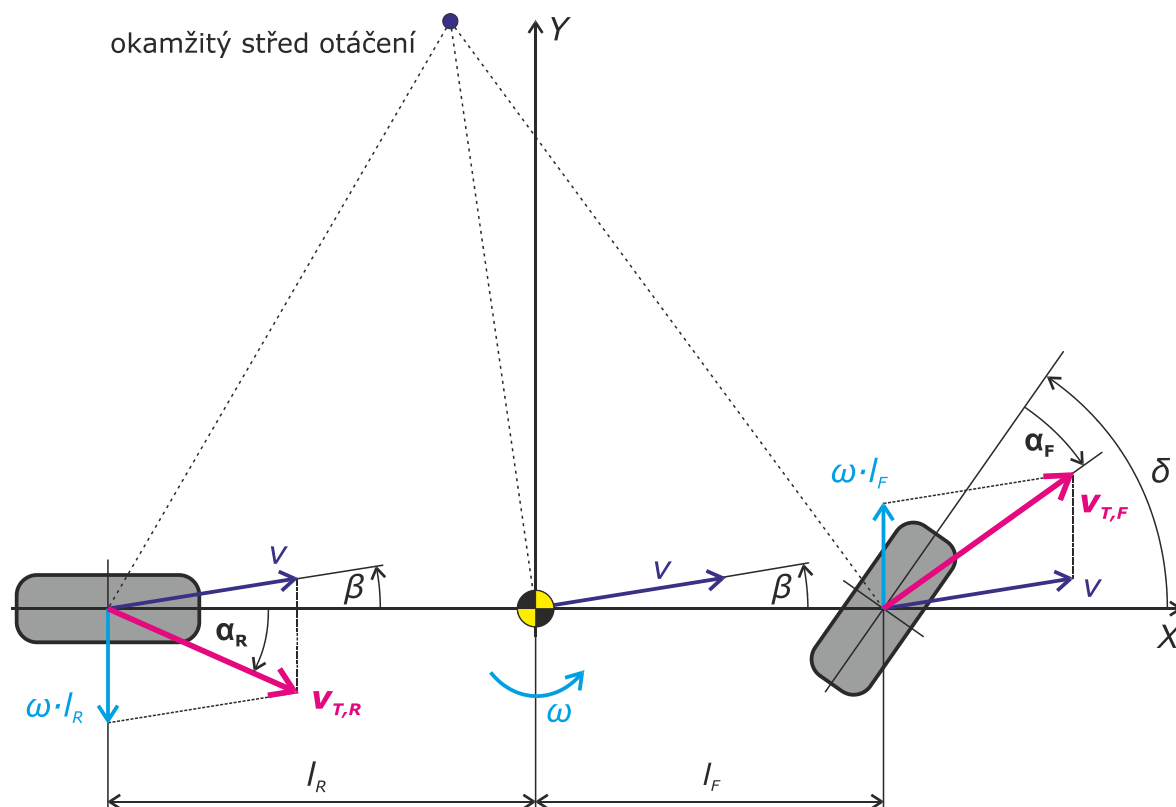
$$C_{\alpha i}(F_{Zi}) = -PKY1 \cdot FNOMIN \cdot \sin\left(2 \arctan\left(\frac{F_{Zi}}{PKY2 \cdot FNOMIN \cdot LFZ0}\right)\right) \cdot LFZ0 \cdot LKY \quad (18)$$



Obr. 17 Příklady závislosti směrových tuhostí na zatížení pro různé rozměry kol



Po sestavení modelu pneumatiky, který vypočítává hodnotu směrové tuhosti, následuje vyjádření hodnot úhlů směrové úchylky přední a zadní nápravy v závislosti na vybraných stavových veličinách. K tomu poslouží další schématický obrázek znázorňující odvozování vektorů rychlosti přední a zadní nápravy, pomocí kterých se stanovují úhly směrových úchylek (hodnoty směrových úchylek přední i zadní nápravy jsou v tomto případě záporné).



Obr. 18 Odvození úhlů směrové úchylky přední a zadní nápravy

Rozložením kinematických složek do jednotlivých os a použitím popsanych linearizací goniometrických funkcí (sinus a cosinus) lze odvodit vzorce směrových úchylek vyjádřených v závislosti na rychlosti stáčení, úhlu směrové úchylky v těžišti vozidla a rychlosti vozidla:

$$\alpha_F = \arctan\left(\frac{v \cdot \beta + \omega \cdot l_F}{v}\right) - \delta \quad (19)$$

$$\alpha_R = \arctan\left(\frac{v \cdot \beta - \omega \cdot l_R}{v}\right)$$

3.4 IMPLEMENTACE AERODYNAMIKY

V kapitole 2 bylo aerodynamické působení vyjádřeno 6 nezávislými složkami dle vztahů (1) až (6). Vzhledem k tomu, že bylo při odvozování pohybových rovnic stanoveno několik zjednodušujících předpokladů, lze z aerodynamických složek vystupujících v modelu vyřadit aerodynamický moment klopení a aerodynamický odpor, jelikož nedochází k naklopení karoserie a vozidlo udržuje konstantní rychlost. Zbylé komponenty můžeme rozdělit na vlivy působící na jízdní dynamiku přímo (aerodynamická boční síla a moment stáčení) a nepřímo (vztlak a aerodynamický moment klonění). Nepřímé složky nevystupují jako samostatné členy



v pohybových rovnicích, ale ovlivňují dynamické zatížení náprav, čímž je ovlivňováno i chování pneumatik. Při měření v aerodynamickém tunelu se neurčují parametry vůči těžišti vozidla, jelikož poloha těžiště může být u každého automobilu odlišná. Souřadný systém tunelu leží v rovině vozovky, a má počátek uprostřed rozvoru a rozchodu kol, proto i v pohybových rovnicích bude aerodynamické působení umístěno do středu rozvoru náprav. V tunelu se často uvedené nepřímé složky přepočítávají na hodnoty samostatných vztlačových sil na přední a zadní nápravě, jak uvádí rovnice (20). Tento způsob je vhodnější, protože lze vypočítat vztlačové síly dle rovnic (21), které uvádějí konkrétní závislost vztlačových sil náprav na aerodynamických koeficientech. Koeficienty vztlačové síly na přední a zadní nápravě jsou pak standardními výstupy z měření v aerodynamickém tunelu. Zatížení náprav se vypočítá dle rovnic (22).

$$F_{ZF}^A = \frac{F_Z^A}{2} - \frac{M_Y^A}{l_F + l_R} \quad (20)$$

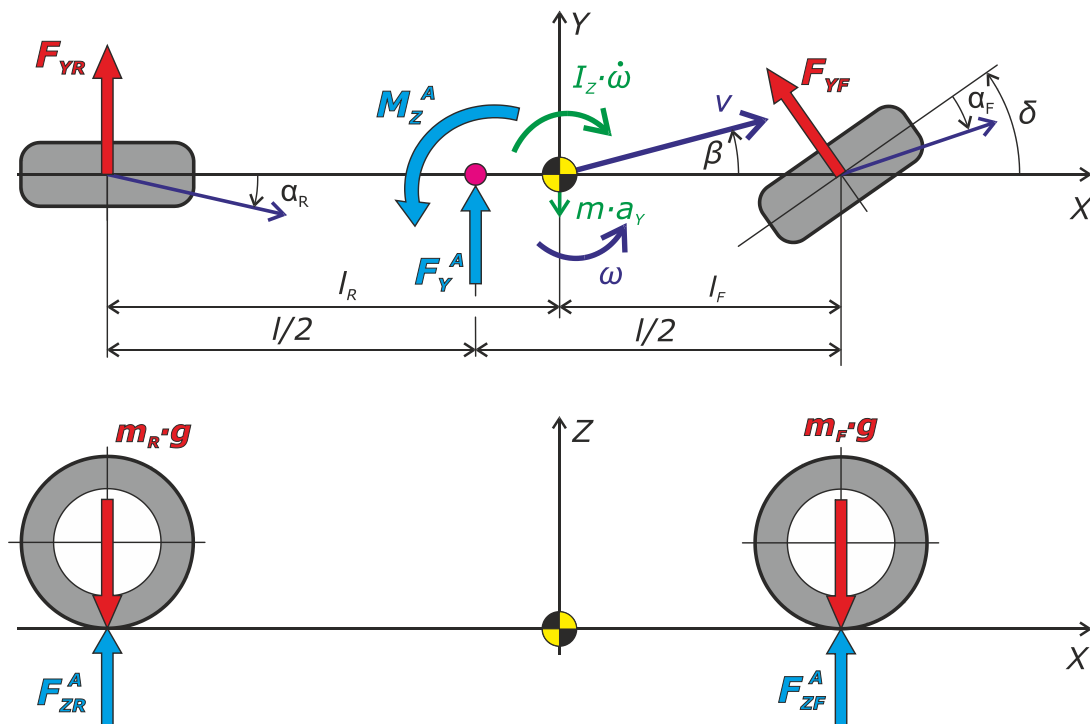
$$F_{ZR}^A = \frac{F_Z^A}{2} + \frac{M_Y^A}{l_F + l_R}$$

$$F_{ZF}^A = \frac{1}{2} \rho A v^2 c_{ZF} \quad (21)$$

$$F_{ZR}^A = \frac{1}{2} \rho A v^2 c_{ZR}$$

$$F_{ZF} = \frac{l_R}{l_F + l_R} m g - \frac{1}{2} \rho A v^2 c_{ZF} \quad (22)$$

$$F_{ZR} = \frac{l_F}{l_F + l_R} m g - \frac{1}{2} \rho A v^2 c_{ZR}$$



Obr. 19 Implementace aerodynamického působení do jednostopého modelu



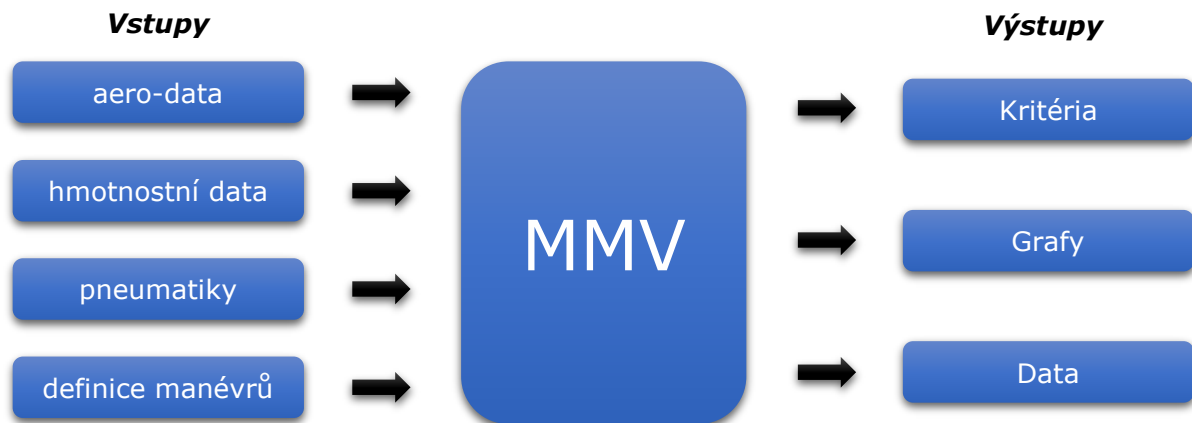
3.5 PROGRAM MMV

Dosažením popsaných aerodynamických silových složek a vztahů definujících síly na pneumatikách do původního tvaru rovnic (15) se transformují pohybové rovnice do finální podoby (23). Směrové tuhosti pneumatik se násobí dvěma, ačkoliv se jedná o jednostopý model, redukovaná náprava musí silově odpovídat dvěma kolům. Soustava rovnic je ve tvaru, kdy levé strany obsahují pouze časové derivace stavových veličin (úhlová rychlost stáčení a úhel směrové úchylky), pravé strany obsahují všechny parametry vozidla a stavové veličiny v základním tvaru. Jelikož lze celý rovinný pohyb vozidla popsat pouze dvěma rovnicemi, jedná se o pohybovou soustavu se dvěma stupni volnosti - 2DOF (označení modelu vozidla dle odborné zahraniční literatury).

$$\dot{\beta} = \frac{2C_{\alpha R} \cdot \left(-\arctan\left(\frac{v \cdot \beta - \omega \cdot l_R}{v}\right) \right) + 2C_{\alpha F} \cdot \left(\delta - \arctan\left(\frac{v \cdot \beta + \omega \cdot l_F}{v}\right) \right) \cos(\delta) + F_Y^A}{mv} - \omega \quad (23)$$

$$\dot{\omega} = \frac{l_F \cdot 2C_{\alpha F} \cdot \left(\delta - \arctan\left(\frac{v \cdot \beta + \omega \cdot l_F}{v}\right) \right) \cos(\delta) - l_R \cdot 2C_{\alpha R} \cdot \left(-\arctan\left(\frac{v \cdot \beta - \omega \cdot l_R}{v}\right) \right) + M_Z^A + F_Y^A \cdot \left(\frac{l_R - l_F}{2} \right)}{I_Z}$$

Pro řešení této soustavy obyčejných diferenciálních rovnic bylo použito numerického řešiče v softwaru Matlab (ode45), jehož výstupem jsou časové průběhy stavových veličin. Matlab nebyl použit pouze pro výpočet pohybových rovnic, ale byl v něm naprogramován kompletní nástroj pro simulace jízdních manévřů a vyhodnocení jejich výsledků nazvaný Matematický model vozidla (MMV). Zjednodušené schéma funkce programu MMV prezentuje obr. 20.



Obr. 20 Blokové schéma funkce programu Matematický model vozidla - MMV

Schéma programu dokládá, že princip funkce programu je velice jednoduchý. Základní skript nejprve načte ze zdrojových souborů všechny nezbytné vstupní parametry a průběh natočení volantu v čase, který lze označit za budící funkci celého systému, jelikož manévry běžně nebývají definovány průběhem natočení předních kol. V modelu se pak natočení předních kol určí jednoduše podělením hodnoty úhlu volantu převodem řízením vozidla (24). Seznam všech vstupů přehledně zobrazuje tabulka 4. Po zpracování vstupních dat numerický řešič určí průběh



stavových veličin, z nichž se následně vypočítají časové průběhy všech ostatních charakteristik vozidla sepsaných v tabulce 5. V posledním kroku program vytvoří grafy nejvýznamnějších veličin, uloží veškerá data do výstupních souborů a vypočte z dat hodnotící kritéria. Seznam kritérií, jejich význam a způsob určení bude popsán v kapitole pojednávající o jízdách manévrech.

$$\delta(t) = \frac{\delta_H(t)}{i_S} \quad (24)$$

Tab. 4 Přehled všech vstupních parametrů MMV

Oblast	Označení	Jednotka	Název parametru
Hmoty a další konstrukční parametry	i_S	[-]	Převod řízení
	I_Z	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti vozidla vůči ose Z
	l_F	[m]	Vzdálenost těžiště od přední nápravy
	l_R	[m]	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy
	m	[kg]	Hmotnost automobilu
Pneumatiky	$FNOMIN$	[kg]	Nominální zatížení kola
	$LFZO$	[-]	Měřítko nominálního zatížení kola
	LKY	[-]	Měřítko směrové tuhosti pneumatiky
	$PKY1$	[-]	Koef. max. hodnoty poměru směrové tuhosti a nom. zatížení
	$PKY2$	[-]	Koeficient zatížení při maximu směrové tuhosti
Aerodynamika	ρ	[kg/m ³]	Hustota vzduchu
	A	[m ²]	Čelní plocha automobilu
	c_{MZ}	[-]	Koeficient aerodynamického momentu stáčení
	c_Y	[-]	Koeficient boční síly
	c_{ZF}	[-]	Koeficient vzlakové síly na přední nápravě
	c_{ZR}	[-]	Koeficient vzlakové síly na zadní nápravě
Vnější podmínky	v	[km/h]	Rychlost vozidla



Tab. 5 Přehled výstupních veličin

Označení v programu	Označení v práci	Jednotka	Název parametru
ALFA	β	[rad]	Úhel směrové úchylky těžiště vozidla
DALFA	$\dot{\beta}$	[rad/s]	Derivace úhlu směrové úchylky vozidla
EPSILON	ψ	[rad]	Úhel natočení vozidla kolem osy Z vůči SS země
DEPSILON	ω	[rad/s]	Úhlová rychlost stáčení vozidla (kolem osy Z)
DDEPSILON	$\dot{\omega}$	[rad/s ²]	Stáčivé zrychlení vozidla
ALFA_F	α_F	[rad]	Úhel směrové úchylky přední nápravy
ALFA_R	α_R	[rad]	Úhel směrové úchylky zadní nápravy
X	x	[m]	Souřadnice polohy těžiště v ose X_E
Y	y	[m]	Souřadnice polohy těžiště v ose Y_E
VX	v_X	[m/s]	Podélná rychlost vozidla
VY	v_Y	[m/s]	Příčná rychlost vozidla
AY	a_Y	[m/s ²]	Boční zrychlení vozidla
STEER	δ_H	[°]	Úhel natočení volantu*
FYF	F_{YF}	[N]	Celková boční síla na přední nápravě
FYR	F_{YR}	[N]	Celková boční síla na zadní nápravě
FZF	F_{ZF}	[N]	Zatížení přední nápravy
FZR	F_{ZR}	[N]	Zatížení zadní nápravy

*Natočení volantu sice patří mezi vstupní veličiny, ale jako jediná je zadána pomocí funkční závislosti natočení v čase, proto se objevuje i mezi výstupy.



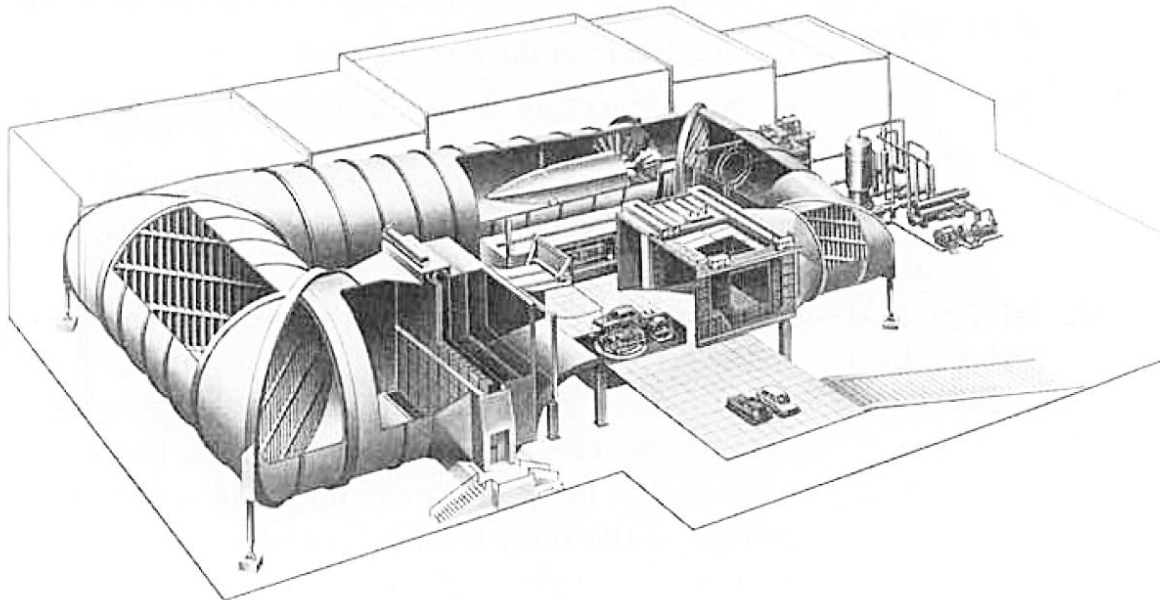
4 IDENTIFIKACE PARAMETRŮ VOZIDLA

Sestavení matematického modelu tvoří jen první polovinu práce potřebné pro realizaci simulací, druhou a daleko komplikovanější polovinu představuje identifikace parametrů vozidla vstupujících do modelu. Významnou roli hraje zejména přesnost určení hodnot parametrů, jelikož nepřesnosti ve vstupních datech generují chyby ve výpočtech, a tím klesá i věrohodnost výsledků simulací. Tato kapitola tedy především rozebírá možnosti precizního stanovení hodnot základních vstupních veličin.

4.1 AERODYNAMICKÁ DATA

V předchozích kapitolách již byl vysvětlen princip vzniku aerodynamických sil i možnosti jejich stanovení: aerodynamický tunel a CFD. Taktéž byly objasněny nevýhody numerických simulací proudění, proto se tato část věnuje zejména detailnímu popisu měření aerodynamických dat přímo pro účely dizertační práce.

Jelikož bylo téma práce zpracovááno v úzké spolupráci se Škoda-Auto, využil se pro měření aerodynamických parametrů tunel automobilky Volkswagen ve Wolfsburgu označený WK1. Jedná se o zařízení vybudované v 70. letech, a ačkoliv bylo postupně modernizováno, neumožňuje měřit vozidlo i s rotujícími koly ani pohyblivou podlahou. Tyto dvě techniky přibližují proudění v tunelu reálné jízdě automobilu po silnici, čímž se zpřesňují i výsledky měření. Na druhou stranu disponuje jedním z největších průřezů testovacího prostoru, veliký průřez dovoluje měřit vozidlo i při vybočení, řez celého tunelu WK1 je uveden na obr. 21.



Obr. 21 Řez aero-tunelu VW ve Wolfsburgu [12]

Ve výpočtovém modelu vystupují čtyři aerodynamické koeficienty kvantifikující vztlak na přední a zadní nápravě, boční sílu a moment stáčení. Poslední dva jsou u zcela symetrického vozidla teoreticky nulové při přímé jízdě, přesněji když vzduch v blízkosti vozu proudí rovnoběžně s podélnou rovinou automobilu. Moment stáčení a boční síla vznikají teoreticky až při natočení vozidla vůči proudu vzduchu, ovšem téměř všechna vozidla jsou nesymetrická, čili



zmíněné složky aerodynamických sil působí obvykle i v přímém směru. Hodnota všech čtyř parametrů závisí na velikosti bočního skluzu (natočení vozidla vůči proudu vzduchu), proto je nutné měřit v tunelu vozidlo i při vybočení. Standardní procedura se skládá ze statického měření vozidla při několika diskretních hodnotách úhlu natočení. Pro účely tohoto projektu by byl zcela dostačující rozsah úhlů vybočení $\pm 5^\circ$, jelikož MMV nepostihuje limitní stavy zatáčení, nicméně měření aerodynamických parametrů bylo zároveň využito i pro účely dizertační práce Jana Vančury [36] zabývající se citlivostí vozidla na boční vítr, kde byl požadován rozsah $\pm 35^\circ$.

Výstupem z měření v tunelu je protokol obsahující hodnoty všech měřených koeficientů pro jednotlivé úhly natočení a další informace o měření, formát tohoto protokolu uvádí orientačně příloha A (bez číselných hodnot koeficientů). Protokol se využívá jako vstupní dokument pro simulace, kromě hodnot koeficientů se z něj načítají i hodnoty rychlosti proudění v_{wind} a dynamického tlaku v tunelu Q_A , které jsou rovněž při měření zaznamenávány. Dynamický tlak nahrazuje hustotu vzduchu, s ohledem na tuto změnu se modifikovaly v modelu i vztahy k určení aerodynamických sil a momentů. Další úpravu rovnic zapříčinila odlišná orientace souřadného systému v tunelu WK1 oproti SS vozidla v MMV. V tunelu osa X směřuje dozadu, osa Y vpravo a osa Z nahoru (není pravotočivý ani levotočivý). Zobrazení orientace základních koeficientů včetně názvosloví užívaného v protokolu uvádí obr. 22, upravené tvary rovnic aerodynamických složek pak vztahy (25).

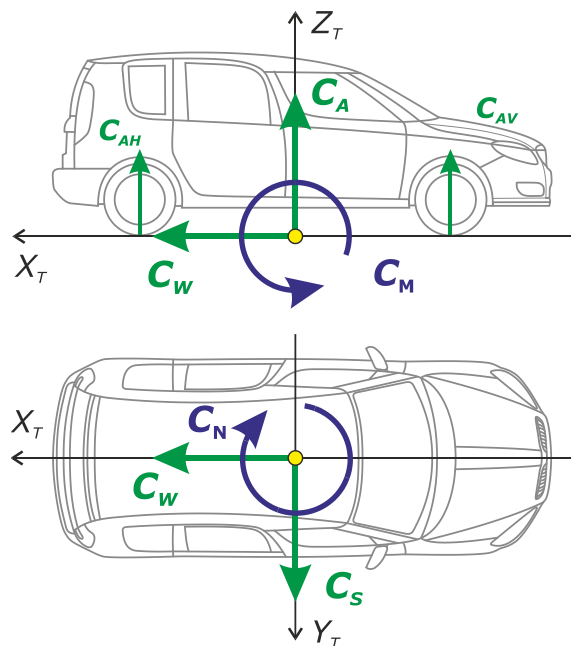
$$F_{ZF}^A(\beta) = \frac{Q_A}{(v_{wind})^2} Av^2 C_{AV}(\beta)$$

$$F_{ZR}^A(\beta) = \frac{Q_A}{(v_{wind})^2} Av^2 C_{AH}(\beta)$$

$$F_Y^A(\beta) = -\frac{Q_A}{(v_{wind})^2} Av^2 C_S(\beta)$$

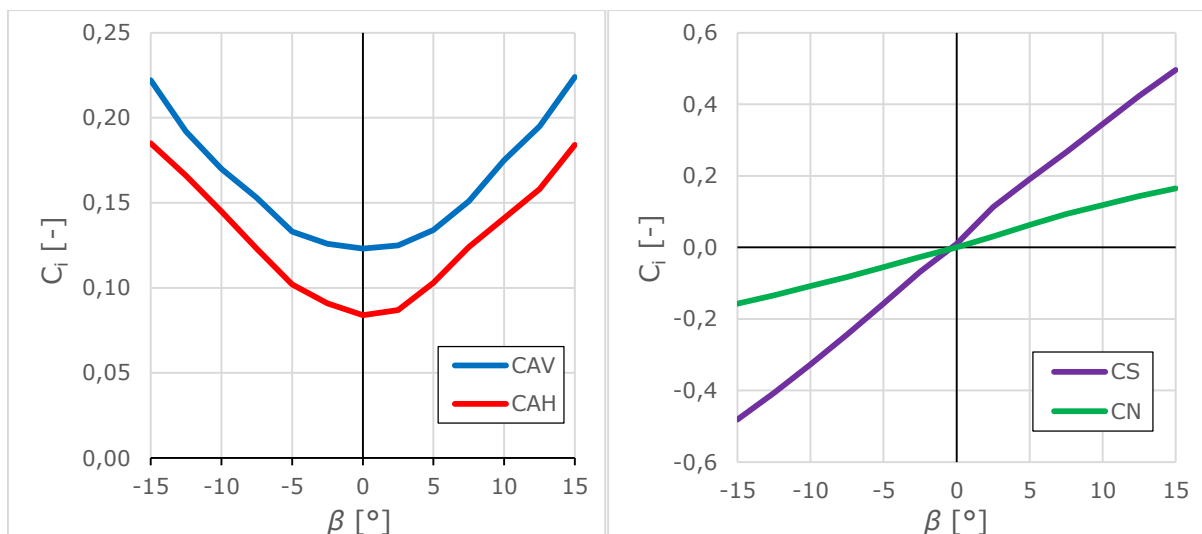
$$M_Z^A(\beta) = -\frac{Q_A}{(v_{wind})^2} Alv^2 C_N(\beta)$$

(25)



Obr. 22 Orientace koeficientů v SS tunelu WK1

Charakteristické tvary závislostí používaných koeficientů na úhlu natočení ukazuje obr. 23. Pro zjednodušené vyjádření aerodynamických vlastností vozidla nejsou křivky příliš vhodné. Daleko snadnější identifikaci po aerodynamické stránce umožňují číselné hodnoty. Z grafů vyplývá, že při malé hodnotě natočení se vztlačové koeficienty mění jen málo. Už několikrát bylo uvedeno, že pokud se charakteristiky vozidla pohybují v lineární oblasti, boční skluz nepřesahuje hodnoty 3° , proto lze pro pouhou identifikaci vozidla použít hodnoty vztlačových koeficientů v přímém směru. Zbylé dva parametry sice nejsou konstantní, ale opět pro malé úhly závisí na natočení téměř lineárně, proto byly zavedeny nové charakteristiky: gradient boční síly dC_S a gradient momentu stáčení dC_N . Tyto čtyři hodnoty sloužily pouze pro účely zjednodušeného popisu vozidla. Ve výpočtovém modelu se z načtených dat určila interpolace závislostí jednotlivých koeficientů na natočení pomocí Hermitova interpolačního polynomu.



Obr. 23 Příklad závislostí aerodynamických koeficientů na úhlu natočení

Poslední dosud nezmíněný parametr z oblasti aero-dat vstupující do simulací se nazývá čelní plocha, definuje se jako plocha průmětu vnějšího obrysu automobilu z předozadního pohledu na rovinu YZ SS vozidla. Dříve byla určována ze stínu vytvořeného při svícení reflektory umístěnými před vozidlem, v současnosti se využívají optické nebo laserové přístroje, které umožňují změřit hodnotu čelní plochy daleko rychleji a přesněji. Princip těchto metod je nejčastěji založen na fotogrammetrii, tedy získání informací na základě analýzy fotografických snímků.

4.2 MĚŘENÍ PNEUMATIK

Existuje několik přístupů ke stanovení dynamických parametrů pneumatik. Velice často se využívá metoda odhadu chování pneumatiky na základě měření jízdních manévru. Jedná se vlastně o reverzní postup využití výpočtového modelu, kdy se na základě kinematických dat změřených při jízdních testech vypočítají zpětně parametry pneumatik. Simulační model vozidla pro stanovení směrových tuhostí pneumatik využil například R. Anderson, který ve své studii [37] za pomoci měření manévru s GPS a Kalmanova filtru vypočítával hodnoty tuhostí přední i zadní nápravy. Věřohodnost výsledků získaných tímto postupem částečně potvrdil ve svém článku A. Tuononen [38], ten kromě odvozování směrových tuhostí z měření výpočtovým modelem provedl měření stejných pneumatik i na speciálním zkonstruovaném stavu, viz dále.



Rozdíl ve výsledcích obou metod se pohyboval do 3%, ale byly porovnávány pouze 2 typy pneumatik. Nevýhodou výpočtu parametrů z měření pro tento projekt by bylo především odvozování parametrů pneumatiky z dosud neověřeného modelu, proto by vzniklo riziko převedení chyby ze simulací do hodnot parametrů.

Další možností identifikace směrových tuhostí pneumatiky je měření samostatné pneumatiky na testovacím zařízení. Toto měřicí zařízení může mít několik variant, nejjednodušší z nich má podobu velkého rotujícího válce, k němuž hydraulické zařízení přitlačuje kolo s pneumatikou. Hlavice přichycená ke kolu měří složky přenášené síly, z nich se následně vypočítají dynamické parametry. Příklad měřicího stavu ukazuje obr. 24, jedná se o experimentální zařízení sestavené na Helsinské univerzitě, které bylo využito i ve zmíněné studii Ariho Tuononena.



Obr. 24 Stav pro měření pneumatik [38]

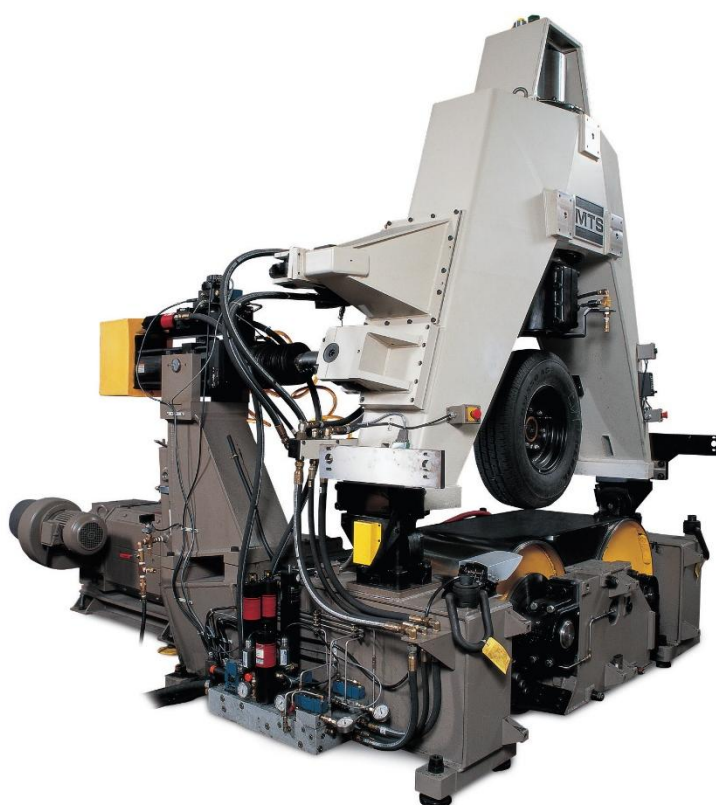
Měřicí stav pro pneumatiky může být i odlišné konstrukce, ale princip identifikace směrové tuhosti pneumatiky se nemění. Trochu odlišný postup využívají měřicí přívěsy (nebo návěsy), podobně jako u laboratorních stavů jsou snímány síly přenášené kolem, ale pneumatika je přichycena ke speciálně upravenému přívěsu, který je tažen po testovací dráze. Za velkou výhodou se dá označit dosažení reálných podmínek v kontaktu mezi kolem a vozovkou, návěsy mohou obsahovat i cisterny s vodou, čili lze za sucha simulovat mokré podmínky, viz obr. 25.



Obr. 25 Speciální přívěs pro testování pneumatik [39]



Metoda stanovení parametrů pneumatiky pomocí měřicího stavu se zdá být nejvhodnější pro účely této práce, ale v ČR nikdo takové zařízení nevlastí, konstrukce vlastního přístroje by pak pravděpodobně trvala i několik let. Proto bylo měření objednáno u firmy Michelin, konkrétně u oddělení Engineering & Services zabývající se mimo jiné i měřením charakteristik pneumatik. K těmto účel využívá Michelin stav zkonstruovaný firmou MTS s názvem Flat-Track, jednu z variant provedení tohoto zařízení ukazuje obr. 26. Základ zařízení tvoří rotující pás natažený mezi dvěma válci, který simuluje pohyb vozovky, dále věž ovládající polohu a přítlak kola k pásu a ostatní pomocné zařízení. Velkou předností objednání měření je, že firma Michelin dokáže charakteristiky přepočítat přímo na koeficienty MF vystupující v modelu pneumatiky. Pro účely práce bylo objednáno měření 7 různých pneumatik, jejichž přehled uvádí tab. 6.



Obr. 26 Měřicí stav MTS Flat-Trac III [40]

Tab. 6 Přehled změřených charakteristik pneumatik

Výrobce	Označení	Rozměr	Rychlostní a zátěžový index
Bridgestone	B250	175/70 R14	84T
Continental	Contipremium Contact 2	195/55 R15	85H
Dunlop	SP Sport 01	225/50 R17	94W
Dunlop	SP Sport 01	225/40 R18	92W
Michelin	Energy Saver	195/65 R15	91V
Michelin	Pilot Primacy	225/45 R17	91W
Pirelli	Pzero Rosso	225/45 R17	91W



4.3 HMOTNOSTNÍ A KONSTRUKČNÍ PARAMETRY

HMOTNOST A POLOHA TĚŽIŠTĚ

Hmotnost automobilu se dá považovat za nejjednodušší parametr k měření, pouze se musí dodržet podmínka měření na rovné ploše, v ideálním případě na nivelované tuhé desce. Existuje několik druhů automobilních vah, ale mobilní plošinové váhy určující zatížení každého kola zvláště navíc poskytují důležitá data pro výpočet polohy těžiště a momentu setrvačnosti, jak bude popsáno dále. Pro účely dizertační práce byly využity tenzometrické váhy od společnosti Longacre Racing nazvané Computerscales, které náleží do vybavení ÚADI.



Obr. 27 Tenzometrické váhy od Longacre Racing [41]

K určení horizontální polohy těžiště postačuje kromě zatížení přední a zadní nápravy už pouze znalost délky rozvoru náprav. Rozvor lze přesně změřit buď pomocí zařízení k nastavování geometrie kol, nebo s využitím optických systémů určujících vzájemné polohy definovaných bodů v prostoru. Mezi tyto přístroje patří systém Tritop, který na základě fotografií pořízených digitálním fotoaparátem dokáže vypočítat polohu speciálních kódovaných a nekódovaných bodů (magnetické a lepicí štítky) s přesností do 0,1 mm. Méně přesnou variantou je měření rozvoru délkových měřidlem, eventuálně převzetí hodnoty oficiálně udávané výrobcem v technické dokumentaci vozidla. Rovnice pro výpočet vzdálenosti těžiště od přední a zadní nápravy jsou odvozeny od momentové rovnováhy vůči příčné ose procházející těžištěm:

$$l_F = \frac{m_R}{m} \cdot l \quad (26)$$

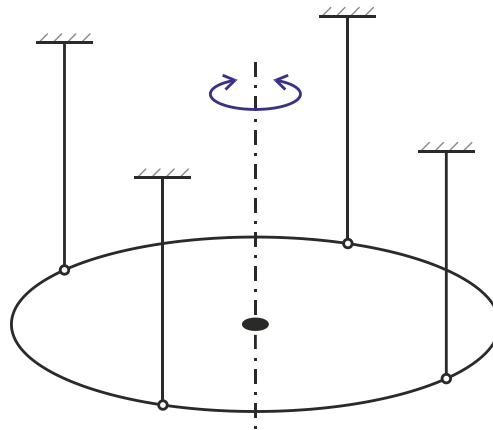
$$l_R = \frac{m_F}{m} \cdot l$$

MOMENT SETRVAČNOSTI

Metody zjišťování momentu setrvačnosti vozidla k svislé ose lze rozdělit na výpočtové a experimentální. Zjednodušenou výpočtovou metodou je odhad momentu pouze na základě zatížení náprav a polohy těžiště, ovšem takto získaná hodnota odpovídá realitě jen řádově, tudíž ji nelze použít pro přesné simulace. Moment lze určit i pomocí CAD modelu kompletního



vozidla, ale takovými daty disponují pouze automobilky, navíc modely neuvažují provozní kapaliny, posádku a další faktory ovlivňující hodnotu momentu. Experimentální identifikace naproti tomu přináší daleko přesnější výsledky, mezi základní dva přístupy měření patří metoda vláknového závěsu a torzního kyvadla. Existují samozřejmě i další varianty, ale zmíněné dvě lze označit za nejpoužívanější. Vláknové závěs tvoří tři, čtyři či více lan, která jsou přichycena přímo k vozidlu nebo častěji k pomocnému rámu, na něž se vozidlo umísťuje. Natočením rámu ze stabilní polohy dochází působením gravitace k vybuzení oscilačního otáčení vůči střední ose rámu. Druhá mocnina periody tohoto kmitavého pohybu je přímo úměrná momentu setrvačnosti celé hmotné soustavy. Pro stanovení přesné hodnoty momentu setrvačnosti musí být známa ještě geometrie polohy lan a hmotnost celé soustavy. Základní schéma čtyřlanového závěsu představuje obr. 28, příklad reálné aplikace zařízení k identifikaci parametrů vozidla zveřejněného v článku G. Previatiho [42] ukazuje obr. 29. Mnohá měření prokázala vysokou přesnost této metody, ale mezi hlavní nevýhody patří specifické nároky na měřicí prostor (ukotvení lan) a komplikované přemísťování automobilu na pomocný rám a zpět.



