

Vysoké učení technické v Brně  
Brno University of Technology

Fakulta strojního inženýrství  
Ústav konstruování / Odbor konstruování strojů

Faculty of Mechanical Engineering  
Institute of Machine and Industrial Design / Department of Machine Design

# 5bU`m]W\_f`a YhcXmi v motorsportu

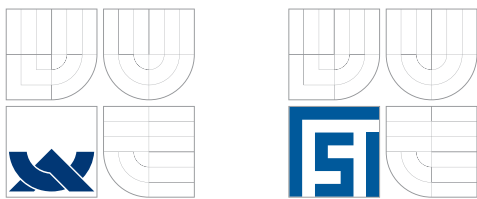
Disertační práce  
Dissertation Thesis

Autor práce: **Ing. Bronislav Růžička**  
Author

Brno 2013







Fakulta strojního inženýrství  
Ústav konstruování / Odbor konstruování strojů

Faculty of Mechanical Engineering  
Institute of Machine and Industrial Design / Department of Machine Design

5bU`m]W\_f`a YhcXm  
j`a chcfgcdcfhi  
..

Disertační práce  
Dissertation Thesis

Autor práce: **Ing. Bronislav Růžička**  
Author

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.**  
Supervisor



---

## ABSTRAKT

Cílem disertační práce je navržení jednoduché analytické metody pro vyhodnocování jízdní dynamiky sportovních vozidel s návazností na možnost kvalifikovaného odhadu vlivů jednotlivých nastavovacích parametrů na celkovou změnu výkonnosti vozidla. V běžné praxi je obvyklé, že dochází k překrývání efektů způsobených změnami jednotlivých prvků nastavení vozidla pokud jsou tyto prováděny současně, což má za následek nesprávné či obtížně definovatelné stanovení postupů pro hodnocení a nasměrování dalších kroků při vývoji vozidla. Pro analýzu těchto vícedimenzionálních dat je pak zvolen přístup využívající lineárního regresního modelu (LRM). V práci je navržena základní filozofie metodiky s ohledem na specifika jízdní dynamiky vozidla, proveden experiment s definovanými vstupy včetně rozboru a způsobu interpretace získaných výstupů. Tato metodika bere rovněž v úvahu možnost obecného využití vícedimenzionální analýzy dat nejen v motorsportu, ale také pro diagnostiku dynamického chování technických systémů, u nichž nalezení optimálního funkčního stavu závisí na víceparametrickém nastavení, jehož kombinace musí reflektovat rovněž častou změnu vnějších podmínek.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Vícedimenzionální analýza dat, obecný regresní model, motorsport, jízdní dynamika vozidla, nastavení vozidla

---

## **ABSTRACT**

This dissertation is focused on proposal for simplified data analyze approach for sport-car vehicle dynamic evaluation with relationship to possibility for qualified estimation of set-up parameters influence for overall vehicle performance. In common practice can be usual overlapping effect caused by concurrent changes of car setup elements if performed in the same moment with resulting in not correct or hardly definable process determination for evaluation and decision about next steps in car development. For analyze of these multidimensional data is then chosen process with approach by Linear Regression Model (LRM). In dissertation is proposed basic philosophy with concern on specificity of car vehicle dynamics, performed experiment with defined inputs including analyze and interpretation method of obtained outputs. This methodic take into account also possibility for general application of multidimensional data analyses not only in motorsport, but as well for dynamic behavior diagnostics of technical systems where finding of optimal running condition depends on multi-parametric setup whose combination must reflect often changes of outer conditions too.

## **KEYWORDS**

Multidimensional data analyze, general regression model, motorsport, vehicle dynamics, car setup

---

## PROHLÁŠENÍ O SAMOSTATNOSTI

Prohlašuji, že jsem předloženou disertační práci vypracoval samostatně na základě uvedené literatury a za podpory školitele Doc. Ing. Ivana Mazůrka, CSc.

V Brně dne 25. 8. 2013

.....  
Bronislav Růžička

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RŮŽIČKA, B. *Analytické metody v motorsportu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 172 s. Vedoucí disertační práce Doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.



---

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval za mnoho cenných rad a připomínek v průběhu řešení této disertační práce svému školiteli doc. Ing. Ivanu Mazůrkovi, CSc, Ing. Karlu Kupkovi, PhD., doc. RNDr. Zdeňku Karpíškovi, CSc. a celé své rodině za podporu během studia.



---

## OBSAH

<b>1. ÚVOD</b>	<b>11</b>
1.1 Cíle	11
1.2 Přístup	12
1.3 Přínos práce	12
<b>2. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>13</b>
2.1 Standartní datové analýzy	13
2.1.1 Expertní systémy	15
2.1.2 Analytické modely	18
2.1.3 Speciální metody	20
2.2 Metody řízeného experimentu	23
2.2.1 Neúplný faktorový plán	24
2.2.2 Kombinace faktorových plánů	28
2.2.3 Taguchiho metoda	30
2.2.3 Metoda plochy odezvy (RSM)	32
2.3 Využití prvků umělé inteligence	35
2.3.1 Neuro-Fuzzy Interference System (ANFIS)	36
2.3.1 Aplikace neuronových sítí (ANN)	38
2.4 Vícerozměrná analýza dat	40
2.4.1 Vizualizace vícerozměrných dat	41
<b>3. FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA</b>	<b>45</b>
<b>4. VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE</b>	<b>46</b>
<b>5. METODY PŘÍSTUPU A ZPŮSOB NÁVRHU ŘEŠENÍ</b>	<b>47</b>
5.1 Analýza a výběr vhodného typu výpočtové metody	47
5.1.1 Neuronové sítě (ANN)	48
5.1.2 Strukturální rovnice (SEM)	50
5.1.3 Lineární regresní model (LRM)	52
5.2 Experimentální data	55
5.2.1 Reálné data ze závodního vozu	55
5.2.2 Driver in the Loop (DIL) simulátor	55
5.2.3 Matematické simulace	58
5.3 Aplikace regresního modelu	59
5.3.1 Lineární regrese a korelace	60
5.3.2 Software pro statistickou analýzu dat	67
5.4 Návrh a ověření metodiky	68
5.4.1 Experimentální test	70
5.4.2 Transformace parametrů nastavení	73
5.4.3 Příprava a zpracování naměřených dat	84
5.4.4 Shrnutí navrhované metodiky a postupu tvorby modelu	95
<b>6. ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ</b>	<b>101</b>
6.1 Vyhodnocení experimentálního testu	101
6.1.1 Základní výpočet regresních koeficientů	101
6.1.2 Hodnocení kvality modelu a vlivu korelací	103
6.1.3 Interpretace výsledků	105

---

6.1.4 Ověření korektnosti odhadu	109
6.2 Aplikace metodiky na vzorových příkladech	117
6.2.1 Okruh Zandvoort & Sport Car	119
6.2.2 Okruh Zeltweg & ETTC Car	127
<b>7. ZÁVĚR</b>	<b>138</b>
7.1 Splnění cílů práce	138
7.2 Praktický význam dosažených výsledků	140
7.3 Další doporučení pro rozšíření výzkumu	140
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>142</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ</b>	<b>145</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ</b>	<b>148</b>
<b>PUBLIKACE AUTORA</b>	<b>155</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>156</b>

## 1. ÚVOD

*Motto:*

*„Všechny modely jsou špatné, ale některé jsou užitečné.“ George E.P. Box*

Jednou z hlavních charakteristik motoristického sportu je jeho výrazný technický aspekt, který se nezanedbatelně promítá do celkového výsledku. Značná závislost mezi dosaženým výsledkem a výkonností použité techniky (závodní vůz či motocykl) vytváří z této disciplíny velmi komplikovanou problematiku, jejíž řešení nemívá vždy jednoznačné závěry. Správná definice skutečné výkonnosti závodního vozu jako souhrnu kvalit, které dokážou zajistit, aby absolvovalo měřený úsek v co nejkratším čase je výchozím bodem pro další efektivní úpravy nastavení a trvalou výzvou pro techniky od samých počátků motosportu. S bouřlivým rozvojem informačních technologií v poslední dekádě, který pomohl k rozvoji mnohem dokonalejších a sofistikovanějších metodik sběru dat se však tento úkol stal paradoxně v některých směrech mnohem komplikovanější díky obrovskému nárůstu množství dosažitelných informací o chování vozu. Tato skutečnost začala klást značné nároky na jejich vyhodnocování a správná analýza dat získaných ze závodního vozu se tak postupně stala jedním ze stěžejních pilířů pro následnou optimalizaci nastavení, čímž tyto dvě operace postupně splynuly v jeden nedílný celek. Protože neexistuje univerzální postup, který by zaručil správnost analýzy získaných výstupů, je velmi obtížné navrhovat vhodnou universální metodiku. Jedním z možných řešení je možnost vytváření vhodných aplikací již osvědčených přístupů (užívaných nejen v motosportu) tak, aby narostla efektivnost v procesu získávání klíčových informací za současného snížení nároku na celkový čas řešení.

### 1.1 Cíle

Dizertační práce se zabývá návrhem zjednodušené metodiky pro analýzu dat charakterizujících jízdní dynamiku vozidla, tak aby napomohla uživateli zkrátit čas potřebný k vyhodnocení úrovně vlivu jednotlivých základních prvků nastavení sportovního vozu s ohledem na jeho výkonnost.

Hlavní cíle navrhované metodiky lze shrnout v následujících bodech:

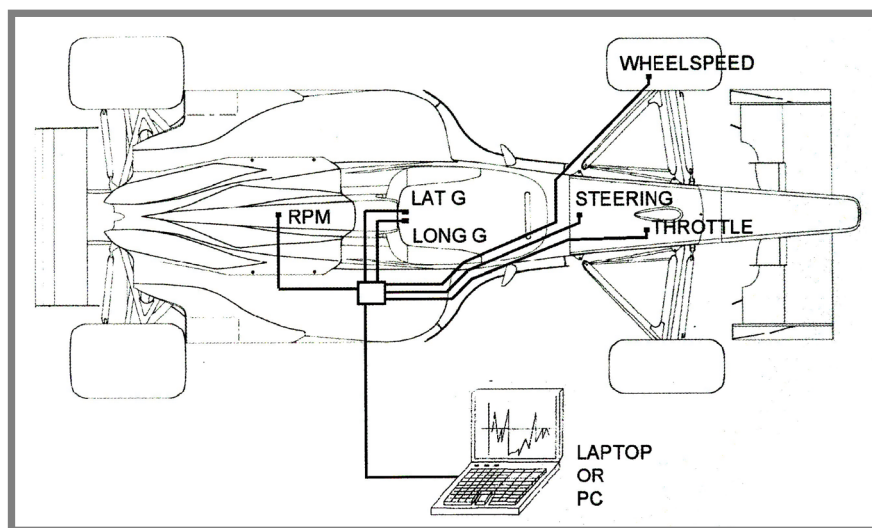
- Nalezení obecné metody vhodné pro zpracování a analýzu většího množství dat, u kterých lze předpokládat významnou mírou jejich vzájemné korelace
- Aplikace metody na specifika diagnostiky vlastností značně nelineárního a komplexního technického systému, v tomto případě představovaného sportovním vozidlem
- Definování vhodných charakteristik pro hodnocení vztahu mezi výkonností, resp. dynamikou sportovního vozu a souběžnými vlivy způsobenými změnou u víceparametrických vstupů (seřizovacích prvků)

## 1.2 Přístup

Průvodní myšlenkou disertační práce je výběr a ověření možnosti aplikace některého z vhodně zvolených přístupů umožňující zpracování souboru vícedimensionálních dat. Ty jsou získány kombinací výstupů z dataloggeru a maticí změn nastavovacích prvků. Vše je prováděno za omezujících podmínek (limitovaný počet testovacích jízd), tak aby kvalita dat co nejvíce odpovídala reálnému stavu při provozu sportovního vozidla. Během návrhu a ověřovacího experimentu je zvažována účelnost jednotlivých hodnotících kritérií a postupů, především s ohledem na universálnost jejich využití i míru s jakou mohou ovlivnit korektnost finální analýzy. Tento postup vyžadoval rovněž vytvoření jednoduchého scriptu na zpracování dat, který kromě hlavní funkce pre-processingu dovoluje také s daty pracovat vizuálně.

## 1.3 Přínos práce

Očekávaný benefit celého řešení je především vytvoření základního konceptu pro efektivnější zpracování a vyhodnocení souboru dat, které jsou typickým výstupem v procesu vývoje a testování sportovního vozidla. Přínosem je nejen příležitost v rozšíření přístupu k získávání dalších cenných informací, ale také možnost vytvoření predikce, který dovoluje uceleněji nahlížet na vliv jednotlivých změn v nastavení vozidla. Tento fakt pak závodnímu inženýrovi mnohdy významně napomáhá ve složitějších rozhodnutích o dalších vývojových krocích.



Obr. 2.1 Příklad jednoduché senzorky v závodním voze [1]

## 2. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

---

**2**

Analýza dat nasbíraných během procesu ověřování chování reálného systému je jedním z klíčových prvků během vývojové fáze u každého technického celku. Výjimkou není ani oblast motorsportu, resp. jeho část zaměřená na vývoj a provoz závodního vozidla, kde vysoké nároky na špičkovou výkonnost přímo podmiňují aplikaci vysoce efektivních způsobů získávání potřebných informací o aktuální výkonnosti vozu. S obecných požadavků kladených na analýzu chování závodního vozidla ale vyplývá, že její výstupy nemohou být pouhým konstatováním momentálního stavu, nýbrž musí přinášet také konstruktivní závěr ve smyslu konkrétních informací definujících další směr pro úpravy vedoucích ke zvýšení výkonnosti. To vede k využívání nejrůznějších postupů, jejichž volba je na uvážení a zkušenostech (případně technologickém vybavení) jednotlivých vývojových inženýrů. Přestože zde existují individuální rozdíly, lze tyto přístupy však ve většině případů obecně shrnout a zařadit pak do některé základních skupin.

1. Standardní datové analýzy
2. Metody řízeného experimentu
3. Využití prvků umělé inteligence
4. Multivariační analýzy dat

Každý postup či metodika analýz má jiný stupeň vypovídací schopnosti a její kvalitativní úroveň tak do značné míry závisí právě na této vlastnosti. Již v minulosti bylo při vývoji závodního vozidla významně využíváno analýz informací, které byly k dispozici nejen ze strany jezdce, ale také jako souhrn objektivních měření tj. např. čas v měřeném úseku, změny v nastavení, hodnoty některých parametrů u vozidla (teploty, tlaky) apod. Od konce 70. let minulého století však dochází k postupnému rozvoji a plošné aplikaci kompaktních systémů pro záznam dat (dataloggerů) na které navazují sofistikovanější softwarové aplikace dovolující detailnější způsoby analýz [5]. V současné době tedy není nutno až na výjimky potřeba řešit problém jak data získat, ale konkurenční výhodu dává právě způsob, jakým jsou tyto data dále zpracovány a jaké informace jsou z nich získány.

### 2.1 Standartní datové analýzy

---

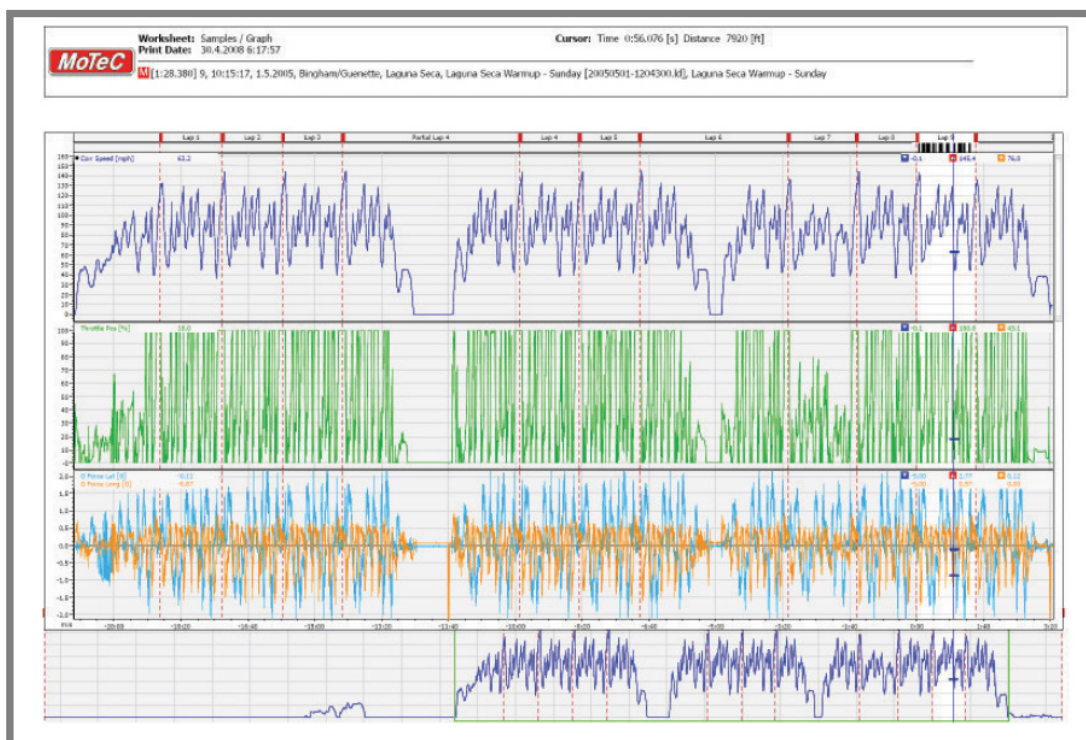
**2.1**

Nejběžnější a nejrozšířenější metodou analýzy výkonnosti závodního vozu je zobrazení a vyhodnocení průběhu sledovaných parametrů v daném časovém úseku. K tomuto účelu je nutno vozidlo vybavit nejen potřebnými snímači, ale také dataloggerem s odpovídající kapacitou pro záznam dat. K vlastní analýze dat je pak většinou využíván software, který vizualizuje sledované parametry v požadovaném grafickém módu (obr.2.2) . Analýzu lze rozdělit do dvou skupin.