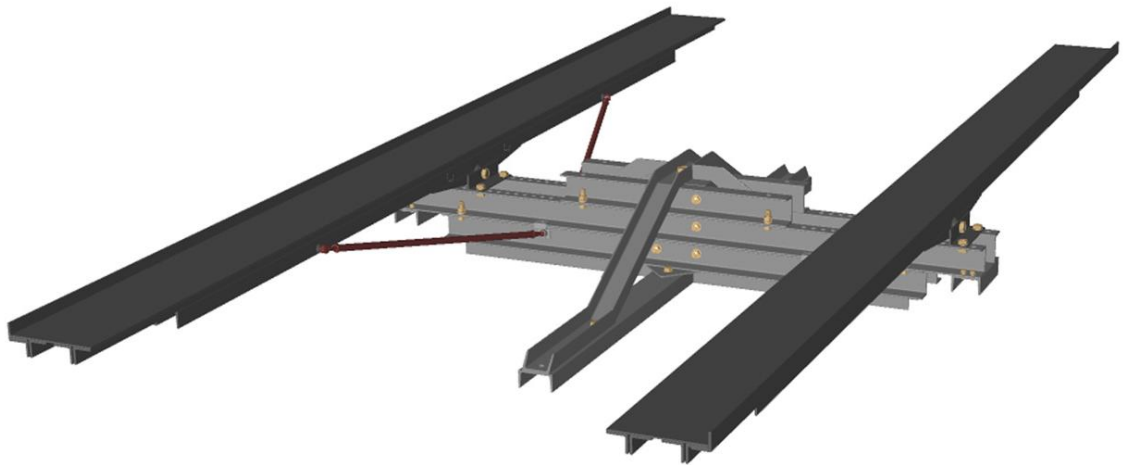
Obr. 28 Schéma čtyřlanového závěsu



Obr. 29 Příklad aplikace závěsné metody pro měření vozidla [42]



Varianta torzního kyvadla se z části podobá závěsu, měřené vozidlo se taktéž umísťuje na rotační plošinu, ale zde oscilační pohyb generují vinuté pružiny nebo pružina torzní umístěné mezi statickou a rotující částí zařízení. Měřicím zařízením této kategorie disponuje ÚADI, jeho podobu znázorňuje obr. 30. Základní část tvoří nosný kříž pevně přichycený k pevné litinové desce, rotační část s dvojicí ližin je ke statické části přichycena přes dvojici axiálních ložisek minimalizující negativní tření. Sklopné ližiny slouží zároveň i jako nájezdy, čímž se výrazně usnadňuje manipulace s vozidlem. Ručním pootočením rotační části z ustálené polohy se dostává zařízení do nerovnovážného stavu, dva páry vinutých pružin umístěných na opačných stranách pak vybudí kmitavý pohyb celého stavu i s vozidlem. Z hodnot tuhostí pružin a jejich vzdáleností od osy rotace lze stanovit hodnotu torzní tuhosti C_T . Ačkoliv se jedná o kmitání tlumené, analýzy prokázaly zanedbatelný vliv tlumení na výsledky měření.



Obr. 30 Měřicí stav pro určení momentu setrvačnosti vozidla

Měření začíná precizním umístěním vozidla, ližiny fungují jako houpačka, čili je usnadněno polohování těžiště do příčné roviny zařízení, čímž se výrazně usnadní i výpočet momentu. Po zafixování a srovnání nájezdu do vodorovné polohy začíná samotné měření, podobně jako u předchozí varianty se zjišťuje perioda kmitání systému. Pro precizní stanovení hodnoty se zaznamenává časový průběh rychlosti stáčení pomocí gyroskopického snímače přichyceného k rotační plošině. Analýzou změřeného signálu získáme hodnotu periody kmitání vozidla s plošinou T_{PV} , následuje měření samotného stavu s výpočtem periody kmitání prázdné plošiny T_P . Vozidlo se umísťuje na nájezdy symetricky v příčném směru, změřený moment setrvačnosti je tedy stanoven vůči ose procházející rovinou souměrnosti automobilu. Ale stranové rozložení hmotnosti nemusí být souměrné, proto je nutné zahrnout vyosení těžiště v příčném směru i do výsledné rovnice určující hodnotu momentu setrvačnosti vozidla vůči svislé ose procházející jeho těžištěm:

$$I_Z = \frac{C_T}{4\pi^2} \cdot (T_{PV}^2 - T_P^2) - m \cdot y_T^2 \quad (27)$$

Přesnost zařízení byla experimentálně ověřena přeměřováním zátěže známých parametrů, relativní opakovatelnost měření dosáhla hodnoty přibližně do 0,2%, relativní přesnost byla nižší než 1%. Dosažené hodnoty z měření ovšem nejsou ovlivněny pouze precizností přístrojů a vyhodnocovací techniky, důležitou roli hraje i příprava vozidla na měření, přesněji eliminace



negativních vlivů. Při nízkém tlaku pneumatik má vozidlo tendenci se na nich houpat (stáčet), tím je generován přídavný a zároveň nežádoucí pohyb negativně ovlivňující přesnost měření. Dále musí být nádrž zcela plná nebo zcela prázdná, protože přelévající se palivo taktéž nepříznivě ovlivňuje výsledky měření.



Obr. 31 Ukázka z měření momentu setrvačnosti

ŘÍZENÍ

Poslední kategorií vstupních parametrů jsou parametry řízení, v základním výpočtovém modelu se vyskytuje pouze převod řízení. Nástroje pro stanovení hodnot tohoto parametru mohou být podobné jako u měření rozvoru náprav, tj. optický systém Tritop. Pomocí tohoto přístroje lze změřit úhly natočení kol pro různé polohy natočení volantu, z naměřených dat se následně vypočítá převod řízení. Případně se může využít zařízení k měření geometrie kol, které určuje aktuální úhel natočení předních kol. Pokud je znám úhel natočení volantu, dá se ze známých hodnot přepočítat převod řízení. Ovšem obecně lze využít jakoukoliv metodu, při kterém bude současně měřen úhel natočení volantu a úhel natočení předních kol. V některých případech lze zjistit hodnotu převodu řízení i z technických dat automobilu udávaných výrobcem.



5 VÝBĚR JÍZDNÍCH MANÉVRŮ

Aby bylo možné exaktně hodnotit vliv aerodynamiky na říditelnosti, musí se zvolit vhodný jízdní manévr, při kterém se tyto specifické charakteristiky jízdního chování nejlépe projeví. V kapitole 2.2.2 popisující metodu objektivního hodnocení chování vozidla jsou stručně popsány manévry kategorie open-loop, které mají přesně definovaný průběh natočení volantu, tím lze manévr jednoduše simulovat ve výpočtovém modelu. Vybrány byly dva základní manévry přesně určené ISO normami, konkrétně pro analýzu statické říditelnosti Ustálené zatáčení (UTZ) a pro zkoumání společně dynamické i statické říditelnosti Skokové natočení volantu (SNV).

5.1 USTÁLENÉ ZATÁČENÍ

Manévr ustáleného zatáčení (UTZ), v originále Steady-state circular test, definuje norma ISO 4138:2004 [43]. Existují tři varianty provedení manévru:

- Konstantní poloměr zatáčení
- Konstantní rychlost vozidla
- Konstantní úhel natočení volantu

Pro účely simulací nejvíce vyhovuje metoda konstantní rychlosti, jelikož model byl sestaven pro nulové podélné zrychlení, tudíž pro stálou rychlost. Tato metoda ještě navíc umožňuje dvě modifikace, cíleně se mění buď poloměry zatáčení, nebo úhly natočení volantu. Vzhledem k tomu, že pohyb modelu vozidla se určuje průběhem natočení volantu v čase, byla zvolena varianta konstantní rychlosti s daným natočením volantu. Nicméně všechny metody by měly vést k rovnocenným výsledkům.

Provedení manévru ustáleného zatáčení je následující: vozidlo se rozjede na stanovenou rychlost, řidič natočí volantem o požadovaný úhel a plynovým pedálem citlivě udržuje konstantní rychlost po celou dobu tohoto zatáčení. Záznam dat začíná, až se vozidlo při zatáčení stabilizuje, automobil by mělo poté pokračovat v tomto ustáleném stavu po dobu minimálně 3 sekund, tab. 7 uvádí seznam měřených veličin. Manévr se opakuje pro odlišné hodnoty natočení volantu, obvykle po určitých krocích až do limitního stavu zatáčení, kdy už nelze dosáhnout ustáleného stavu. Další varianta provedení testu spočívá ve velice pomalém zvyšování úhlu natočení volantu, čímž lze během jedné jízdy obsáhnout většího rozsahu bočních zrychlení.

Tab. 7 Veličiny měřené při ustáleném zatáčení

Veličina	Označení
Boční zrychlení	a_y
Rychlost vozidla	v
Úhel směrové úchyly	β
Úhel natočení volantu	δ_H

Za základní hodnotící kritérium tohoto manévru lze označit tzv. Understeer gradient, tato veličina vyjadřuje závislost změny natočení volantu na změně dostředivého zrychlení vozidla a_c . Výpočet hodnoty understeer gradientu (UG) prezentuje vztah (28), jedná se o normalizovanou podobu výpočtu, to znamená, že lze výsledek porovnávat s odlišnými vozidly



bez nutnosti dalších přepočtů. Pokud úhel směrové úchytky při měření dosahuje pouze malých hodnot, může se ve výpočtu UG dostředivé zrychlení nahradit bočním zrychlením, ale z důvodu vyšší přesnosti je vhodnější vypočítat dostředivé zrychlení pomocí vzorce (29).

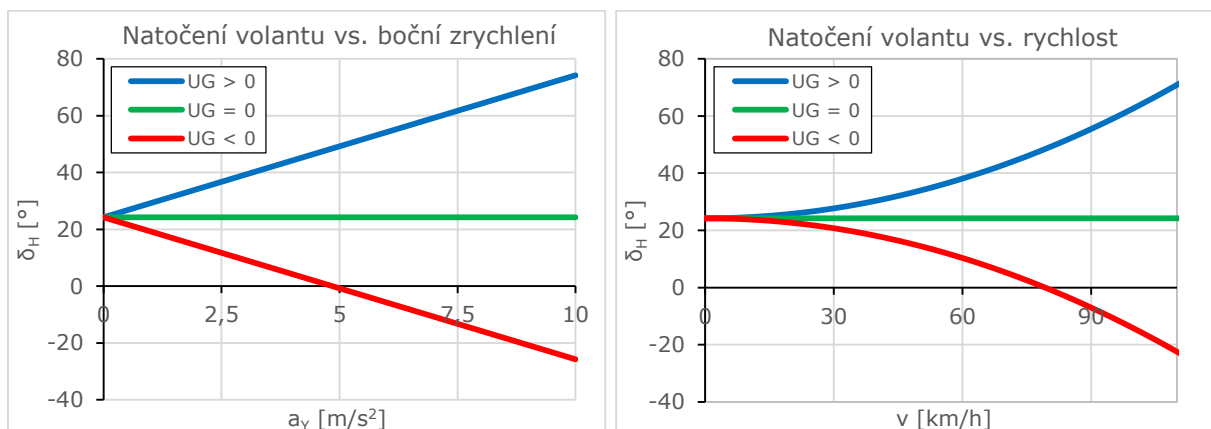
$$UG = \frac{\partial \delta_H}{\partial a_C} - \frac{l}{v^2} \dot{s} \quad (28)$$

$$a_C = -a_Y \cdot \cos(\beta) \quad (29)$$

Z hodnoty UG lze snadno posuzovat statickou říditelnost vozidla, pokud je hodnota vyšší než nula, automobil se označuje za nedotáčivý, jelikož při zvyšující se rychlosti musí řidič zvětšovat úhel natočení volantu, aby vozidlo zatáčelo stále po stejné trajektorii. Jestliže by volant zůstal natočený stále o stejný úhel, vůz by byl vynášen na vnější stranu zatáčky. Nedotáčivost způsobuje rozdíl směrových úchylek na nápravách, kdy přední náprava dosahuje větších hodnot než náprava zadní. V případě, že hodnota UG je nižší než nula, chování vozidla se označuje za přetáčivé, řidič musí snižovat úhel natočení vozidla s nárůstem rychlosti při zatáčení, v extrémním případě dokonce točit volantem na opačnou stranu, aby vozidlo uchovalo původní směr jízdy. Při přetáčivosti úhel směrové úchytky na zadní nápravě dosahuje vyšších hodnot než na přední. Přetáčivost bývá negativně hodnocena při subjektivním posuzování chování automobilu, jelikož smysl změny natočení volantu se liší od směru zatáčení, a přirozenou reakcí řidiče v krizových situacích je natočení volantu ve směru jízdy vozidla. Pokud UG vychází roven nule, jedná se o speciální případ tzv. neutrálního chování, kdy změna rychlosti nemá vliv na požadovaný úhel natočení volantu, hodnoty směrových úchylek náprav se rovnají. Popsané případy chování vozidla v ustáleném stavu shrnuje přehledně ještě tab. 8. Grafické srovnání jednotlivých variant chování vozidla představuje obr. 32 zobrazující závislosti změny natočení volantu na dostředivém zrychlení, resp. na rychlosti vozidla při konstantním poloměru zatáčení.

Tab. 8 Přehled chování vozidla při ustáleném zatáčení

Chování	UG	Směrové úchytky	Změna natočení volantu
Nedotáčivé	$UG > 0$	$\alpha_F > \alpha_R$	zvyšování natočení
Neutrální	$UG = 0$	$\alpha_F = \alpha_R$	beze změny
Přetáčivé	$UG < 0$	$\alpha_F < \alpha_R$	snižování natočení



Obr. 32 Příklad změny natočení volantu při zatáčení konstantním poloměrem



Pokud se UG určuje z hodnot natočení volantu, standardní jednotkou jsou stupně natočení volantu na 1 m/s^2 , případně radiány na 1 m/s^2 . V odborné literatuře se často používá rozměr stupně natočení volantu na jednotku tíhového zrychlení (označení v anglicky psané literatuře – deg/g). Hodnota understeer gradientu u skutečných vozidel ovšem není konstantní, může se měnit s bočním zrychlením či rychlostí. V limitních stavech se navíc může chování vozidla velice rychle změnit z nedotáčivého na přetáčivé či naopak podle toho, která náprava dříve dosáhne svého adhezního limitu.

5.2 SKOKOVÉ NATOČENÍ VOLANTU

Druhý manévr vybraný pro hodnocení vlivu aerodynamiky na jízdní chování se nazývá Skokové natočení volantu (SNV), v angličtině Step steer input. ISO norma 7401:2003 [44] definuje hned několik manévrů pro zkoumání příčné dynamiky vozidla, například sinusové nebo pulzní natáčení volantu. Všechny manévry z této kategorie slouží k posuzování přechodového chování vozidla a tudíž i k hodnocení dynamické říditelnosti.

Manévr SNV začíná přímou jízdou konstantní rychlostí, při které by se rychlost stáčení měla pohybovat do $0,5^\circ/\text{s}$, a celková rychlost vozidla lišit od stanovené hodnoty maximálně o 2 km/h . Následuje prudké natočení volantu o požadovaný úhel a setrvání na této hodnotě po celý zbytek průběhu jízdy. Rychlost skokového natočení volantu norma definuje tak, že časový interval mezi 10% a 90% hodnoty finálního úhlu natočení by měl být kratší než $0,15 \text{ s}$, což například pro úhel 45° představuje minimální rychlost natáčení $240^\circ/\text{s}$. Běžně se pak rychlosti natáčení volantu při experimentech pohybují mezi 300 až $400^\circ/\text{s}$. Po stabilizování vozidla v ustáleném stavu by mělo vozidlo zatáčet ještě po dobu přibližně 3 s . Na rozdíl od ustáleného zatáčení začíná záznam dat již při přímé jízdě, nejlépe $1-2 \text{ s}$ před skokovým natočením, jelikož nejzajímavější fází jízdy je právě přechod z ustáleného stavu přímé jízdy do ustáleného zatáčení. Manévr lze provést pro různé rychlosti a natočení volantu, nejdůležitějšími měřenými veličinami jsou úhel natočení volantu a rychlost stáčení vozidla, případně ještě boční zrychlení.

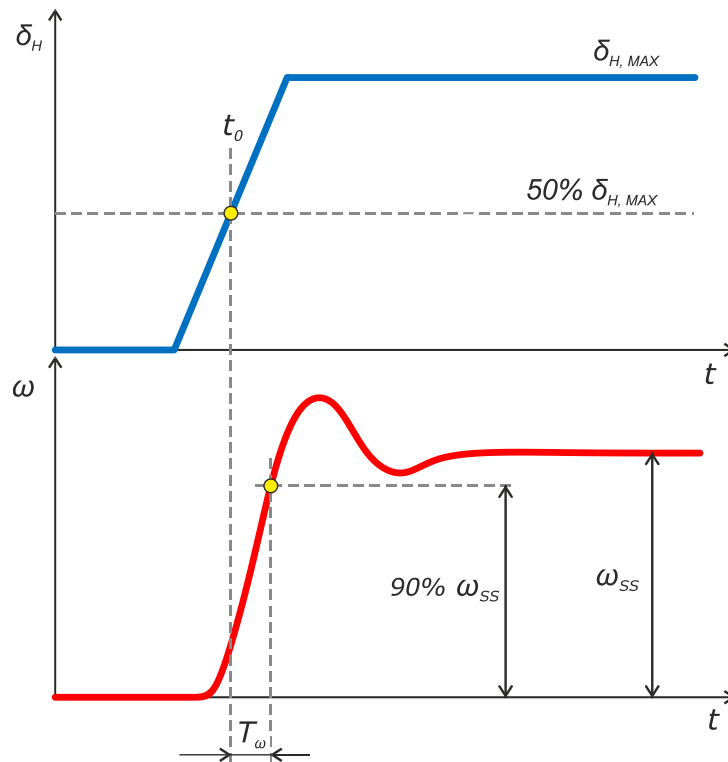
ISO norma definuje celkem 7 hodnotících kritérií pro skokové natočení volantu, tři popisují přechodový stav bočního zrychlení, další tři jsou z hlediska definice zcela ekvivalentní, pouze se určují z průběhu rychlosti stáčení, poslední kritérium hodnotí ustálený stav zatáčení. Ze zmíněných kritérií byla na základě jejich dobré korelace se subjektivním hodnocením (dle výsledků několika studií) vybrána dvě následující: čas reakce rychlosti stáčení T_ω a ustálená hodnota rychlosti stáčení ω_{SS} . Čas reakce slouží pro hodnocení přechodových stavů manévru, neboli k hodnocení dynamické říditelnosti vozidla při změnách směru jízdy. Dobrá dynamická říditelnost odpovídá rychlé reakci vozidla na změnu natočení volantu, čili delší čas reakce obvykle znamená nižší říditelnost. Nicméně podle Vlka [31] existuje i dolní hranice času reakce určující dobrou dynamickou říditelnost, protože pokud reaguje vozidlo extrémně rychle, chování automobilu je subjektivně hodnoceno jako velmi nervózní. Žádná norma ani výzkum dosud nestanovil přesné hodnoty horní ani dolní hranice času reakce stanovující dobrou dynamickou říditelnost, ani metody pro stanovení těchto rozhraní.

Postup určení hodnoty času reakce rychlosti stáčení znázorňuje obr. 33, prvně se stanoví referenční čas t_0 (počáteční čas pro odečítání kritéria), který se rovná času dosažení 50% úhlu skokového natočení volantu. Hodnota času reakce odpovídá intervalu mezi t_0 a bodem, kdy rychlost stáčení (poprvé) dosáhne 90% své ustálené hodnoty. Tímto relativně komplikovaným postupem se eliminuje vliv překmitu v časovém průběhu veličiny. Druhé kritérium, ustálená hodnota rychlosti stáčení, se určuje daleko jednodušeji, jelikož se jedná o průměrnou hodnotu



veličiny ve fázi ustáleného zatáčení. Jak už bylo zmíněno, toto kritérium hodnotí statickou říditelnost, stejně jako understeer gradient. Příliš vysoké hodnoty ustálené hodnoty rychlosti stáčení pro daný úhel natočení volantu ukazují nízkou říditelnost, naopak extrémně nízké hodnoty signalizují neochotu vozidla zatáčet.

Realizování simulací v MMV opět není obtížné, jelikož lze v programu definovat manévr pomocí průběhu natočení volantu, který odpovídá reálným hodnotám naměřených při skutečných jízdách.



Obr. 33 Odvození kritérií skokového natočení volantu

6 MĚŘENÍ JÍZDNÍCH MANÉVRŮ

Jedením ze základních stanovených cílů bylo experimentální ověření sestavené metodiky, ten nelze splnit bez měření reálných jízdních manévrů. Výsledky srovnání měření a simulací mohou potvrdit nebo vyvrátit věrohodnost simulací a platnost předpokladů užitých při tvorbě modelu vozidla. Naměřená experimentální data budou sloužit k realizaci těchto dílčích cílů:

- Validace MMV
- Zpřesnění stávajícího modelu
- Posouzení vlivu jednotlivých faktorů

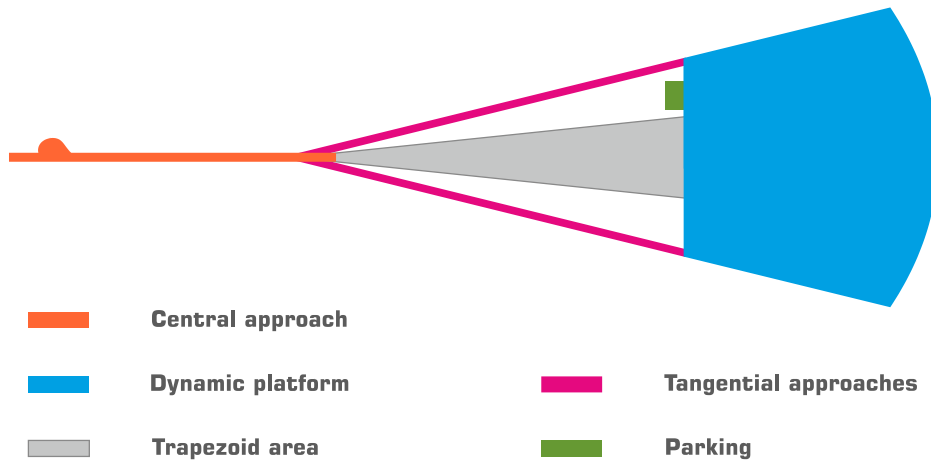
Pro účel ověření modelu vozidla postačuje měření prakticky jen několika málo veličin, ale pouze záznam dalších důležitých parametrů, které se v modelu ani nemusí vyskytovat, umožňuje cíleně zpřesňovat jeho výsledky. Z těchto důvodů se zaznamenávalo relativně velké množství parametrů vozidla, jejichž přehled bude uveden dále v této kapitole.

Měření manévrů bylo uskutečněno na polygonu IDIADA vlastněného společností Applus v termínu od 4. do 15. 6. 2012. Tento zkušební komplex nacházející se ve Španělsku, přibližně 70 km od Barcelony, zahrnuje několik tratí určených pro zkoušení různých vlastností vozidla, a taky testovací laboratoře a dílny pro vývoj a výzkum osobních a nákladních automobilů. Měření bylo připojeno k validaci projektu citlivosti vozidla na boční vítr (CBV) J. Vančury [36], manévr citlivosti na boční vítr byl jednoznačně prioritní, proto bylo nutné přizpůsobit testování statické a dynamické říditelnosti této skutečnosti. I přes určité kompromisy bylo získáno dostatečné množství dat potřebných pro validaci modelu vozidla.



Obr. 34 Mapa areálu společnosti Applus IDIADA ve Španělsku

Vybrané manévry (UTZ a SNV) byly realizovány na trati pojmenované Dynamic Platform B, viz obr. 35. Jedná se o zcela rovnou plochu (sklon 0,0%) o rozměrech přibližně 300 x 300 m s jedním trapezoidním a dvěma tangenciálními nájezdy o délce 400 až 450 m. Všechny tyto nájezdy jsou napojeny na centrální příjezdovou cestu délky 300 m, čili vozidlo mělo k dispozici přibližně 800 m nájezdové cesty pro akceleraci na požadovanou rychlost manévru uskutečněného na zmíněné měřicí ploše. Všechny jízdy obou manévrů byly provedeny zkušenými testovacími řidiči přímo ze společnosti IDIADA.



Obr. 35 Schéma testovací tratě Dynamic Platform B [45]

6.1 EXPERIMENTÁLNÍ VOZIDLO

K měření manévrů se použilo vozidlo Škoda Roomster 1,4 TDI (max. výkon 51 kW při 4000 ot./min), které bylo pro účely měření proti sériovému stavu částečně pozměněno. Nejpatrnější změnu lze vidět na obr. 36, jelikož byla kompletně zalepena maska, přívody vzduchu ke kolům, spáry okolo světel i mezi kapotou a blatníky. Dále byly demontovány některé díly interiéru, instalována rozsáhlá měřicí technika a přidáno závaží v různých částech automobilu. Všechny tyto úpravy vedly ke změně aerodynamických a hmotnostních parametrů vozidla oproti původnímu stavu.



Obr. 36 Experimentální vozidlo pro měření jízdních zkoušek

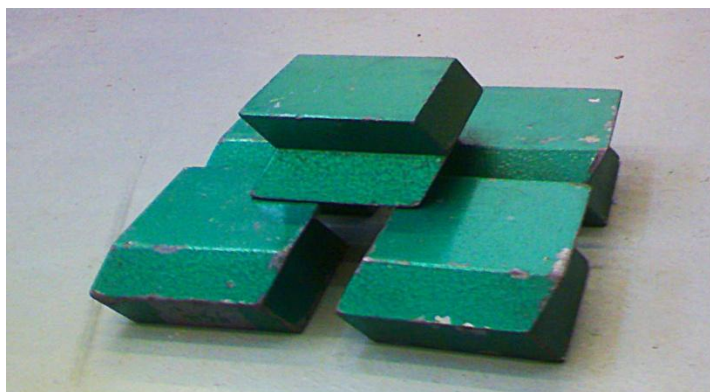


Na fotkách jsou dobře patrné i odběrné body pro měření tlaků na povrchu karoserie automobilu, ale ty byly využity pouze pro účely CBV. Již v přípravné fázi měření byly stanoveny a odzkoušeny různé konfigurace vozidla, které posloužily pro zkoumání vlivu jednotlivých faktorů. U každé konfigurace bylo snahou dosáhnout izolované změny pouze jednoho z parametrů. Pokud to nebylo zcela možné, tak alespoň minimalizovat rozdíl veličin, jejichž změna byla nežádoucí. Měření základních hmotnostních parametrů (hmotnost a její rozložení na nápravy) probíhalo přímo na polygonu ve Španělkách. Aerodynamické parametry se stanovily v tunelu WK1 týden po skončení měření manévrů, a nakonec po návratu vozidla do Brna byly změřeny momenty setrvačnosti v laboratořích ÚADI. Celkem bylo pro měření připraveno 12 konfigurací – 1 výchozí, 3 aerodynamické, 6 hmotnostních a 2 podvozkové. Názvy a stručnou charakteristiku jednotlivých konfigurací uvádí tab. 9, popis změny dané varianty se vždy uvádí vůči referenční konfiguraci BASE.

Tab. 9 Seznam konfigurací experimentálního vozidla

Označení	Popis změny
BASE	Výchozí (referenční) konfigurace vozidla
AERO1	Zvýšení aerodynamického momentu stáčení
AERO2	Mírné snížení aerodynamického momentu stáčení
AERO3	Velké snížení aerodynamického momentu stáčení
MASS+	Zvýšení celkové hmotnosti vozidla
MASS-	Snížení celkové hmotnosti vozidla
XT+	Posunutí těžiště vozidla vzad
XT-	Posunutí těžiště vozidla vpřed
IZ+	Zvýšení momentu setrvačnosti vozidla k ose Z
IZ-	Snížení momentu setrvačnosti vozidla k ose Z
TIRE	Změna charakteristik pneumatik na všech kolech
PRESS	Snížení tlaku pneumatik na zadních kolech a zvýšení tlaku na předních

Hmotnostní změny byly prováděny pomocí olověného závaží (viz obr. 37), každá kostka má hmotnost cca 5,5 kg. Aerodynamických úprav se dosáhlo přidáním speciálně navržených dílů, které jsou blíže vysvětleny v popisech samotných konfigurací. V rámci všech konfigurací se měnil téměř každý parametr užívaný i v MMV kromě rozvoru náprav a převodu řízení.



Obr. 37 Olověné závaží (kostky) použité při měření



6.1.1 ZÁKLADNÍ KONFIGURACE – BASE

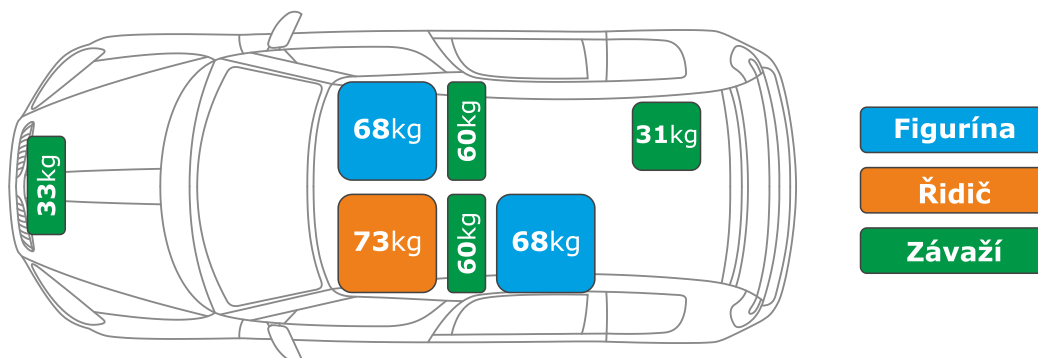
Na začátku této kapitoly již bylo uvedeno, že se základní konfigurace lišila od sériového stavu vozidla v mnoho ohledech, dosud nepopsanou změnou byla měřicí kola upravující nejen celkovou hmotnost, ale i hodnoty aerodynamických parametrů. Bližší popis měřicích kol bude v části zabývající se měřicím systémem. Konfigurace sloužila jako reference vůči všem ostatním změnám, tab. 10 zobrazuje hodnoty všech významných parametrů vozidla. Schéma na obr. 39 pak prezentuje umístění veškeré přídavné zátěže (kostky a vodní figuríny), kterou se nastavovaly požadované hodnoty hmotnosti, momentu setrvačnosti a polohy těžiště.



Obr. 38 Konfigurace BASE s měřicími koly

Tab. 10 Přehled hodnot parametrů konfigurace BASE

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Celková hmotnost	m	1755	[kg]
Rozložení hmotnosti mezi nápravy	$m_F : m_R$	57 : 43	[%]
Moment setrvačnosti	I_Z	2708	[kg·m ²]
Čelní plocha	A	2,39	[m ²]
Vztlakový koeficient vpředu	C_{AV}	0,010	[-]
Vztlakový koeficient vzadu	C_{AH}	0,124	[-]
Gradient boční síly	dC_S	0,0380	[-/°]
Gradient momentu stáčení	dC_N	0,0099	[-/°]
Pneumatiky	Continental Contipremium Contact 2 195/55 R15 85H		
Tlak předních / zadních kol	p_F / p_R	260 / 260	[kPa]



Obr. 39 Schéma rozložení zátěže konfigurace BASE

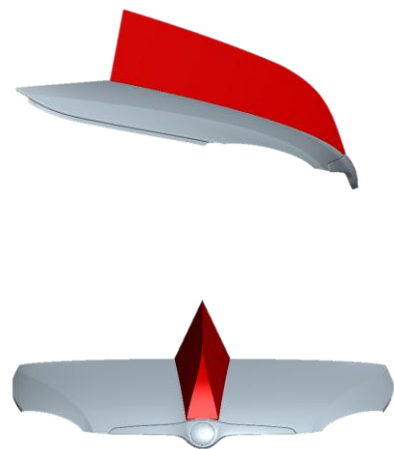


6.1.2 AERODYNAMICKÉ KONFIGURACE

Základním požadavkem těchto konfigurací byla změna aerodynamického momentu stáčení, nicméně izolovaná změna aerodynamických parametrů je velice komplikovaná, proto tvarové úpravy přinesly i změnu boční síly a částečně i vztlaků. Hmotnostní parametry i rozložení zátěže zůstalo naprosto shodné s výchozí konfigurací. Tvary přídatných prvků budou patrné z nákresů i fotografií, porovnání hodnot parametrů pak ukazuje tab. 11.

AERO1

Zvýšení aerodynamického momentu stáčení pomocí podélného spoileru na kapotě vozidla.



Obr. 40 Aerodynamická konfigurace AERO1

AERO2

Mírné snížení aerodynamického momentu stáčení pomocí dvou svislých spoilerů na zádi.



Obr. 41 Aerodynamická konfigurace AERO2



AERO3

Výrazné snížení aerodynamického momentu stáčení přidáním odtrhových hran ke spoilerům z modifikace AERO2.



Obr. 42 Aerodynamická konfigurace AERO3

Tab. 11 Hodnoty parametrů aerodynamických konfigurací

Parametr	Ozn.	AERO1	AERO2	AERO3	Jedn.
Celková hmotnost	m	1753	1757	1756	[kg]
Rozložení hmotnosti mezi nápravy	$m_F : m_R$	57 : 43	57 : 43	57 : 43	[%]
Moment setrvačnosti	I_Z	2691	2726	2737	[kg·m ²]
Čelní plocha	A	2,39	2,39	2,39	[m ²]
Vztlakový koeficient vpředu	C_{AV}	0,024	0,009	0,016	[-]
Vztlakový koeficient vzadu	C_{AH}	0,104	0,120	0,069	[-]
Gradient boční síly	dC_S	0,0381	0,0383	0,0431	[-/°]
Gradient momentu stáčení	dC_N	0,0114	0,0096	0,0078	[-/°]
Pneumatiky	Continental Contipremium Contact 2 195/55 R15 85H				
Tlak předních / zadních kol	p_F / p_R	260 / 260	260 / 260	260 / 260	[kPa]

Výsledky z aerodynamického tunelu potvrdily stanovené předpoklady o změnách momentů stáčení a zároveň byla prokázána i změna ostatních aerodynamických parametrů, která byla očekávána. Tvarové úpravy karoserie byly navrženy tak, aby se při jejich instalaci neměnila celková čelní plocha, tím jsou jednotlivé koeficienty jednodušeji porovnatelné. Nicméně tyto prvky částečně ovlivnily i hodnotu momentu setrvačnosti, jejich hmotnost (cca 10 kg každé úpravy) sice byla kompenzována odstraněním příslušného množství balastu z přední nebo zadní části, ale vzhledem k odlišné vzdálenosti závaží a přidavných dílů od těžiště se měnil i moment setrvačnosti. Ostatní parametry aerodynamických variant zůstávají vůči referenční konfiguraci prakticky neměnné.



6.1.3 HMOTNOSTNÍ KONFIGURACE

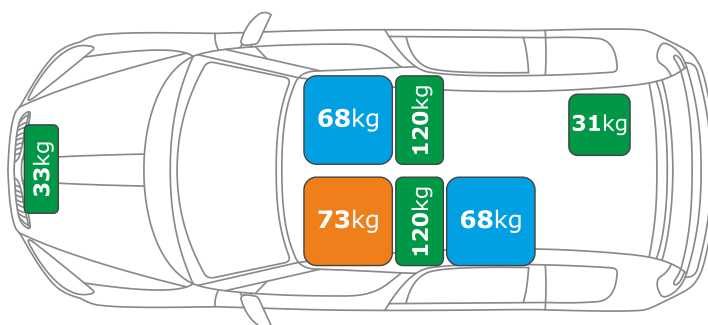
Pro každý hmotnostní parametr byly přichystány a taky použity pro jízdní manévry dvě konfigurace, jedna nastavena pro navýšení hodnoty parametru, a druhá k jeho snížení vždy alespoň o 5% při zachování hodnot zbylých dvou hmotnostních veličin. U každé konfigurace je schématicky znázorněno půdorysné rozložení zátěže v automobilu a hodnoty sledovaných parametrů experimentálního vozidla. Při měření hmotnostních konfigurací nebyla použita měřicí kola, čili se zmenšila čelní plocha vozidla.

HMOTNOST VOZIDLA

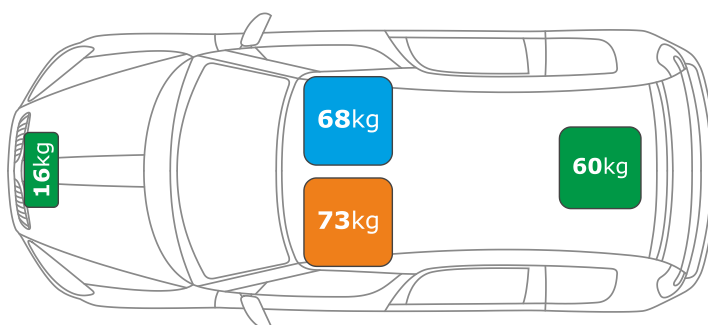
Zvýšení hmotnosti o 118 kg (MASS+), respektive snížení o 178 kg (MASS-).

Tab. 12 Hodnoty parametrů konfigurací MASS+ a MASS-

Parametr	Ozn.	BASE	MASS+	MASS-	Jedn.
Celková hmotnost	m	1755	1873	1577	[kg]
Rozložení hmotnosti mezi nápravy	$m_F : m_R$	57 : 43	57 : 43	57 : 43	[%]
Moment setrvačnosti	I_Z	2708	2741	2703	[kg·m ²]
Čelní plocha	A	2,39	2,35	2,35	[m ²]
Vztlakový koeficient vpředu	C_{AV}	0,010	-0,006	-0,028	[-]
Vztlakový koeficient vzadu	C_{AH}	0,124	0,123	0,120	[-]
Gradient boční síly	dC_S	0,0380	0,0424	0,0418	[-/°]
Gradient momentu stáčení	dC_N	0,0099	0,0093	0,0095	[-/°]
Pneumatiky	Continental Contipremium Contact 2 195/55 R15 85H				
Tlak předních / zadních kol	p_F / p_R	260 / 260	260 / 260	260 / 260	[kPa]



Obr. 43 Schéma rozložení zátěže konfigurace MASS+



Obr. 44 Schéma rozložení zátěže konfigurace MASS-

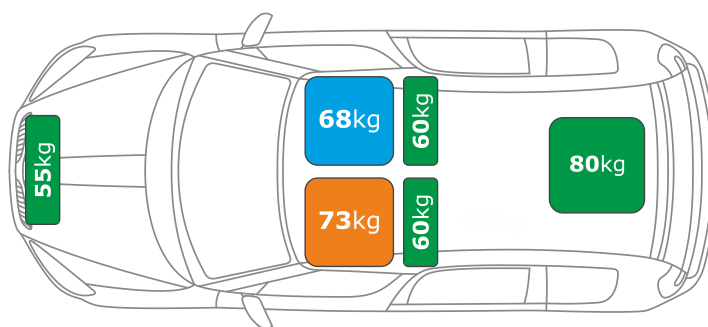


MOMENT SETRVAČNOSTI

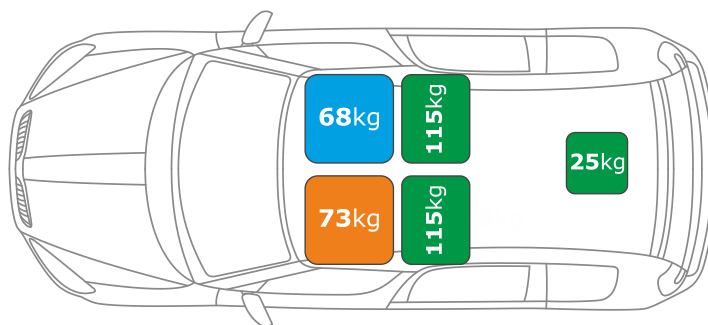
Zvýšení momentu o $215 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ (IZ+), respektive snížení o $188 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ (IZ-). Varianty momentu setrvačnosti nebyly z časových důvodů měřeny v tunelu, protože se světlá výška ani naklonění vozidla neliší od základní konfigurace. Ovšem liší se aerodynamicky, jelikož hmotnostní ani podvozkové konfigurace neměly při jízdách namontována měřicí kola. Proto byla pro zjednodušení v tunelu místo nich změřena konfigurace označená jako ZÁKLAD, která hmotnostně odpovídala výchozí variantě, jediným rozdílem jsou použité standardní plechové disky kol. Tabulka s konfiguracemi obsahuje tedy aerodynamické hodnoty odpovídající variantě ZÁKLAD, stejné hodnoty byly použity i v simulacích jízdých manévrů.

Tab. 13 Hodnoty parametrů konfigurací IZ+ a IZ-

Parametr	Ozn.	BASE	IZ+	IZ-	Jedn.
Celková hmotnost	m	1755	1756	1752	[kg]
Rozložení hmotnosti mezi nápravy	$m_F : m_R$	57 : 43	57 : 43	57 : 43	[%]
Moment setrvačnosti	I_Z	2708	2923	2520	[kg·m ²]
Čelní plocha	A	2,39	2,35	2,35	[m ²]
Vztlakový koeficient vpředu	C_{AV}	0,010	-0,015	-0,015	[-]
Vztlakový koeficient vzadu	C_{AH}	0,124	0,114	0,114	[-]
Gradient boční síly	dC_S	0,0380	0,0422	0,0422	[-/°]
Gradient momentu stáčení	dC_N	0,0099	0,0093	0,0093	[-/°]
Pneumatiky	Continental Contipremium Contact 2 195/55 R15 85H				
Tlak předních / zadních kol	p_F / p_R	260 / 260	260 / 260	260 / 260	[kPa]



Obr. 45 Schéma rozložení zátěže konfigurace IZ+



Obr. 46 Schéma rozložení zátěže konfigurace IZ-

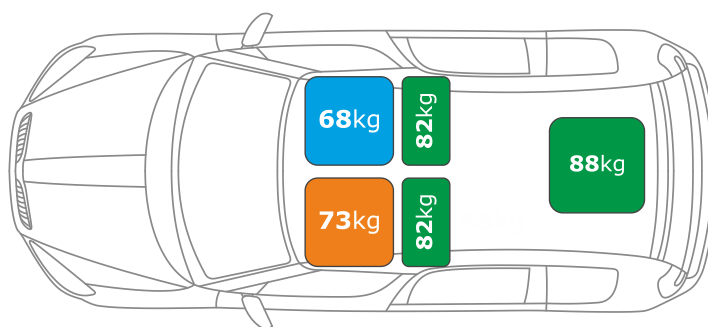


POLOHA TĚŽIŠTĚ

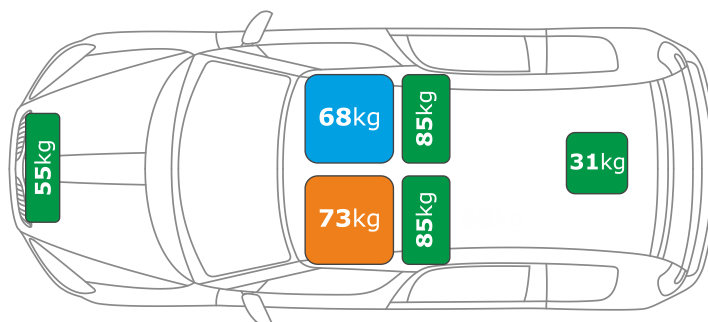
Poslední hmotnostní konfigurace byly zaměřeny na polohu těžiště, konkrétně posunutí o 55 mm k zadní nápravě (XT+), respektive posunutí o 64 mm k přední nápravě (XT-) vůči konfiguraci BASE. Pro hodnoty aerodynamických parametrů těchto dvou variant platí stejné podmínky jako pro varianty momentu setrvačnosti, tudíž převzetí z konfigurace ZÁKLAD. V tomto případě však může hrát roli v aerodynamice i naklonění karoserie vzniklé přesunem polohy těžiště, avšak stejný účinek může mít i naklonění karoserie při bočním zrychlení, proto byl faktor změny aerodynamiky s nakloněním při simulacích zanedbáván. Při přesunu závaží vznikl rozdíl i u momentu setrvačnosti, ale navýšení o 1,5% lze považovat stále za nevýrazné.

Tab. 14 Hodnoty parametrů konfigurací XT+ a XT-

Parametr	Ozn.	BASE	XT+	XT-	Jedn.
Celková hmotnost	m	1755	1753	1756	[kg]
Rozložení hmotnosti mezi nápravy	$m_F : m_R$	57 : 43	55 : 45	60:40	[%]
Moment setrvačnosti	I_z	2708	2726	2752	[kg·m ²]
Čelní plocha	A	2,39	2,35	2,35	[m ²]
Vztlakový koeficient vpředu	C_{AV}	0,010	-0,015	-0,015	[-]
Vztlakový koeficient vzadu	C_{AH}	0,124	0,114	0,114	[-]
Gradient boční síly	dC_S	0,0380	0,0422	0,0422	[-/°]
Gradient momentu stáčení	dC_N	0,0099	0,0093	0,0093	[-/°]
Pneumatiky	Continental Contipremium Contact 2 195/55 R15 85H				
Tlak předních / zadních kol	p_F / p_R	260 / 260	260 / 260	260 / 260	[kPa]



Obr. 47 Schéma rozložení zátěže konfigurace XT+



Obr. 48 Schéma rozložení zátěže konfigurace XT-

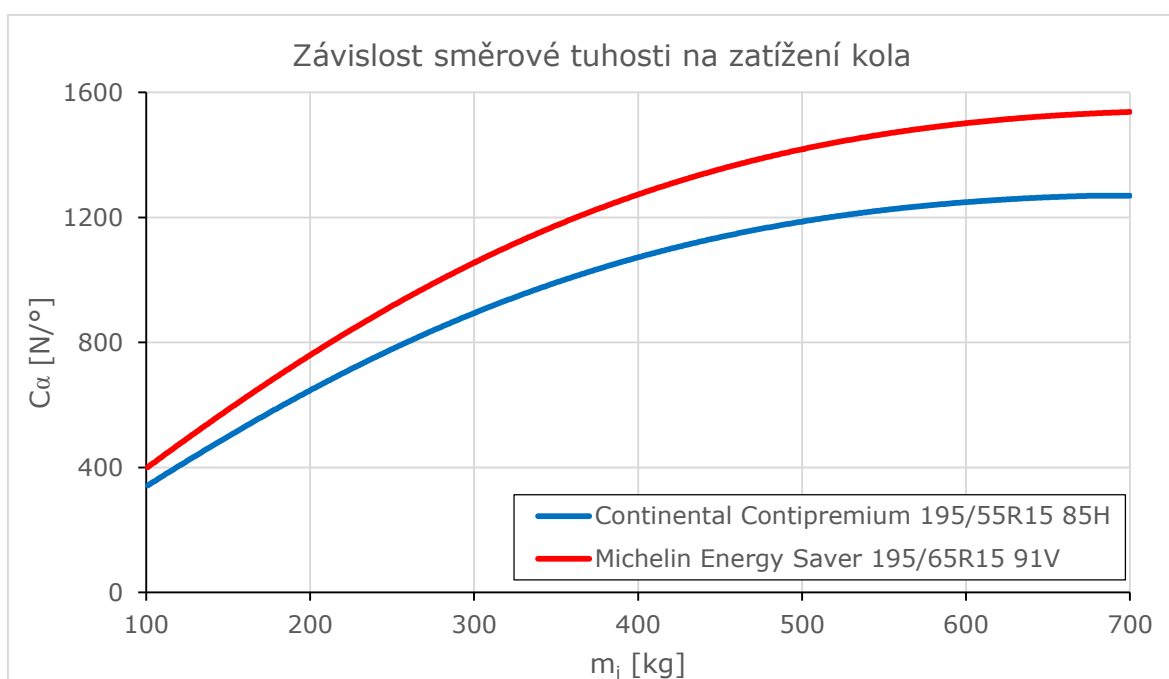


6.1.4 PODVOZKOVÉ KONFIGURACE

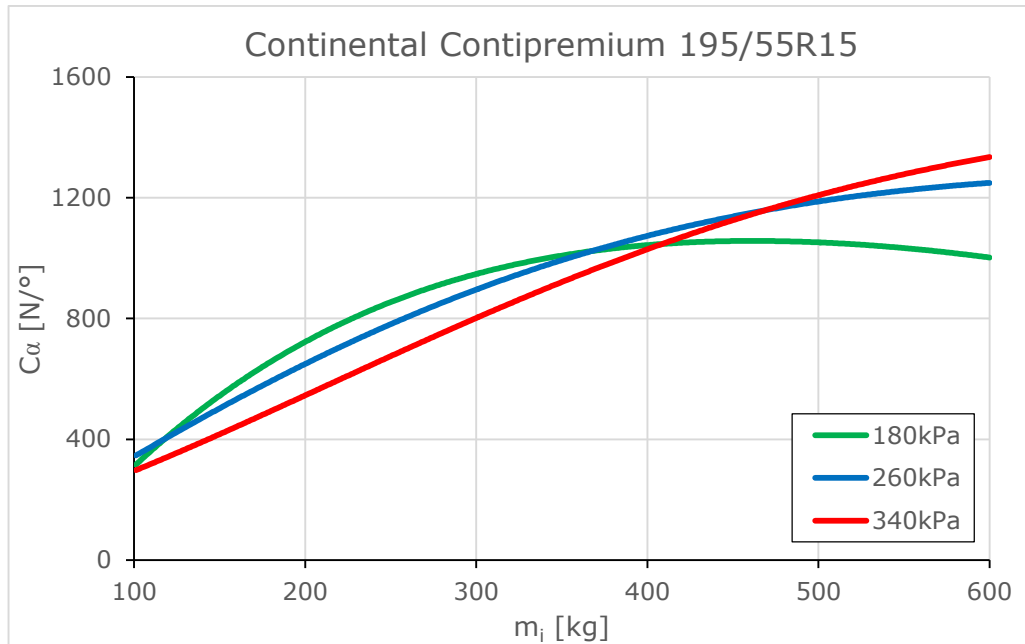
Aby byla analýza vlivů jednotlivých faktorů vozidla kompletní, uskutečnily se jízdy i s variantami lišící se od základní konfigurace v podvozkových parametrech, přesněji konfigurace změny pneumatik (TIRE) a změny tlaků v pneumatikách (PRESS). Výměnou původních pneumatik Continental Contipremium Contact 2 u základní konfigurace za Michelin Energy Saver se změnila u vozidla charakteristika závislosti směrové tuhosti na zatížení, tento rozdíl je graficky znázorněn na obr. 49. Pneumatika Michelin se neliší pouze dynamickým chováním, ale rozdílná je i výška jejího profilu, proto vozidlo dosahuje větší světlé výšky. Z těchto důvodů se v aerodynamickém tunelu proměřila i tato konfigurace. Varianta PRESS se od základní liší pouze hodnotami tlaků pneumatik, kdy se vpředu zvýšil o 80 kPa, a vzadu se o stejnou hodnotu snížil. Změnu chování pneumatiky Continental s tlakem ukazuje graf na obr. 50. Aerodynamické parametry této konfigurace byly převzaty z varianty ZÁKLAD.

Tab. 15 Hodnoty parametrů konfigurací TIRE a PRESS

Parametr	Ozn.	BASE	PRESS	TIRE	Jedn.
Celková hmotnost	m	1755	1757	1757	[kg]
Rozložení hmotnosti mezi nápravy	$m_F : m_R$	57 : 43	57 : 43	57 : 43	[%]
Moment setrvačnosti	I_Z	2708	2708	2708	[kg·m ²]
Čelní plocha	A	2,39	2,35	2,35	[m ²]
Vztlakový koeficient vpředu	C_{AV}	0,010	-0,015	-0,028	[-]
Vztlakový koeficient vzadu	C_{AH}	0,124	0,114	0,112	[-]
Gradient boční síly	dC_S	0,0380	0,0422	0,0423	[-/°]
Gradient momentu stáčení	dC_N	0,0099	0,0093	0,0099	[-/°]
Pneumatiky	-	Continental Contiprem. Contact 2 195/55 R15 85H		Michelin Energy Saver 195/65 R15 91V	
Tlak předních / zadních kol	p_F / p_R	260 / 260	340 / 180	260 / 260	[kPa]



Obr. 49 Srovnání směrových tuhostí pneumatik užitých při měření



Obr. 50 Porovnání vlivu tlaku pneumatiky na její chování

Grafy ukazují, že se hodnoty směrových tuhostí obou užitých pneumatik liší přibližně o 20%, i citlivost na hodnotu tlaku vzduchu v pneumatice je výrazná. V oblasti nízkých zatížení roste směrová tuhost s poklesem tlaku, při vyšších zatížení je tomu naopak. Zároveň vzniká zajímavá oblast zatížení kola (cca 400 kg), kde se směrové chování pneumatiky téměř nemění.

6.1.5 SROVNÁNÍ VARIANT

Tab. 16 Relativní srovnání hodnot parametrů vůči výchozí konfiguraci BASE

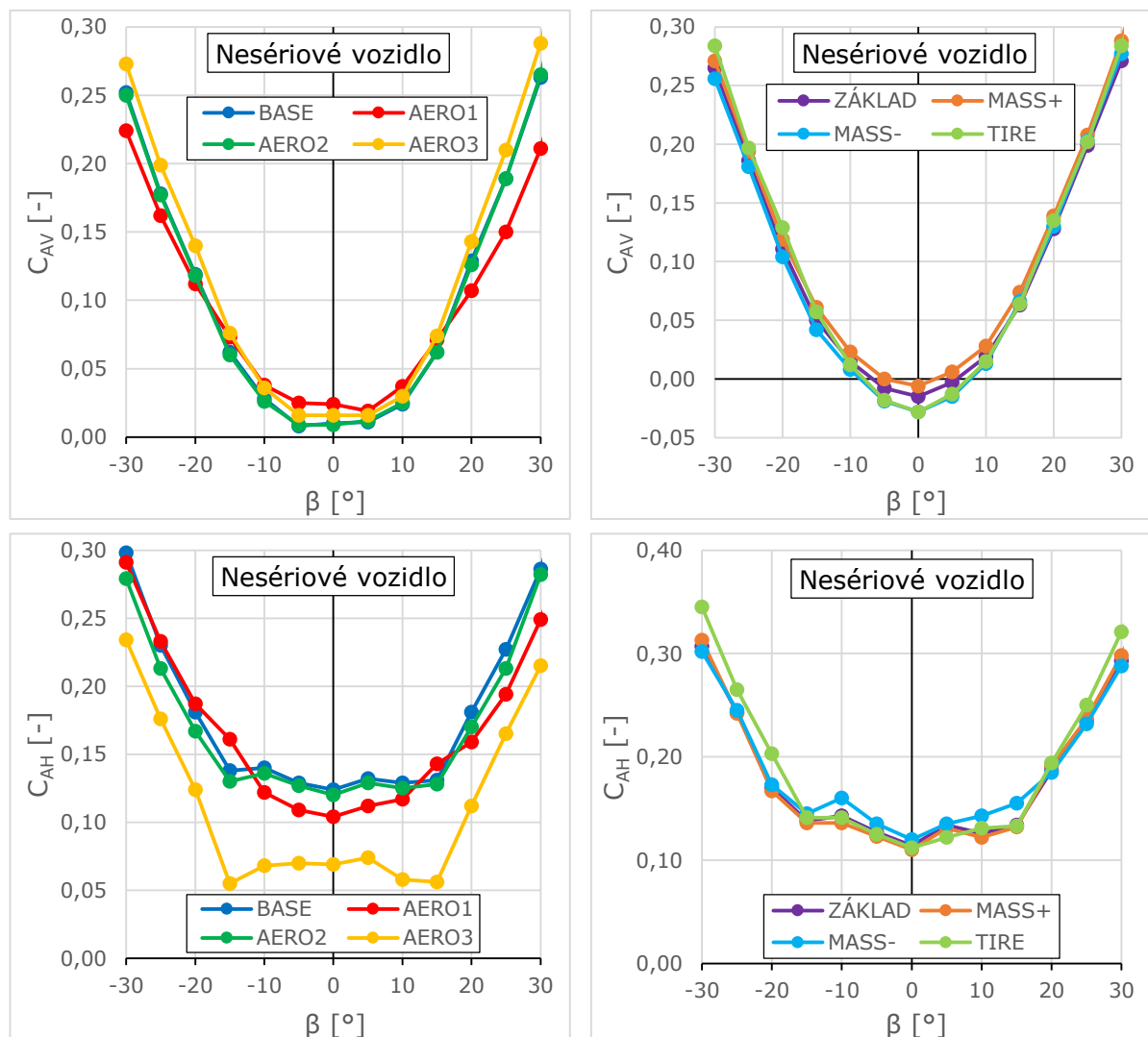
	m	m_F / m_R	I_Z	A	C_A	dC_S	dC_N
AERO1	-0,1%	-0,4%	-0,6%	0,0%	-4,5%	0,3%	15,2%
AERO2	0,1%	-0,2%	0,7%	0,0%	-3,7%	0,8%	-3,0%
AERO3	0,1%	-0,3%	1,1%	0,0%	-36,6%	13,4%	-21,2%
MASS+	6,7%	-1,0%	1,2%	-1,7%	-12,7%	11,6%	-6,1%
MASS-	-10,1%	-0,2%	-0,2%	-1,7%	-31,3%	10,0%	-4,0%
IZ+	0,1%	0,5%	7,9%	-1,7%	-26,1%	11,1%	-6,1%
IZ-	-0,2%	-0,2%	-6,9%	-1,7%	-26,1%	11,1%	-6,1%
XT+	-0,1%	-3,7%	0,7%	-1,7%	-26,1%	11,1%	-6,1%
XT-	0,1%	4,3%	1,6%	-1,7%	-26,1%	11,1%	-6,1%
PRESS	0,1%	-0,3%	0,0%	-1,7%	-26,1%	11,1%	-6,1%
TIRE	0,1%	-0,3%	0,0%	-1,7%	-37,3%	11,3%	0,0%

Tabulka srovnávající jednotlivé varianty vůči referenční konfiguraci dokládá, zda bylo skutečně dosaženo požadovaných izolovaných změn parametrů. Místo vztlakového koeficientu na přední a zadní nápravě je v tabulce uvedeno srovnání celkového vztlaku, jelikož hodnota koeficientu předního vztlaku varianty BASE se pohybuje v okolí nuly, čili změny u ostatních konfigurací vycházejí často až několikanásobně. U hmotnostních parametrů bylo dosaženo kýženého cíle,

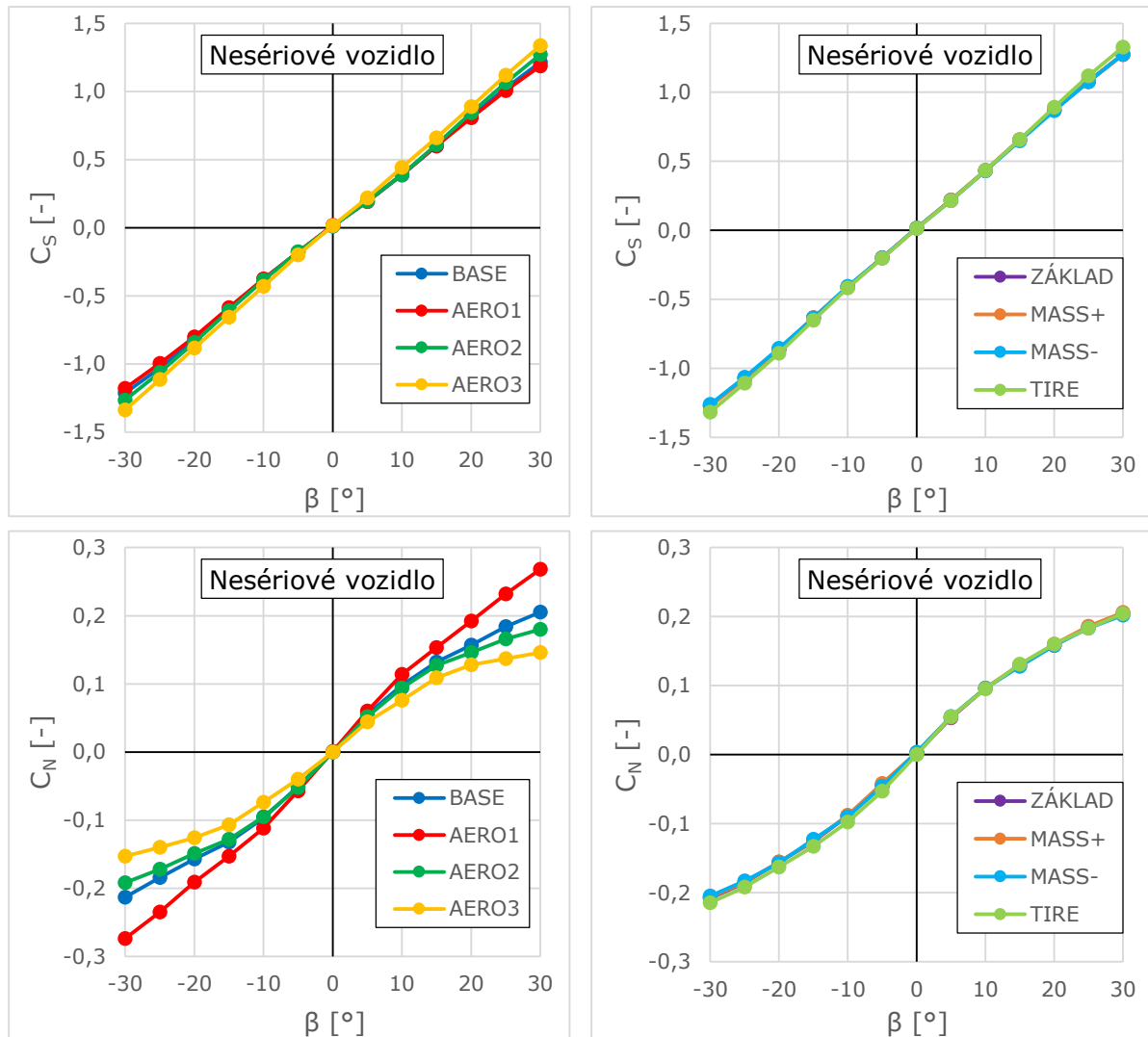


tj. výrazná změna pouze jednoho hmotnostního parametru při současném zachování (resp. minimální změně) dvou zbývajících parametrů. To platí nejvíce pro změnu hmotnosti, u polohy těžiště byly požadované změny menší než 5%, ale s malým rozptylem hodnot u ostatních konfiguracích, pro moment setrvačnosti je rozptyl trochu větší. Taktéž byl potvrzen předpoklad komplikovaného uskutečnění izolovaných změn aerodynamických parametrů. Aerodynamiku ovlivňují nejen přídatné prvky, ale i výška a naklonění karoserie, navíc výraznou změnu aerodynamiky způsobila měřicí kola. Ačkoliv změny hodnot parametrů nejsou zcela oddělené, všechny tyto parametry jsou zohledněny v modelu, takže tato skutečnost žádným způsobem neovlivní validaci metodiky.

Srovnání aerodynamických parametrů je zde zobrazeno ještě na grafech, kde je zahrnut i vliv natočení vozidla. Jak bylo uvedeno, ačkoliv by pro účely této práce bylo dostačující změřit vozidlo jen v malém rozsahu natočení vozidla, pro analýzu CBV je nutností zaměřit velký rozsah. Ze zobrazených výsledků měření aerodynamických parametrů vyplývá, že největší změny vznikají u vztlaku zadní nápravy a momentu stáčení, ale pouze v případě aerodynamických konfigurací.



Obr. 51 Přehled vztlakových koeficientů všech měřených konfigurací



Obr. 52 Přehled koeficientů boční síly a momentu stáčení měřených konfigurací

6.2 MĚŘICÍ TECHNIKA

ISO normy popisující příslušné testy určují kromě procedury samotného manévru i rozsah snímačů pro měření jízdních parametrů včetně doporučené chyby, tyto rozsahy a chyby jsou uvedeny v tab. 17. Dále normy upravují i některé parametry záznamových zařízení, které by mělo zaznamenávat naměřené hodnoty minimálně s frekvencí 8 Hz, taktéž jsou doporučeny charakteristiky filtrace dat, tato oblast bude detailně popsána v poslední části této kapitoly.

Tab. 17 Doporučené rozsahy a přesnosti měřených veličin [44]

Veličina	Rozsah	Chyba	Jednotka
Úhel natočení volantu	± 180	± 1	[°]
Boční zrychlení	± 15	$\pm 0,15$	[m/s ²]
Rychlost stáčení	± 50	$\pm 0,5$	[°/s]
Úhel směrové úchylky	± 15	$\pm 0,3$	[°]
Podélná rychlost	0 až 50	$\pm 0,5$	[m/s]



Následuje popis nejdůležitějších snímačů a měřicích ústředěn použitých při experimentech, nebudou popisovány části měřicího řetězce, které byly využity čistě pro účely CBV. Kompletní seznam všech měřených kanálů využitých pro zkoumání říditelnosti je uvedený v příloze B.

6.2.1 SNÍMAČE

INERCIÁLNÍ PLATFORMA S GPS

Jedná se o nejdůležitější prvek celého měřicího řetězce, jelikož slouží k měření téměř všech potřebných veličin pro validaci MMV. Jedná se o šestiosý inerciální navigační systém s GPS přijímačem, který určuje pohyb vozidla při dynamických dějích s přesností polohy až 0,4 m. Ovšem této preciznosti lze dosáhnout pouze při současném použití diferenciálního GPS přijímače (DGPS), který je nehybně umístěn v relativní blízkosti měřicí tratě. Přídavný přijímač slouží zejména ke zpřesnění výpočtu polohy vozidla, bez použití DGPS se pohybuje přesnost určení polohy do 1,8 m. Toto měřicí zařízení od firmy Oxford Technical Solutions (OxTS) obsahuje kromě základního GPS přijímače i tři vibrační gyroskopické snímače pro určení úhlové rychlosti stáčení kolem každé ze souřadných os, a tři servo akcelerometry pro měření zrychlení v jednotlivých směrech. Akcelerometry měří zrychlení v dané ose na základě následujícího principu, permanentní magnet je umístěn mezi dvě cívky, pokud vlivem zrychlení dojde k vychýlení magnetu z nulové pozice, zvýší se proud v příslušné cívice natolik, aby se magnet vrátil zpět do nulové polohy. Hodnota zrychlení se určuje právě na základě velikosti potřebného proudu přivedeného k cívice pro navrácení magnetu do původní polohy. Gyroskopické snímače fungují na principu určování Coriolisovy síly vznikající při otáčení vibrujícího tělesa nebo těles. Toho lze dosáhnout pomocí několika různých metod, konkrétní typ gyroskopu užitého v tomto zařízení však nebyl zjištěn. Platforma tedy na základě hodnot ze snímačů a GPS vypočítává jednotlivé kinematické složky pohybu. Při měření jízdních manévru byl použit typ RT3100, přehled základních veličin a jejich přesností uvádí následující tabulka.

Tab. 18 Přesnost vybraných parametrů platformy RT3100 [46]

Veličina	Přesnost
Rychlost (v každém směru)	0,1 km/h (\approx 0,03 m/s)
Zrychlení (v každém směru)	0,01 m/s ²
Rychlost stáčení (v každém směru)	0,01°/s
Úhel směrové úchylky	0,2°



Obr. 53 RT3100 - inerciální platforma s GPS [46]



Přesnost měření veličin platformou zcela vyhovuje podmínkám stanoveným v normě jízdních zkoušek, stejně jako vzorkovací frekvence RT3100, jejíž hodnota je 100 Hz. Vzhledem k tomu, že výpočtový model vypočítává hodnoty kinematických veličin vůči těžišti, bylo by nejvhodnější umístění platformy taktéž do těžiště, případně do jeho těsné blízkosti. Pokud to však podmínky nedovolují, lze umístit přístroj kdekoliv do vozidla, pouze se musí zajistit pevné uchycení. Ze znalosti polohy snímače vůči těžišti se následně přepočítají hodnoty všech naměřených dat.

MĚŘICÍ VOLANT

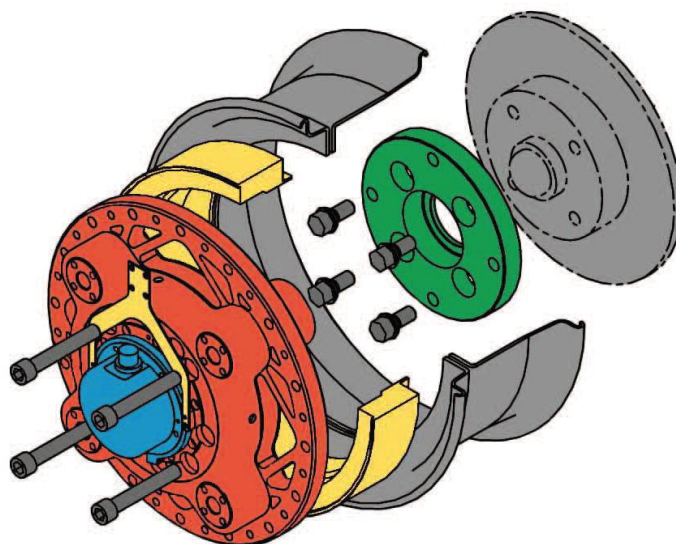
Druhou nezbytnou součástí vybavení byl měřicí volant stanovující hodnotu úhlu natočení volantu a taky krouticí moment přenášený volantem. Pro jízdní zkoušky byl použit volant od německé firmy RMS s označením FEL20. Úhel natočení zajišťuje optický snímač umístěný v těle volantu, hodnotu krouticího momentu určuje tenzometr. Měřicí volant se připojuje přímo na tyč řízení místo původního volantu, pevná poloha statické části zařízení je dosažena pomocnými tyčemi, které se uchycují přísavkami k čelnímu sklu, viz obr. 54. Absolutní přesnost měření úhlu natočení volantu závisí na zvoleném rozsahu (100° nebo 1000°), nicméně relativní přesnost 0,1% je pro oba rozsahy stejná, tato hodnota taktéž jednoznačně splňuje ustanovení dané normou. I měření momentu na volantu má dva volitelné rozsahy (10 N·m a 100 N·m), relativní přesnost se shoduje s natočením volantu. Krouticí moment ale není parametr obsažený v simulacích, proto nebyl při srovnávání simulací a měření použit. Velkou výhodou tohoto volantu však přináší mechanické dorazy, pomocí nich lze nastavit maximální hodnotu úhlu natočení volantu. Největší uplatnění mají dorazy při manévru skokového natočení, kdy napomáhají zvyšovat preciznost a opakovatelnost provedeného manévru.



Obr. 54 Měřicí volant RMS FEL 20 s držákem

MĚŘICÍ KOLA

Měření sil a momentů na kolech bylo uskutečněno pomocí speciálních měřicích kol RoaDyn P625 od společnosti Kistler. Princip měření je založen na měření sil pomocí 4 (u některých typů kol i více) piezoelektrických snímačů ve tvaru válce zabudovaných v měřicím disku kola a umístěných na roztečné kružnici se středem v ose kola. Na základně signálů ze senzorů se vypočítává silové působení přímo ve styku pneumatiky s vozovkou. Kolo se skládá ze zmíněného disku se snímači a další elektronikou, na obr. 55 zobrazen červeně, adaptéru pro připojení k ráfku (žlutý), samotného ráfku s pneumatikou a podložky (zelená), přes kterou je přichyceno kolo k náboji stejně jako běžný disk. Rozměry podložky se volí dle rozteče a počtu děr náboje kola. Naměřený signál sil a momentů určených z deformace piezoelektrických snímačů přenáší bezdrátově radiový vysílač do ústředny. Ovšem pro stanovení otáček kola musí být k pevné části náboje nebo brzdy přichycen snímač polohy natočení sloužící jako referenční značka. Informace o silách na kolech není zcela nezbytná pro validaci simulací, ovšem získaná data mohou být velmi nápomocná pro další zpřesňování výpočtového modelu. Kola byla použita pouze pro variantu BASE a aerodynamické konfigurace, čímž ovšem vznikl rozdíl v hodnotách aerodynamických parametrů u zbylých konfigurací, jelikož tvar měřicích disků je zcela odlišný od klasického kola.



Obr. 55 Schéma základních dílů měřicího kola [47]

Orientační přehled přesností měřených parametrů a jejich rozsahů uvádí tab. 19, pro účely bližšího zkoumání statické a dynamické říditelnosti vozidla jsou nejdůležitějšími parametry svislá síla, boční síla a moment vůči ose z.

Tab. 19 Rozsah a přesnost parametrů kola Kistler RoaDyn P625 [47]

Veličina	Označení	Rozsah	Přesnost
Hnací síla	F_x	20 kN	1%
Boční síla	F_y	15 kN	2%
Svislá síla	F_z	20 kN	1%
Momenty	M_x, M_y, M_z	4000 N·m	-



Obr. 56 Měřicí kolo Kistler RoaDyn P625 [47]

LASEROVÉ DÁLKOMĚRY

Podobně jako měřicí kola i dálkoměry nesloužily k přímému ověřování modelu vozidla, ale byly využity pro kontrolu měření a zkoumání dalších možností zpřesňování simulací. Laserový dálkoměr je optický snímač sloužící pro bezdotykové měření vzdáleností. Na vozidle byl v blízkosti každého kola (v podběhu) umístěn jeden snímač, jejich základní účel spočíval v zaznamenávání polohy karoserie, a částečně i v kontrole záznam inerciální platformy (klonění a klopení). Použily se dálkoměry Baumer s typovým označením OADM 13 fungující na principu triangulačního měření vzdálenosti, konkrétně z polohy dopadu odraženého paprsku na čidlo snímače se přepočítává vzdálenost vozovky. Tabulka uvádí základní parametry dálkoměru, na obrázku je znázorněn použitý snímač a jeho umístění za zadním kolem.

Tab. 20 Základní parametry laserového dálkoměru Baumer OADM 13 [48]

Veličina	Označení	Rozsah	Přesnost	Třída laseru	Vlnová délka paprsku
Vzdálenost	h	50 až 550 mm	0,08 až 3,5 mm	2	650 nm



Obr. 57 Snímač Baumer OADM 13 a jeho umístění na vozidle [48]



6.2.2 ÚSTŘEDNY

Druhou nezbytnou součástí měřicího řetězce vozidla představují ústředny, které slouží k zaznamenávání a případnému zpracování signálů ze všech snímačů. Experimentální vozidlo bylo vybaveno celkem třemi ústřednami:

- Multidata Integra
- IMC Cronos
- Aditec

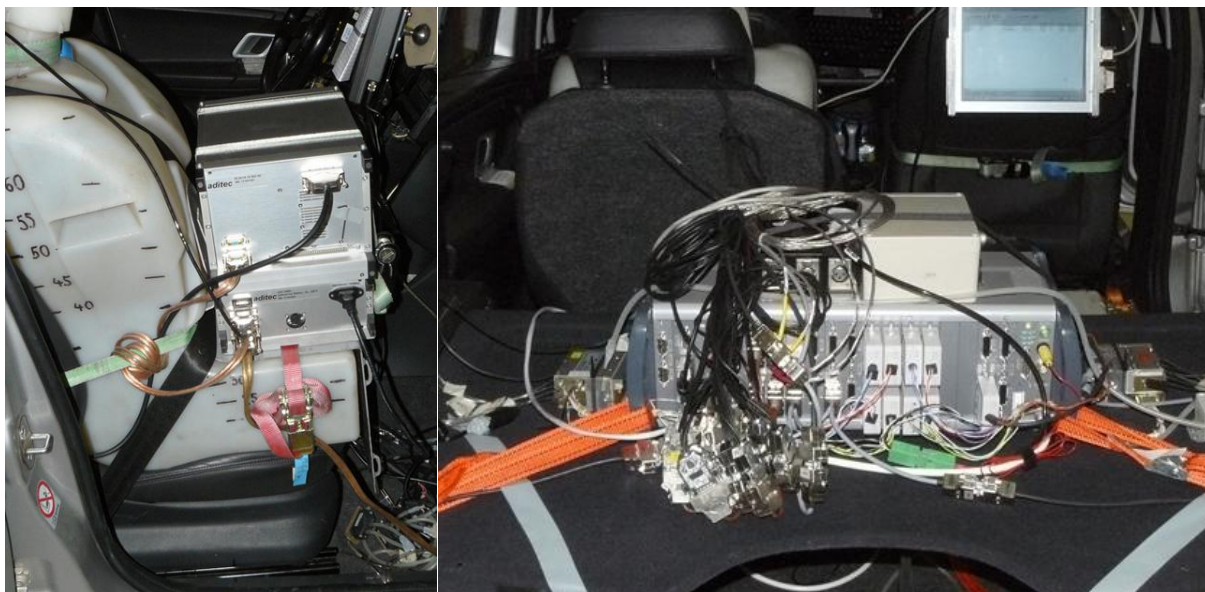
Ačkoliv každá zaznamenávala jiná data, všechny byly navzájem propojeny signálem z lineárního potenciometru, který při zpracování dat sloužil k synchronizaci ústředny, ale také k označení počátku a konce manévru. Systém Multidata zaznamenával data z inerciální platformy a měřicího volantu, spojení ústředny a platformy bylo realizováno pomocí sběrnice CAN, volant přenášel signál přes analogový vstup. Vzorkovací frekvence ústředny Multidata byla nastavena na 200 Hz. Měřicí systém byl vybaven i integrovanou on-line zobrazovací a ovládací jednotkou umístěnou na palubní desce automobilu (obr. 58), pomocí které mohl řidič kontrolovat záznam dat, případně i provádět jednoduché vyhodnocení splnění podmínek manévru.



Obr. 58 Ústředna Multidata umístěná místo zadní sedačky a ovládací jednotka řidiče

Ústředna IMC Cronos sloužila primárně pro záznam měření tlaku na karoserii v místech odběrných bodů, ale tato část měřicího řetězce nebude detailně popisována, jelikož byla využita pouze pro účely CBV. Kromě tlaků však ústředna zaznamenávala i data z laserových dálkoměrů, a obsahovala i jednoduchý GPS modul, ten byl využit pro kontrolu inerciální platformy. Stejně jako u všech ostatních záznamových systémů se nastavila vzorkovací frekvence na hodnotu 200 Hz. Ústředna byla umístěna na platu v kufru vozidla (obr. 59)

Poslední použitá ústředna Aditec sloužila pouze pro záznam signálů ze snímačů měřicích kol, které byly přenášeny radiovým vlnami ve formátu Wi-Fi. Kromě samotné ústředny tento systém obsahuje i precizní stabilizovaný zdroj eliminující výkyvy napětí na akumulátoru vozidla, které mohou způsobovat nepřesnosti v záznamu dat. Ústředna byla přichycena k vodní figuríně na předním sedadle.