- **Funkční analýza** - kontrola časového průběhu a kritických hodnot provozních parametrů (teploty a tlaky provozních náplní, úrovně elektrických veličin apod.) Tento způsob je zaměřen především na kontrolu funkčnosti jednotlivých soustav vozidla a proto až na výjimky nebude součástí dalších úvah zaměřených na optimalizaci výkonnosti vozidla.

- **Výkonová analýza** – vyhodnocení jednotlivých parametrů, které definují aktuální výkonnost vozidla – tj. úroveň zrychlení v jednotlivých osách, pohyb a polohu sledovaných prvků (natočení volantu, zdvihy kol, poloha plynového pedálu apod.) resp. další hodnoty jako otáčky motoru, teploty pneumatik atd. Tyto údaje jsou svázány časovou osou a umožňují tak sledování jejich jednotlivých závislostí.

Ačkoliv jsou uvedené způsoby analýz nejméně náročné z hlediska zpracování a vizualizace dat, vyžadují značnou zkušenost při vyhodnocení skutečné výkonnosti vozu. Důvodem je velké množství výstupních informací u nichž nemusí být jasné definované souvislosti. Tento fakt způsobuje, že nejen velké množství amatérských týmů, ale i zkušení profesionálové často jednotlivé informace mylně interpretují, což vede k nesprávnému postupu při dalším vývoji vozu. S ohledem na tento aspekt bývají součástí kvalitních komerčních softwarových systémů další matematické a statistické funkce, které usnadňují přesnější vyhledání závislostí mezi jednotlivými parametry. Většina standardních technik a postupů takovéto analýzy dat je popsáno v odborné literatuře [1],[2],[3], [4] a jejich využití lze najít také jako podpůrný prvek sofistikovanějších metodik.



**Obr. 2.2** Ukázka masky analytického software MoTeC pro vizualizaci a vyhodnocení dat (rychlost vozidla – nahoře, poloha akceleračního pedálu – uprostřed, příčné a podélné zrychlení – dole)

Přestože analýza dat popsána výše je v současné době nejrozšířenější formou stanovení výkonnosti vozu (resp. jezdce) existují zde jisté nedostatky:

- Limitujícím faktorem pro vizualizaci závislostí mezi jednotlivými parametry je omezení na dvě nezávislé proměnné tj.  $z = f(x, y)$  v jednom analytickém kroku.
- Zobrazené data nezahrnují informace o jednoznačných souvislostech (příčina – následek) pro větší počet nastavovacích prvků.
- Vzájemná provázanost všech prvků na voze neumožňuje v datech jako celku jednoduše definovat příčinu malé výkonnosti.
- Časová náročnost při základním zpracování odpovídajících výstupu z dat.

Z uvedených důvodů je tedy vhodné tuto metodiku kombinovat s dalšími postupy tak, aby bylo dosaženo maximální efektivity při posouzení aktuální výkonnosti.

### 2.1.1 Expertní systémy

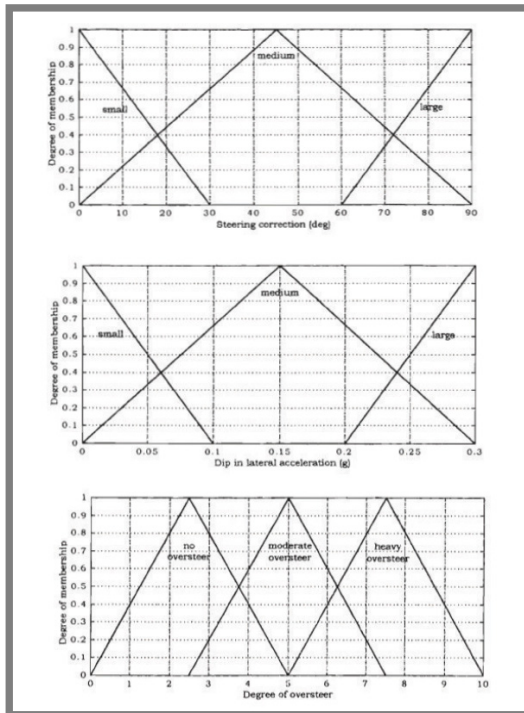
---

2.1.1

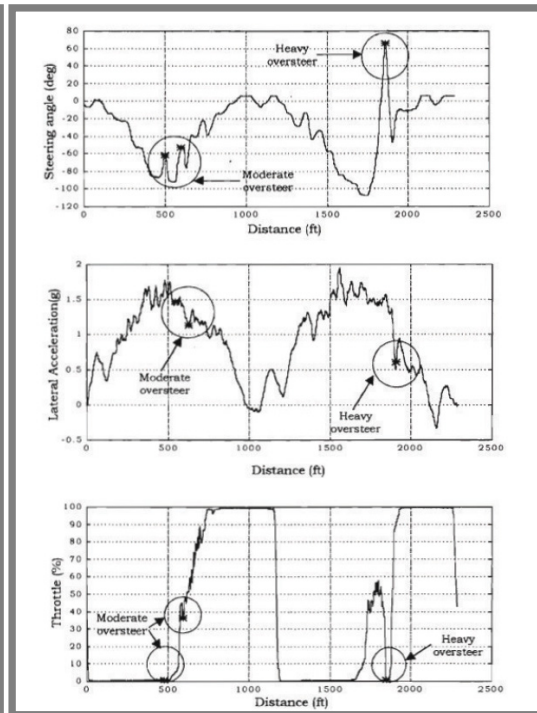
Návrhem jednoduchého expertního systému, který dokáže identifikovat některé hlavní charakteristiky popisující ovladatelnost závodního vozu se ve svých studiích zabývají Vaduri, Law a Martin [6], [7],[8]. Jejich systém je založen na rychlém vyhodnocení dat získaných během testovací jízdy na závodním okruhu tak, aby dokázal jednoznačně definovat situace ve kterých je chování vozidla nestabilní (přetáčivost či nedotáčivost). Pro vyhodnocení těchto charakteristik je jako součást algoritmu také aplikace fuzzy logiky. Základní vztahy mezi jízdní dynamikou vozidla a odpovídajícími charakteristickými časovými průběhy signálů zaznamenaných dataloggerem, kterými se ve své publikaci zabývá již Fey [3], jsou zde pro potřeby expertního systému dále rozšířeny. Jako reprezentativní parametry jsou zvoleny následující hodnoty

- Příčné zrychlení vozidla
- Úhel natočení volantu
- Poloha akceleračního pedálu

Hodnoty zaznamenané pro oblast nájezdu, střední části a výjezdu ze zatáčky za účelem hodnocení nedotáčivosti (větší směrová úchylka přední nápravy  $\alpha_F$ ) vozidla. Uvedené signály pak prochází sérií konvenčních logických rozhodovacích kroků, které napomáhají identifikovat specifické vzory, odpovídající jednotlivým situacím souvisejícími s ovladatelností vozidla. Součástí tohoto procesu, který je implementován v prostředí MATLAB je i využití fuzzy logiky. Pro hodnocení stability vozidla při jízdě v zatáčce je považován limitní stav nazývaný jako finální přetáčivost či nedotáčivost, kdy dochází k překročení nejvyšší dosažitelné příčné síly, kterou jsou pneumatiky odpovídající nápravy schopny přenášet.