Obr. 59 Ústředny Aditec (vlevo) a IMC Cronos (vpravo)

6.3 ROZSAHY MANÉVRŮ

S ohledem na limity polygonu a experimentálního vozidla se zvolily dvě rychlosti, při nichž byly oba manévry realizovány – 80 a 115 km/h. Ačkoliv rozdíl rychlostí je relativně malý, velikost aerodynamických sil by měla být u vyšší z nich přibližně dvojnásobná proti rychlosti nižší. Skokové natočení volantu nebylo měřeno pouze s jednou hodnotou úhlu natočení, ale vybralo se celkem 7 hodnot natočení (7,5°; 15°; 22,5°; 30°; 37,5°; 45° a 52,5°), tím bylo zajištěno měření dynamické říditelnosti vozidla v celém rozsahu lineárního chování, tj. do 5 m/s². V rychlosti 115 km/h se neprováděl manévr s úhlem natočení 52,5°, jelikož by se vozidlo už pohybovalo za touto pomyslnou hranicí lineárního chování. Při manévru ustáleného zatáčení řidič pomalu a kontinuálně natáčel volantem z nulové hodnoty až po úhel přibližně 50° - 60°.

Tab. 21 Přehled uskutečněných jízdních manévru - skokové natočení volantu

SNV	80 km/h - L	80 km/h - P	115 km/h - L	115 km/h - P	CELKEM
BASE	14	14	12	12	52
AERO1	14	14	12	12	52
AERO2	14	14	12	12	52
AERO3	14	14	12	11	51
MASS+	0	0	12	0	12
MASS-	0	0	12	4	16
IZ+	0	0	12	12	24
IZ-	0	0	12	12	24
XT+	0	0	12	0	12
XT-	0	0	12	0	12
PRESS	0	0	12	12	24
TIRE	0	0	12	12	24
SUMA	56	56	144	99	355



Oba manévry se prováděly pro levou i pravou stranu, navíc každá konfigurace manévru (rychlost, úhel a strana) byla při SNV opakována dvakrát, při UTZ proběhly vždy 3 opakování. Tedy v plném rozsahu se pro danou konfiguraci vozidla uskutečnilo 52 jízd SNV a 12 jízd UTZ. Nicméně z provozních a časových důvodů nebyly všechny konfigurace proměřeny v plném rozsahu, navíc manévr ustáleného zatáčení se zvládl realizovat jen se sedmi variantami vozidla. Nezbytné minimum pro srovnání vlivu jednotlivých faktorů na chování vozidla tak zajišťuje alespoň skokové natočení volantů, které bylo realizováno ve srovnatelných podmínkách pro všechny konfigurace v rychlosti 115 km/h pro levou stranu. Celkem se v průběhu obou týdnů naměřilo 355 jízd skokového natočení a 66 jízd ustáleného zatáčení.

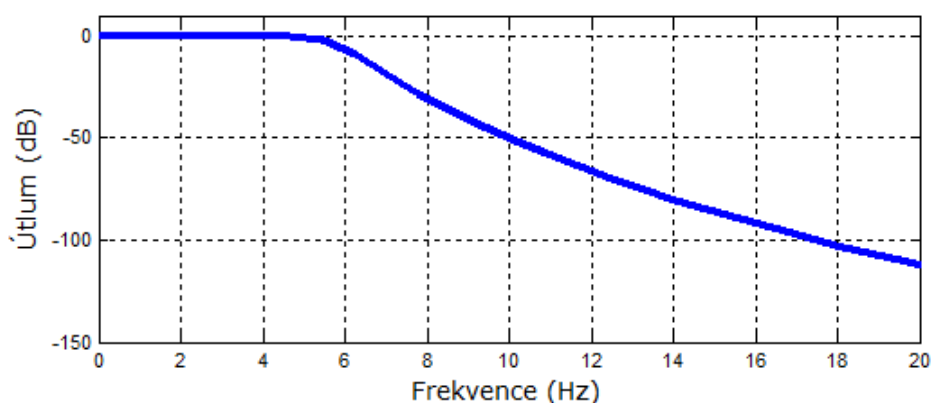
Tab. 22 Přehled uskutečněných jízd manévru - ustálené zatáčení

UTZ	80 km/h - L	80 km/h - P	115 km/h - L	115 km/h - P	CELKEM
BASE	3	3	3	3	12
AERO1	3	3	3	3	12
AERO2	3	3	3	3	12
AERO3	3	3	3	3	12
IZ+	0	0	3	3	6
PRESS	0	0	3	3	6
TIRE	0	0	3	3	6
SUMA	12	12	21	21	66

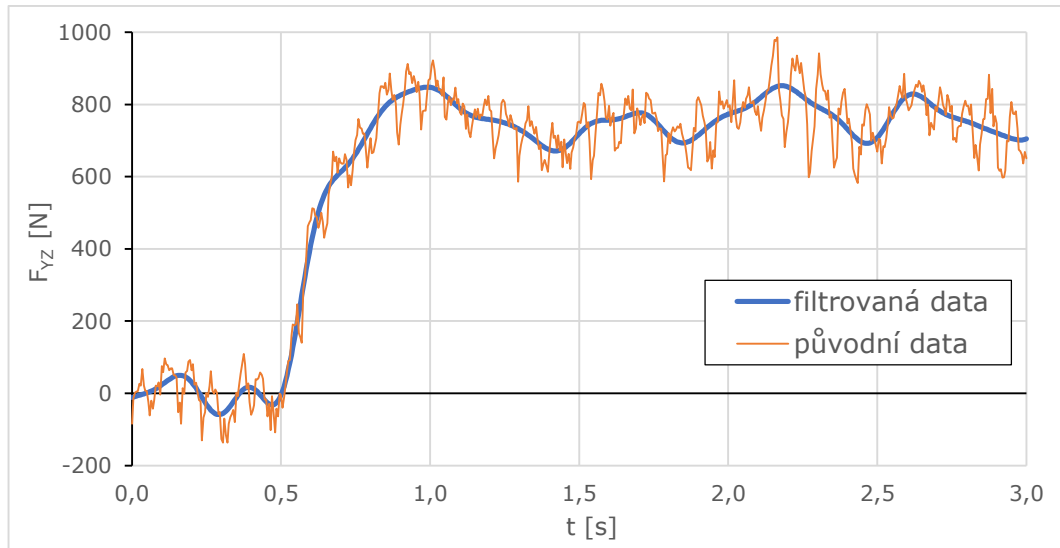
6.4 ZPRACOVÁNÍ DAT

Poslední část z etapy měření tvořilo zpracování naměřených dat pro další užívání. Zpracování zahrnovalo synchronizaci kanálů, filtraci dat, nulování průběhů veličin a výpočet kritérií, všechny tyto kroky byly zpracovány v programu Matlab.

Parametry datového filtru přesně stanovuje ISO norma [44], dle ní by se měla data zpracovat filtrem s dolní propustí od 0 do 5 Hz a nepropustným pásmem nad 10 Hz s absolutním útlumem v propustném pásmu do 0,5% a útlumem větším než 99% (-20 dB) pro nepropustné frekvence. Pro naměřená data byl použit Butterwothův filtr s nastavením charakteristiky splňující předpis normy, viz grafu na obr. 60, příklad aplikace filtru pak ukazuje obr. 61.

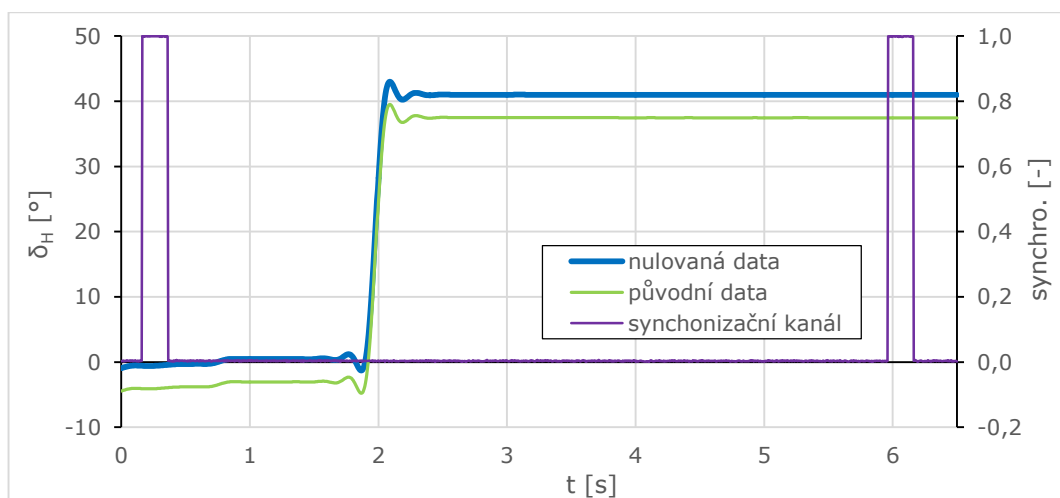


Obr. 60 Charakteristika užitého filtru s dolní propustí



Obr. 61 Příklad výsledků filtrování dat - boční síly na zadních kolech

Jak bylo zmíněno, všechny tři použité ústředny byly spojeny signálem z lineárního potenciometru fungujícího jako kontrolní tlačítko. Tento signál byl softwarově upraven, aby sdílený kanál nabýval pouze hodnoty 0 označující vypnuto nebo hodnoty 1 pro stlačení, tlačítko bylo použito vždy těsně před započítáním a hned po ukončení každé testovací jízdy. Signál tlačítka byl využit nejen k synchronizaci všech ostatních kanálů, ale i pro usnadnění zpracování dat, jelikož 2 ústředny zaznamenávaly data kontinuálně (10 až 24 jízd v jednom datovém záznamu). Další důležitý krok úpravy dat představovalo tzv. nulování. Některé snímače z důvodu nesprávného zarovnání nebo nepřesného nastavení udávaly hodnoty měřených veličin posunuté o určitou konstantu. Toto posunutí lze nejlépe identifikovat při přímé jízdě vozidla, kdy by měly všechny veličiny příčné dynamiky (boční síly na nápravě, boční zrychlení, stáčení, ad.) být nulové nebo velmi blízko nule. Protože záznam jízdy vždy začínal cca 1 až 2 sekundy před započítáním samotného manévru, bylo možné stanovit posunutí všech veličin libovolné jízdy s velkou přesností. Tvar synchronizačního signálu a příklad nulování jednoho z kanálů prezentuje obr. 62. Nakonec se ze všech změřených jízd vypočítala příslušná hodnotící kritéria popsaná v kapitole 5, která posloužila k srovnání měření se simulacemi.



Obr. 62 Příklad nulování a synchronizačního signálu



7 VALIDACE MODELU

V matematickém modelu odvozeném ve 3. kapitole (interní označením modelu MMV_01) byly spočítány simulace odpovídající jízdám provedeným při měření jízdnicích manévřů. Aby bylo dosaženo maximálně shodným podmínek, použily se pro vstupy modelu dva kanály zaznamenané při testech: rychlost vozidla a úhel natočení volantu, tím se eliminovaly drobné nuance vzniklé při měření manévřů. V modelu byly spočítány simulace pro všechny experimentální jízdy obou manévřů, následně se srovnaly hodnoty kritérií z obou sad výsledků. Pro posuzování shody modelu s měřením byly vybrány tři statistické veličiny:

- Průměrný relativní rozdíl mezi měřeními a simulacemi
- Směrodatná odchylka rozdílů jednotlivých jízd
- Průměr absolutních hodnot relativních rozdílů (ozn. Průměrný absolutní rozdíl)

Průměrný relativní rozdíl lze jinak označit za relativní chybu, se kterou simulace počítají. Snahou bylo dosažení nulové chyby, tedy maximální přesnosti. Průměrný rozdíl byl používán jako hlavní statistické kritérium pro posuzování shody modelu a měření, ostatní dvě charakteristiky byly doplňkové. Hodnota průměrného rozdílu se určila jednoduše porovnáním výsledků kritérií z jednotlivých jízd měření x_m a kritérií z odpovídajících simulací x_s :

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum \left(\frac{x_s}{x_m} - 1 \right) \quad (30)$$

Směrodatná odchylka rozdílů vyjadřuje rozptyl rozdílů simulací a měření. Pokud je dosaženo nízké směrodatné odchylky, přestože hodnota chyby vychází velká, tak lze simulace považovat alespoň kvalitativně za přesné, tedy trendově simulované chování vozidla koresponduje s realitou. Vzorec pro výpočet:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum \left[\left(\frac{x_s}{x_m} - 1 \right) - \bar{x} \right]^2} \quad (31)$$

Průměrný absolutní rozdíl nevyjadřuje rozdíly výsledků v absolutních hodnotách, ale je podobně jako průměrný rozdíl určený z relativních rozdílů výsledků měření a simulací, v tomto případě jsou ovšem průměrovány absolutní hodnoty rozdílů. Toto hodnocení věrohodnosti simulací prakticky kombinuje obě předchozí statistické charakteristiky (průměrný rozdíl i směrodatnou odchylku rozdílů). Výpočtový vzorec:

$$\bar{x}_A = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{x_s}{x_m} - 1 \right| \quad (32)$$

Výsledky srovnání ukazují, že přesnost modelu MMV_01 je velmi nízká. U necelých 40 % simulovaných jízd SNV dokonce nedošlo ani k ustálení vozidla v rovnovážném stavu po provedení skokového natočení. Celkově se model vozidla projevoval silně přetáčivě a s pomalejší odezvou na natočení volantu oproti reálnému automobilu. V simulacích vozidlo dosahovalo výrazně vyšších hodnot bočního zrychlení pro srovnatelné úhly natočení volantu, tudíž daleko dříve dosáhlo limitů pneumatik. Hodnoty času reakce i ustálené hodnoty rychlosti

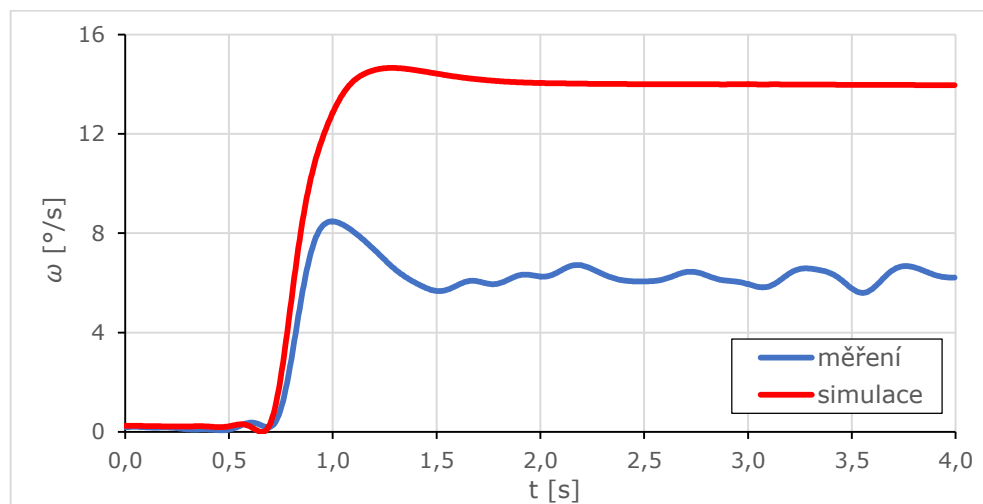


stáčení ze simulací ve všech případech silně převyšovaly výsledky z měření, často i více než dvojnásobně. S ohledem na nepříznivé výsledky obou kritérií skokového natočení volantu, nebyly hodnoty UG ani srovnávány. Negativní výsledky validací MMV_01 shrnuje tab. 23 uvádějící průměrné rozdíly kritérií SNV i jejich směrodatnou odchylku. Průměrný absolutní rozdíl zcela odpovídá průměrnému rozdílu, jelikož všechny výsledky simulací převyšovaly hodnoty určené z měření jízdních manévru, proto není vyjádřen ani v tabulce výsledků.

Tab. 23 Výsledky validací modelu MMV_01

MMV_01	ΔT_{ω}	$\Delta \omega_{ss}$
Průměrný rozdíl	101%	111%
Směrodatná odchylka	30,7%	34,4%

Příklad srovnání měření a simulace jedné z jízd SNV zobrazuje graf na obr. 63, z něj je patrné velké nadhodnocování modelu vůči realitě, ačkoliv sklon oblasti nárůstu rychlosti stáčení přibližně odpovídá měření, ale vzhledem k vyšší ustálené hodnotě se prodlužuje i čas reakce.



Obr. 63 Srovnání měření a simulací jedné z jízd SNV

Hodnoty rozdílů byly podobné pro všechny konfigurace vozidel i manévru, ovšem ani kvalitativní srovnání výsledků není pozitivní s ohledem na vysoké hodnoty směrodatných odchylek rozdílů obou kritérií SNV.

Na základě výsledků validace byl ohodnocen sestavený model jako nevyhovujícího pro analýzu statické i dynamické říditelnosti automobilu, proto se začaly hledat příčiny takto vysokých rozdílů. Nejprve kontrola kódu programu vyloučila chyby v samotném modelu vozidla a vstupních datech, proto jedinou příčinou odlišností výsledků mohl být faktor nebo faktory vozidla dosud v modelu neuvažované. Pro hledání takového faktoru byla účelně využita data z experimentů, při jejich porovnání s výsledky ze simulací byly nejmarkantnější velmi vysoké rozdíly v bočních silách pneumatik, zejména na přední nápravě. Za srovnatelných podmínek a při odpovídajících hodnotách směrových úchylek (při uvažování absolutně tuhého mechanismu řízení) produkovaly virtuální pneumatiky výrazně vyšší boční síly. Po eliminaci možnosti, že rozdíl způsobila chyba v měření parametrů pneumatik na speciálním stavu nebo



neadekvátnost modelu pneumatiky, byla za nejpravděpodobnější příčinu odlišností vytipována elastokinematika přední nápravy.

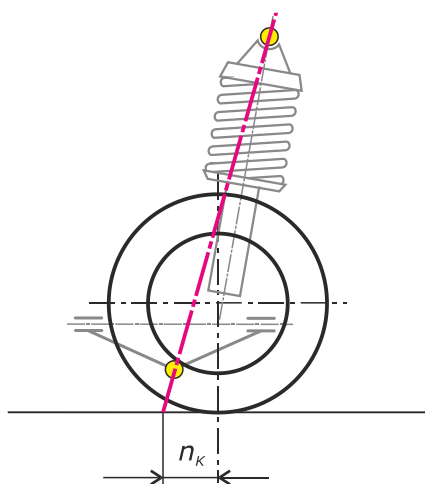
Jelikož žádná část automobilu není absolutně tuhá, vznikají působením sil elastické deformace jednotlivých dílů. To zajisté platí i pro systém řízení, kde se silové působení na pneumatikách přenáší do řízení. Ve výsledku při zatáčení nejsou přední kola natočena o hodnotu úhlu natočení volantu podělenou převodem řízení, ale úhel natočení se zmenšuje v důsledku poddajnosti dílů řízení. Proto bylo rozhodnuto o úpravě stávajícího modelu zahrnutím faktoru poddajnosti řízení.

SHRNUTÍ MMV_01:

- Základní jednostopý model vozidla
- Velmi vysoké rozdíly mezi simulacemi a měřením (v průměru 100%).
- Model s minimálním počtem parametrů není vyhovující.
- Přínosem jsou data simulovaných manévru, která umožní hledat rozdíly vůči měření.

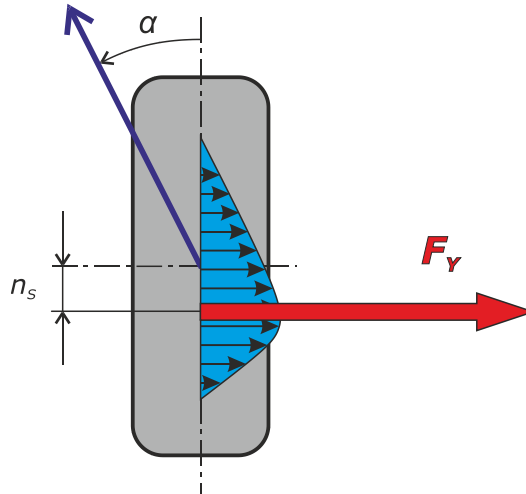
8 IMPLEMENTACE PODDAJNOSTI ŘÍZENÍ

Po neúspěchu první verze modelu vozidla byla vytvořena upravená varianta MMV_02, do které byl implementován faktor poddajnosti řízení. Elasticita řídicího mechanismu způsobuje zmenšování úhlu natočení předních kol, čímž se mění i silové poměry na pneumatikách. Řízená kola se natáčejí okolo virtuální rejdové osy, jejíž poloha je dána kinematikou konkrétního zavěšení. Prakticky u všech vozidel se v bočním pohledu rejdová osa zaklání dozadu, velikost zaklonění udává parametr - úhel záklonu rejdové osy. Znázornění rejdové osy na nápravě typu MacPherson ukazuje obr. 64, kde rejdovou osu tvoří spojnice středu horního uložení vzpěry do karoserie a středu kulového kloubu na spodním trojúhelníkovém rameni. Při záklonu protíná rejdová osa vozovku před středem pneumatiky, vzdálenost těchto bodů promítnutá do bočního pohledu se nazývá konstrukční závlek kola n_K .



Obr. 64 Konstrukční závlek kola u zavěšení typu MacPherson

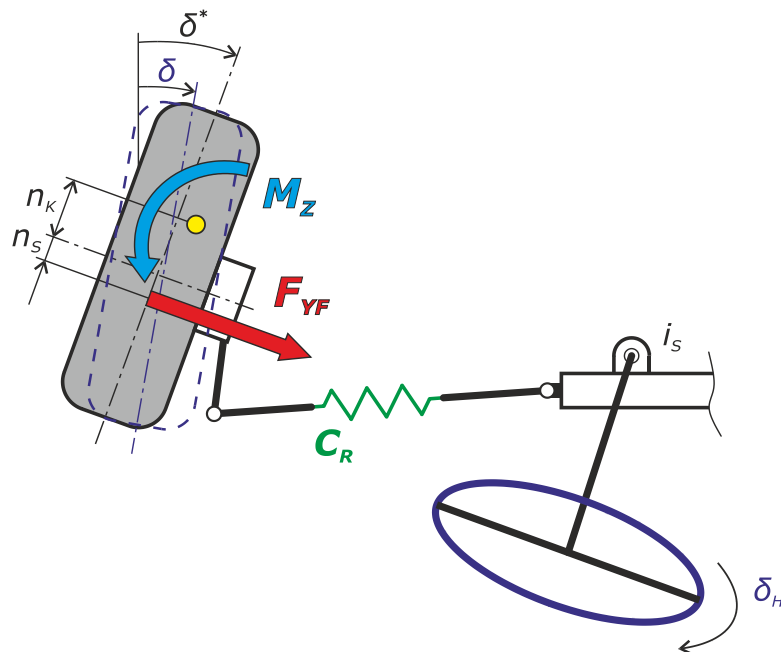
Dalším důležitým parametrem spojeným s poddajností řízení je závlek pneumatiky n_S . Princip jeho vzniku ukazuje obr. 65, kde modrá oblast znázorňuje tvar a rozložení deformace styčné plochy kola s vozovkou, obrázek je jen schématický, reálné rozměry deformace jsou menší. Při odvalování pneumatiky na vozovce s pevným povrchem dochází při působení bočního zrychlení na vozidlo k pružné deformaci běhounu pneumatiky, následkem deformací vzniká boční síla. Její nositelka ovšem neleží ve středu kola, ale posouvá se více dozadu, jelikož větší deformace vznikají až za středem kola, viz obrázek. Vzdálenost tohoto posunutí se nazývá závlek pneumatiky, ten společně s konstrukčním závlekiem tvoří rameno, na kterém působí boční síla, čímž vzniká na kole celkový vratný moment. Pozitivní efekt vratného momentu lze nalézt v navrácení kola do přímého směru po projetí zatáčkou, negativem je změna natáčení řízených kol. Z hlediska komfortu roste s vratným momentem i moment potřebný pro natočení volantu, avšak podstatnější efekt pro tuto práci představuje vliv vratného momentu na deformace v řízení a změnu natočení kola. Původní model uvažoval absolutně tuhé řízení, čili libovolná velikost boční síly nezpůsobovala žádné změny v natočení kola, reálná řídicí soustava však má určitou poddajnost, kterou lze kvantifikovat pomocí tuhosti řízení C_R . Tento parametr určuje poměr vratného momentu k úhlovému natočení kola způsobené deformacemi v řízení, hodnota udává poddajnost celého mechanismu řízení od disků předních kol až po volant. S rostoucí tuhostí řízení klesají úhlové změny natočení kola vzniklé elastickými deformacemi.



Obr. 65 Princip vzniku závleku pneumatiky

8.1 MODEL PODDAJNOSTI ŘÍZENÍ

Sestavení modelu poddajnosti řízení bylo realizováno dle Vlka [31], základní princip pro odvození rovnic naznačuje obr. 66, který zjednodušeně zobrazuje schéma polovičního modelu řízení, kdy síly na jednom kole odpovídají silám na celé nápravě.



Obr. 66 Modelování změny natočení kol způsobené poddažností řízení

Skutečná hodnota natočení kol δ se určí z teoretické hodnoty δ^* a parametrů poddažnosti řízení, teoretické natočení kol pak lze vyjádřit pomocí natočení volantu a převodu řízení:

$$\delta = \delta^* - \frac{F_{YF} \cdot (n_K + n_S)}{C_R} \quad (33)$$

$$\delta = \frac{\delta_H}{i_S} - \frac{F_{YF} \cdot (n_K + n_S)}{C_R} \quad (34)$$



V modelu MMV_01 se boční síla na nápravě určuje z úhlu směrové úchylky kol, směrová úchylka je však vypočítána mimo jiné i z hodnoty natočení předních kol, proto musí poddajnost řízení vystupovat v modelu nezávisle na směrové úchylice přední nápravy. Toho lze dosáhnout odvozením virtuální směrové tuhosti přední nápravy ovlivněné právě poddajností řízení. Když se do rovnice boční síly kola (16) vloží vztah pro směrovou úchylku (19) a rovnice úhlu natočení předních kol ovlivněná tuhostí řízení (34), získáme vyjádřením boční síly výsledný tvar virtuální tuhosti přední nápravy (36).

$$F_{YF} = 2 \cdot C_{\alpha F} \left[\frac{\delta_H}{i_S} - \frac{F_{YF} \cdot (n_K + n_S)}{C_R} - \arctan \left(\frac{v \cdot \beta + \omega \cdot l_F}{v} \right) \right]$$

$$F_{YF} \left[1 + \frac{2 \cdot C_{\alpha F} \cdot (n_K + n_S)}{C_R} \right] = 2 \cdot C_{\alpha F} \left[\frac{\delta_H}{i_S} - \arctan \left(\frac{v \cdot \beta + \omega \cdot l_F}{v} \right) \right] \quad (35)$$

$$F_{YF} = C_{\alpha F}^* \left[\delta - \arctan \left(\frac{v \cdot \beta + \omega \cdot l_F}{v} \right) \right]$$

$$C_{\alpha F}^* = \frac{2 \cdot C_{\alpha F}}{1 + \frac{2 \cdot C_{\alpha F} \cdot (n_K + n_S)}{C_R}} \quad (36)$$

8.2 URČENÍ HODNOT PARAMETRŮ PODDAJNOSTI ŘÍZENÍ

Přidáním virtuální tuhosti přední nápravy do zdrojového kódu původního programu vznikla nová verze matematického modelu vozidla. Podobně jako u původní verze následuje po dokončení modelu identifikace vstupních parametrů. V modelu MMV_02 přibyly tři nové vstupní parametry související s poddajností řízení:

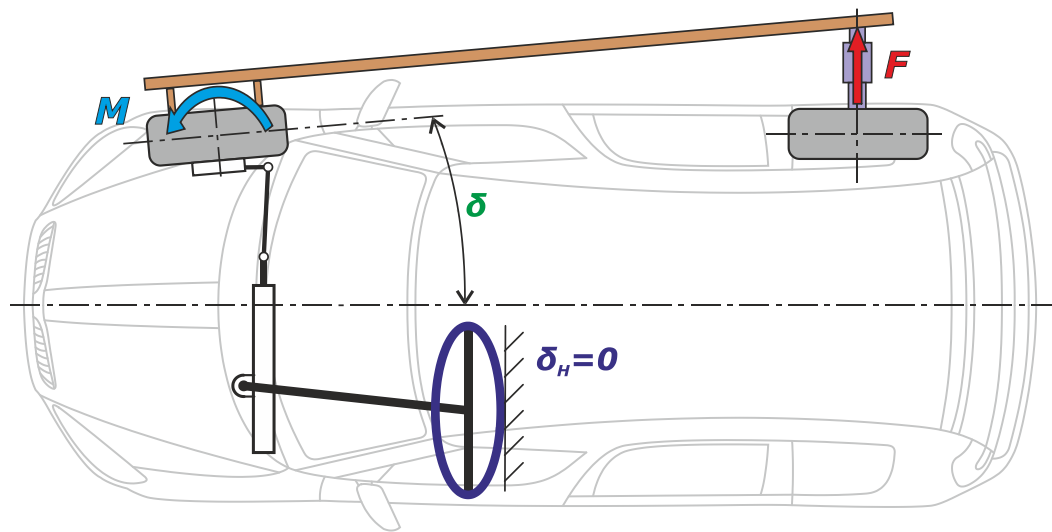
Tab. 24 Nové vstupní parametry pro verzi modelu MMV_02

Oblast	Označení	Jednotka	Název parametru
Poddajnost řízení	n_K	[m]	Konstrukční závlek kola
	n_S	[m]	Závlek pneumatiky
	C_R	[N·m/rad]	Tuhost mechanismu řízení automobilu

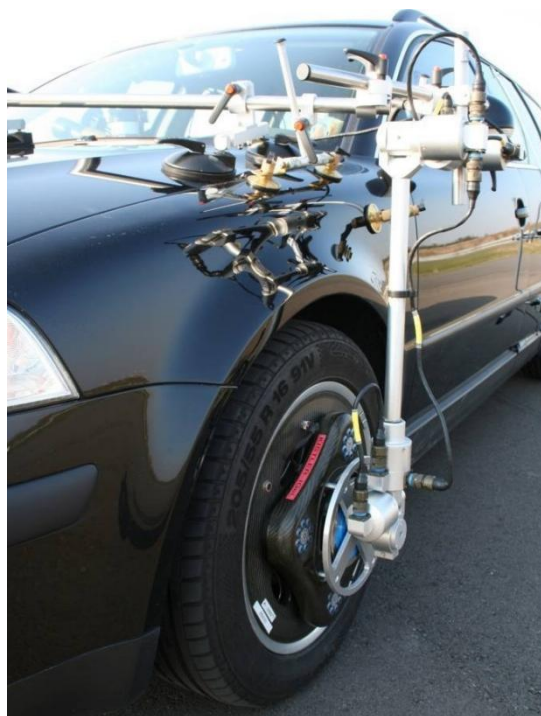
Hodnota závleku pneumatiky byla určena již při měření parametrů pneumatik ve firmě Michelin, jiné metody určení tohoto parametru než experimentální identifikace jsou výrazně komplikovanější a méně přesné. Závlek pneumatiky není konstantní, ale mění se podobně jako směrová tuhost pneumatiky se zatížením a navíc také se směrovou úchylnou kola. Velikost konstrukčního závleku kola lze stanovit pouze analýzou kinematiky zavěšení daného vozidla, k ní je potřeba znát prostorovou polohu všech kinematických bodů nápravy, ze souřadnic bodů a rozměrů pneumatiky se vypočítá hodnota závleku. Podobně jako závlek pneumatiky i konstrukční závlek není zcela konstantní, největší vliv na něj má zatížení, nicméně změna závleku není výrazná, proto byla v modelu použita jen konstantní hodnota. Poslední neznámou zůstává tuhost řízení, stejně jako u ostatních parametrů platí, že nejpresnější hodnotu poskytne měření v podmínkách odpovídajících reálné jízdě. Hodnotu tuhosti řízení lze určit nejlépe využitím speciálního stavu, při měření se natáčí předními koly např. pomocí momentu



vyvozeného tyčí zapřenou za zadní kola, volant musí být ovšem zablokován proti pohybu. Z naměřených hodnot působící síly (resp. určeného momentu) a úhlu natočení kol se dopočítá tuhost řízení, princip zkoušky představuje obr. 67. Existují ještě další statické varianty této zkoušky, princip natáčení kol při nehybném volantu však zůstává. Zcela odlišnou metodu určení tuhosti řízení nabízí měření natočení předních kol přímo při manévrech pomocí zařízení zaznamenávajícího přesnou polohu kola vůči karoserii při jízdě. Na obr. 68 je zobrazen model označený RV-4 prodávaný firmou Kistler, adaptér přichycený ke kolům umožňuje měřit změnu polohy středu kola ve všech třech směrech a taky úhel natočení kola a jeho odklon. Hodnoty konstrukčního závleku a tuhosti řízení nebyly měřeny, ale byly získány přímo ze Škoda-Auto.



Obr. 67 Schéma principu měření tuhosti řízení

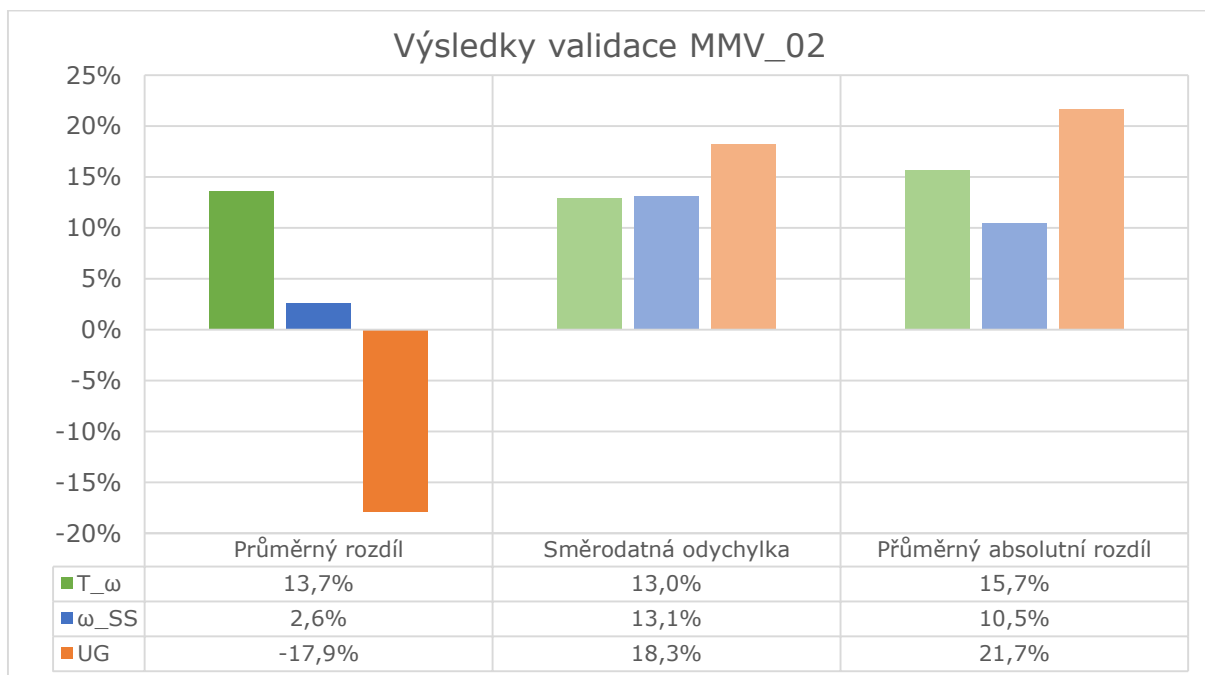


Obr. 68 RV-4 od Kistleru pro měření polohy kola [47]



8.3 VALIDACE MODELU MMV_02

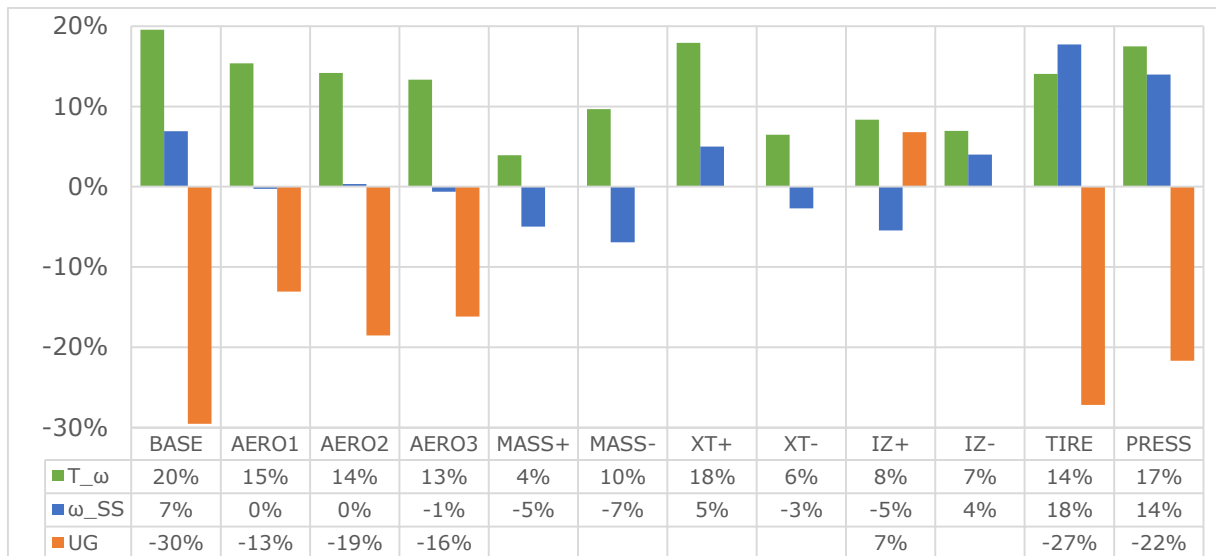
Další sada simulací spočítána pomocí nového modelu vozidla se zahrnutím poddajnosti řízení byla srovnána s výsledky měření stejně jako v předchozím případě, tentokrát však s daleko pozitivnějším hodnocením. Souhrnné výsledky validací nového modelu vozidla ukazuje jak graficky tak číselně obr. 69.



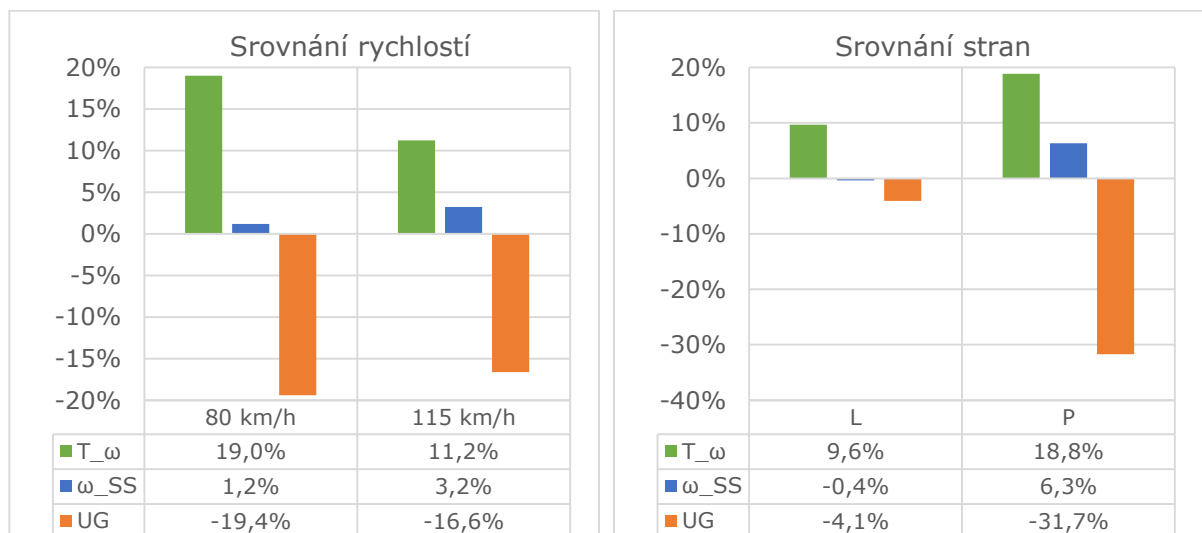
Obr. 69 Výsledky validace matematického modelu MMV_02

Celkové výsledky modelu s poddajností řízení jsou výrazně blíže experimentům než u původního modelu, kde simulace nadhodnocovaly realitu prakticky dvojnásobně. Základními výsledky jsou průměrné rozdíly, zde vychází nejlepší shoda u ustálené hodnoty rychlosti stáčení s průměrným rozdílem 2,6%, překvapivě u druhého kritéria statické říditelnosti - *UG* model podhodnocuje realitu v průměru o 18%. Kritérium popisující přechodové stavy (čas reakce rychlosti stáčení) dosahuje rozdílu necelých 14%. Směrodatná odchylnka rozdílů všech tří kritérií se pohybuje v průměru okolo 15%, čili rozptyl výsledků dosahuje relativně vysokých hodnot. Například u skokového natočení lze nalézt simulované jízdy, které se přesně shodují s měřením, ale zároveň se objevují i jízdy s velmi vysokým rozdílem kritérií (až 36%). Nejvyšší odlišnost mezi průměrným rozdílem a průměrným absolutním rozdílem se projevuje u ustálené hodnoty rychlosti stáčení, která dosahuje absolutního rozdílu 10,5%.

Bližší hodnocení věrohodnosti výpočtového modelu poskytuje srovnání průměrných rozdílů jízdy jednotlivých konfigurací na obr. 70. Hodnoty rozdílů kritérií u konfigurací vozidla se celkem významně odlišují, nejmenší rozdíly opět vychází pro ω_{SS} zejména pak u aerodynamických konfigurací. Nejnižší rozdíly času reakce se projevily naopak u hmotnostních konfigurací (kromě varianty XT+). Podvozkové konfigurace oproti ostatním dosahují nízké shody u všech hodnotících kritérií. Velká variabilita výsledků mezi konfiguracemi i jednotlivými kritérii může být zapříčiněna nepřesností hodnot vstupních parametrů, nebo dalšími faktory neuvažovanými v modelu automobilu.

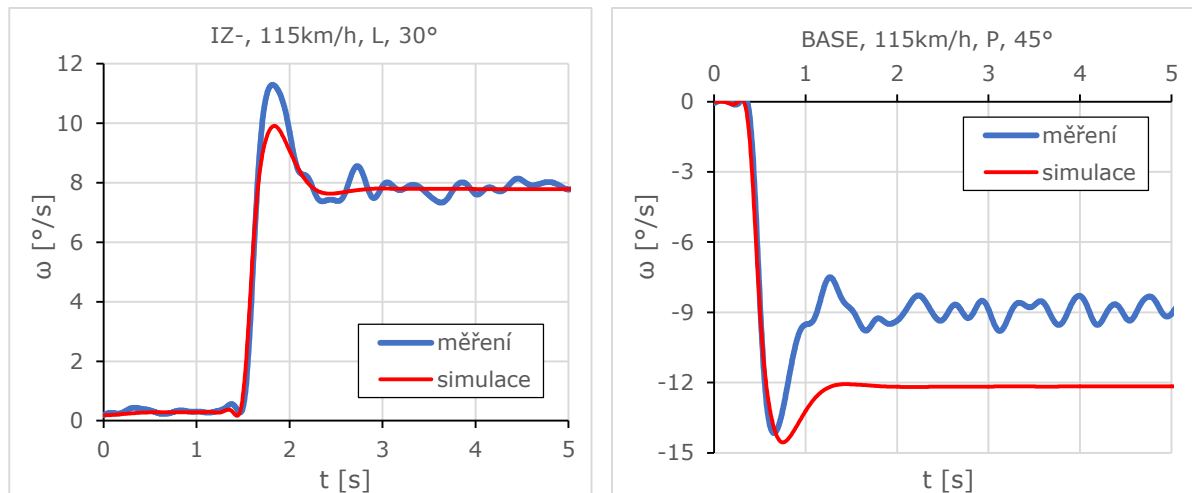


Obr. 70 Porovnání odchylek modelu pro jednotlivé konfigurace



Obr. 71 Srovnání výsledků rychlostí a stran

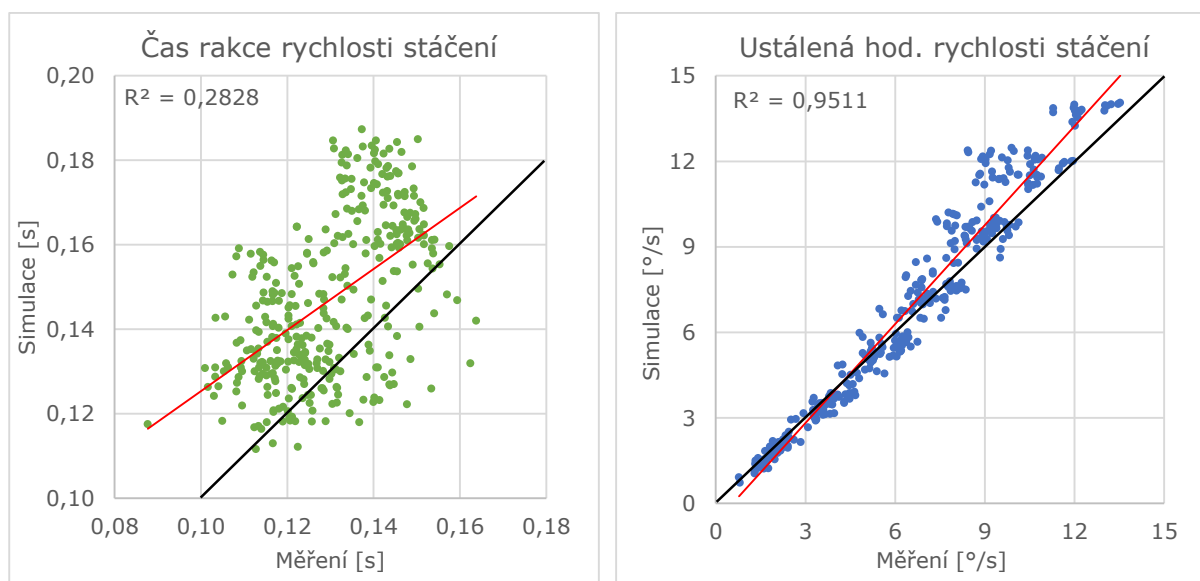
Při porovnání průměrných rozdílů jednotlivých rychlostí a stran zatáčení lze vypožorovat, že obecně lepší shoda mezi modelem a měřením vychází u vyšší rychlosti, to platí zejména pro parametry čas reakce rychlosti stáčení a understeer gradient, naopak trochu menší chyba vychází pro ustálenou hodnotu rychlosti stáčení v manévrech prováděných v rychlosti 80 km/h. Překvapivě velké rozdíly byly určeny mezi zatáčení na pravou a levou stranu, u všech kritérií vychází průměrné rozdíly manévřů prováděných napravo i několikanásobně vyšší než u zatáčení vlevo. Příčiny velkých odlišností mohou mít více původců, například chybně přepočítaná data z měření při transformaci pohybových složek do těžiště vozidla, rozdílné stranové chování vozidla, porucha dílů zavěšení, apod. Nicméně žádnou z předpokladů se nepodařilo prokázat, srovnání stran a de facto i rychlostí navíc není úplně objektivní, jelikož podíl manévřů na pravou stranu tvoří přibližně 45%. Manévry ve vyšší rychlosti (115 km/h) dokonce dosahují podílu 68%. Další grafy na obr. 72 ukazují dva příklady srovnání výsledků SNV (rychlost stáčení) u modelu MMV_02 a z měření, jedna jízda představuje velmi dobrou shodu výsledků, druhá naopak rozdílné hodnoty kritérií.



Obr. 72 Dva příklady jízd SNV se srovnáním měření a simulací

Ze zobrazených grafů jízd skokového natočení volantu je patrné, že i když rychlost stáčení v ustáleném stavu dosahuje při simulacích vyšších hodnot, průběh přechodové fáze manévru koresponduje s měřením. Výpočtový model tedy kvalitně napodobuje dynamické chování reálného vozidla, rozdíly vznikají zejména při ustáleném zatáčení, což spíše naznačuje na nesprávné hodnoty vstupních parametrů, nebo nezahrnutí jevů projevujících se při zatáčení.

Poslední grafy týkající se validací MMV_02 vykreslují hodnoty kritérií SNV určené ze simulací vůči hodnotám vypočítaných z měření. Kromě zobrazení výsledků obsahují grafy i proložení dat lineární regresí (červená přímka) včetně výpočtu korelace určené závislosti, a vložena je i přímka nulových rozdílů (černá přímka). Jednoznačně lepší korelace proložené regrese dosahuje kritérium ustálené hodnoty, které má viditelně nižší rozptyl hodnot, nicméně s rostoucí hodnotou rychlosti stáčení model více nadhodnocuje výsledky a zvětšuje se i rozptyl. Hodnoty času reakce rychlosti stáčení leží převážně nad křivkou nulových rozdílů, čili model nadhodnocuje výsledky. Přestože časové průběhy přechodové fáze manévru dobře korespondují s měřením, díky výpočtu kritéria pomocí ustálené hodnoty vzniká velký rozptyl.

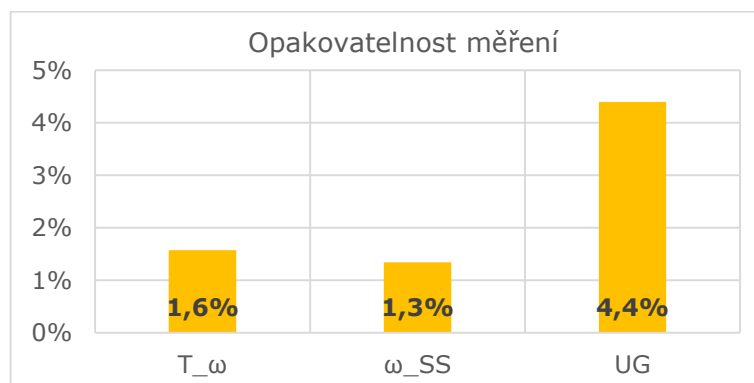


Obr. 73 Grafické srovnání výsledků měření a simulací u kritérií SNV



8.4 ZHODNOCENÍ VLIVU PODDAJNOSTI ŘÍZENÍ

Výsledky validací ukázaly významný vliv faktoru poddajnosti řízení na chování vozidla a tudíž i na výsledky simulací. Upravený původní model označený MMV_02 dosahuje výsledků daleko více srovnatelných s měřením než model původní. Přesto však jsou stále patrné nepřesnosti modelu vůči realitě, rozdíly určených výsledků kritérií se pohybují přibližně v rozpětí $\pm 15\%$, což lze považovat za velmi vysoké číslo zejména s ohledem na opakovatelnost měření, jejíž průměrné hodnoty jsou uvedeny v grafu na obr. 74.



Obr. 74 Výsledky opakovatelnosti měření jednotlivých kritérií

Pozitivní výsledek přináší dobrá shoda tvaru křivek rychlosti stáčení v přechodové oblasti manévru skokového natočení volantu, přestože průměrný rozdíl kritéria i jeho rozptyl je větší než u ustálené hodnoty rychlosti stáčení. Zatím za nejméně přesné kritérium jízdního chování vychází understeer gradient, který dosahuje největších rozdílů při porovnání simulací s experimenty. Překvapivý výsledek z validací vyplynul z velkého rozdílu manévrů prováděných na levou a pravou stranu, tento problém má však příčinu pravděpodobně v chybném přepočtu měřených dat, případně ve stranové nevyváženosti experimentálního vozidla.

I přes několik uvedených nedostatků lze verzi modelu MMV_02 označit jako dobrý základ vhodný pro další zpřesňování. Aby byl dosažen jeden z cílů dizertační práce, minimalizování počtu parametrů dynamického modelu vozidla, následující zpřesňování výsledků simulací nesměřovalo k dalšímu rozšiřování programu o nové faktory, ale k upřesnění stávajících parametrů experimentálního vozidla. Tato volba byla motivována nepravidelným rozptylem kritérií i v rámci jedné konfigurace, tyto neočekávané odlišnosti mohou být zapříčiněny změnou některého z parametrů vozidla v průběhu experimentů. Zpětná kontrola aerodynamických parametrů je prakticky nemožná, taktéž nasimulování opotřebení pneumatik a z něho plynoucí změna parametrů se neobejde bez hlubšího výzkumu. Poslední možností pro zpřesnění zůstaly hmotnosti parametry, na které bylo zaměřeno v dalším zkoumání.

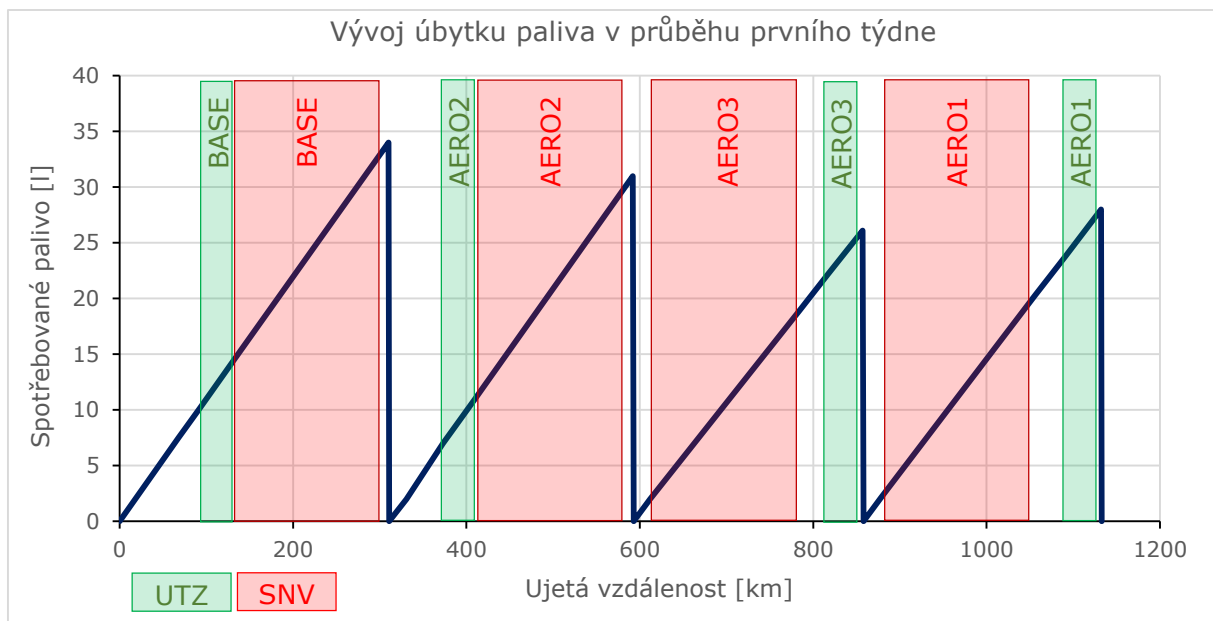
SHRnutí MMV_02:

- Rozšíření modelu o poddajnost řízení.
- Hlavním přínosem je výrazné přiblížení simulací k měření oproti původnímu modelu.
- Relativní rozdíl simulací vůči měření se pohybuje převážně v rozpětí $\pm 15\%$.
- Přesnost modelu stále není dostačující, vysoký je i rozptyl rozdílu, proto budou simulace dále zpřesňovány.



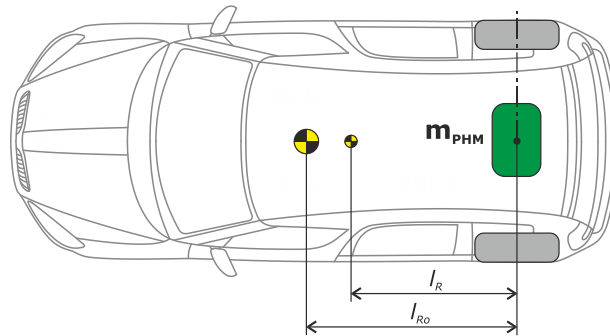
9 ZPŘESNĚNÍ HMOTNOSTNÍCH PARAMETRŮ

Přestože byla kontrolována celková hmotnost vozidla a její rozložení mezi nápravy v průběhu celého měření manévru, konkrétně vždy před začátkem prvního manévru dané konfigurace, mohlo v průběhu dojít k jejich změnám, stejně tak i ke změnám momentu setrvačnosti. Změny hmotnostních parametrů mohl způsobit pohyb zátěže případně přesun měřicí techniky, nicméně pravděpodobnost je velice malá vzhledem k tomu, že veškeré vybavení, technika i balast byly pevně přichyceny ke struktuře vozidla, navíc tyto vlivy lze zpětně jen těžko odhalit. Během měření však byl zaznamenáván jiný faktor ovlivňující všechny hmotnostní parametry, konkrétně množství dotankovaného paliva a taky ujetá vzdálenost mezi tankováními. Původně byl tento vliv zanedbáván, při zpřesňování vstupních parametrů však může hrát určitou roli. Tankování se provádělo vždy na konci nebo v půlce dne, čili úbytek nafty v nádrži se pohyboval okolo 25 až 35 l. Nádrž experimentálního vozidla je umístěn nad zadní nápravou, úbytek paliva tak způsobil odlehčení nápravy až o 30 kg (tj. 4%), čímž se nejen snížila celková hmotnost, ale změnila se i poloha těžiště a hodnota momentu setrvačnosti. Odlehčení bylo relativně malé, nicméně může hrát významnou roli ve změně hmotnostních parametrů v rámci jedné konfigurace automobilu či manévru. Ze záznamů tankování paliva, ujeté vzdálenosti a pořadí jízd se odhadnulo přibližné množství paliva před započítáním a po ukončení sady měření, a následně se vypočítaly hmotnostní parametry každé jízdy zvlášť. Odhad úbytku paliva z nádrže v průběhu prvního týdne měření ukazuje graf na obr. 75.



Obr. 75 Úbytek paliva v nádrži s naznačením průběhů manévru

Úbytek celkové hmotnosti, respektive úbytek hmotnosti na zadní nápravě, se určil z odhadu spotřebovaného množství nafty a její hustoty (0,84 kg/l). Určení změny polohy těžiště taktéž není komplikované, jelikož jsou známy zatížení obou náprav, a jejich rozvor zůstává stejný. Avšak při výpočtu momentu setrvačnosti vozidla se musí uvažovat dva jevy, transformace momentu setrvačnosti do nové polohy těžiště a úbytek setrvačným hmot spotřebovaného paliva (palivo bylo uvažované jako hmotný bod). Výpočet momentu setrvačnosti uvádí vztah (34), princip odvození nového momentu ukazuje obr. 76. Po určení nových hmotnostních parametrů u všech jízd všech konfigurací byly opět provedeny simulace pomocí modelu MMV_02.

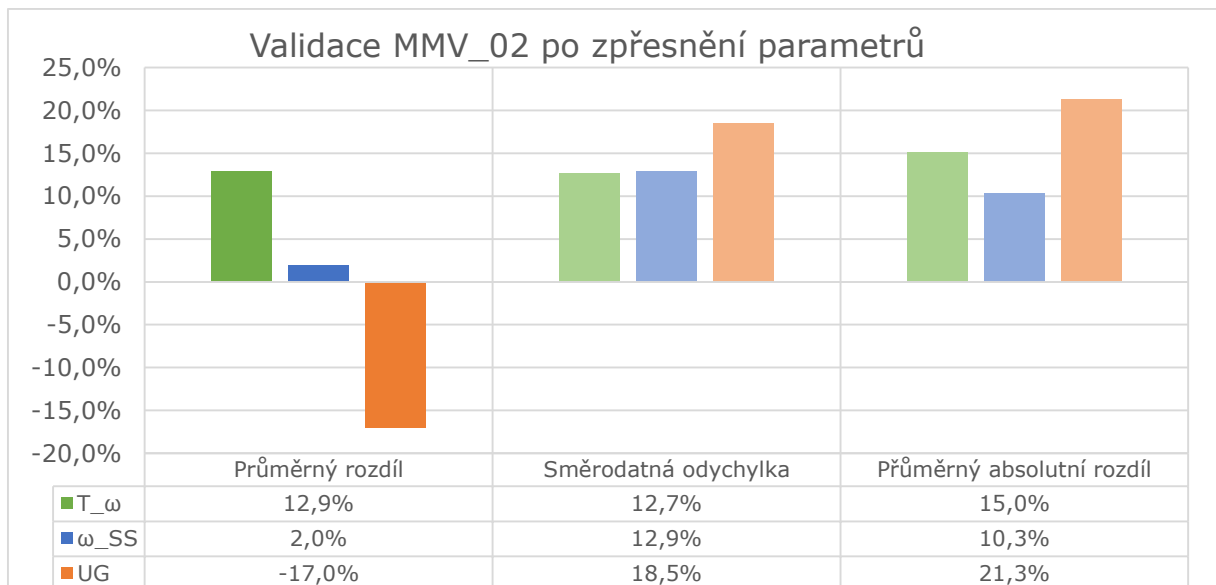


Obr. 76 Schéma posunutí těžiště vozidla vlivem spotřeby paliva

$$I_{Z0} = I_Z - m_{PHM} \cdot l_R^2 - m_{PHM} \cdot (l_{R0} - l_R)^2 \quad (34)$$

VÝSLEDKY VALIDACÍ

Účinek zpřesnění hmotnostních parametrů na výsledky validací je sice pozitivní, ale zároveň jen velmi malý. Průměrné rozdíly kritérií se zmenšily maximálně o procento, většinou spíše o desetiny, tudíž došlo pouze k drobné úpravě výsledků. K podobnému zpřesnění dochází i u dílčích výsledků srovnávající jednotlivé konfigurace vozidel či manévru odděleně. Zobrazení výsledků včetně konkrétních hodnot je na obr. 77. Pro další zvýšení přesnosti simulací a snížení rozdílů vůči výsledkům měření se musí model rozšířit o nové faktory i za cenu navýšení počtu nových vstupních parametrů, protože v současných vstupech ani programu již není další prostor pro úpravy, který by výrazněji posunuly simulace k realitě.



Obr. 77 Výsledky validace MMV_02 se zpřesněním hmotnostních parametrů

SHRNUTÍ MMV_02 SE ZPŘESNĚNÍM HMOTNOSTNÍCH PARAMETRŮ:

- Zahrnut vliv spotřeby paliva na hodnoty hmotnostních parametrů.
- Přínos této úpravy byl sice pozitivní, ale velice malý (desetiny procent).
- Další zpřesnění modelu lze dosáhnout jen cestou rozšíření modelu o nové faktory.

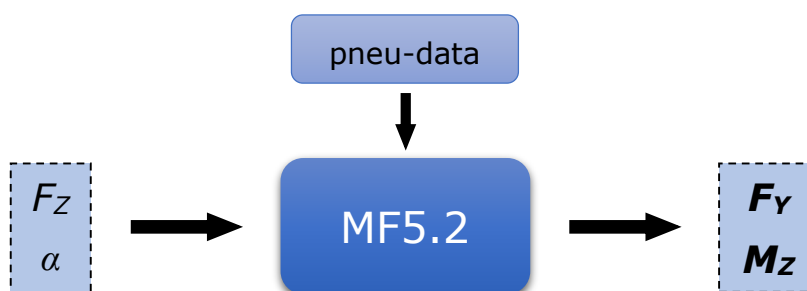


10 ROZŠÍŘENÍ MATEMATICKÉHO MODELU

Existuje velké množství faktorů ovlivňujících jízdní dynamiku vhodných pro rozšíření stávajícího modelu vozidla, avšak odhadnout, který z nich poskytne kýžené zpřesnění výsledků simulací, není zcela prosté. Přestože by měl model sloužit hlavně pro posuzování vlivu aerodynamických parametrů na jízdní chování, rozšíření programu po aerodynamické stránce, například zahrnutí vlivu naklonění karoserie na hodnoty koeficientů, by simulace k měřením pravděpodobně nepřiblížilo. Naklonění odpružené hmoty automobilu při zatáčení je dynamický děj, ale výzkumy srovnávající výsledky měření aerodynamických dat vozidla ve statické poloze a v dynamickém pohybu prokázaly odlišnost výsledků těchto dvou stavů. Jednu ze studií zabývající se tímto fenoménem publikoval Peter Aschwanden [49], v ní porovnává výsledky měření v tunelu u stojícího a svisle kmitajícího automobilu, průměrné výsledky aerodynamických parametrů těchto dvou zkoušených stavů nebyly shodné. V aerodynamickém tunelu se vozidlo standardně měří jen ve statické poloze, proto by vliv naklonění na chování vozidla určený pomocí těchto dat byl zatížen chybami. Daleko výraznější posun mohou přinést úpravy v oblasti pneumatiky, které jsou středem zájmu mnoha výzkumů, například model zahrnující nerovnosti vozovky a rozložení tlaku na pneumatice, který byl vytvořen ve spolupráci firmy Hankook a Arizonské univerzity [50]. Zmíněná studie prokázala zpřesnění výsledků simulací s rozšířením modelu pneumatiky, proto bude i rozšiřování stávající modelu orientováno směrem k pneumatikám a jevům ovlivňující jejich chování.

10.1 ÚPRAVA MODELU PNEUMATIKY

Dosavadní model pneumatiky počítal pouze boční síly na pneumatice na základě zatížení kola a jeho směrové úchytky. Síly na pneumatice však ovlivňuje daleko více faktorů, navíc v důsledku vyosení boční síly vzniká vratný moment popsany v kapitole poddajnosti řízení. Ten způsobuje nejen deformace v řízení, ale ovlivňuje stáčení vozidla i přímo. Navíc dosud nebyl vratný moment vůbec uvažován na kolech zadní nápravy. Výpočetní program byl rozšířen o empirický model pneumatiky vytvořený Hansem Pacejkou a pojmenovaný Magic Formula 5.2 (MF5.2), který na základě vstupních dat počítá silové odezvy na pneumatice. MF5.2 se skládá z velkého množství rovnic popisujících komplexní chování pneumatiky za všech situací, v rovnicích vstupuje více než stovka koeficientů určujících konkrétní vlastnosti pneumatiky. Ačkoliv by se zdálo, že implementací tohoto modelu diametrálně naroste počet vstupních dat, tak ve skutečnosti nebylo nutné doměřit ani jeden nový parametr, jelikož všechny koeficienty vystupující v MF5.2 byly určeny již při měření vybraných pneumatik ve firmě Michelin. S ohledem na značné množství parametrů modelu a vztahů zde nebudou rovnice uvedeny, pouze zjednodušený princip funkce modelu představuje schéma na obrázku.



Obr. 78 Zjednodušené schéma funkce modelu pneumatiky MF5.2



Zavedením MF5.2 do modelu vozidla s tuhostí řízení vznikla nová verze programu MMV_03, s ohledem na změnu rovnic pro výpočet bočních sil, bylo potřeba změnit definici vlivu tuhosti řízení, která byla původně zahrnuta v rovnici virtuální směrové tuhosti přední nápravy. Do výpočtu diferenciálních rovnic se zavedl vztah pro hodnotu změny natočení kol δ_A způsobenou silovým působením na přední nápravě, tuto podmínku vyjadřuje rovnice (38).

$$\delta_A = \frac{-n_K \cdot F_{YF} + M_{ZF}}{C_R} \quad (38)$$

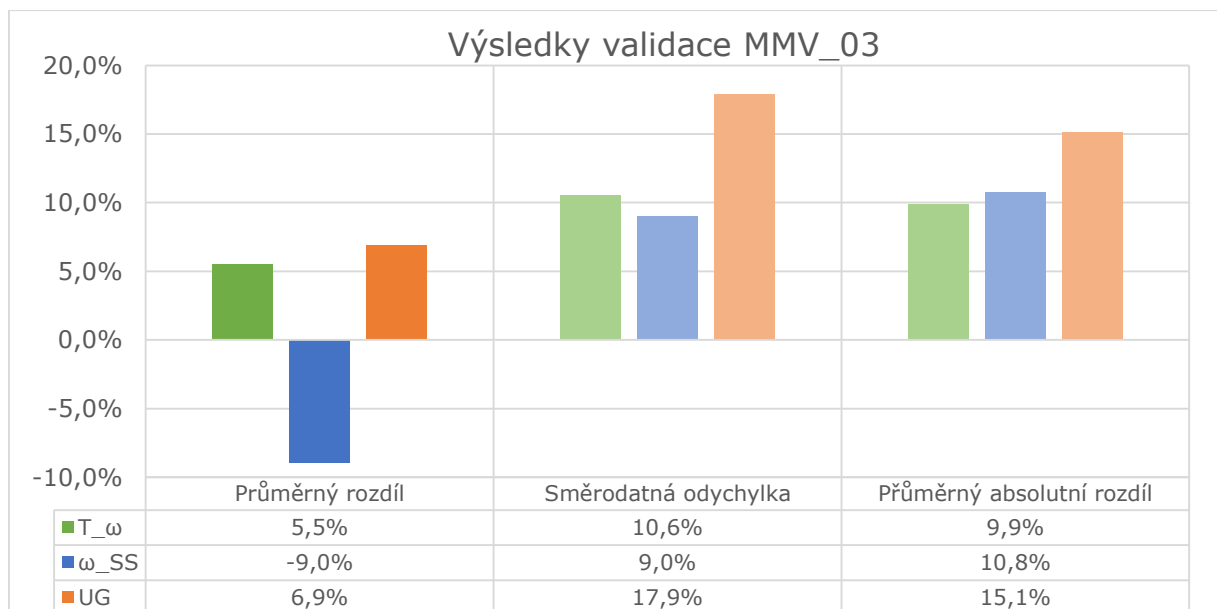
Vzhledem k tomu, že zahrnutím vratných momentů přibýlo další silové působení na vozidle, bylo nutné upravit i základní pohybové rovnice.

$$\dot{\beta} = \frac{F_{YR} + F_{YF} \cdot \cos(\delta) + F_Y^A}{mv} - \omega$$

$$\dot{\omega} = \frac{l_F \cdot F_{YF} \cdot \cos(\delta) - l_R \cdot F_{YR} + M_Z^A + F_Y^A \cdot \left(\frac{l_R - l_F}{2}\right) + M_{ZR} + M_{ZF}}{I_Z} \quad (39)$$

VALIDACE MMV_03

S novým modelem byly opět realizovány simulace všech jízdních manévrů kromě konfigurace změny tlaků v pneumatikách (PRESS), jelikož k těmto tlakům nebylo k dispozici dostatečné množství dat pro MF5.2. Postup výpočtu validace verze modelu vozidla MMV_03 zcela odpovídal předchozím variantám. Základní výsledky zobrazuje opět standardní graf.

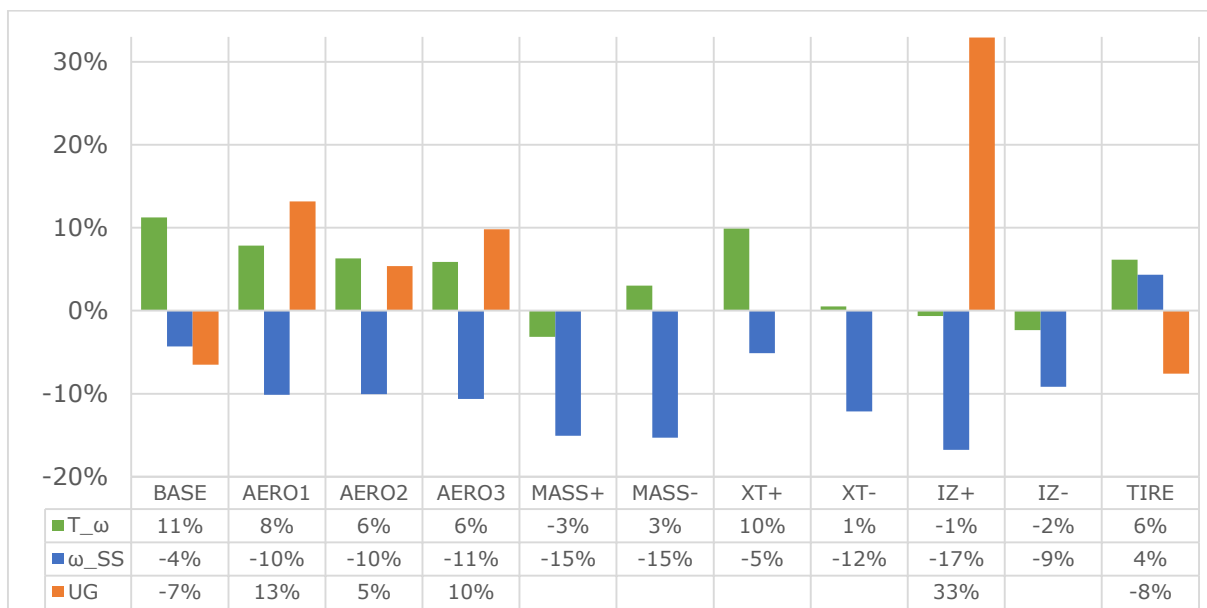


Obr. 79 Výsledky validace matematického modelu MMV_03

Ve výsledcích validace verze MMV_03 sice došlo ke zhoršení průměrného rozdílů ustálené hodnoty rychlosti stáčení vůči předchozí, ale u všech ostatních kritérií a parametrů bylo zaznamenáno zlepšení výsledků. Hodnoty průměrných rozdílů kritérií se pohybují mezi -9 a +7%, snížila se i směrodatná odchylnka rozdílů, i když u UG jen mírně. Celkově tak lze změnu

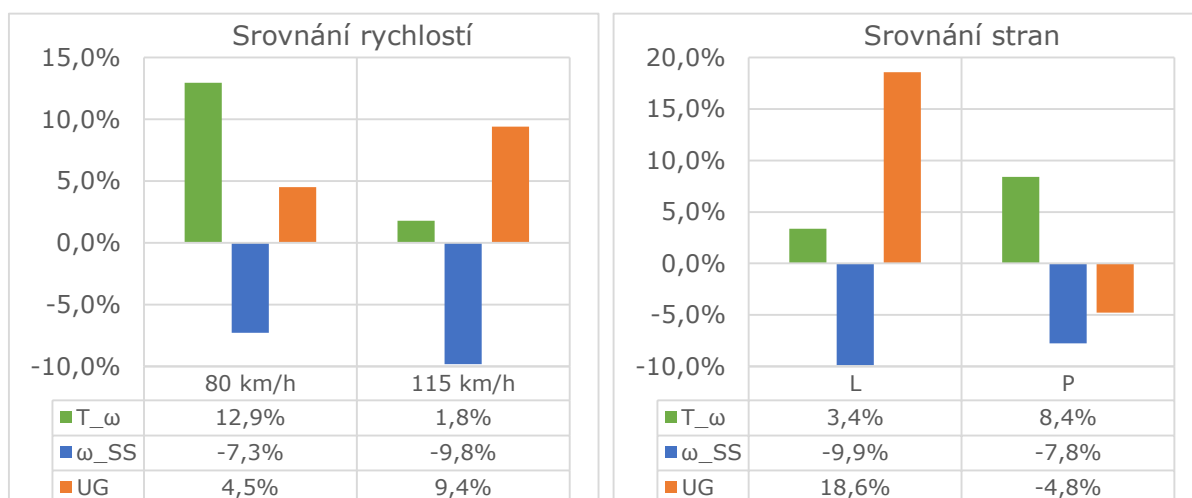


modelu pneumatiky hodnotit jako přínosnou pro zpřesnění výsledků srovnání simulací a měření. Při srovnání výsledků jednotlivých konfigurací vozidla odpovídají změny vůči předchozímu modelu trendům celkovým výsledkům, tj. snížení přesnosti ustálené hodnoty a zvýšení přesnosti času reakce a *UG*. Velikost posunutí jednotlivých kritérií je téměř konstantní, z toho důvodu došlo i k nárůstu rozdílů understeer gradientu u varianty se zvýšeným momentem setrvačnosti (*IZ+*) až na hodnotu 33%, jelikož už u předchozí verze modelu byl trend *UG* této konfigurace vůči ostatním opačný. Z konstantního posunu vyplývá, že se model vozidla stal více nedotáčivým než v předchozím případě, nedotáčivost ovlivnila všechny konfigurace vozidla i manévry téměř shodně, proto i rozptyl výsledků klesl jen mírně.

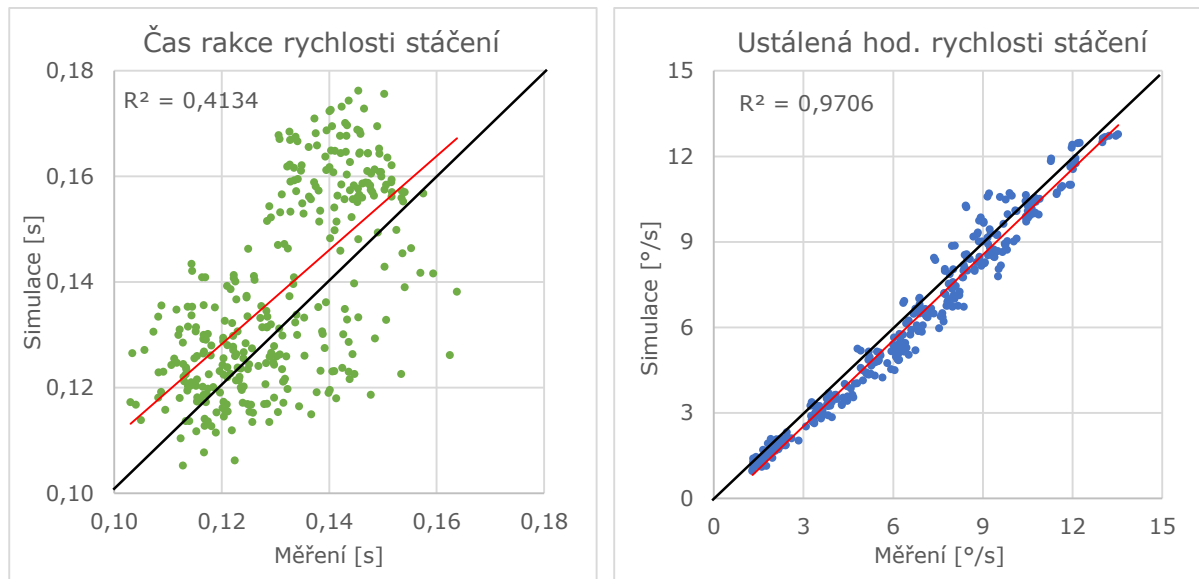


Obr. 80 Srovnání průměrných rozdílů jednotlivé konfigurace u MMV_03

Shodná posunutí jako u celkových výsledků a srovnání konfigurací lze nalézt i v dílčích výsledcích srovnávající rychlosti a strany zatáčení. Při použití nového modelu pneumatiky částečně narostly rozdíly času reakce a understeer gradientu jak u srovnání rychlostí tak stran zatáčení.