**Obr. 2.3** Vstupní (korekce řízení, pokles příčného zrychlení) a výstupní (míra přetáčivosti) členské funkce – MF [6]

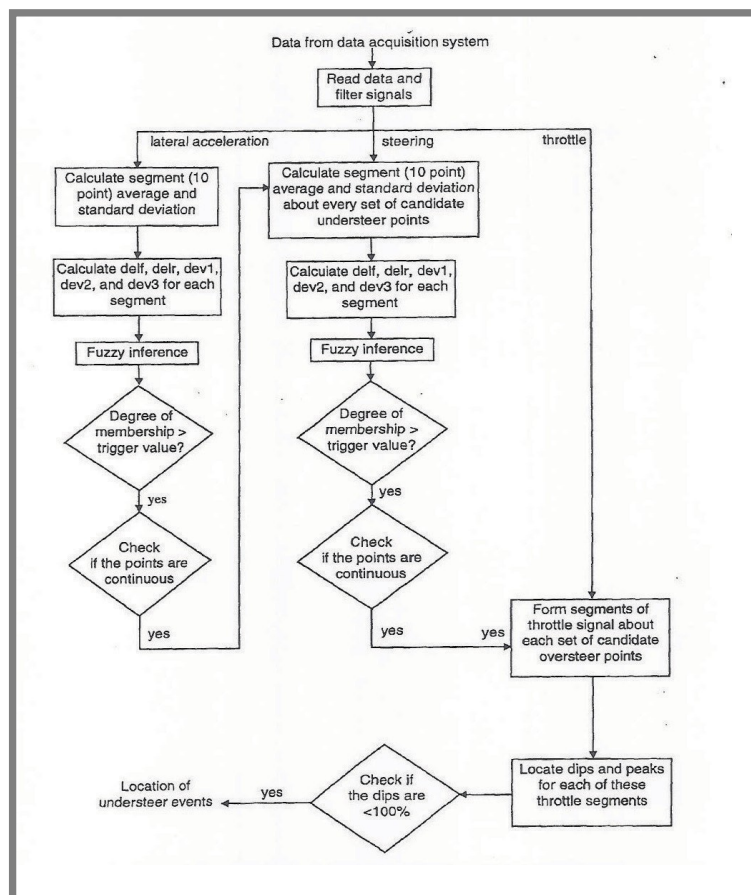


**Obr. 2.4** Indikátory přetáčivého chování vozidla pro analýzu reálných dat [7]

Na příkladu přetáčivého chování jsou u reálných dat (obr.2.4) demonstrovány charakteristické indikátory naznačující překročení hranice mezi ustáleným stavem zatáčení a nestabilitou vozidla. Pro účely hodnocení jsou pak tyto signály vyfiltrovány. V prvním kroku je takto vytvořen základní signál charakterizující reakci jezdce na ztrátu stability vozidla, v kroku druhém je pro úhel natočení volantu a příčné zrychlení vytvořen signál odpovídající chování stabilního vozidla. Rozdíl mezi těmito dvěma hodnotami spolu s časovým úsekem ve kterém byl vyhodnocen slouží pro vytvoření členských funkcí (obr.2.3) jako vstupních hodnot pro fuzzy logiku reprezentovanou Fuzzy Inference Systémem (FIS). Výstupní hodnotou je pak stupeň míry přetáčivosti. V případě hodnocení míry nestability vozidla na výjezdu ze zatáčky je nutno v závěru celé procedury posoudit tuto skutečnost vyhodnocením informace o poloze (resp. změně polohy) plynového pedálu v daném časovém úseku. Pokud je zde výrazný rozdíl mezi reálnou a ideální hodnotou, nestabilita vozidla je potvrzena a takto označena na časové ose grafu nebo mapě trati.

Pro hodnocení nedotáčivosti je použit podobný proces resp. struktura algoritmu (obr.2.5) jako v případě hodnocení přetáčivosti vozidla. I zde je pozornost zaměřena především na sledování fáze výjezdu vozidla ze zatáčky. Klíčové je hodnocení průběhu příčného zrychlení, kdy nedotáčivé chování vozidla reprezentují oblasti s relativně plochým tvarem křivky signalizujícími nutnost udržování konstantního úhlu natočení volantu. Tato situace je konfrontována s ideálním průběhem vyváženého vozidla, kdy pokles příčného zrychlení probíhá plynule směrem k nulové hodnotě v souladu s tím, jak jezdec postupně akceleroje a srovnává řízení do přímého směru. K nalezení těchto kritických oblastí je filtrovaný signál

příčného zrychlení rozdělen na malé segmenty pro než je vypočtena průměrná hodnota a směrodatná odchylka. Stanovení rozdílu průměrných hodnot tří sousedních segmentu ( $n^{th-1}$ ,  $n^{th}$ ,  $n^{th+1}$ ) a hodnoty jejich směrodatných odchylek pak slouží jako vstup do *Fuzzy Inference systému (FIS)*.



Obr.2.5 Vývojový diagram logiky pro identifikaci případu nedotáčivého chování vozidla [7]

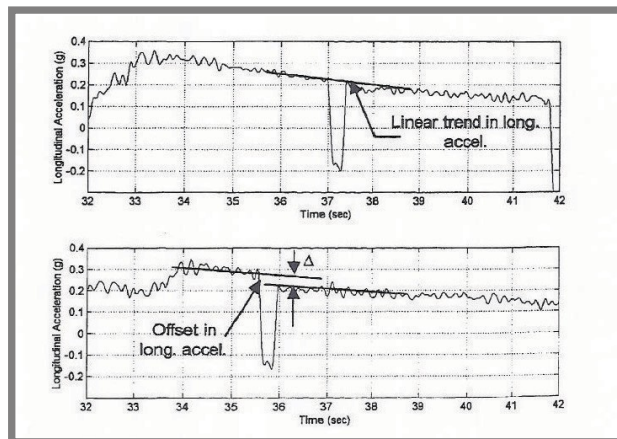
Pokud jsou tyto rozdíly resp. směrodatné odchylky malé, předpokládá se nedotáčivost vozidla. Pro potvrzení této domněnky je nutno ve vytipované oblasti posoudit také signál úhlu natočení volantu spolu s vyhodnocením průběhu polohy plynového pedálu.

Výše uvedený postup zaměřený především na klíčové parametry charakterizující výkonnost resp. stabilitu vozidla pak Martin a Law ve své další práci [8] rozšiřují o některé aspekty analýzy výkonnosti jezdce. Pro toto hodnocení autoři zvolili následující kriteria

- rychlost změny převodového stupně
- volba optimálních otáček motoru pro přeřazení (obr.2.6)
- rychlost při aplikaci tlaku v brzdové soustavě při zpomalení před zatáčkou

- identifikace zda jezdec dosáhl maximální brzdné síly pro dané vozidlo a povrch
- rychlost při aplikaci plného výkonu motoru (sešlápnutí akceleračního pedálu) po výjezdu ze zatáčky
- identifikace zda jezdec akceleroval na maximum daném přilnavosti pneumatik

V návrhu algoritmu hodnocení se pak opět vychází z poznatku i empirických hodnot [3], [9] kde jako vstupní dle typu analýzy jsou brány v úvahu některé z odpovídajících parametru jako např. konstrukční charakteristika vozidla, rychlost, poloha akceleračního pedálu, podélné a příčné zrychlení. Proces evaluace využívá stejně jako v předchozím případě [7] kombinaci konvenční i fuzzy logiky a jeho výstupem je informace o nedostatečné výkonnosti jezdce, která je pro jednotlivé události opět označena na časové ose grafu. Tímto způsobem je možno relativně rychle identifikovat jednotlivé místa na závodní trati, kde se jezdec dopustil chyb, jejichž důsledkem je časová ztráta promítající se do celkového hodnocení výkonnosti.



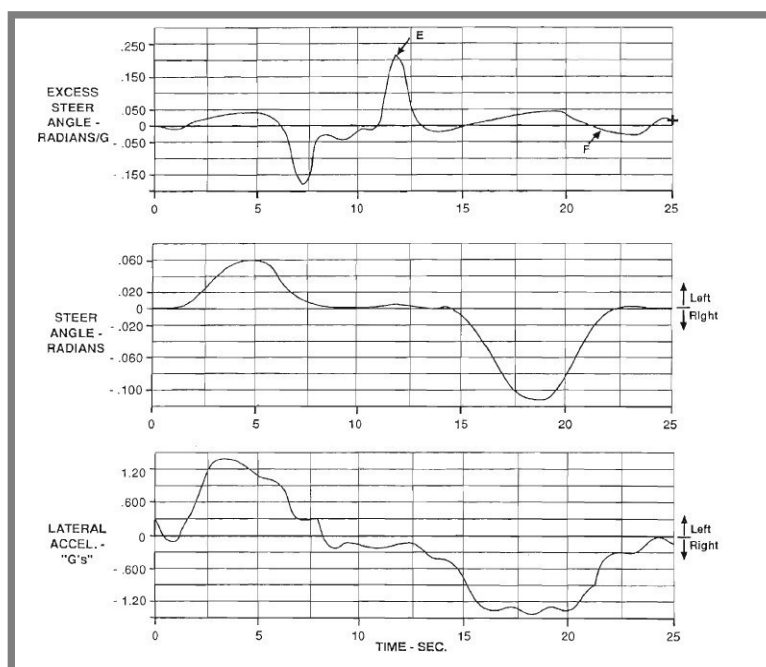
Obr. 2.6 Profil podélného zrychlení pro optimální (nahore) a nesprávnou volbu řadicích otáček [8]

## 2.1.2 Analytické modely

Skupinu témat týkajících se návrhu jednoduchých rozhodovacích modelů pro zpracování dat z dataloggeru při rozboru jízdní dynamiky závodního vozidla reprezentuje svou práci Replogle [10]. Rozebírá v ní základní požadavky na analytický model tak, aby dokázal vyhodnocovat míru stability vozidla při zatáčení v reálných podmínkách závodního okruhu. V úvodu autor formuluje obecné požadavky na vlastnosti systému pro datalogging s ohledem na kvalitu dat, resp. jejich vypovídací schopnost při analýze dynamiky vozidla. Vlastní měření, na jehož datech jsou demonstrovány některé návrhy pro hodnocení stability vozidla pak probíhalo v reálných podmínkách na závodní trati, kde byly pro ilustraci zvoleny dvě místa - nejrychlejší a nejpomalejší zatáčka. Pro vlastní vývoj systému byl navržen vhodný způsob záznamu a zpracování (filtrování) jednotlivých signálů ze senzorů

rychlosti, úhlu natočení volantu a příčného zrychlení. V této souvislosti je také zdůrazněna výhoda nízkých nároků s ohledem na počet instalovaných senzorů, která zohledňuje požadavky na úsporné řešení vyžadované amatérskými jezdci.