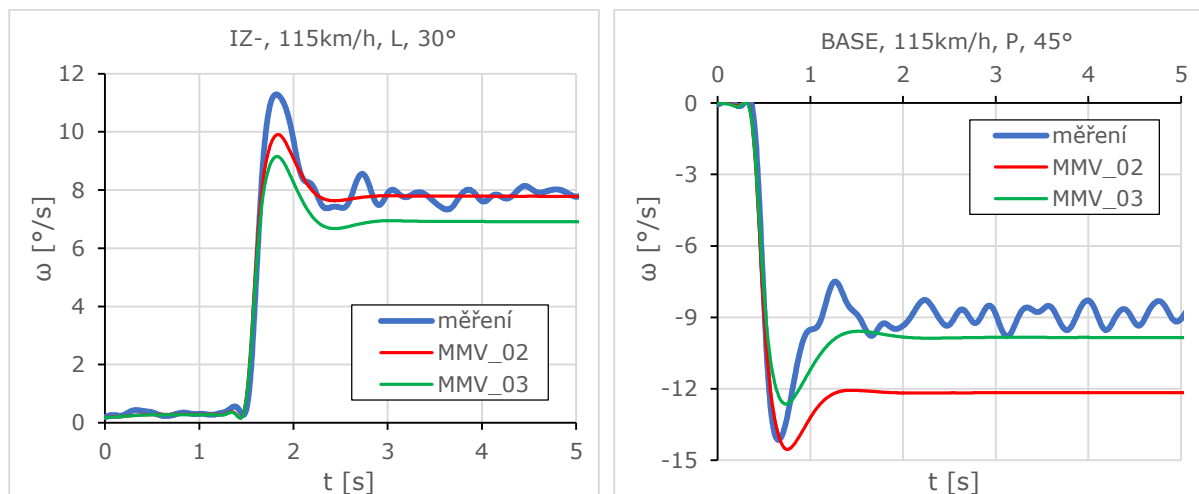
Obr. 81 Srovnání výsledků pro různé rychlosti a strany u MMV_03



Obr. 82 Grafické srovnání výsledků simulací a měření pro MMV_03

Přestože došlo pouze ke konstantnímu posunutí všech hodnot kritérií spočítaných v simulacích směrem k nedotáčivosti bez výrazného snížení rozptylu rozdílů, sklony regresních křivek vytvořených z grafického srovnání simulací a měření všech provedených jízd se přiblížily křivce nulových rozdílů. Navíc se zvýšily i hodnoty koeficientů korelace vypočítaných závislostí zejména u času reakce rychlosti stáčení. Model MMV_03 obecně podhodnocuje chování vozidla z hlediska statické říditelnosti, ale nadhodnocuje dynamickou říditelnost.

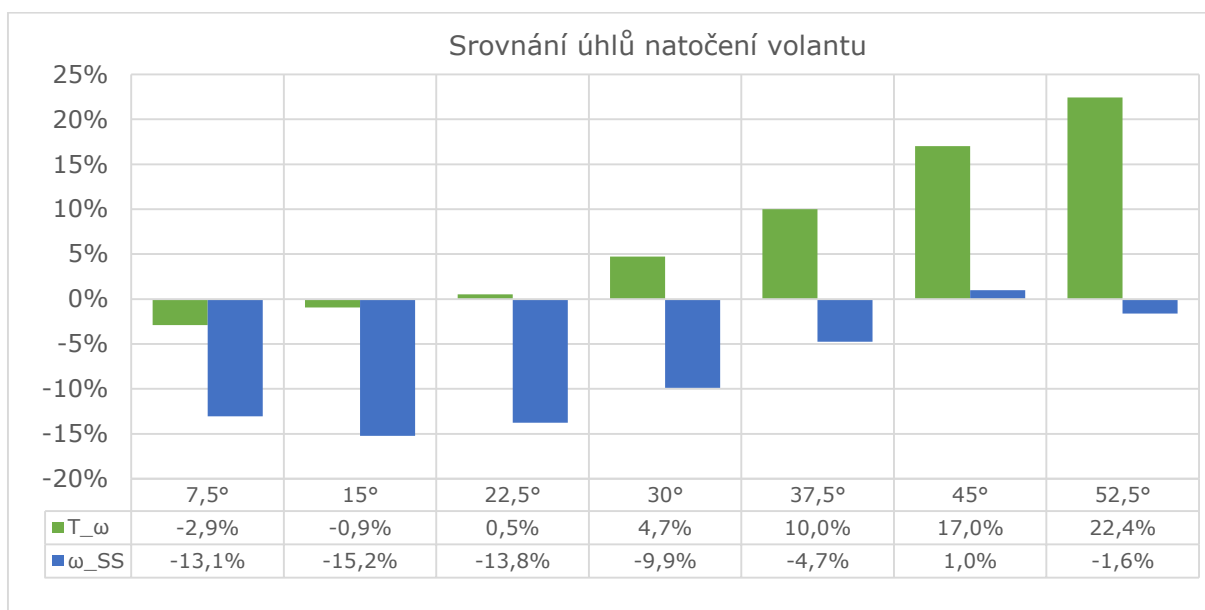
Jak bylo uvedeno, s novým modelem pneumatik se zvýšila nedotáčivost simulovaného automobilu, tím poklesly hodnoty rychlosti stáčení u všech jízd. Při srovnání simulací s původním a novým modelem pneumatiky na konkrétních jízdách, které byly představeny již ve výsledcích modelu MMV_02, lze vidět pokles rychlosti stáčení přibližně o 15% u obou příkladů. U jedné z jízd je toto snížení negativní a u druhé naopak pozitivní, další úpravy modelu pneumatiky by však pravděpodobně přinesly jen další posouvání hodnot kritérií v rámci všech jízd. Větší přínos by poskytl faktor, který neovlivňuje model všeobecně, ale projevuje se pouze v konkrétních situacích (konfigurace vozidla nebo manévru).



Obr. 83 Srovnáním měření a modelů na konkrétních jízdách



Při srovnání výsledků validací pro různé hodnoty skokového natočení volantu se ukázal nárůst rozdílů času reakce rychlosti stáčení, respektive pokles rozdílů ustálené hodnoty, se zvýšením úhlu volantu. Tento trend je navíc v podstatě monotónní v téměř celém rozsahu natočení volantu. S nárůstem natočení volantu roste i boční zrychlení, které způsobuje naklopení odpružené hmoty vozidla a taky přenos zatížení z kol na vnitřní straně na stranu vnější. Přenosem zatížení se mění silové podmínky na kolech a tím se může změnit i jízdní chování. Jelikož přenos zatížení závisí na bočním zrychlení, měl by více ovlivňovat jen manévry s větším natočením, tím je splněna požadovaná podmínka faktoru, který neovlivňuje všechny jízdy stejně, proto se další rozšiřování modelu zaměřilo na vliv přenosu zatížení při zatáčení.



Obr. 84 Vliv natočení volantu na rozdíly mezi simulacemi a měřením

SHRnutí MMV_03:

- Změna modelu pneumatiky (zahrnutí vratného momentu a dalších nových faktorů ovlivňujících charakteristiky pneumatiky).
- Obecně se model zpřesnil, zejména v hodnocení přechodového chování, ale došlo naopak ke snížení přesnosti hodnocení ustálené hodnoty rychlosti stáčení.
- Celkově došlo prakticky ke konstantnímu posunu hodnot výsledků všech jízd, tudíž rozptyl rozdílu vůči měření se snížil jen velmi mírně.
- Další rozšiřování modelu bude směřováno k faktorům, které se více projevují jen v určitých situacích.

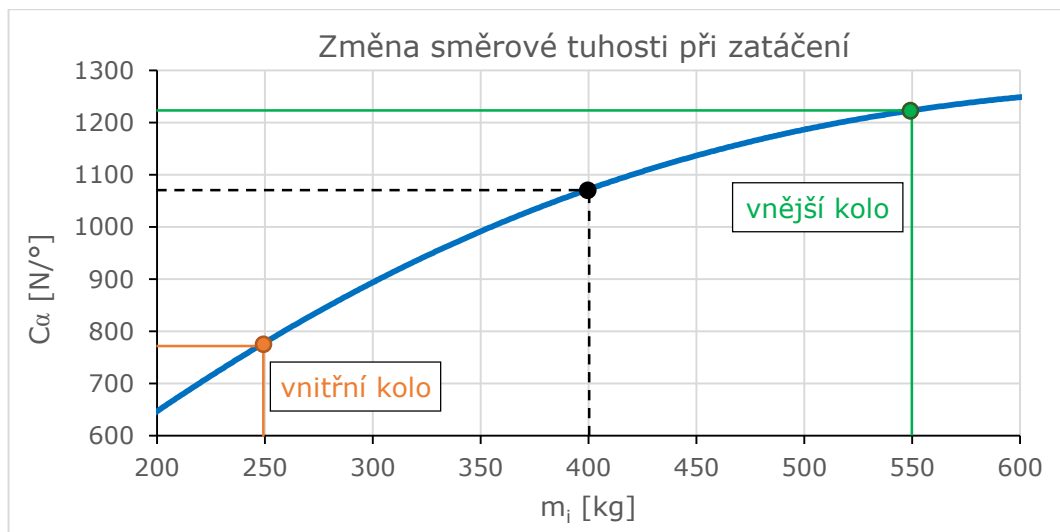
10.2 PŘENOS ZATÍŽENÍ

Při zatáčení automobilu dochází vlivem bočního zrychlení k přenosu zatížení z kol vnitřních na kola vnější, tím dochází ke změně směrových tuhostí na kolech nápravy, avšak poměr změny zatížení kol na nápravě není shodný s poměrem změny jejich směrových tuhostí. Obr. 85 znázorňuje příklad změny směrových tuhostí pneumatik při odlehčení vnitřního kola o 150 kg



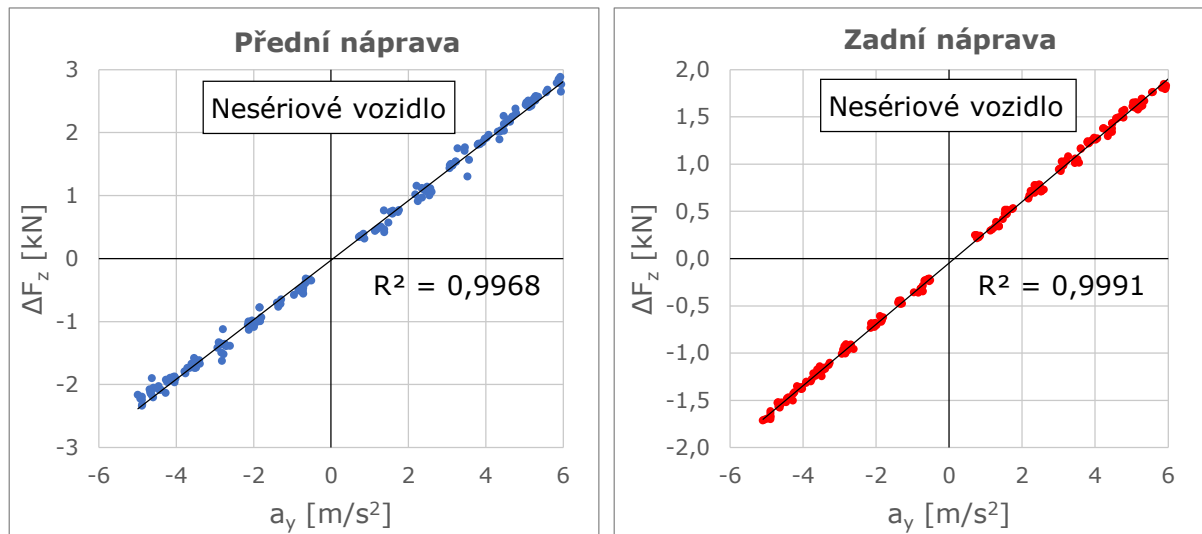
a přitížení vnějšího o stejnou hodnotu. Graf jednoznačně ukazuje, že součet směrových tuhostí na nápravě se při tomto transferu zatížení zmenšil, přesněji dochází k poklesu celkové směrové tuhosti na nápravě přibližně o 7%. Pro dosažení stejné boční síly jako v situaci bez přenosu zatížení musí vzniknout větší směrová úchylna na kolech, v důsledku toho se mění i přetáčivost/nedotáčivost vozidla a i dynamická říditelnost.

Velikost přenosu zatížení na nápravě ovlivňuje velké množství faktorů, např. tuhosti pružin a stabilizátoru, charakteristiky tlumičů pérování, kinematika zavěšení, výšková poloha těžiště, ad. Samotné implementování přenosu zatížení do simulačního modelu není příliš komplikované, k dosavadním pohybovým rovnicím by se připojila momentová rovnováha vůči podélné ose x , čímž vznikne systém se třemi stupni volnosti. Řešením nových rovnic se simulace pohybu automobilu rozšíří o naklopení odpružené hmoty. Problém přináší spíše velké množství nových vstupních veličin vyjmenovaných výše, stanovení přesných hodnot vyžaduje další (z části) nákladná měření, validace nového modelu by se tak výrazně zpozdila.



Obr. 85 Snížení směrové tuhosti nápravy při přenosu zatížení

Stanovení a implementování přenosu zatížení mezi koly při zatažení lze však provést s pomocí dat zaznamenaných při měření jízdních manévřů. Jelikož v prvním týdnu byla použita měřicí kola, určil se přenos hmotnosti při zatažení z hodnot zatížení jednotlivých kol v průběhu manévřů, konkrétně se spočítaly změny zatížení kol na nápravě z fáze ustáleného zatažení manévru SNV. Výsledky přenosu zatížení byly vztaženy k aktuální velikosti bočního zrychlení, čímž nebylo nutné rozšiřovat pohybové rovnice o další stupeň volnosti, pouze se do modelu přidaly rovnice pro výpočet aktuální hodnoty zatížení každého kola (37). Přesto bylo nezbytné stanovit nové vstupní parametry – transfer zatížení přední a zadní nápravy (K_F a K_R), ty se určily pomocí grafů na obr. 86, kde jsou vykresleny změny zatížení kol vůči bočnímu zrychlení. Z grafů je patrná téměř lineární závislost těchto dvou parametrů, proto hodnoty transferů zatížení byly určeny z gradientů proložených regresních přímek, které navíc dosáhly velmi vysokých korelací. Výhodou tohoto postupu je zahrnutí vlivu přenosu zatížení bez nutnosti dalšího zdoluhavého měření nových parametrů a bez většího rozšíření samostatného modelu. Riziko lze spatřovat zejména v určení hodnot nových parametrů pouze z konfigurací měřených v prvním týdnu, tudíž není ověřeno, zda se nové parametry v druhém týdnu experimentů nemohly změnit, což by mělo nepříznivý vliv na validace výsledků simulací.



Obr. 86 Závislosti přenosů zatížení na bočním zrychlení

$$F_{ZFR} = (F_{ZF} - F_{ZF}^A) \cdot 0,5 + K_F \cdot a_Y$$

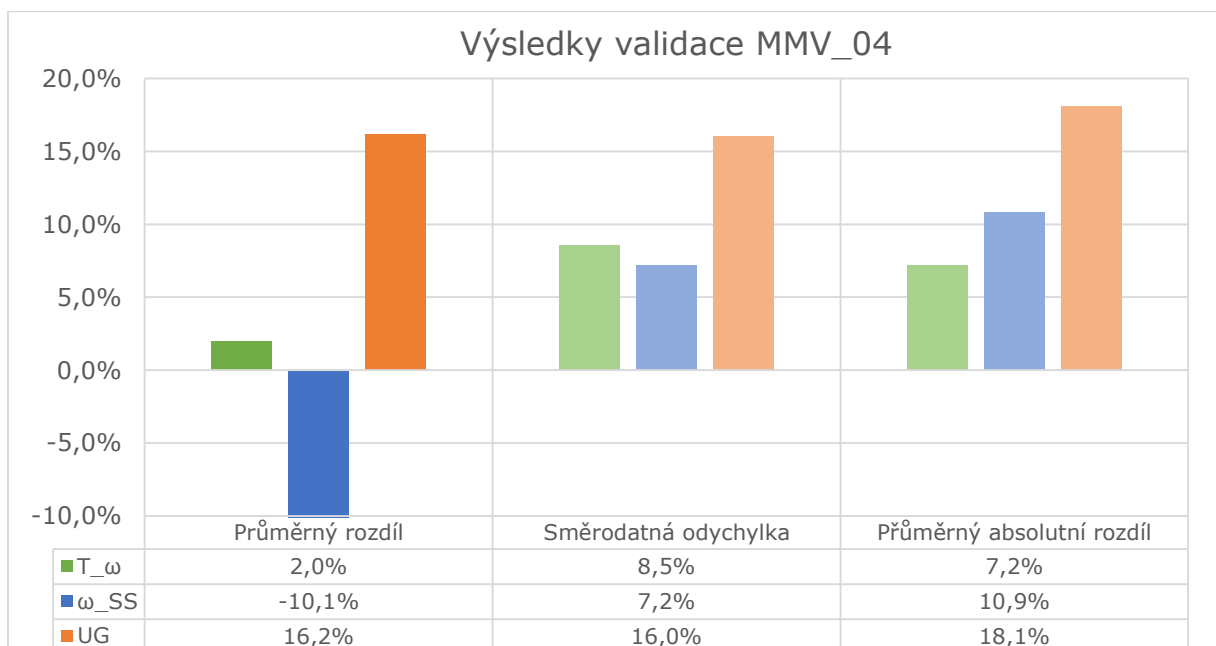
$$F_{ZFL} = (F_{ZF} - F_{ZF}^A) \cdot 0,5 - K_F \cdot a_Y$$

(37)

$$F_{ZRR} = (F_{ZR} - F_{ZR}^A) \cdot 0,5 + K_R \cdot a_Y$$

$$F_{ZRL} = (F_{ZR} - F_{ZR}^A) \cdot 0,5 - K_R \cdot a_Y$$

VALIDACE MMV_04

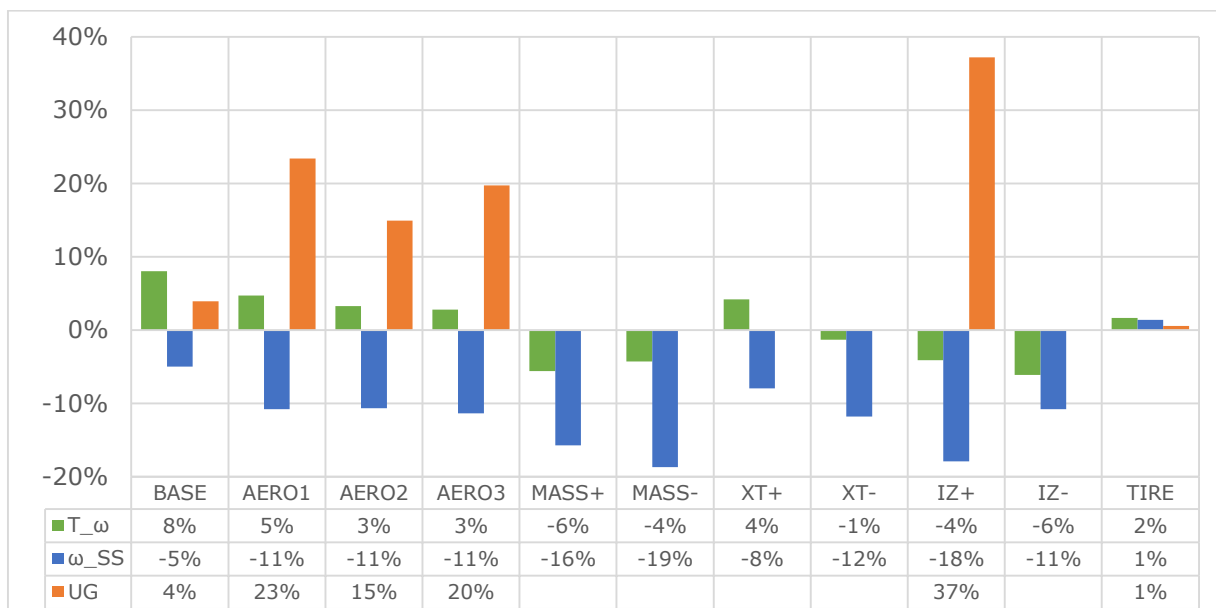


Obr. 87 Výsledky validace matematického modelu MMV_04



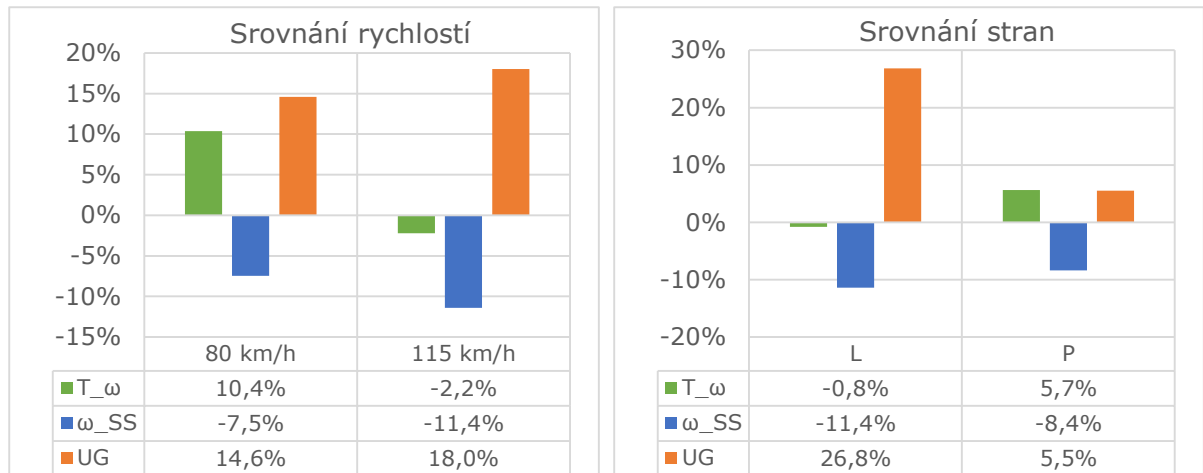
Přidáním vlivu přenosu zatížení při zatačení do předchozí verze vznikla další varianta modelu označená MMV_04. Z výsledků srovnání simulací (vypočítaných v novém modelu) a měření uvedených v grafu na obr. 87 vyplývá, že došlo k zlepšení rozdílů času reakce rychlosti stáčení ve všech hodnocených oblastech. Průměrný rozdíl ustálené hodnoty rychlosti stáčení mírně narostl na hodnotu -10%, nicméně toto kritériu dosáhlo nejmenší směrodatné odchylky, tudíž i průměrný absolutní rozdíl téměř odpovídá základní hodnotě. Naopak zhoršení výsledků lze vyzorovat pro understeer gradient, přestože jeho směrodatná odchylka poklesla. Zavedením faktoru přenosu zatížení při působení bočního zrychlení se model stal ještě více nedotáčivým, ovšem tentokrát nebyl posun konstantní jako v případě použití rozšířeného modelu pneumatiky, ale více byly ovlivněny pouze manévry s bočním zrychlením nad 3 m/s^2 .

Pokud se zaměříme na výsledky jednotlivých konfigurací vozidla, tak zjistíme, že oproti původní verzi modelu došlo prakticky u všech konfigurací pouze k posunu směrem k nedotáčivosti. Nejlepších výsledků dosahuje varianta TIRE, kde se průměrný rozdíl všech kritérií pohybuje do 2%, nejvyšší rozdíly pak vychází pro variantu navýšení momentu setrvačnosti (IZ+). Model obecně podhodnocuje ustálenou hodnotu rychlosti stáčení, čili logicky musí nadhodnocovat výsledky UG. Pro čas reakce neexistuje jednotný trend rozdílů simulací a měření, což může mimo jiné způsobovat i chybná hodnota transferu zatížení pro hmotnostní konfigurace, u nichž se mohla lišit výšková poloha těžiště vozidla.



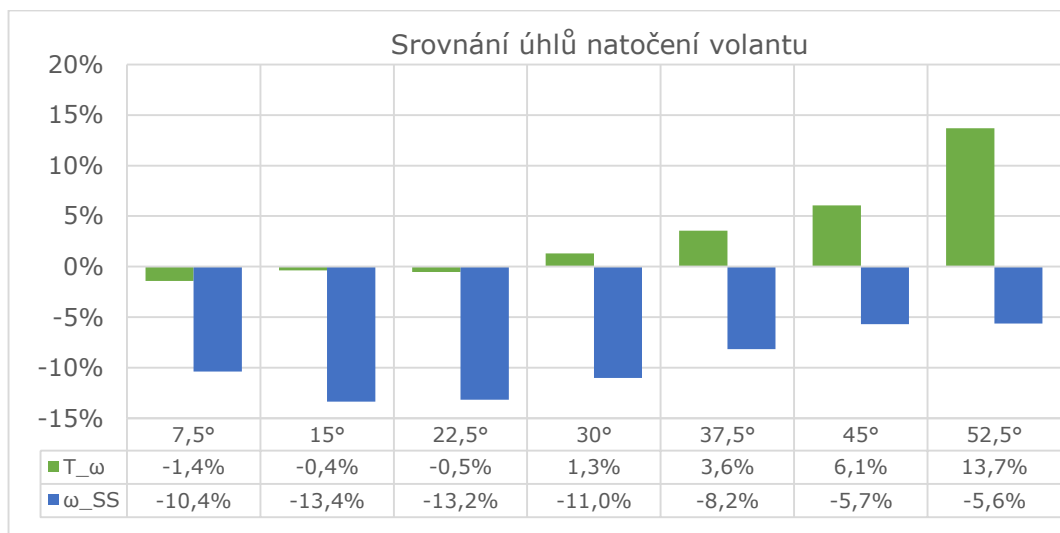
Obr. 88 Srovnání průměrných rozdílů jednotlivé konfigurace u MMV_04

Podobně jako u celkových výsledků došlo vůči předchozímu modelu k posunu i v oblasti srovnání jednotlivých rychlostí a stran zatačení, ale rozdíly oproti verzi MMV_03 vznikající zejména při srovnání výsledků understeer gradientu pro levou a pravou stranu se změnily jen kosmeticky. Vzhledem k tomu, že má model sloužit k hodnocení vlivu aerodynamiky na jízdní chování automobilu, je pozitivním výsledkem validací modelu MMV_04 lepší shoda kritéria čas reakce rychlosti stáčení při vyšší rychlosti, avšak zcela opačné závěry lze odvodit u zbylých dvou kritérií, i když u nich jsou rozdíly výsledků mezi jednotlivými rychlostmi menší.

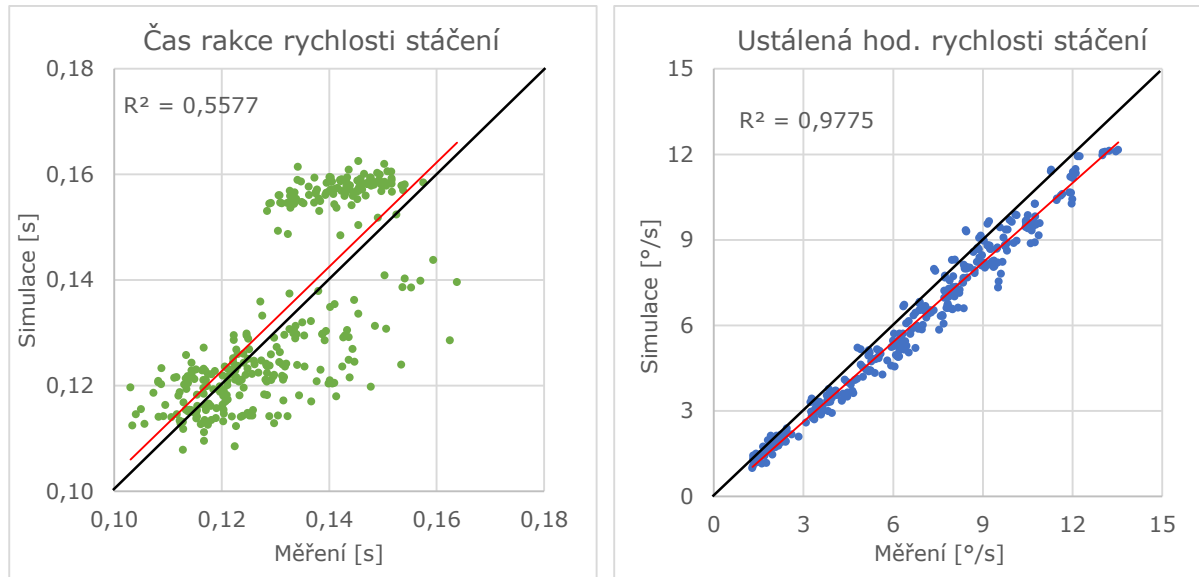


Obr. 89 Srovnání výsledků pro různé rychlosti a strany u MMV_04

Poslední graf srovnávající výsledky jednotlivých konfigurací manévru se zaměřuje na hodnotu úhlu natočení volantu. Zde došlo vůči předchozí variantě modelu vozidla ke znatelnému zlepšení. Rozptyl rozdílů jednotlivých úhlu natočení volantu se výrazně změnil, v některých případech klesl rozdíl až na třetinovou hodnotu. Navíc výraznější změny se objevují až od hodnoty 30°, pro menší úhly došlo pouze k drobným korekcím. Ačkoliv jsou stále viditelné rozdíly v celkovém rozsahu úhlů natočení volantu, tak lze spolehlivě potvrdit, že zahrnutí přenosu zatížení do MMV pomohlo snížit rozptyly rozdílů mezi modelem a měření. To ostatně dokazují i výsledky grafického srovnání kritérií určených z měření a simulací. Zejména u času reakce se výrazně snížil rozptyl hodnot a zvýšila se korelace výsledků, v grafu jsou viditelné dvojice shluků bodů symbolizující dvě varianty rychlosti prováděného manévru. Pro nižší rychlost model nadhodnocuje realitu a pro vyšší spíše podhodnocuje, navíc u manévru s nižší rychlostí je patrný daleko menší rozptyl hodnot času reakce dle simulací, než jaký byl určen z měření, to by mohl způsobovat dosud neznámý vliv působící při měření na chování vozidla. U ustálené hodnoty rychlosti stáčení se situace příliš nezměnila, korelace vychází mírně lépe, ale model o něco více podhodnocuje výsledky. Přes tyto drobné změny model trendově hodnotí ustálenou hodnotu rychlosti stáčení stále velice spolehlivě.

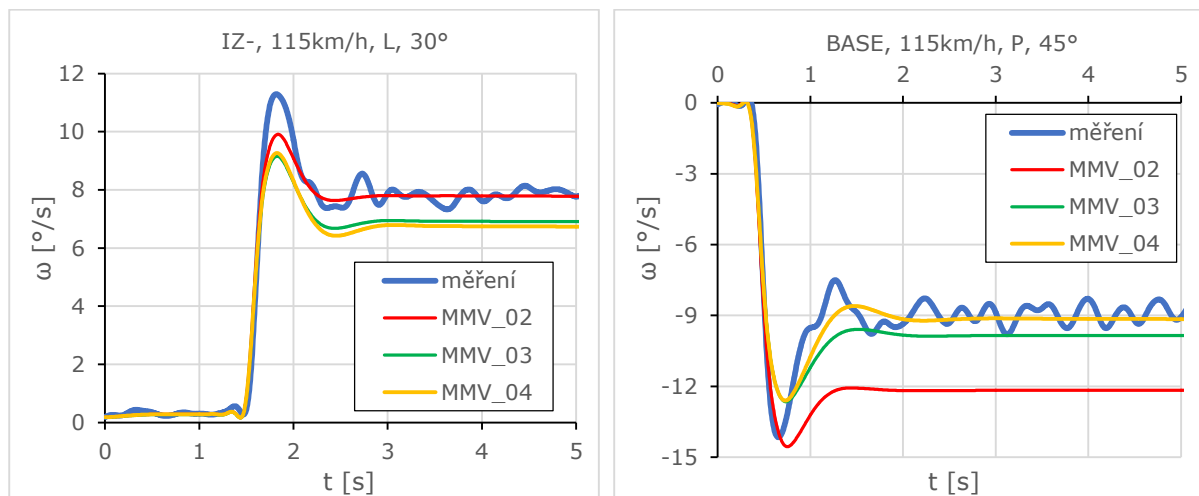


Obr. 90 Vliv natočení volantu na rozdíly pro MMV_04



Obr. 91 Grafické srovnání výsledků simulací a měření pro MMV_04

Grafy zobrazující průběhy rychlosti stáčení u dvou konkrétních jízd jen potvrzují skutečnosti popsané výše, tj. zvýšení nedotáčivosti zejména u vyšších úhlu natočení volantu, v přechodové části zůstává průběh a maximum překmitu prakticky shodné.



Obr. 92 Srovnáním měření a 3 modelů na konkrétních jízdách

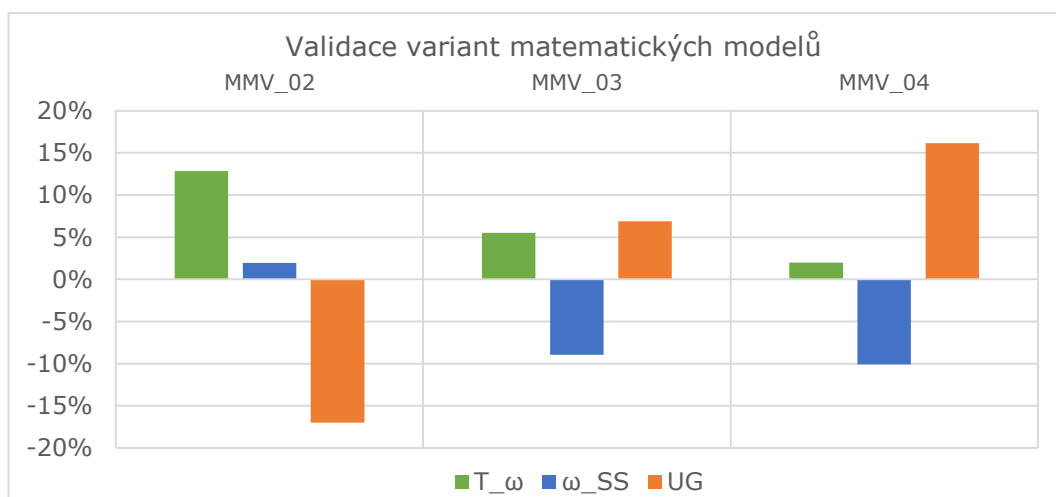
SHRNUTÍ MMV_04:

- Rozšíření modelu o vliv přenosu zatížení při zatáčení na síly vznikající na kolech.
- Úprava modelu přinesla zpřesnění hodnocení přechodových stavů, ale taky drobné zhoršení ve srovnání s měřením při ustálených stavech.
- Velkým pozitivem je i značné snížení rozptylu rozdílů mezi simulacemi a měřením.
- Snížení rozptylu bylo dosaženo zejména tím, že přenos zatížení se významněji projevuje až při vyšších hodnotách natočení volantu.
- Celkově lze tuto verzi matematického modelu označit za nejpřesnější (hlavně pro SNV).



10.3 SROVNÁNÍ VÝLEDKŮ VALIDACÍ JEDNOTLIVÝCH MODELŮ

Výsledky kritérií základního modelu MMV_01 byly vůči hodnotám zjištěným z naměřených dat velice nepřesné, v průměru dosahovaly rozdílu 100%, původní varianta tak realitu značně nadhodnocovala. Avšak na základě informací získaných z výsledků prvotní verze byla do modelu implementována poddajnost řízení, čímž vznikl model MMV_02. Srovnání nové varianty s experimentem bylo dále uspokojivější, jelikož rozdíl kritérií dosahoval v průměru +13 až -17%, u kritéria ustálené hodnoty rychlosti stáčení dokonce rozdíl 2%. Ve snaze dalšího zpřesnění se v následující verzi MMV_03 rozšířil model pneumatiky, tato verze přinesla zlepšení u dvou ze tří kritérií a snížení rozptylu výsledků jednotlivých simulací. Provedené analýzy výsledků však odhalily významně rostoucí rozdíl času reakce rychlosti stáčení se změnou úhlu natočení volantu, proto byla sestavena poslední verze modelu zahrnující vliv přenosu zatížení kol na nápravě při zatáčení. Oproti předchozímu modelu se u MMV_04 zpřesnilo hodnocení času reakce rychlosti stáčení, ale výrazně vzrostly rozdíly pro understeer gradient. Pozitivní posun byl zaznamenán u snižování rozdílů mezi výsledky jednotlivých hodnot úhlů natočení volantu.



Obr. 93 Srovnání variant matematických modelů

S ohledem na dosažené výsledky se jako nejvhodnější model pro analýzu vlivu aerodynamiky ukazuje MMV_04. Přestože u této verze vychází vyšší chyba pro určení understeer gradientu, u ostatních dvou kritérií dosahuje nejlepších výsledků, navíc bylo dosaženo nejvyšších korelací. Drobnou nevýhodu lze spatřovat v nižší přesnosti pro ω_{SS} , kterou však kompenzuje konstantní trend hodnocení tohoto kritéria. Mezi nevyřešené otázky patří difference v hodnocení zatáčení na levou a pravou stranu a částečně i ve srovnání obou rychlostí. Aby bylo možné model zaručeně prohlásit za spolehlivý, musela by se uskutečnit další sada měření manévrů s odlišným vozidlem, nicméně i bez další validace lze s pomocí MMV_04 získat relevantní informace k analýze vlivu aerodynamiky na dynamickou i statickou říditelnost automobilu.

Výsledky taky ukázaly, že maximálně jednoduchý model není vhodný pro simulování jízdy automobilu, ačkoliv nově zahrnuté faktory zvyšují náročnost na určení vstupních dat, lze pomocí nich model velice účelně přibližovat k realitě. Nicméně je potřeba mít na zřeteli, že ve vývojové fázi automobilu není velké množství parametrů vůbec známo, nebo se v průběhu práce na vozidle mění. Proto by se měla hledat určitá kompromisní hranice mezi počtem vstupních dat a přesností získaných výstupů ze simulací.



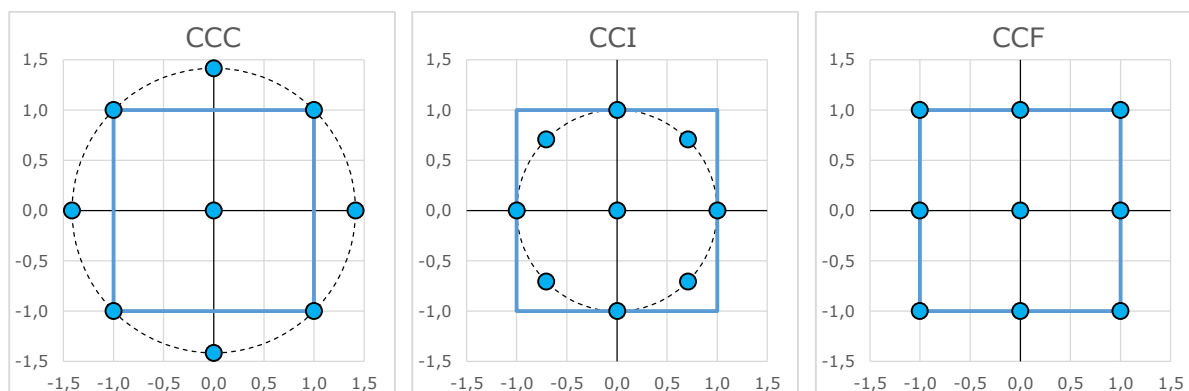
11 CITLIVOSTNÍ STUDIE

Úkolem citlivostní studie je ohodnocení vlivu aerodynamických parametrů na statickou a dynamickou říditelnost vozidla, a taky srovnání významu aerodynamiky s ostatními vstupními parametry v modelu. Studie tak umožní splnit poslední dva dosud nezpracované cíle formulované v úvodu práce. Výpočtový model tvoří soustava diferenciálních rovnic, z toho plyne, že nelze jednoduše odvodit vztahy pro závislost hodnotících kritérií na konkrétním vstupu. Citlivostní analýza byla proto uskutečněna pomocí statistické metody spadající do disciplíny plánování experimentu, originální název metody je Response Surface Method (RSM), český překlad by mohl znít Metoda citlivostní plochy.

11.1 RESPONSE SURFACE METHOD

Tato metoda složí k určení, jak jednotlivé vstupní proměnné daného systému ovlivňují jeho výstupy. Často se využívá při experimentální analýze konkrétního procesu, kdy se na základně různých kombinací vstupních hodnot a měření odpovídajících výstupů vypočítá matematická závislost procesu a jeho citlivost na hodnoty vstupů. Princip metody bude vysvětlen na jednoduchém příkladu výpočtového modelu vozidla pouze se dvěma proměnnými (celková hmotnost vozidla a moment setrvačnosti), sledovanou odezvou bude čas reakce rychlosti stáčení.

Aby bylo možné stanovit citlivostní plochu závislosti odezvy na proměnných, musí být určeny vhodné kombinace vstupních parametrů, jednou z možností je určit pro každý vstup tři hodnoty (např. základní, zvýšená o 10% a snižená o 10%) a následně vypočítat odezvy systému pro všechny existující kombinace vstupů. Pro dvě proměnné by dle tohoto klíče bylo nutné vypočítat 3^2 variant nastavení vstupů, ale například pro deset proměnných by to bylo už $3^{10} = 59\,049$ kombinací, což při délce výpočtu jedné varianty 20 s znamená celkovou dobu výpočtu přibližně 2 týdny. Proto se při statistických analýzách využívají tzv. plány, které minimalizují počet kombinací proměnných, ale zároveň zaručují jejich dostatečné množství pro spolehlivý výpočet citlivostí. RSM využívá tzv. centrální kompozitní plán, který slouží pro výpočet kvadratických modelů. Existují tři nejpoužívanější typy kompozitního plánu, každý se skládá z kompletního faktoriálního návrhu (tzn. pro dvě proměnné kombinace 2×2) a několika dalších vnitřních bodů, grafické zobrazení všech tří typů kombinací vstupů (bodů) pro dvě proměnné prezentuje obr. 94. Pro citlivostní studii MMV byl použit typ s označením CCI, u kterého žádná z kombinací nepřekračuje stanovený relativní rozsah (od -1 do 1), ale zároveň všechny kombinace poměrných vstupů leží na n-rozměrné kouli (pro dvě proměnné tedy kružnici).



Obr. 94 Varianty centrálního kompozitního plánu



Dalším krokem přípravy pro výpočet citlivostní analýzy je výběr hodnot pro základní konfiguraci a taky volba rozsahů změn parametrů. Výběr základních parametrů je velice důležitý, protože výsledné citlivosti platí pouze pro vstupní hodnoty z blízkého okolí základní konfigurace, tudíž by základní hodnoty parametrů měly odpovídat průměrům či středním hodnotám proměnných. Rozsah hodnot parametrů se volí buď shodný (např. $\pm 10\%$), nebo odpovídá rozsahu, jakého může daný vstup dosáhnout. Po výpočtu hodnot odezvy pro všechny kombinace vstupů z návrhu se určí koeficienty (a_i) hledaného kvadratického modelu, jehož obecný tvar uvádí rovnice (41), pro dvě proměnné pak vztah (42).

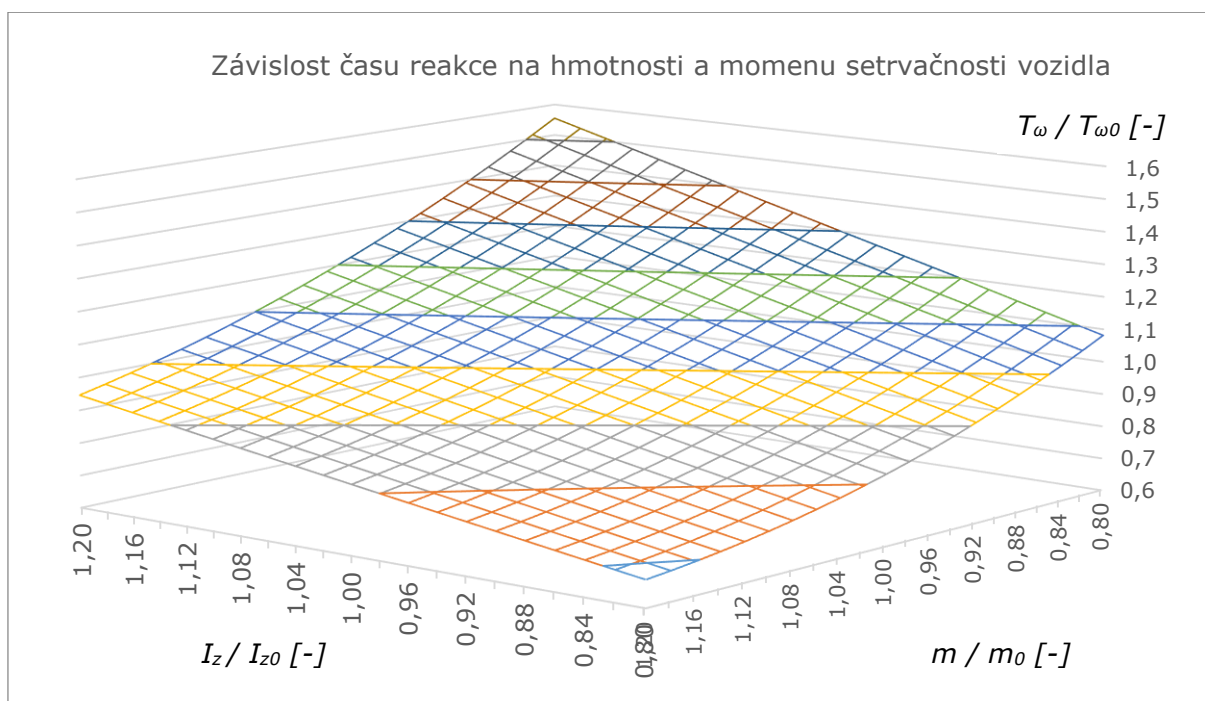
$$y = a_0 + \sum a_i x_i + \sum \sum a_{ij} x_i x_j + \sum a_{ii} x_i^2 \quad (41)$$

$$y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_1 x_2 + a_4 x_1^2 + a_5 x_2^2 \quad (42)$$

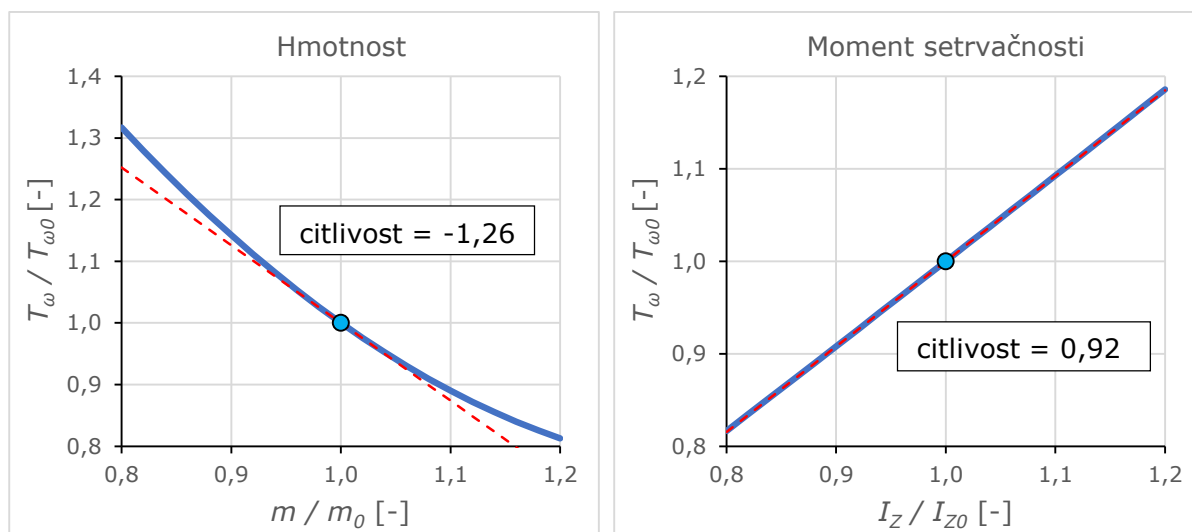
Výsledná rovnice představuje odezvousou plochu vytvořenou na základě diskrétních výsledků konfigurací. Aby nebyly hodnoty citlivostí ovlivněné rozměry vstupních veličin a odezev, převede se rovnice na normalizovaný tvar (index 0 označuje hodnotu v základní konfiguraci):

$$\frac{y}{y_0} = a_0 + a_1 \frac{x_1}{x_{10}} + a_2 \frac{x_2}{x_{20}} + a_3 \frac{x_1}{x_{10}} \frac{x_2}{x_{20}} + a_4 \left(\frac{x_1}{x_{10}} \right)^2 + a_5 \left(\frac{x_2}{x_{20}} \right)^2 \quad (43)$$

Příklad tvaru plochy vypočítané pro čas reakce rychlosti stáčení pomocí dvou vybraných proměnných (m , I_z) ukazuje obr. 95, na kterém lze vidět, že čas reakce roste při zvýšení momentu setrvačnosti, a taky při snížení hmotnosti. Z parciálních derivací zjištěné rovnice se určí citlivost na vstupy, tato vypočítaná hodnota udává poměrnou závislost odezvy na vstupu, např. hodnota citlivosti $-0,5$ znamená, že při zvýšení vstupu o 10% se odezva sníží o 5% . Řezy plochou daným směrem v počátku a určené hodnoty citlivostní jsou na obr. 96.



Obr. 95 Citlivostní plocha odezvy pro 2 proměnné



Obr. 96 Řezy citlivostní plochou (modře) a derivace řezu v počátku (červeně)

Při porovnání řezů citlivostní plochy je patrné, že vyšší citlivost vykazuje čas reakce rychlosti stáčení na hmotnost vozidla. Ve stanoveném rozsahu obou vstupů ($\pm 20\%$) navíc lze dosáhnout většího rozpětí odezvy modelu právě pomocí změny hmotnosti. Další viditelný poznatek nabízí porovnání průběhu křivky řezu, zatímco citlivost času reakce na moment setrvačnosti je prakticky konstantní v celém rozsahu, určená citlivost na hodnotu hmotnosti platí jen pro blízké okolí základní hodnoty. Následují výsledky kompletní citlivostní studie zpracované stejným způsobem jako uvedený příklad, ale s větším počtem proměnných.

11.2 VÝSLEDKY CITLIVOSTNÍ ANALÝZY

Výsledky simulací pro jednotlivé konfigurace vytvořené centrálním kompozitním plánem (celkem 2234 variant nastavení vozidla) byly vypočítány pomocí varianty modelu MMV_02, jelikož dosahuje vhodného kompromisu mezi počtem vstupů a přesností. S ohledem na obecně nízkou validitu pro understeer gradient byl simulován pouze manévr skokového natočení volantů. Bylo vybráno 12 vstupních parametrů, jejich přehled je uveden v tabulce 25. Hodnoty vstupů pro výchozí konfiguraci a jejich rozsah byly určeny zprůměrováním velkého množství dat automobilů různého stáří a různých kategorií.

Zkoumané vstupní parametry většinou odpovídají vstupům simulačního programu obsahující matematický model vozidla, až na parametry stanovující charakteristiky pneumatiky, kterých je ve verzi modelu MMV_02 celkem pět. Pro zjednodušení byly charakteristiky pneumatiky definovány dle [30] pomocí směrového koeficientu CC_α , ten určuje poměr směrové tuhosti pneumatiky a jejího svislého zatížení (44).

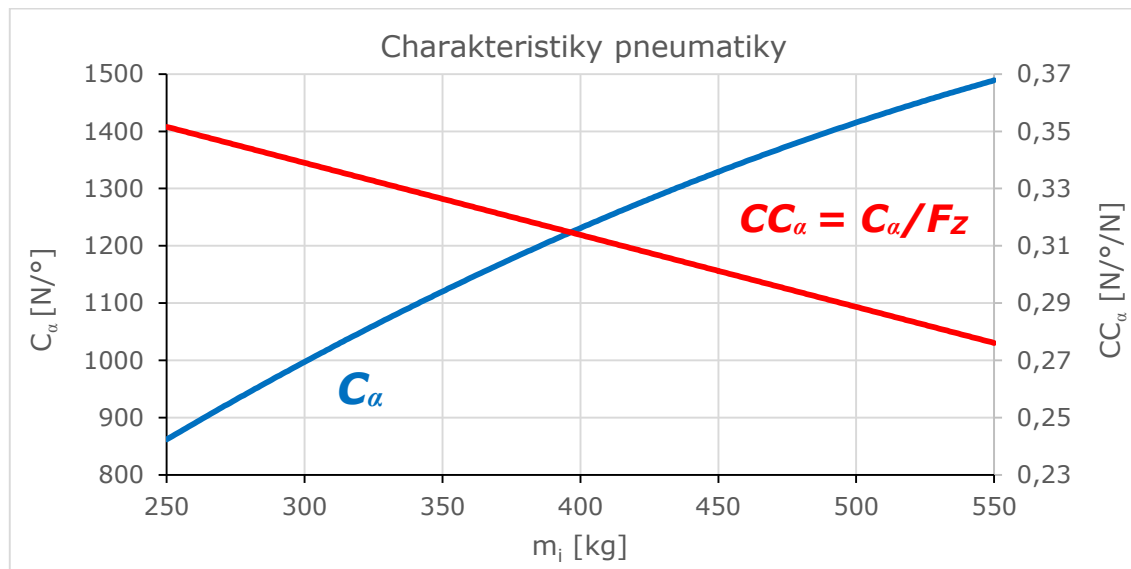
$$CC_\alpha = \frac{c_\alpha}{F_Z} \quad (44)$$

Závislost směrového koeficientu na zatížení je u většiny pneumatik téměř lineární v oblasti běžných zatížení, proto lze tuto závislost proložit lineární regresí a vyjádřit pomocí dvou přímkových koeficientů (v této práci) nazvaných: gradient směrového koeficientu CC_x a základ směrového koeficientu CC_1 . Při simulacích jízdních manévrů pak byla směrová tuhost pneumatik určována dle vztahu (45), grafické zobrazení průběhu nové charakteristiky



znázorňuje obr. 97. Hodnoty směrového koeficientu použité v citlivostní studii byly určeny zprůměrováním charakteristik všech 7 změřených pneumatik.

$$C_{\alpha} = (CC_x \cdot F_Z + CC_1) \cdot F_Z \quad (45)$$



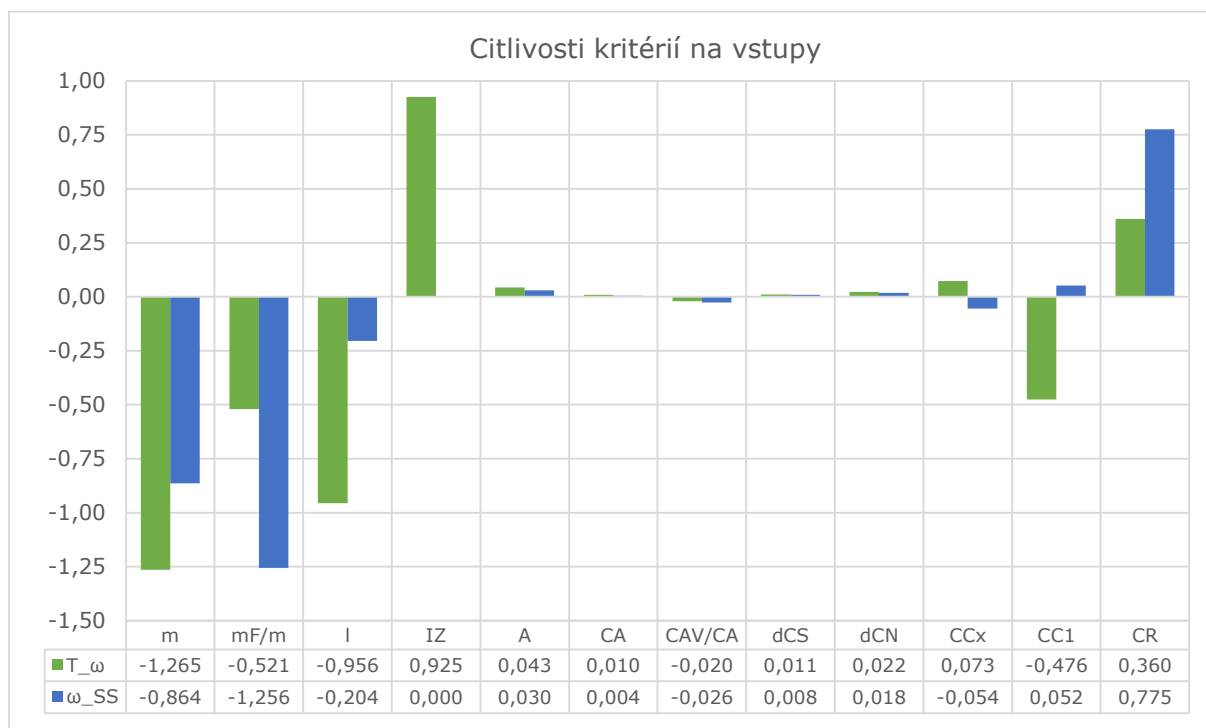
Obr. 97 Závislost směrové tuhosti a směrového koeficientu na zatížení kola

Tab. 25 Přehled parametrů zkoumaných v citlivostní studii

Oblast	Název	Označení	Základní hodnota	Jednotka	Rozsah
Hmotnostní parametry	Hmotnost	m	1550	[kg]	±40%
	Zatížení přední nápravy	m_F/m	55	[%]	±15%
	Rozvor náprav	l	2,6	[m]	±7%
	Moment setrvačnosti	I_Z	2600	[kg·m ²]	±55%
Aerodynamické parametry	Čelní plocha	A	2,25	[m ²]	±10%
	Koeficient vztlaku	C_A	0,15	[-]	±40%
	Rozložení vztlaku	C_{AV}/C_A	50	[%]	±80%
	Gradient boční síly	dC_S	0,04	[-]	±15%
	Gradient momentu stáčení	dC_N	0,01	[-]	±20%
Pneu.	Gradient směrového koef.	CC_x	-2,45e-5	[-]	±45%
	Základ směrového koef.	CC_l	0,42	[-]	±12%
Řízení	Tuhost řízení	C_R	10 000	[N·m/rad]	±20%



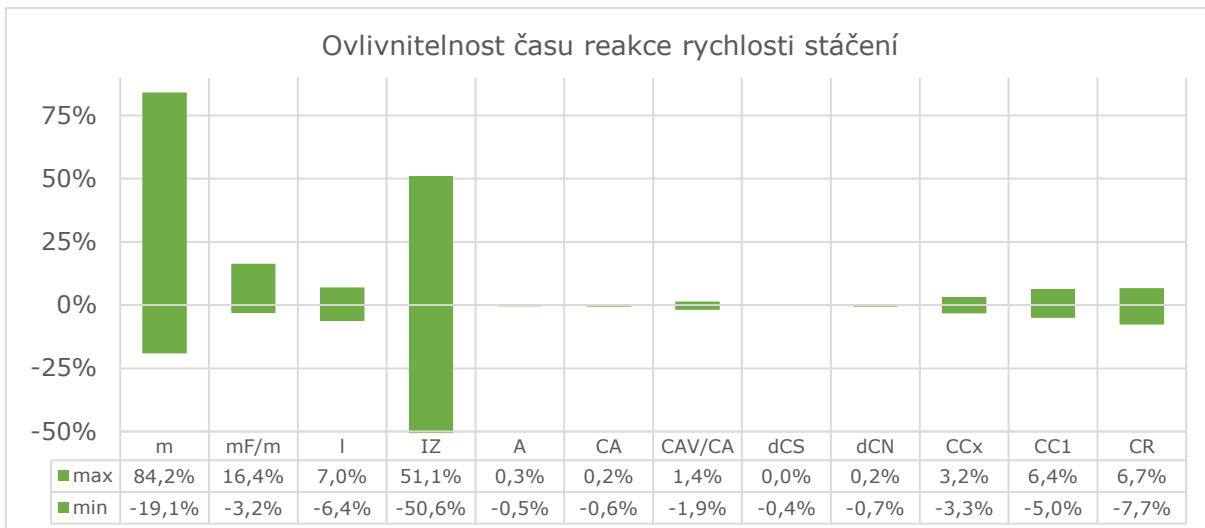
Hodnota tuhosti řízení byla použita z Vlka [31] a její rozsah zvolen s ohledem na rozsahy ostatních veličin. Po určení hodnot základní konfigurace a rozsahů jednotlivých zkoumaných vstupů byly vypočítány hodnoty kritérií u všech navržených konfigurací, výpočet trval přibližně 18 hodin. Byl počítán pouze manévr skokového natočení v rychlosti 150 km/h a úhlem natočení 15°. Ze získaných výsledků byly určeny citlivosti modelu na vstupní parametry stejným způsobem, jako bylo ukázáno pro dvě proměnné, tentokrát však získané koeficienty rovnice definovaly tvar dvanácti-rozměrné plochy, výsledky jsou graficky znázorněny v obr. 98.



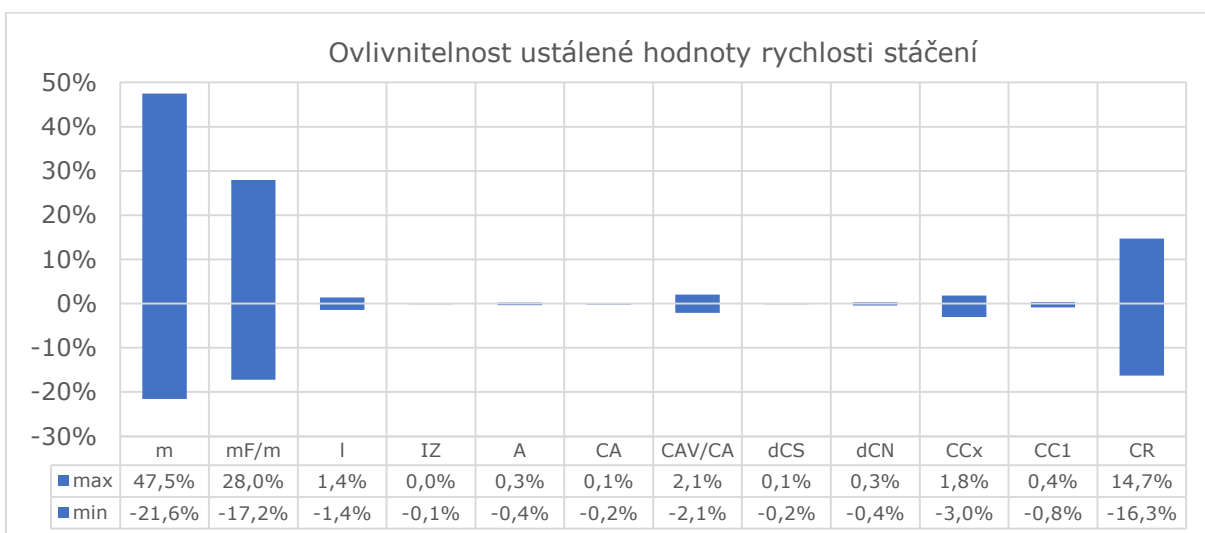
Obr. 98 Výsledky citlivostní analýzy pro kritéria SNV

Výsledky jednoznačně ukazují, že největší vliv na obě kritéria mají hmotnostní parametry, u ustálené hodnoty rychlosti stáčení je však méně významný rozvor náprav, a nulový vliv má moment setrvačnosti, jelikož se jedná o ustálený stav. Velký význam vychází i pro tuhost řízení, což bylo prokázáno již při validaci modelu, kdy implementace parametrů poddajnosti řízení výrazně zvýšila jeho přesnost. Z parametrů pneumatiky nejvýrazněji ovlivňuje výsledky základ směrového koeficientu u T_{ω} . Naopak nejmenší vliv byl určen pro všechny aerodynamické parametry, z nich dosahuje nejvyšších hodnot čelní plocha a rozložení vztlaků mezi nápravy.

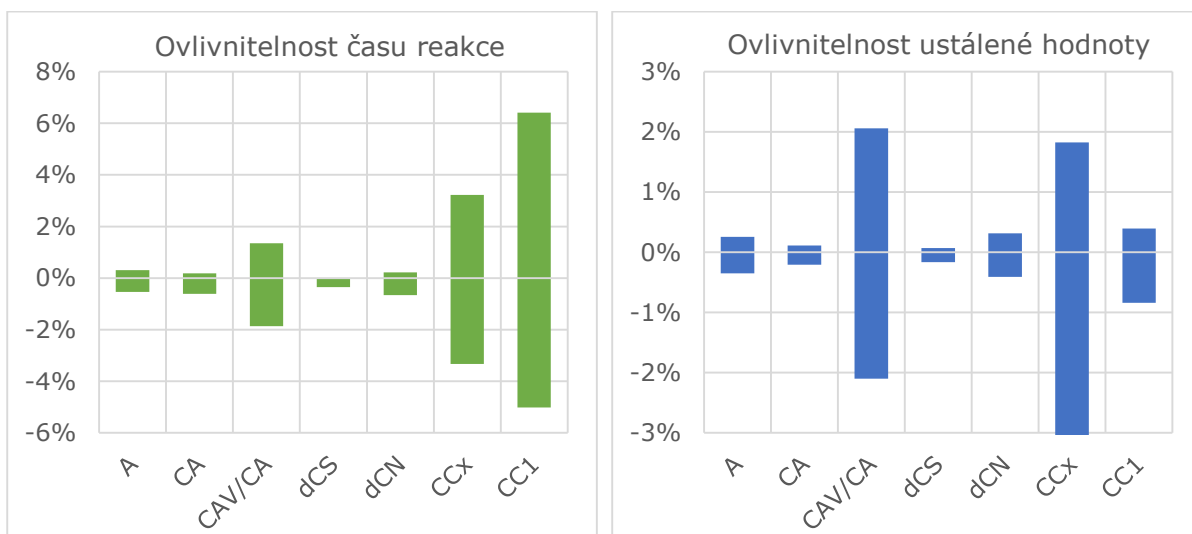
Ze získaných citlivostí by se dalo usuzovat, že vliv aerodynamiky na statickou a dynamickou říditelnost je zanedbatelný. Ovšem zobrazené hodnoty jsou normované, čili nezohledňují vůbec rozsah vstupů, vysoká citlivost sama o sobě nemusí znamenat snadnou ovlivnitelnost chování. Například pro čas reakce rychlosti stáčení vychází velmi vysoká citlivost na rozvor náprav, ale rozsah této vstupní veličiny je velmi malý, tudíž ve výsledku může nabývat významnosti menší než jiné parametry s menší citlivostí, ale daleko větším rozsahem hodnot. Proto byl určen pro každou vstupní veličinu parametr nazvaný ovlivnitelnost, který zahrnuje kromě hodnoty citlivosti i rozsah daného vstupu. Hodnota ovlivnitelnosti byla taktéž určena z řezů citlivostní plochy, konkrétně udává max. a min. změnu odezvy v celém rozsahu daného vstupního parametru. Zjištěné údaje ovlivnitelnosti kritérií jsou zakresleny do grafů na obrázcích 99-101.



Obr. 99 Výsledky ovlivnitelnosti času reakce rychlosti stáčení



Obr. 100 Výsledky ovlivnitelnosti ustálené hodnoty rychlosti stáčení



Obr. 101 Výsledky ovlivnitelnosti pro vybrané vstupy



Zahrnutím rozsahů se vliv jednotlivých parametrů na kritéria změnil, stále zůstávají nejvýznamnější hmotnostní parametry (zejména celková hmotnost) a v případě ustálené hodnoty rychlosti stáčení i tuhost mechanismu řízení. Situace se ovšem výrazněji změnila při srovnání parametrů pneumatik a aerodynamických parametrů. Rozložení vztlaku mezi nápravy dosahuje téměř stejné ovlivnitelnosti ustálené hodnoty rychlosti stáčení jako charakteristiky pneumatiky, význam ostatních aero-dat je zřetelně menší. Experimenty realizované v rámci několika studií prokázaly, že subjektivně mají vlastnosti pneumatiky významný vliv na hodnocení jízdního chování řidičem. S ohledem na výsledky ovlivnitelnosti modelu vozidla lze předpokládat, že podobný význam budou mít i aerodynamické parametry, zejména rozložení vztlaku mezi nápravy. Získané hodnoty výsledků ale platí pouze pro stanovenou základní konfiguraci vstupů a nastavení manévru, při změně jednoho nebo druhého se výsledky mohou lišit. Přesto citlivostní studie poskytla základní představu o významu jednotlivých vstupních parametrů výpočtového modelu a jejich vliv na chování automobilu.



12 VLIV AERODYNAMIKY NA JÍZDNÍ CHOVÁNÍ

Tato kapitola shrnuje všechny poznatky získané při zkoumání vlivu aerodynamických parametrů na jízdní chování automobilu. Termín jízdní chování shrnuje v této dizertační práci dvě konkrétní charakteristiky: statická a dynamická říditelnost, které hodnotí jízdní vlastnosti vozidla při zatáčení. Statická říditelnost určuje chování automobilu v ustálených stavech, čím více vozidlo dokáže odolávat vnějším vlivům bez zásahu řidiče, tím je statická říditelnost lepší. Ve vybraném manévru skokového natočení volantu statickou říditelnost kvantifikuje ustálená hodnota rychlosti stáčení, s poklesem této veličiny roste nedotáčivost vozidla. Důležité je však zdůraznit, že extrémně vysoká statická říditelnost se projevuje negativně na říditelnosti dynamické, jelikož vozidlo ztrácí schopnost reagovat na řízení. Dynamická říditelnost popisuje přechodové jízdní stavy, konkrétně schopnost vozidla reagovat na změnu natočení volantu, čím je odezva rychlejší, tím pozitivněji lze dynamickou říditelnost hodnotit. U SNV se dynamická říditelnost určuje pomocí kritéria nazvaného čas reakce rychlosti stáčení, s rostoucím časem reakce klesá dynamická říditelnost. Podobně jako u statické říditelnosti, extrémně rychlá odezva se ale taktéž projevuje negativně, řízení takového vozidla se pak označuje za nervózní. Optimální rozsah hodnot kritérií určujících dobrou statickou i dynamickou říditelnost zatím nestanovuje žádná norma ani předpis, dosud se této oblasti nevěnuje detailně ani žádná studie.

V této práci byly z aerodynamických parametrů zohledněny následující veličiny: vztlaky, boční síla a moment stáčení. Vztlaky ovlivňují jízdní dynamiku při zatáčení nepřímo prostřednictvím odlehčování kol na přední a zadní nápravě, ostatní aerodynamické parametry ovlivňují příčnou dynamiku přímo. Vliv jednotlivých parametrů na jízdní chování byl stanoven na základě citlivostní studie, která porovnávala a určila závislost dynamické a statické říditelnosti na parametrech z oblasti hmotnostní, konstrukční, aerodynamické a taky vliv pneumatik. Ze srovnání citlivostí aerodynamických parametrů s ostatními veličinami vyplývá, že aerodynamika má ze všech faktorů nejmenší vliv na hodnotící kritéria. Pokud srovnáme pouze aero-parametry vzájemně, pak největší význam byl určen pro čelní plochu automobilu a rozložení vztlaků mezi přední a zadní nápravu. Z výsledků citlivostní studie by se dalo usuzovat, že vliv aerodynamiky na jízdní chování je takřka zanedbatelný, což se ale neshoduje s výsledky jiných výzkumů. Proto byla pro všechny parametry určena ovlivnitelnost kritérií, která spojuje výsledky citlivostní studie a variabilitu (rozsah) konkrétního parametru vozidla. Dle této nové analýzy lze dynamickou a statickou říditelnost automobilu ovlivnit pomocí rozložení vztlaků na nápravy na stejné úrovni jako prostřednictvím změny charakteristik pneumatik, vliv ostatních aerodynamických parametrů je na menší úrovni. Z toho plyne, že za nejdůležitější aerodynamickou charakteristikou ovlivňující jízdní chování lze považovat rozložení vztlaků.

Pokud uvažujeme konstantní celkový vztlak působící na vozidlo a možnost jeho libovolného rozdělování mezi nápravy, pak při přesouvání vztlaku na přední nápravu se zvyšuje statická i dynamická říditelnost vozidla, naopak při koncentraci vztlaku převážně na zadní nápravě se jízdní chování zhoršuje. Rozložení vztlaků by mělo být navíc upřednostňováno před vztlakem celkovým, čili pokud nelze jinak, pak je vhodnější zvýšit celkový vztlak za cenu zlepšení jeho rozložení. V případě požadavku na zachování stejné říditelnosti pro malé a velké rychlosti by měl poměr vztlakových sil na nápravách zachovávat konstantní stáčivost vozidla, čehož ale nelze dosáhnout zcela jednoduše. Přiblížení vozidla k takovému konstantnímu chování může vést rozložení vztlaků blížící se rozložení hmotnosti mezi nápravy. Rozložení hmotnosti vozidla se však mění s množstvím nákladu a počtem pasažérů, proto lze spolehlivě dosáhnout



zachování aerodynamické stability při jakémkoliv zatížení za všech situací jedině s pomocí pohyblivých aerodynamických prvků na karoserii vozidla.

V ideálním případě by mělo při konstrukci automobilu (s ohledem na jízdní chování při zatáčení) být základní snahou dosažení co nejmenších vztlaků, pak se jejich vliv minimalizuje. Velký přínos pro jízdní chování přináší negativní vztlak (přítlak), s ním by bylo možné dosáhnout dokonce zlepšení jízdních vlastností s nárůstem rychlosti vozidla. Nicméně získání přítlaku na běžném osobním vozidle standardních tvaru bez použití pomocných aerodynamických prvků je více než komplikované. V případě dosažení přítlaku, např. u vozidel sportovních či závodních, platí pro jeho rozložení opačné doporučení jako u vztlaku, čili vyšší přítlak na zadní nápravě zvyšuje říditelnost vozidla. Všechny tyto získané poznatky korespondují s výsledky studií zabývajících se vztahem aerodynamiky a jízdního chování automobilů.

Aby bylo možné přesně a detailně zkoumat vliv aerodynamiky na říditelnost automobilu již ve fázi vývoje, byl vytvořen výpočtový program pro simulace jízdních manévřů založený na výpočtovém modelu vozidla. K účelnému zkoumání je zapotřebí znát kromě aerodynamických dat i hodnoty ostatních parametrů vozidla obsažených v modelu. Oproti prvotnímu záměru se původní faktory (aerodynamika, hmotnostní data a parametry pneumatik) rozrostly navíc o parametry řízení, o složitější model pneumatiky a přenos zatížení generovaný bočním zrychlením. Tato rozšíření přinesla přiblížení modelu k výsledkům měření jízdních manévřů na polygonu. Ačkoliv stále existují určité rozdíly mezi simulacemi a měřením, tak lze vytvořený nástroj a metodiku účelně používat k hodnocení jízdního chování, jelikož hodnocení modelu trendově koresponduje s měřením. Přesto je potřeba upozornit na určitá rizika obsažená v metodice. Model byl navržen a validován pouze pro oblast lineárního chování vozidla (tj. zatáčení přibližně do bočního zrychlení 5 m/s^2), nad touto hranicí se bude daleko více oddalovat od reality, protože se více projevují faktory nezahrnuté v modelu. Dále byly aerodynamické konfigurace užívané při validačním měření zaměřeny pouze na boční sílu a moment stáčení. Metodika byla navíc validována pouze na jediném automobilu, byť v různých nastaveních, proto by pro minimalizaci vzniklých rizik bylo vhodné provést další sérii měření manévřů minimálně s jedním novým vozidlem, měření by se mělo přednostně zaměřit na vliv vztlaků. Na základě nových validací by bylo možné spolehlivěji zhodnotit rizika případně upřesnit chyby v simulacích. Určitý přínos ve zkoumání aerodynamické stability může přinést i analýza chování vozidla v limitních stavech zatáčení.

Další možnosti zlepšování výpočtového modelu, a tím i zpřesňování analýzy vlivu aerodynamiky na chování vozidla, přináší rozšiřování modelu vozidla o nové faktory, to by bylo nezbytné zejména při analýze limitního chování. Většina nových úprav by zřejmě směřovala k rozšiřování virtuálního vozidla o další podvozkové parametry, nicméně stále existují možnosti přibližování se realitě i v oblasti aerodynamiky, například změna parametrů se změnou světlé výšky vozidla, statické naklonění karoserie nebo kvazi-statické naklonění odpružené hmoty. Význam těchto vlivů nebyl dosud zcela spolehlivě potvrzen ani vyvrácen. Účelnější by však bylo nejprve provést ověřovací validaci na dosavadní verzi modelu prostřednictvím nového měření.



ZÁVĚR

Mezi nejdůležitější cíle výzkumu a vývoje automobilů bezpochyby patří zvyšování bezpečnosti silničního provozu, která obsahuje mimo jiné i oblast nazvanou aktivní bezpečnost, ta zahrnuje všechna opatření automobilu snižující pravděpodobnost vzniku dopravní nehody. Do okruhu zájmu aktivní bezpečnosti lze přiřadit i vliv aerodynamiky, jelikož v minulosti bylo zaznamenáno mnoho případů, kdy nevhodná aerodynamika měla významný podíl na havárii daného automobilu. Tyto případy se však nevyskytovaly pouze ve 30. letech 20. století, kdy s příchodem vozidel proudnicového tvaru karoserie se objevily první nehody s prokazatelným přičiněním aerodynamických vlastností vozidla, zejména vztlaků. V moderní době lze taktéž nalézt obdobné situace, problémy s nevhodnou aerodynamikou museli řešit například i konstruktéři z Audi a Porsche.

Cílem práce bylo detailní prozkoumání vlivu aerodynamických parametrů na jízdní chování vozidla, konkrétně vliv na statickou a dynamickou řiditelnost automobilu, a tím přispět ke zvyšování aktivní bezpečnosti vozidel. Zároveň měla být navržena metodika aplikovatelná již ve vývojové fázi nového automobilu, protože čím později jsou skryté konstrukční chyby na automobilu odhaleny, tím vyšší jsou náklady na jejich odstranění. Při zkoumání vztahu aerodynamiky a jízdních vlastností vozidla se využívá několik metod. Subjektivní hodnocení chování vozidla řidičem a objektivní měření jízdních manévrů lze použít nejdříve u plně funkčního prototypu vozidla, což může být už pozdě. Velké množství výhod nabízí simulátor jízdy automobilu, ale ten je velice finančně náročný, proto byla vybrána metoda simulací jízdních manévrů pomocí výpočtového (matematického) modelu vozidla.