V práci jsou dále diskutovány postupy pro hodnocení stability vozidla v zatáčce (přetáčivost / nedotáčivost) vycházející z výše uvedených parametrů. Jako první možný přístup je zde navrhován indikátor nazvaný „*steering per g*“, který vyjadřuje podíl úhlu natočení a příčného zrychlení. Nedostatkem tohoto indikátoru je problém jeho správné interpretace v rychlých a pomalých zatáčkách daný rozdílnými poměry rychlosti vozidla a natočení volantu. K tomuto problému se dále přidává nedostatek v podobě „falešného signálu“ daný přechodem hodnoty příčného zrychlení přes nulovou hodnotu při průjezdu zatáček tvaru „S“ nebo drobné korekci v přímém směru. Jako řešení je navržena funkce „*excess steering angle*“ jejíž principem je rozdíl mezi skutečnou hodnotou natočení volantu a hodnotou která odpovídá poloměru zatáčky za předpokladu nulového skluzu řízené nápravy.



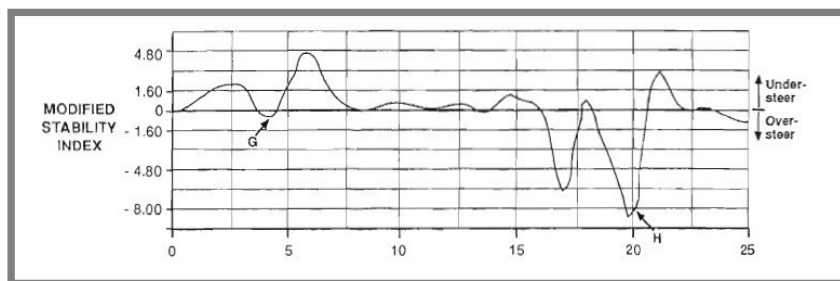
**Obr. 2.7** Zobrazení indikátoru „*excess steer angle*“ pro dvě navazující zatáčky. Vyznačeny jsou moment ukazující na přetáčivost vozidla při výjezdu ze zatáčky (F) a přílišná sensitivita na drobnou korekci řízení (E) v přímém směru [10]

V kombinaci s předchozím indikátorem pak byla vytvořena funkce nazvaná „*excess steering angle per g*“ (obr.2.7), která dokáže přesněji identifikovat přetáčivé či nedotáčivé chování vozidla. Její nedostatek, tj. extrémní sensitivita na drobné korekce řízení v přímé jízdě však odstraněna není.

Jako alternativní přístup v závěru autor navrhuje algoritmus porovnávající derivace směrových úchylek přední a zadní nápravy ve vztahu k příčnému zrychlení vozidla pojmenovaný jako „*stability index*“.

$$\frac{d(\alpha_F)}{d(g)} - \frac{d(\alpha_r)}{d(g)} \quad (2.1)$$

Tento postup v porovnání s předchozími návrhy reflektuje mnohem lépe obecnou definici stability vozidla, nicméně v reálném prostředí (resp. na reálných datech) vykazuje opět nadměrnou citlivost na drobné oscilace příčného zrychlení. Aplikací několika dalších logických pravidel je pak funkce dále upravena (obr.2.8) tak, aby její vypovídací schopnost lépe splňovala požadavek s ohledem na korektní identifikaci přetáčivého a nedotáčivého stavu vozidla. Pro úplné odstranění nedostatků plynoucích např. s nerovnovážného chování vozidla je však nutno aplikovat další doplňkové logické pravidla.



**Obr. 2.8** Modifikovaný „stability index“ dokáže identifikovat drobný pokles v rovnováze vozidla (G) v zatáčce 1 a přetáčivé chování (H) na výjezdu ze zatáčky 2 [10]

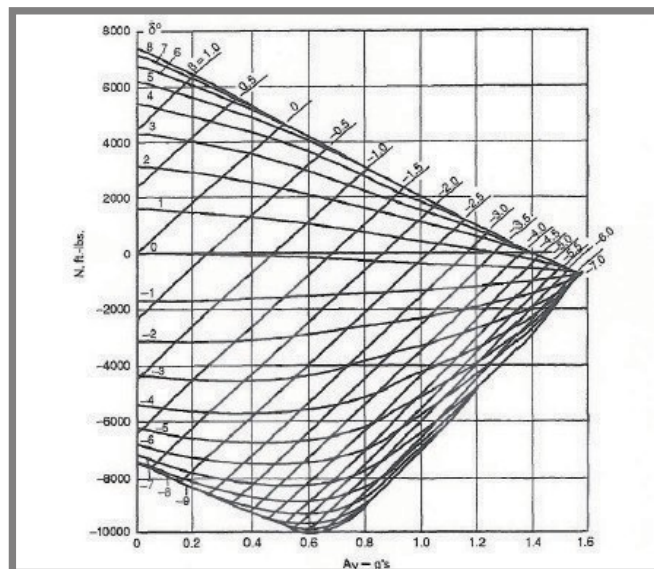
Správná interpretace jednotlivých hodnotících kritérií vyžaduje jisté zkušenosti s analýzou jízdní dynamiky závodního vozidla. Využití je tedy omezeno tímto faktorem. Autor si je této skutečnosti vědom a jako budoucí řešení navrhuje vytvoření dalších logických algoritmu umožňujících lepší a srozumitelnější výstupy.

### 2.1.3 Speciální metody

Zajímavou alternativou pro postupy standardně využívané v této oblasti je využití originální metodiky „*MRA Moment Method*“ (MMM) pro analýzu stability a ovladatelnosti závodního vozu jejíž autorem je Milliken a kol. [11]. Princip metodiky je založen na hodnocení nelineárního model vozidla s využitím informací o pneumatikách, podvozku i aerodynamice a její demonstrace proběhla na reálném příkladu analýzy dat získaných během testovací jízdy s vozem Formule 1.

„*MRA Moment Method*“ je technika pro analýzu a grafické zobrazení stability a ovladatelnosti vozidla. Princip je analogický postupu využívaný v leteckém průmyslu pro ověřování stability letounu (resp. jeho modelu) v aerodynamickém tunelu. Vozidlo je pro potřeby této metody reprezentováno modelem se 14 stupni volnosti a při inicializačním testu, který lze považovat za statický (tj. vozidlo není v pohybu), se pak na speciální testovací stoličce v různých režimech zjišťuje velikost

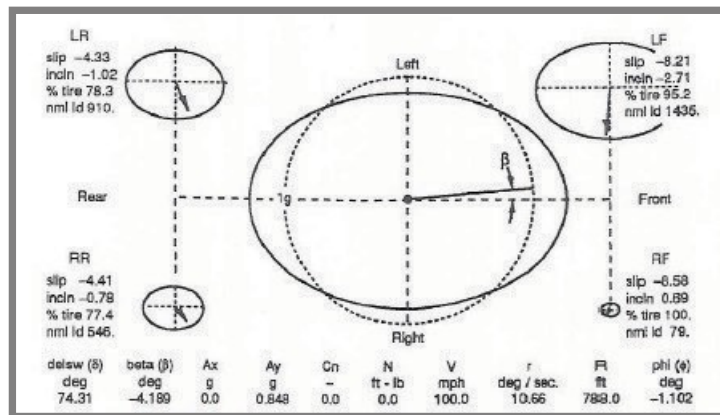
působících sil a momentu. Výhodou tohoto postupu je absence vlivu způsobených setrvačností, které jsou charakteristické pro dynamické provázení testu. Detailnější popis MMM je možné nalézt v referenční literatuře [12].



**Obr. 2.9** Základní silově-momentový diagram vyjadřující závislost příčného zrychlení vozidla ( $A_y$ ), stáčivého momentu ( $N$ ) pro různé hodnoty směrové úchylnosti vozidla ( $\beta$ ) a úhlu natočení volantu ( $\delta$ ) pro normální zatížení a rychlost vozidla 225 km/hod [11]

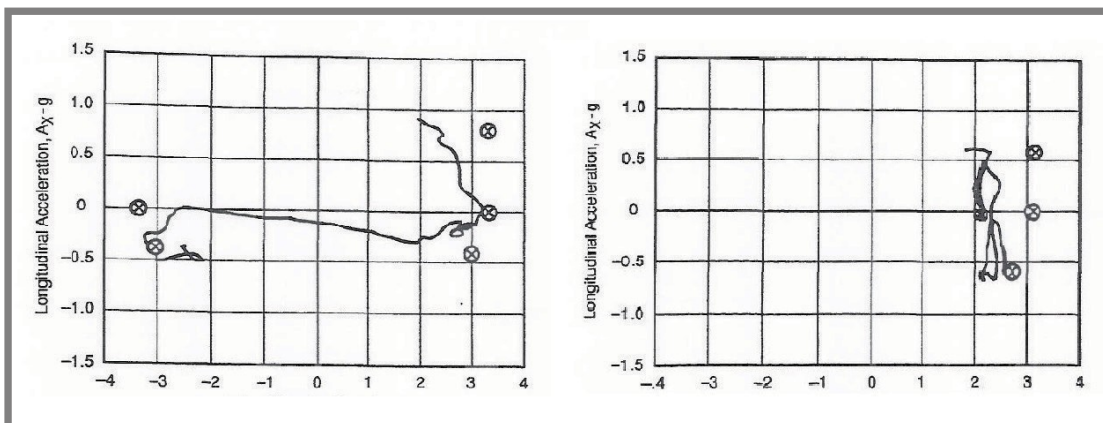
Výstupem výše uvedeného testu je tzv. silově-momentový diagram (obr 2.9), který je podkladem pro pozdější analýzy prováděné z daty získaných během jízdny zkoušky vozidla. Diagram vyjadřující závislost stáčivého momentu ( $N$ ) kolem svíslé osy procházející těžištěm vozidla (CG) vs. příčná akcelerace ( $a_y$ ) pro konstantní rychlost vozidla bez vlivu brzdění či akcelerace. Součástí grafu jsou také hodnoty pro různé velikosti směrové úchylnosti vozidla ( $\beta$ ) resp. jeho těžiště spolu s různou velikostí úhlu natočení volantu ( $\delta$ ). Horní hranice diagramu reprezentuje saturaci předních pneumatik tj. maximální možnou příčnou sílu, jež mohou přenášet, dolní hranice je stejný limit pro pneumatiky zadní. Sklon čáry vyjadřující úhel natočení volantu ( $\delta$ ) pak charakterizuje směrovou stabilitu vozidla. Průsečík křivky tvořící horní nebo spodní hranici s horizontální osou ( $N=0$ ), vyjadřuje maximální hodnotu příčného zrychlení při které je vozidlo stále vyvážené. Při vyšších hodnotách je jeho stabilita dána tím, zda stáčivý moment generuje zadní či přední náprava. Konečná limitní hodnota příčného zrychlení je pak definována průsečíkem spodní a horní hraniční křivky. Pro další detailnější hodnocení využití potenciálu pneumatik při zatáčení vytvořil Milliken počítačový program, který dokáže ze vstupních dat vygenerovat nejen základní diagram ale také graficko-numerické vyjádření vycházející z adhezní kružnice pneumatiky (obr.2.10).

Vlastní aplikace MMM jako nástroje pro vývoj a analýzu dynamiky vozu pak vyžaduje přípravu vstupních dat ve třech hlavních oblastech – charakteristiku



Obr.2.10 Grafické znázornění potenciálu jednotlivých pneumatik při zatáčení v rychlosti 160 km/hod [11]

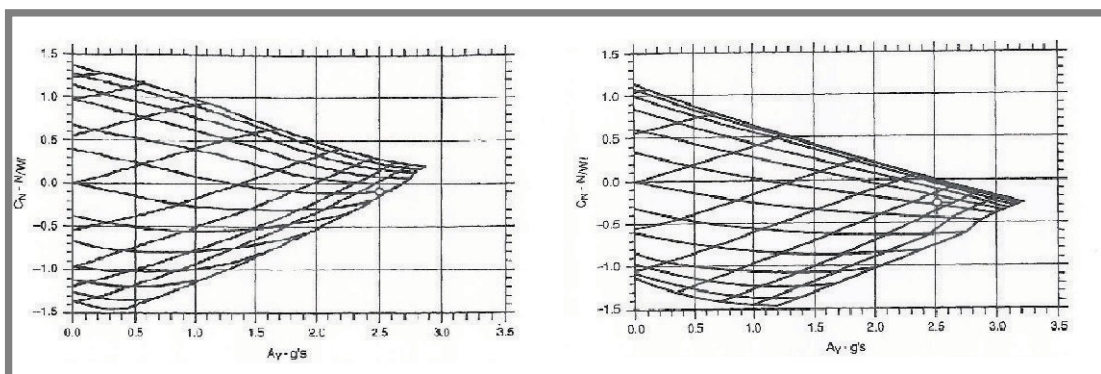
silových vstupu, kinemo-elastické charakteristiky zavěšení, hodnoty setrvačnosti a hmotnosti vozidla. Korektní vstupy ohledně pneumatik a působení aerodynamických prvku je velmi obtížné objektivně změřit a proto pro účely experimentu Team Lotus použil data výrobce (pneumatiky) a modifikované hodnoty aerodynamických koeficientu na základě dat ze zkušebních jízd. Během testu byly dále zaznamenávány údaje týkající se ovládacích prvku jezdce, svislých zatížení i pohybu zavěšení kol a stáčívé rychlosti spolu zrychleními v těžišti vozu. Výsledkem pak byl soubor dat z průjezdu zatáček v rychlostním spektru 130-355 kph, ze kterých byly vybrány ty části, jež nejvíce odpovídaly ustálenému stavu zatáčení. Spolu s údaji o zatížení jednotlivých kol byly následně využity pro vygenerování souboru silově-momentových diagramu.



Obr. 2.11 „Diagram g-g“ pro zobrazení skutečné hodnoty příčné zrychlení ( $A_y$ ) současně s podélným zrychlením ( $A_x$ ) při průjezdu šikanou rychlostí 220 km/hod (vlevo) a zatáčkou rychlostí 200 km/hod. Kroužek v grafu označuje limitní hranici stanovenou pomocí MMM [11]

Analýza dat posléze identifikovala horší schopnost jezdce přiblížit se limitu pneumatik zejména v rychlých zatáčkách a při brzdění do zatáčky (obr. 11). Zároveň byl dalším rozborem dat z vozu odhalen vliv nerovnosti v jedné ze zatáček na

stabilitu vozu díky nedostatku v aerodynamice vozu, jejíž citlivost na podélné kolébaní vozu způsobila významné změny v zatížení kol. Modifikace silově-momentového diagramu pro dva různé limitní stavy (obr. 2.12) následně prokázala, že jezdec se pohyboval na obvyklé úrovni své výkonnosti a odstranění tohoto problému je nutno vyřešit úpravou vozidla. Metodika jako taková přesto, že ji nelze považovat za úplně klasický postup pro analýzu dat tedy ukazuje poměrně vysokou účinnost pro hodnocení stability vozidla i výkonnosti jezdce. Zásadní nevýhodou je však relativně vysoká komplikovanost při zajišťování vstupních dat a nutnost modifikovat silově-momentový diagram pro každou změnu podmínek. Vlastní operativní využití je tedy tímto faktem významně limitováno.



**Obr. 2.12** Silově-momentový diagram pro průjezd zatáčkou s nerovností rychlostí 200km/hod. Změna svislého zatížení kol způsobené nedostatkem aerodynamického prvku při poklesnutí příďe (vlevo) způsobí větší ztrátu ovladatelnosti než je tomu v případě nadzvednuté příďe (vpravo). Skutečné příčné zrychlení vozidla získané z dat je označeno v grafu kroužkem [11]

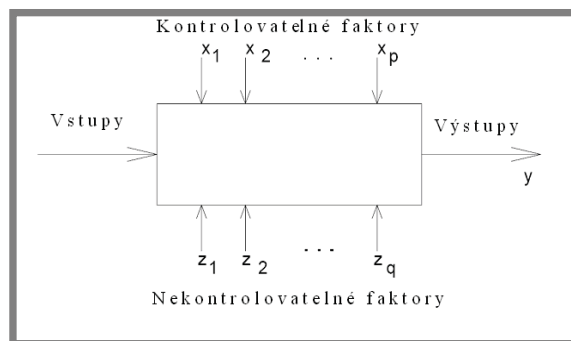
## 2.2 Metody řízeného experimentu

2.2

Jedním z významných postupů pro hledání optimálního nastavení vozidla současně s požadavkem na analýzu vlivu jednotlivých změn na jeho celkovou výkonnost se v motosportu staly *metody řízeného experimentu*. Pomineme-li specifické postupy navrhované účelově pro některé typy testu (např. funkční zkoušky vozidla) a které nemusí mít jednotnou metodiku, velkého roli v tomto směru hraje proces známý jako „*Design of Experiment*“ (*DOE*) [13]. Důvodem je zejména fakt, že se jedná o velmi propracovaný přístup relativně snadno aplikovatelný a to nejen v oblasti automobilového průmyslu. Pro úspěšnou aplikaci DOE k analýze citlivosti změn nastavení na celkovou výkonnost je však nutno provést pečlivou přípravu, jejíž součástí je také definování dvou základních druhů faktorů (obr. 2.13).