První verze modelu vozidla byla sestavena s cílem minimální počtu vstupních parametrů pro realizaci simulací, přestože většina studií se snaží jít směrem zvyšování počtu faktorů v modelu. Nicméně přesná identifikace většiny parametrů může být náročná na vybavení a i finanční výdaje, navíc v raných fázích vývoje vozidla nemusí být všechny jeho parametry známy. Pro zkoumání statické i dynamické řiditelnosti vozidla byl vybrán manévr skokového natočení volantu. Aby bylo možné zjistit platnost a přesnost vytvořeného simulačního modelu, uskutečnilo se měření jízdních manévrů na polygonu společnosti Applus IDIADA ve Španělsku. Bylo provedeno celkem 355 jízd manévru SNV v různých konfiguracích vozidla a manévru. Přichystané varianty experimentálního vozidla byly zaměřeny na hmotnostní i aerodynamické parametry a taky na vlastnosti pneumatik. Naměřená data následně posloužila nejen k validaci metodiky, ale i pro zpřesnění výpočtového modelu.

Rozdíly mezi výsledky prvního matematického modelu a měřeními byly velmi vysoké, hodnoty kritérií dynamické a statické řiditelnosti vycházely v simulacích vyšší v průměru o 100%. Detailní analýzy následně odhalily velké rozdíly v silových poměrech především na přední nápravě, proto byla provedena úprava modelu implementací poddajností řízení, která ovlivňuje úhel natočení předních kol při zatáčení. Přesnost druhé verze modelu vycházela daleko vyšší (rozdíl kritérií se pohybuje přibližně v rozpětí $\pm 15\%$), ale rozptyl rozdílů simulací a měření byl stále dost vysoký. Taky se objevovaly rozdíly v hodnocení odlišných konfigurací manévru, např. mezi zatáčení na levou nebo pravou stranu, nebo výrazné rozdíly mezi jednotlivými úhly natočení volantu. Zejména z těchto důvodů byl matematický model rozšířen o složitější model pneumatiky, a taky zahrnut vliv přenosu zatížení z kol na vnitřní straně na stranu vnější při zatáčení. Tyto dvě úpravy přinesly zpřesnění zejména v hodnocení dynamické řiditelnosti vozidla, jehož průměrná relativní chyba klesla na 2%. V rámci všech konfigurací vozidla a



manévru se pohybuje relativní chyba přibližně v rozsahu $\pm 6\%$. Kritérium statické říditelnosti vychází sice u poslední verze modelu s nižší celkovou přesností (-10%), ale na rozdíl od kritéria dynamické říditelnosti dosahuje nižšího odchytky hodnot a vyššího koeficientu korelace při srovnání jednotlivých hodnot s měřením. Výsledky taky prokázaly, že model s minimálním množstvím parametrů je velice nevhodný ke zkoumání jízdních vlastností. Při zvýšení počtu faktorů zahrnutých v modelu se zvyšuje i přesnost, ale narůstají i nároky na vstupní data, proto je potřeba hledat určitý kompromis mezi přesností a celkovým počtem parametrů definujících vozidlo.

Dalším cílem práce bylo porovnání významnosti vlivu aerodynamiky s ostatními parametry automobilu, k jeho splnění posloužila citlivostní studie zkoumající vliv vstupních parametrů na výsledky matematického modelu. Výsledky citlivostní analýzy určující závislost říditelnosti na parametrech automobilu ukazují, že největší vliv mají hmotnostní parametry vozidla a parametry řízení, naopak nejmenší citlivost byla stanovena pro aerodynamické parametry. Nicméně samotná citlivostní studie ukazuje pouze poměrný vliv bez uvažování dosažitelných změn hodnot vstupních parametrů. Zahrnutím dostupných rozsahů jednotlivých veličin byla stanovena ovlivnitelnost jízdního chování vozidla. Dle vypočítaných výsledků poskytují stále největší možnost ovlivnění chování vozidla hmotnostní parametry, ale parametr rozložení vztlaků na přední a zadní nápravu se posunul díky velkému rozsahu na úroveň ovlivnitelnosti pneumatik, které jsou obecně považovány za významný faktor.

Rozložení vztlaku na nápravy bylo tedy vybráno jako nedůležitější aerodynamický parametr. Z výsledků analýz dále plyne, že k zlepšení jízdního chování automobilu při vysokých rychlostech by měl být vztlak na přední nápravě mírně vyšší než na nápravě zadní. Tyto závěry korespondují s výsledky jiných studií zabývajících se vlivem aerodynamiky na jízdní vlastnosti.

Všechny stanovené cíle této dizertační byly splněny, byla sestavena metodika pro hodnocení vlivu aerodynamiky na jízdní vlastnosti automobilu použitelná i při vývoji fyzicky dosud neexistujícího vozidla. Tato metodika byla validována pomocí experimentu s výsledným rozdílem vybraných hodnotících kritérií do 10% . Určení vlivu aerodynamiky na jízdní vlastnosti a srovnání s ostatními parametry poskytla citlivostní studie a určení ovlivnitelnosti výsledků modelu. V případě eventuálního pokračování výzkumu by bylo vhodné se zaměřit na další validaci modelu s jinými automobily a se zaměřením na vztlakové síly, jelikož bylo provedeno pouze měření s jediným vozidlem. Taktéž existuje velký prostor pro rozšiřování výpočtového modelu v oblasti parametrů podvozku, ale částečně i aerodynamických charakteristik. Metodiku, vypracovanou na základě výsledků popsaného výzkumu vlivu aerodynamiky na jízdní chování automobilu, využívá v současnosti vývojové oddělení TFA (oddělení aerodynamiky) ve Škoda-Auto.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SOUSANIS, J. World Vehicle Population Tops 1 Billion Units. *WardsAuto* [online]. 2011 [cit. 2013-04-01]. Dost. z: http://wardsauto.com/ar/world_vehicle_population_110815
- [2] EUROPEAN ROAD SAFETY OBSERVATORY. *Annual Statistical Report*. 2011, s. 86. Dostupné z: http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/statistics/index_en.htm
- [3] UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE. *Statistics of road traffic accidents in Europe and North America*. Geneva, 2011, s. 148. Dostupné z: <http://www.unece.org/trans/main/wp6/wp6.html>
- [4] EVANS, C. Most people admit to breaking speed limits. *Which?* [online]. 2012 [cit. 2013-04-01]. Dostupné z: <http://conversation.which.co.uk/transport-travel/breaking-speed-limits-safe-driving-admiral-car-insurance/>
- [5] Třetina řidičů často překračuje povolenou rychlost. *ČTK* [online]. [cit. 2013-04-01].
- [6] Speeding. *SafetyNet*. 2009, s. 37. Dostupné z: http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/speed/index.htm
- [7] ALEXANDERSSON, R., ALRIKSSON, M., BRORSSON R., ERLANDSSON, S., SVÄRD, M. *Safety aspects on the aerodynamics of Porsche 911*. Department of Thermo and Fluid Dynamics, Chalmers University of Technology. 2002.
- [8] HUCHO, W.-H. *Aerodynamics of road vehicles*. 4 ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1998, 918 s. ISBN 07-680-0029-7.
- [9] *Flat6 Power: Vintage Porsche 911*. [online]. [cit. 2013-05-06]. Dostupné z: <http://www.flat6power.blogspot.cz/>
- [10] *Clark & Carter: Vehicle restoration specialists*. [online]. [cit. 2013-05-06]. Dostupné z: <http://www.clarkandcarter.co.uk/>
- [11] ISO 8855:2011. *Road vehicles - Vehicle dynamics and road-holding ability - Vocabulary*. Second edition.
- [12] KATZ, J. *Race Car Aerodynamics*. Second Edition. Robert Bentley Inc., Cambridge, MA, 2006, 310 s. ISBN 0-8376-0142-8.
- [13] HOWELL, J. Catastrophic lift forces on racing cars. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 9. Amsterdam: Elsevier Scientific Publishing Company, 1981, s. 145-154. ISSN 0167-6105
- [14] AOTech Aerodynamics. *AOTech* [online]. [cit. 2013-05-01]. Dostupné z: http://www.aotech.fr/en/aerodynamics/cfd_000044.html
- [15] HOWELL, J., LE GOOD, G. *The Influence of Aerodynamic Lift on High Speed Stability*. SAE Paper 1999-01-0651. Detroit, MI: 1999.



- [16] HOWELL, J. *The Influence of Aerodynamic Lift on Lane Change Manoeuvrability*. MIRA International Conference on Vehicle Aerodynamics, Coventry, UK: 1998.
- [17] WINDSOR, S. C., LE GOOD, G. *The Influence of Aerodynamic Lift on High Speed Stability of Passenger Cars*. Paper C462/24/214. Birmingham: Autotech, 1993.
- [18] BRAESS, H.-H., BURST, H., HAMM, L., HANNES, R.: Improvement of handling characteristics of automobiles by reducing the aerodynamic lift, article in *Proceedings Of The Second AIAA Symposium On Aerodynamics Of Sports & Competition Automobiles*, AIAA, Los Angeles, 1974.
- [19] MATSUSHITA, A., TAKANAMI, K., TAKEDA, N., TAKAHASHI, M. *Subjective Evaluation and Vehicle Behavior in Lane-Change Maneuvers*. SAE Paper 800845. Dearborn, MI: 1980.
- [20] VAN RANDWIJK, M.J., GODTHELP, J., KÄPPLER, W.D., RUYS, P.A.J. *Correlation of Driver Judgement and Vehicle Directional Data to Evaluate and Predict Truck Handling*. Third EAEC Conference, Strassbourg, France, 1991.
- [21] KÄPPLER, W.D., GODTHELP, J. *Design and Use of the Two-level Sequential Judgment Scale in the Identification of Vehicle Handling Criteria: I. Instrumented Car Experiments on Straight Lane Driving*. Forschungsinstitut für Anthropotechnik, 1989.
- [22] CHEN, D. *Subjective and Objective Vehicle Handling Behaviour*. PhD Thesis, The University of Leeds, Leeds, 1997.
- [23] DATA, S, FRIGERIO, F. Objective evaluation of handling quality. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of automobile engineering*. UK: SAGE Publications, 2002, s. 297-305. ISSN 0954-4070.
- [24] RAUSER, M. The influence of aerodynamics on vehicle handling. In: *Ingenieurs de l'Automobile*. Paris: VB, Garches, 1991, s. 69-71. ISSN 0020-1200.
- [25] BUCHHEIM, R., MARETZKE, J., PIATEK, R. *The Control of Aerodynamic Parameters influencing Vehicle Dynamics*. SAE Paper 850279. Detroit, MI: 1985.
- [26] SAVKOOR, A.R., CHOU, C.T. Application of aerodynamic actuators to improve vehicle handling. *Vehicle System Dynamics*, n. 32, 1999, s. 345-374.
- [27] JIANG, H., WANG, T., LI, j. Closed-loop simulation and evaluation of vehicle handling stability on the basis of SIMPACK. In: *2010 Chinese Control and Decision Conference*. Xuzhou, 2010, s. 2748-2751. ISBN 978-1-4244-5182-1.
- [28] *Cruden* [online]. [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.cruden.com/>
- [29] MILLIKEN, W. F. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: SAE International, 1995, 890s. ISBN 15-609-1526-9.



- [30] GILLESPIE, T. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992, 495 p. ISBN 15-609-1199-9.
- [31] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. Brno: VLK, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [32] JAZAR, R. N. *Vehicle dynamics: theory and application*. New York: Springer, 2008, 1015 p. ISBN 978-038-7742-441.
- [33] ARDEMA, M. D. *Newton-Euler dynamics*. New York: Springer, 2005, 316 p. ISBN 978-038-7232-751.
- [34] PACEJKA, H. *Tire and vehicle dynamics*. 2nd ed. Warrendale, Pa: Published on behalf of Society of Automotive Engineers, Inc, 2006. ISBN 07-680-1702-5.
- [35] TNO AUTOMOTIVE. *MF-Tyre & MF-Swift 6.1: User manual 2008*. TNO Automotive. Netherlands, 2008.
- [36] VANČURA, J. *Citlivost vozidel na boční vítr*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 102 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
- [37] ANDERSON, R., BEVLY, D. M. Estimation of tire cornering stiffness using GPS to improve model based estimation of vehicle states. *Intelligent Vehicles Symposium, 2005*. IEEE, 2005, s. 801-806. ISBN 0-7803-8961-1.
- [38] TUONONEN, A., LEHTONEN, T., JUHALA, M. Estimation of tyre cornering stiffness from vehicle measurements. In: *FISITA 2006 World Automotive Congress*. Yokohama, Japan: JSAE, 2006, s. 9. ISBN 4-915219-83-6.
- [39] Measurement of truck tyre slip characteristics. Tampere University of Technology [online]. [cit. 2013-05-29]. Dostupné z: https://www.tut.fi/ms/muo/tyreschool/moduulit/moduuli_10/hypertext/9/9_1.html
- [40] Flat-Trac® Tire Testing Systems. *MTS* [online]. [cit. 2013-05-29]. Dostupné z: <http://www.mts.com>
- [41] *Longacre Racing: Precision Racing Tools* [online]. [cit. 2013-05-29]. Dostupné z: <http://www.longacreracing.com/>
- [42] PREVIATI, G., GOBBI, M., MASTINU, M. Sviluppi nella misura del tensore di inerzia e del baricentro dei corpi rigidi, *XXXVII Convegno Nazionale*, Università di Roma, 2008.
- [43] ISO 4138:2004. *Passenger cars – Steady-state circular driving behaviour – Open-loop test methods*. Third edition.
- [44] ISO 7401:2003. *Road vehicles – Lateral transient response test methods – Open-loop test methods*. Second edition.



- [45] *Applus+ IDIADA* [online]. [cit. 2013-05-29]. Dost. z: <http://www.applusidiada.com/en/>
- [46] *OxTS - Oxford Technical Solution* [online]. [cit. 2013-06-05]. Dostupné z: <http://www.oxts.com>
- [47] *Kistler* [online]. [cit. 2013-06-05]. Dostupné z: <http://www.kistler.com/>
- [48] *Baumer Group* [online]. [cit. 2013-06-05]. Dostupné z: <http://www.baumer.com/>
- [49] ASCHWANDEN, P., MÜLLER, J., TRAVAGLIO, G., SCHÖNING, T. *The Influence of Motion Aerodynamics on the Simulation of Vehicle Dynamics*. SAE Paper 2008-01-0657. DOI:10.4271/2008-01-0657.
- [50] KIM, S., NIKRAVESH, P., GIM G. A two-dimensional tire model on uneven roads for vehicle dynamic simulation. *Vehicle System Dynamics*. 2008, vol. 46, issue 10, s. 913-930. DOI: 10.1080/00423110701729994.

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ****SYMBOLY**

A	$[m^2]$	Čelní plocha automobilu
a	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení vozidla
a_C	$[m \cdot s^{-2}]$	Dostředivé zrychlení vozidla
a_X	$[m \cdot s^{-2}]$	Podélné zrychlení vozidla
a_Y	$[m \cdot s^{-2}]$	Boční zrychlení vozidla
C_{AH}	[-]	Vztlakový koeficient na zadní nápravě z WK1
C_{AV}	[-]	Vztlakový koeficient na přední nápravě z WK1
CC_α	$[N \cdot rad^{-1} \cdot N^{-1}]$	Směrový koeficient pneumatiky
c_{MX}	[-]	Koeficient aerodynamického momentu klopení
c_{MY}	[-]	Koeficient aerodynamického momentu klonění
c_{MZ}	[-]	Koeficient aerodynamického momentu stáčení
C_N	[-]	Koeficient aerodynamického momentu stáčení z WK1
C_P	[-]	Tlakový koeficient
C_R	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	Tuhost mechanismu řízení
C_S	[-]	Koeficient aerodynamické boční síly z WK1
C_T	$[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$	Torzni tuhost kmitání měřicího stavu
c_X	[-]	Koeficient aerodynamické odporové síly
c_Y	[-]	Koeficient aerodynamické boční síly
c_Z	[-]	Koeficient aerodynamické vztlakové síly
c_{ZF}	[-]	Vztlakový koeficient na přední nápravě
c_{ZR}	[-]	Vztlakový koeficient na zadní nápravě
C_α	$[N \cdot rad^{-1}]$	Směrová tuhost pneumatiky
$C_{\alpha F}$	$[N \cdot rad^{-1}]$	Směrová tuhost předního kola
$C_{\alpha F}^*$	$[N \cdot rad^{-1}]$	Virtuální směrová tuhost přední nápravy
$C_{\alpha R}$	$[N \cdot rad^{-1}]$	Směrová tuhost zadního kola
dC_N	$[rad^{-1}]$	Gradient koeficientu aerodynamického momentu stáčení z WK1
dC_S	$[rad^{-1}]$	Gradient koeficientu aerodynamické boční síly z WK1
$FNOMIN$	[N]	Nominální zatížení kola v MF
F_X^A	[N]	Aerodynamická odporová síla
F_{XF}	[N]	Hnací síla na přední nápravě



F_{XR}	[N]	Hnací síla na zadní nápravě
F_Y^A	[N]	Aerodynamická boční síla
F_{YF}	[N]	Boční síla na přední nápravě
F_{YR}	[N]	Boční síla na zadní nápravě
F_Z^A	[N]	Aerodynamická vztlaková síla
F_{ZF}	[N]	Zatížení přední nápravy
F_{ZF}^A	[N]	Aerodynamická vztlaková síla na přední nápravě
F_{ZFL}	[N]	Zatížení levého předního kola
F_{ZFR}	[N]	Zatížení pravého předního kola
F_{ZR}	[N]	Zatížení zadní nápravy
F_{ZR}^A	[N]	Aerodynamická vztlaková síla na zadní nápravě
F_{ZRL}	[N]	Zatížení levého zadního kola
F_{ZRR}	[N]	Zatížení pravého zadního kola
g	[m · s ⁻²]	Tíhové zrychlení
GAM	[rad]	Odklon kola v MF
h	[m]	Výška bodu karoserie od vozovky
i_S	[-]	Převod řízení
I_Z	[kg · m ²]	Moment setrvačnosti vozidla vůči ose Z
I_{Z0}	[kg · m ²]	Moment setrvačnosti k ose Z změněný spotřebou paliva
K_F	[N · m ⁻¹ · s ²]	Transfer zatížení přední nápravy při bočním zrychlení
K_R	[N · m ⁻¹ · s ²]	Transfer zatížení zadní nápravy při bočním zrychlení
l	[m]	Rozvor náprav automobilu
l_F	[m]	Vzdálenost těžiště od přední nápravy
$LFZO$	[-]	Měřítka nominálního zatížení MF
$LGAY$	[-]	Měřítka odklonu kola MF
LKY	[-]	Měřítka směrové tuhosti pneumatiky MF
l_R	[m]	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy
l_{R0}	[m]	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy při spotřebě paliva
m	[kg]	Hmotnost automobilu
m_F	[kg]	Hmotnost na přední nápravě
m_{PHM}	[kg]	Hmotnost spotřebovaného paliva (nafty)
m_R	[kg]	Hmotnost na zadní nápravě
M_X^A	[N · m]	Aerodynamický moment klopení



M_Y^A	[N·m]	Aerodynamický moment klonění
M_Z^A	[N·m]	Aerodynamický moment stáčení
M_{ZF}	[N·m]	Vratný moment pneumatik na přední nápravě
M_{ZR}	[N·m]	Vratný moment pneumatik na zadní nápravě
n_K	[m]	Konstrukční závlek kola
n_S	[m]	Závlek pneumatiky
p_F	[Pa]	Tlak předních pneumatik
$PKY1$	[-]	Koef. max. hodnoty poměru směrové tuhosti/nom. zatížení MF
$PKY2$	[-]	Koef.zatížení při maximu směrové tuhosti MF
$PKY3$	[-]	Koef. záv. poměru tuhost/nominální zatížení na odklonu MF
p_R	[Pa]	Tlak zadních pneumatik
Q_A	[Pa]	Dynamický tlak v tunelu
t	[s]	Čas
t_0	[s]	Referenční čas skokového natočení volantu
T_P	[s]	Perioda kmitání prázdné plošiny
T_{PV}	[s]	Perioda kmitání plošiny s automobilem
T_ω	[s]	Čas reakce rychlosti stáčení SNV
UG	[rad·m ⁻¹ ·s ²]	Understeer gradient
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost vozidla
v_r	[m·s ⁻¹]	Relativní rychlost proudění vzduchu
$v_{T,F}$	[m·s ⁻¹]	Rychlost pohybu přední nápravy
$v_{T,R}$	[m·s ⁻¹]	Rychlost pohybu zadní nápravy
v_{Wind}	[m·s ⁻¹]	Rychlost proudění vzduchu v tunelu
v_X	[m·s ⁻¹]	Podélná rychlost vozidla
v_Y	[m·s ⁻¹]	Příčná rychlost vozidla
x	[m]	Poloha vozidla ve směru osy x
y	[m]	Poloha vozidla ve směru osy y
α_F	[rad]	Úhel směrové úchylky přední nápravy
α_R	[rad]	Úhel směrové úchylky zadní nápravy
β	[rad]	Úhel směrové úchylky v těžišti automobilu / Úhel natočení
δ	[rad]	Úhel natočení předních kol
δ^*	[rad]	Teoretický úhel natočení předních kol
δ_H	[rad]	Úhel natočení volantu



δ_A	[rad]	Změna úhlu natočení předních kol vlivem poddajnosti
ρ	[kg· m ⁻³]	Hustota vzduchu
ψ	[rad]	Úhel natočení SS vozidla
ω	[rad· s ⁻¹]	Úhlová rychlost stáčení vozidla
ω_{SS}	[rad· s ⁻¹]	Ustálená hodnota rychlosti stáčení při SNV

**Pzn. Jednotky všech použitých veličin jsou v seznamu uvedeny v základních a odvozených jednotkách soustavy SI, přestože v textu práce mohou být užity jednotky odlišné.*

ZKRATKY

2DOF	Pohybový systém se dvěma stupni volnosti
CAN	Vnitřní komunikační síť (Controller Area Network)
CBV	Citlivost vozidla na boční vítr
CFD	Numerický výpočet dynamiky proudění tekutin
DGPS	Diferenciální GPS
GPS	Globální družicový polohový systém
MBS	Multi-body systém
MF	Magic Formula – model pneumatiky
MMV	Matematický model vozidla
RSM	Metoda citlivostní plochy (Response Surface Method)
SNV	Skokové natočení volantu
SS	Souřadný systém
TDI	Přeplňovaný diesellový motor s přímým vstřikem paliva
ÚADI	Ústav automobilního a dopravního inženýrství při FSI VUT v Brně
UTZ	Ustálené zatáčení
WK1	Aerodynamický tunel VW č. 1 ve Wolfsburgu



SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

OBRÁZKY

Obr. 1 Porsche 911T (1972) - bez aerodynamických úprav [9]	10
Obr. 2 Porsche 911 Carrera RS (1973) – s aerodynamickými úpravami [10].....	10
Obr. 3 Vizualizace proudění v tunelu - Ford A Tudor (1930) [8]	11
Obr. 4 Vizualizace proudění v tunelu - Ford Taunus G93A (1940) [8]	11
Obr. 5 Rozložení tlaku na povrchu vozidla, překresleno z [8]	13
Obr. 6 Rozklad obecné aerodynamické síly do 6 složek v souřadném systému vozidla	14
Obr. 7 Schéma aerodynamického tunelu s uzavřeným okruhem, [12] + české popisky	16
Obr. 8 Schéma šesti-komponentní váhy pro měření v tunelu, [12] + české popisky	16
Obr. 9 CFD simulace proudění v okolí závodního vozidla [14]	17
Obr. 10 Simulátor jízdy automobilu od firmy Cruden [28].....	21
Obr. 11 Schéma postupu vytvoření a ověření metodiky	23
Obr. 12 Souřadné systémy pro analýzu jízdní dynamiky [11]	25
Obr. 13 Obecný rovinný pohyb vozidla	26
Obr. 14 Dynamické složky pohybu modelu vozidla	26
Obr. 15 Relativních chyby vzniklé při užití linearizací goniometrických funkcí	27
Obr. 16 Určení směrové tuhosti pneumatiky	28
Obr. 17 Příklady závislostí směrových tuhostí na zatížení pro různé rozměry kol	29
Obr. 18 Odvození úhlů směrové úchylnosti přední a zadní nápravy	30
Obr. 19 Implementace aerodynamického působení do jednostopého modelu	31
Obr. 20 Blokové schéma funkce programu Matematický model vozidla - MMV	32
Obr. 21 Řez aero-tunelu VW ve Wolfsburgu [12]	35
Obr. 22 Orientace koeficientů v SS tunelu WK1	36
Obr. 23 Příklad závislostí aerodynamických koeficientů na úhlu natočení	37
Obr. 24 Stav pro měření pneumatik [38]	38
Obr. 25 Speciální přívěs pro testování pneumatik [39]	38
Obr. 26 Měřicí stav MTS Flat-Trac III [40]	39
Obr. 27 Tenzometrické váhy od Longacre Racing [41]	40
Obr. 28 Schéma čtyřlankového závěsu.....	41
Obr. 29 Příklad aplikace závěsné metody pro měření vozidla [42].....	41
Obr. 30 Měřicí stav pro určení momentu setrvačnosti vozidla	42
Obr. 31 Ukázka z měření momentu setrvačnosti.....	43
Obr. 32 Příklad změny natočení volantu při zatáčení konstantním poloměrem.....	45
Obr. 33 Odvození kritérií skokového natočení volantu.....	47
Obr. 34 Mapa areálu společnosti Applus IDIADA ve Španělsku	48
Obr. 35 Schéma testovací tratě Dynamic Platform B [45]	49
Obr. 36 Experimentální vozidlo pro měření jízdních zkoušek.....	49
Obr. 37 Olověné závaží (kostky) použité při měření.....	50
Obr. 38 Konfigurace BASE s měřicími koly.....	51
Obr. 39 Schéma rozložení zátěže konfigurace BASE	51
Obr. 40 Aerodynamická konfigurace AERO1	52
Obr. 41 Aerodynamická konfigurace AERO2	52
Obr. 42 Aerodynamická konfigurace AERO3	53
Obr. 43 Schéma rozložení zátěže konfigurace MASS+	54
Obr. 44 Schéma rozložení zátěže konfigurace MASS-	54
Obr. 45 Schéma rozložení zátěže konfigurace IZ+	55



Obr. 46 Schéma rozložení zátěže konfigurace IZ-	55
Obr. 47 Schéma rozložení zátěže konfigurace XT+	56
Obr. 48 Schéma rozložení zátěže konfigurace XT-	56
Obr. 49 Srovnání směrových tuhostí pneumatik užitých při měření	57
Obr. 50 Porovnání vlivu tlaku pneumatiky na její chování	58
Obr. 51 Přehled vztlakových koeficientů všech měřených konfigurací	59
Obr. 52 Přehled koeficientů boční síly a momentu stáčení měřených konfigurací	60
Obr. 53 RT3100 - inerciální platforma s GPS [46]	61
Obr. 54 Měřicí volant RMS FEL 20 s držákem	62
Obr. 55 Schéma základních dílů měřicího kola [47]	63
Obr. 56 Měřicí kolo Kistler RoaDyn P625 [47]	64
Obr. 57 Snímač Baumer OADM 13 a jeho umístění na vozidle [48]	64
Obr. 58 Ústředna Multidata umístěná místo zadní sedačky a ovládací jednotka řidiče	65
Obr. 59 Ústředny Aditec (vlevo) a IMC Cronos (vpravo)	66
Obr. 60 Charakteristika užitého filtru s dolní propustí	67
Obr. 61 Příklad výsledků filtrování dat - boční síly na zadních kolech	68
Obr. 62 Příklad nulování a synchronizačního signálu	68
Obr. 63 Srovnání měření a simulací jedné z jízd SNV	70
Obr. 64 Konstrukční závlek kola u zavěšení typu MacPherson	72
Obr. 65 Princip vzniku závleku pneumatiky	73
Obr. 66 Modelování změny natočení kol způsobené poddajností řízení	73
Obr. 67 Schéma principu měření tuhosti řízení	75
Obr. 68 RV-4 od Kistleru pro měření polohy kola [47]	75
Obr. 69 Výsledky validace matematického modelu MMV_02	76
Obr. 70 Porovnání odchylek modelu pro jednotlivé konfigurace	77
Obr. 71 Srovnání výsledků rychlostí a stran	77
Obr. 72 Dva příklady jízd SNV se srovnáním měření a simulací	78
Obr. 73 Grafické srovnání výsledků měření a simulací u kritérií SNV	78
Obr. 74 Výsledky opakovatelnosti měření jednotlivých kritérií	79
Obr. 75 Úbytek paliva v nádrži s naznačením průběhů manévrů	80
Obr. 76 Schéma posunutí těžiště vozidla vlivem spotřeby paliva	81
Obr. 77 Výsledky validace MMV_02 se zpřesněním hmotnostních parametrů	81
Obr. 78 Zjednodušené schéma funkce modelu pneumatiky MF5.2	82
Obr. 79 Výsledky validace matematického modelu MMV_03	83
Obr. 80 Srovnání průměrných rozdílů jednotlivé konfigurace u MMV_03	84
Obr. 81 Srovnání výsledků pro různé rychlosti a strany u MMV_03	84
Obr. 82 Grafické srovnání výsledků simulací a měření pro MMV_03	85
Obr. 83 Srovnáním měření a modelů na konkrétních jízdách	85
Obr. 84 Vliv natočení volantu na rozdíly mezi simulacemi a měřením	86
Obr. 85 Snížení směrové tuhosti nápravy při přenosu zatížení	87
Obr. 86 Závislosti přenosů zatížení na bočním zrychlení	88
Obr. 87 Výsledky validace matematického modelu MMV_04	88
Obr. 88 Srovnání průměrných rozdílů jednotlivé konfigurace u MMV_04	89
Obr. 89 Srovnání výsledků pro různé rychlosti a strany u MMV_04	90
Obr. 90 Vliv natočení volantu na rozdíly pro MMV_04	90
Obr. 91 Grafické srovnání výsledků simulací a měření pro MMV_04	91
Obr. 92 Srovnáním měření a 3 modelů na konkrétních jízdách	91
Obr. 93 Srovnání variant matematických modelů	92
Obr. 94 Varianty centrálního kompozitního plánu	93



Obr. 95 Citlivostní plocha odezvy pro 2 proměnné.....	94
Obr. 96 Řezy citlivostní plochou (modře) a derivace řezu v počátku (červeně).....	95
Obr. 97 Závislost směrové tuhosti a směrového koeficientu na zatížení kola	96
Obr. 98 Výsledky citlivostní analýzy pro kritéria SNV	97
Obr. 99 Výsledky ovlivnitelnosti času reakce rychlosti stáčení.....	98
Obr. 100 Výsledky ovlivnitelnosti ustálené hodnoty rychlosti stáčení	98
Obr. 101 Výsledky ovlivnitelnosti pro vybrané vstupy.....	98

TABULKY

Tab. 1 Škála subjektivního hodnocení vozidla dle Rover Group, překlad z [15].....	18
Tab. 2 Shrnutí výhod a nevýhod jednotlivých metod.....	22
Tab. 3 Popis významu koeficientů modelu pneumatiky dle [35].....	29
Tab. 4 Přehled všech vstupních parametrů MMV	33
Tab. 5 Přehled výstupních veličin	34
Tab. 6 Přehled změřených charakteristik pneumatik.....	39
Tab. 7 Veličiny měřené při ustáleném zatáčení.....	44
Tab. 8 Přehled chování vozidla při ustáleném zatáčení	45
Tab. 9 Seznam konfigurací experimentálního vozidla	50
Tab. 10 Přehled hodnot parametrů konfigurace BASE	51
Tab. 11 Hodnoty parametrů aerodynamických konfigurací.....	53
Tab. 12 Hodnoty parametrů konfigurací MASS+ a MASS-	54
Tab. 13 Hodnoty parametrů konfigurací IZ+ a IZ-	55
Tab. 14 Hodnoty parametrů konfigurací XT+ a XT-	56
Tab. 15 Hodnoty parametrů konfigurací TIRE a PRESS.....	57
Tab. 16 Relativní srovnání hodnot parametrů vůči výchozí konfiguraci BASE.....	58
Tab. 17 Doporučené rozsahy a přesnosti měřených veličin [44]	60
Tab. 18 Přesnost vybraných parametrů platformy RT3100 [46].....	61
Tab. 19 Rozsah a přesnost parametrů kola Kistler RoadDyn P625 [47].....	63
Tab. 20 Základní parametry laserového dálkoměru Baumer OADM 13 [48].....	64
Tab. 21 Přehled uskutečněných jízd manévru - skokové natočení volantu.....	66
Tab. 22 Přehled uskutečněných jízd manévru - ustálené zatáčení	67
Tab. 23 Výsledky validací modelu MMV_01	70
Tab. 24 Nové vstupní parametry pro verzi modelu MMV_02	74
Tab. 25 Přehled parametrů zkoumaných v citlivostní studii	96



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A - Protokol z měření ve WK1

Příloha B - Seznam kanálů z měření jízdních manévru



PŘÍLOHA A - PROTOKOL Z MĚŘENÍ VE WK1

Aerodynamische Beiwerte

 VOLKSWAGEN Klimawindkanal Sachbearbeiter: x	Fahrzeug: SKODA-EXT Roomster 1,4/51 TDI SK258 6 0158 Messung 2: AERO MODZ	Auftrag: Projekt: SKODA-EXT 258 Roomster
---	---	---

Messung: 21.6.2012 8:45:03
 Fläche: 21.6.2012 7:23:26 gemessen
 Kühlluftanteil: ja

Fahrzeuginformationen:
 Länge: x mm
 Breite: x mm
 Höhe: x mm
 Fläche: x m²
 Radstand: x mm
 Spoilerabstand: x mm

Reifen: Design: ALLU
 Felgen: vorn 6,5JX15
 Reifen: hinten 6,5JX15
 195/55-15 195/55-15

Trimmlage: mm
 Spur: x mm links
 Radausschnitt: x mm rechts

M.Nr.	VWind (km/h)	QA (Pa)	BETA (°)	CW*F (m²)	CAV	CAH	CA	CSV	CSH	CS	CL	CM	vorn	hinten	Waage-Tara	Summe	
					links	rechts		links	rechts	links	rechts	links	rechts	links	rechts	links	rechts
1	139,6	884,3	-35,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
2	139,6	884,9	-30,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
3	139,6	884,6	-25,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
4	139,6	884,9	-20,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
5	139,7	885,4	-15,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
6	139,7	884,9	-10,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
7	139,6	884,4	-5,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
8	139,6	884,3	0,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
9	139,6	883,8	5,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
10	139,5	883,1	10,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
11	139,5	882,8	15,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
12	139,5	882,4	20,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
13	139,6	883,0	25,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
14	139,6	882,8	30,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
15	139,5	882,6	35,0	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x



PŘÍLOHA B - SEZNAM KANÁLŮ Z MĚŘENÍ JÍZDNÍCH MANÉVRŮ

<i>Název kanálu</i>	<i>Měřená veličina</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Ústředna</i>
FxFL	Podélná síla na LP kole	[N]	Aditec
FxFR	Podélná síla na PP kole	[N]	Aditec
FxRL	Podélná síla na LZ kole	[N]	Aditec
FxRR	Podélná síla na PZ kole	[N]	Aditec
FyFL	Boční síla na LP kole	[N]	Aditec
FyFR	Boční síla na PP kole	[N]	Aditec
FyRL	Boční síla na LZ kole	[N]	Aditec
FyRR	Boční síla na PZ kole	[N]	Aditec
FzFL	Zatížení LP kola	[N]	Aditec
FzFR	Zatížení PP kola	[N]	Aditec
FzRL	Zatížení LZ kola	[N]	Aditec
FzRR	Zatížení PZ kola	[N]	Aditec
MzFL	Vratný moment pneumatiky na LP kole	[N·m]	Aditec
MzFR	Vratný moment pneumatiky na PP kole	[N·m]	Aditec
MzRL	Vratný moment pneumatiky na LZ kole	[N·m]	Aditec
MzRR	Vratný moment pneumatiky na PZ kole	[N·m]	Aditec
T_cent	Čas GPS - století	[-]	Multidata
T_day	Čas GPS - den	[-]	Multidata
T_hour	Čas GPS - hodina	[h]	Multidata
T_hunsec	Čas GPS - setina sekunda	[s]	Multidata
T_min	Čas GPS - minuta	[min]	Multidata
T_month	Čas GPS - měsíc	[-]	Multidata
T_sec	Čas GPS - sekunda	[s]	Multidata
T_year	Čas GPS - rok	[-]	Multidata
aX	Podélné zrychlení vozidla	[m·s ⁻²]	Multidata
aY	Boční zrychlení vozidla	[m·s ⁻²]	Multidata
accuracy_RT	Přesnost určení polohy dle GPS	[m]	Multidata
hFL	Výška karoserie u LP kola	[m]	IMC
hFR	Výška karoserie u PP kola	[m]	IMC
hRL	Výška karoserie u LZ kola	[m]	IMC
hRR	Výška karoserie u PZ kola	[m]	IMC
latGPS	Zeměpisná šířka dle GPS	[°]	Multidata



<i>Název kanálu</i>	<i>Měřená veličina</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Ústředna</i>
longGPS	Zeměpisná délka dle GPS	[°]	Multidata
nFL	Otáčky LP kola	[s ⁻¹]	Aditec
nFR	Otáčky PP kola	[s ⁻¹]	Aditec
nRL	Otáčky LZ kola	[s ⁻¹]	Aditec
nRR	Otáčky PZ kola	[s ⁻¹]	Aditec
pitch	Úhel klonění karoserie vozidla	[°]	Multidata
pitchRate	Rychlost klonění karoserie vozidla	[°/s]	Multidata
roll	Úhel klopení karoserie vozidla	[°]	Multidata
rollRate	Rychlost klopení karoserie vozidla	[°/s]	Multidata
satGPS	Počet zachycených signálů GPS satelitů	[-]	Multidata
slipAngle	Úhel směrové úchylky v těžišti vozidla	[°]	Multidata
slipAngleRT	Úhel směrové úchylky inerciální platformy	[°]	Multidata
slipAngle_F	Úhel sm. úchylky uprostřed přední nápravy	[°]	Multidata
slipAngle_R	Úhel směrové úchylky zadních kol	[°]	Multidata
steer	Úhle natočení volantu	[°]	Multidata
steerF	Teoretický úhel natočení předních kol	[°]	Multidata
steerT	Krouticí moment na volantu	[N·m]	Multidata
synchro_IDA	Synchronizační kanál ústředny Multidata	[-]	Multidata
synchro_TFA	Synchronizační kanál ústředny IMC	[-]	IMC
synchro_TZD	Synchronizační kanál ústředny Aditec	[-]	Aditec
timeGPS	Čas dle GPS v ústředně IMC	[s]	IMC
time_IDA	Čas dle ústředny Multidata	[s]	Multidata
time_TZD	Čas dle ústředny Aditec	[s]	Aditec
v	Celková rychlost vozidla	[m·s ⁻¹]	Multidata
vx	Podélná rychlost vozidla	[m·s ⁻¹]	Multidata
vy	Příčná rychlost vozidla	[m·s ⁻¹]	Multidata
vyF	Příčná rychlost přední nápravy	[m·s ⁻¹]	Multidata
vyR	Příčná rychlost zadní nápravy	[m·s ⁻¹]	Multidata
wheelSlip_F	Úhel směrové úchylky předních kol	[°]	Multidata
x	Souřadnice polohy vozidla v ose X	[m]	Multidata
y	Souřadnice polohy vozidla v ose Y	[m]	Multidata
yaw	Úhel stáčení	[°]	Multidata
yawRate	Rychlost stáčení	[°/s]	Multidata