- **Regulovatelný (kontrolovatelný)** – jedná se o návrhovou proměnnou, o které si myslíme, že ovlivňuje odezvu a je přitom začleněna do experimentu. Hodnotu proměnné můžeme a zároveň chceme nastavit a udržovat. Patří zde všechny prvky nastavení vozidla jako např. tuhost pružin, tlumičů, geometrie zavěšení, nastavení aerodynamických prvků apod.

- **Šumový (nekontrolovatelný)** – jedná se faktor, který negativně ovlivňuje odezvu. Takový faktor nemůžeme nebo nechceme při vlastní aplikaci nastavit a udržovat na požadované hodnotě, ale můžeme toto provádět během vlastního experimentu. Mezi tyto faktory například patří koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou, vliv jezdce, odchylky od charakteristik regulovaných prvku apod.



Obr.2.13 Obecný model procesu nebo systému [13]

Reálné testy mnohdy naráží na časová (a finanční) omezení čímž je nutno proces DOE dále zjednodušovat a omezit především počet regulovatelných faktorů zahrnutých do experimentu. Při malých zkušenostech s engineeringem závodního vozu může výběr nevhodných faktorů ale způsobit značný pokles účinnosti metody DOE (resp. vypovídací schopnost výstupních dat pro analýzu) při hledání optimálního nastavení. Snižování počtu regulovatelných faktorů přináší rovněž praktický problém s vlastní interpretací výstupů tak, aby nedocházelo k mylným závěrům a následně chybným rozhodnutím při nastavení vozidla. Uvedené nedostatky nelze odstranit úplně, nicméně využitím vhodných postupů a softwarových produktů [17] je možno výrazně zvýšit pravděpodobnost správného postupu a závěrů z experimentu. Trvalou nevýhodou ovšem zůstává charakter metody, u které chybí jistá návaznost výstupů na detailní analýzu v časové ose a přímé srovnání vlastností (trendů) vybraných parametrů, jež může přinést další důležité poznatky. Slabinou pro aplikaci těchto postupů také může být možná nestabilita výkonnosti vozu jako celku, kde čas od času působí nenáhodné a zároveň nežádoucí vlivy, tzv. vymezitelné příčiny proměnlivosti. Jejím typickým představitelem je například počasí nebo skrytá nefunkčnost některého ze systémů. Pro komplexní hodnocení je tedy nutno často kombinovat experimentální postupy se separátně prováděnými výše uvedenými metodami standardních analýz, což v konečném důsledku zvyšuje časovou i kapacitní náročnost procesu.

### 2.2.1 Neúplný faktorový plán

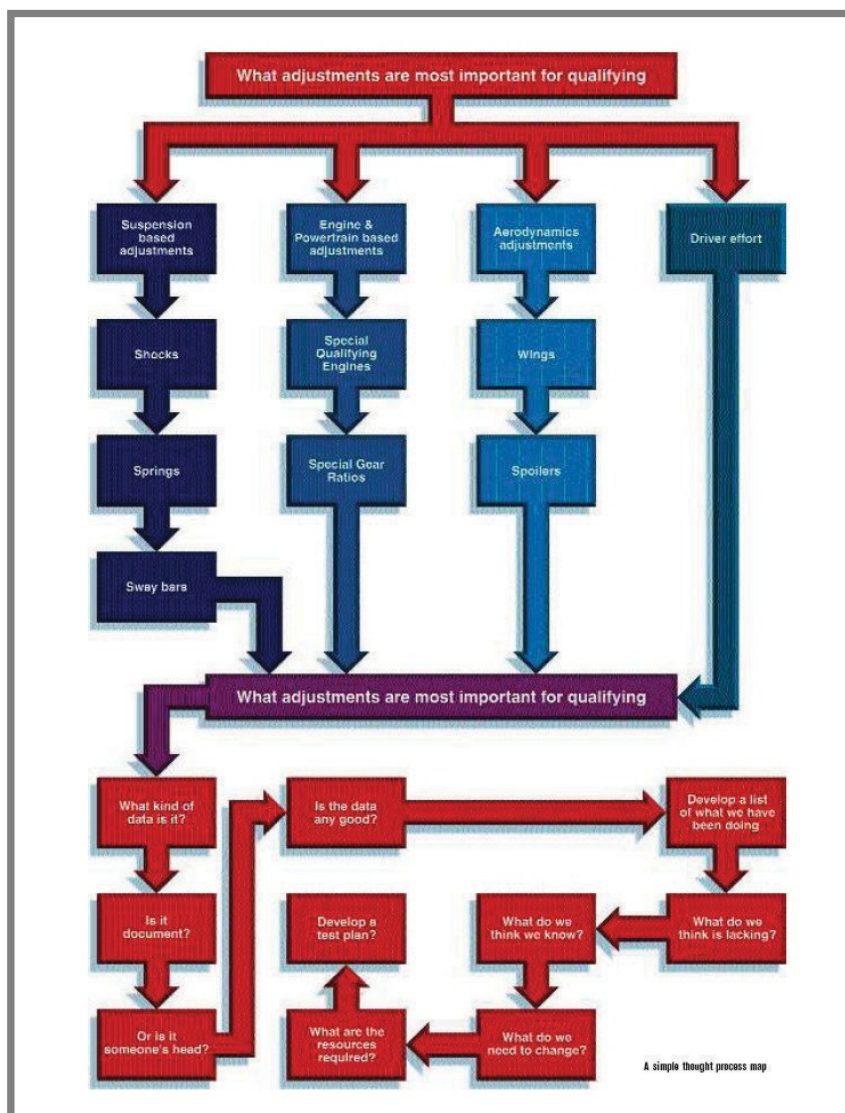
Tématem problematiky úspory času i finančních prostředků během testů závodního vozu v reálném prostředí a nástin výhod využití metody „Design of Experiment“ (DOE) v tomto procesu se ve svých článcích zabývá Hill [14], [15], [16]. Autor řeší otázku jakým způsobem s využitím neúplného faktorového plánu co

nejefektivněji test připravit, provádět a interpretovat získané závěry. Základním problémem při hledání požadované výkonnosti vozidla zůstává, které nastavení (kombinace seřizovatelných prvků) dokáže směřovat k definovanému cíli. Cílem se v tomto případě rozumí dynamika chování vozidla vyžadovaná např. jezdcem nebo okolnostmi závodu (konzistentnost opotřebení pneumatik, kvalifikační kolo apod.). Důležitá je rovněž definice toho, které ze vstupů či nastavení mají malý nebo naopak velký vliv na aktuální výkonnost. V mnoha případech nutí závodní týmy časový tlak daný např. omezenou délkou tréninkových jízd k náhodným pokusům se změnou nastavení více prvků v jediném kroku (*shotgun technique*). Úspěšnost tohoto postupu však zůstává trvale velmi nízká. Obecně nejrozšířenějším testovacím postupem je pak tzv. *metoda „O-FAT“ (One Factor at Time)*, kdy metodičnost tohoto typu experimentální optimalizace závodního vozu ověřily téměř všechny oblasti a úrovně motosportu. Princip známý z mnoha dalších i netechnických oborů spočívá v posouzení hlavního kritéria (např. času v měřeném úseku) po změně pouze jednoho z nastavovacích parametru (tuhosti pružin, typ pneu apod.). Následné vyhodnocení dat umožňuje porovnání provedené úpravy s předchozím stavem a posoudit zda změna směřuje proces vývoje vozidla žádoucím směrem. Hlavní výhodou procesu „O-FAT“ spočívá v jednoduchost metodiky, nicméně jeho nedostatky jsou zjevné.

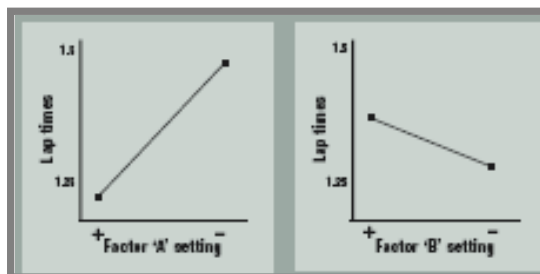
- Velká časová náročnost narůstající s počtem parametru, které je možno nastavit
- Pokud dojde ke změně více než jednoho parametru současně, je již velmi obtížné odlišit, který z nich měl zásadní vliv na změnu výkonnosti vozu. Díky časovým a finančním omezením je ale tento postup bohužel často používán a dosažené závěry proto bývají většinou mylné.
- Změna v nastavení některého prvku může ovlivnit chování a tím i vlastnosti prvku dalších (a naopak). Eliminace tohoto skrytého faktu vyžaduje velmi dobrou znalost konstrukce vozidla, aby bylo možno předejít neplánovaným změnám více parametru.

Pro zvýšení efektivnosti je tak potřeba tuto jednoduchou metodiku nahradit výkonnějšími postupy, mezi které patří především DOE. Vytvoření správného experimentu však vyžaduje především identifikaci parametru, které by mohli přinést významnější progres při zvýšení výkonnosti vozidla.

K řešení tohoto problému je vhodné využití tzv. *procesní mapy* (obr. 2.14), která usnadní práci nejen během celého testu (resp. tvorby DOE), ale také dokáže vést testovacího inženýra tak, aby při analýze výkonnosti vozu zaměřil svoji pozornost na nejdůležitější prvky vozu. Správné sestavení však vyžaduje jisté zkušenosti s funkcemi závodního vozu, aby bylo omezeno riziko nekorektních rozhodnutí během další aplikace. Základem procesní mapy je tedy série vhodně formulovaných otázek, jež umožní vygenerovat potenciální faktory experimentu, jejichž význam je pro výkonnost vozidla v daných podmínkách rozhodující. Tyto faktory by pak měly reprezentovat dvě rozdílné úrovně jejich nastavení (min./max.) tak, aby významně dokázaly ovlivnit výkonnost vozidla vyjádřenou časem



Obr. 2.14 Procesní mapa pro přípravu experimentu k nalezení optimálního nastavení vozidla pro kvalifikační jízdy [14]



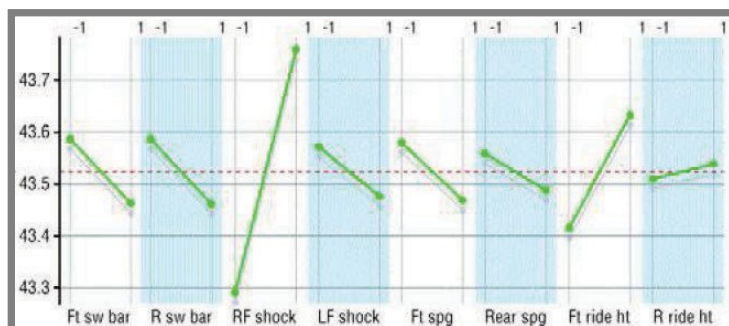
Obr. 2.15 Úroveň nastavení faktoru vs. čas měřeného kola [13]

v měřeném úseku. (obr. 2.15). V následném kroku je sestaven testovací plán ve formě matice, který využívá neúplný *faktorový plán* (*Fractional Factorial Design – FFD*). Princip uvedeného postupu známého také jako *screening test* spočívá v provedení série experimentálních měření na definované skupině parametru (faktoru), s cílem stanovit jejich individuální vliv na celkový výsledek. Na příkladu (obr. 2.16) je pak demonstrován  $2^{8-4}$  *neúplný faktorový plán*, který zahrnuje osm nastavovacích prvků závodního vozu s předpokladem čtyřech neoddělitelných (aliases) efektů. Jako součást experimentu je v článku zmíněna i metodika přípravy dokumentu tak, aby celý proces testu byl dostatečně robustní a k dispozici byly pro pozdější analýzy také další informace (např. okolní podmínky atd.).

Test Number	Front sway bar	Rear Sway Bar	RF Shock	LF Shock	Front Spring	Rear Spring	Frt. Ride Height	Rear Ride Height
1	-	-	-	-	-	-	-	-
2	-	-	-	+	+	+	+	-
3	-	-	+	-	-	+	+	+
4	-	-	+	+	-	-	+	+
5	-	+	-	-	+	-	+	+
6	-	+	-	+	-	+	-	+
7	-	+	+	-	-	+	+	-
8	-	+	+	+	+	-	-	-
9	+	-	-	-	-	+	+	+
10	+	-	-	-	-	+	+	+
11	+	-	+	-	+	-	+	-
12	+	-	+	+	-	+	-	-
13	+	-	+	-	+	-	+	-
14	+	+	-	-	+	+	-	-
15	+	+	+	-	-	-	-	+
16	+	+	+	+	+	+	+	+

Obr.2.16 Úroveň nastavení faktoru vs. čas  $2^{8-4}$  neúplný faktorový plán pro osm nastavovacích parametrů podvozku ve dvou úrovních – maximum (+) a minimum (-) [15]

Vyhodnocení jednotlivých jízd podle experimentálního plánu ukazuje, že rozdíl mezi nejrychlejším a nejpomalejším časem na jedno kolo činí přibližně 3% (obr.2.17) Následná analýza individuálního vlivu jednotlivých faktorů pak detekovala významný vliv nastavení útlumu pravého předního kola (RF Shock) a světlé výšky vozu v přední části (Ft.ride ht).



Obr.2.17 Grafické znázornění individuálního vlivu jednotlivých faktorů [15]

Pro dosažení co nejobektivnějších závěrů by celková analýza výsledku experimentu měla proběhnout na třech úrovních - praktický, grafický a analytický. Každý z těchto přístupů má své opodstatnění a jejich kombinace takto eliminuje nedostatky způsobené nedokonalostí experimentálního plánu. Jelikož provedením screening testu bylo ztraceno jisté množství informací díky redukci z původních 20 parametrů důležitých pro kvalifikační trénink na konečných osm, doporučuje autor jako další krok doplňující experimenty. Z osmi testovaných prvků pouze dva v přední části vozu vykazali významný vliv, takže jednou z možností je spolu s dalším jedním nebo dvěma významnými faktory provést *plný faktorový test* pro zpřesnění jejich účinku. Druhou možností je pak zaměřit pozornost plného faktorového testu na přední část vozu, kde se oba prvky s nejvýznamnějším vlivem nacházejí. Při zahrnutí předních tlumičů a pružin na obou stranách, tj. čtyři faktory na dvou úrovních by tedy tento experiment vyžadoval  $2^4$  úplný faktorový plán. Z pohledu času tedy zcela jistě neúplný faktorový plán dokáže průběh testu značně urychlit. Cenou za tento benefit ovšem může být ovlivnění efektivity několika faktorů navzájem, které tímto experimentem nebude odhaleno.

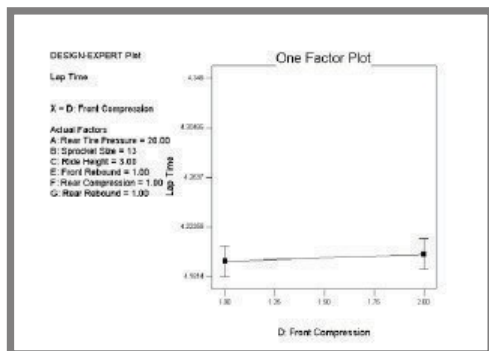
---

### 2.2.2 Kombinace faktorových plánů

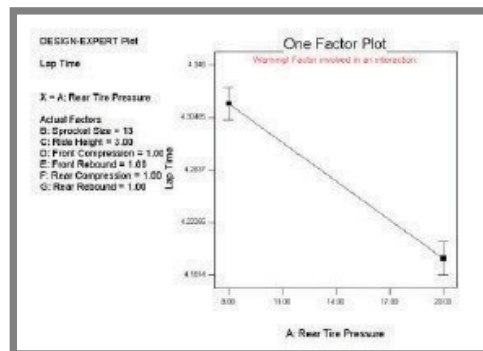
Problematikou praktické aplikace metodiky „*Design of Experiment*“ (DOE) se ve své práci zabývají také Byam a kol. [18]. Tématem je nalezení optimálního nastavení vozu Formule SAE a definování citlivosti tohoto nastavení na změny vybraných parametrů – příklon kola, sbíhavost, tlak pneumatik, nastavení tlumičů, záklon rejdového čepu, tuhost pružin i stabilizátoru, Ackermanuv úhel a stály převod. Ve své studii se pak zaměřují na provedení experimentu včetně porovnání výstupů pro varianty neúplného a úplného faktorového plánu. Vlastní test zohledňuje skutečnost, že v každé ze soutěžních disciplín (akcelerace, ustálené zatáčení, slalom a vytrvalostní závod) by vozidlo mělo prokazovat odpovídající výkonnost. Jezdci z jednoho týmu FSAE kteří se v této soutěži střídají se pak mohou rovněž výrazně lišit výškou, váhou a délkou, což dále rozšiřuje nutnou variabilitu nastavení vozidla. S ohledem na tyto fakta navrhovaný DOE test proběhl následujícím způsobem.

- dva testy na akcelerační trati
- jeden test na dráze ve tvaru osmičky
- tři testy na dráze pro slalom resp. vytrvalostní závod

Pro všechny testy byla vytvořena matice, kterou představovala kombinace vybraných nastavovacích prvků, u nichž byl předpoklad významnějšího vlivu na výkonnost vozidla v jednotlivých disciplínách. Každému prvku (faktoriálu) byly pak přiřazeny dvě hladiny (min/max) úrovně nastavení. S ohledem na maximální přesnost výsledku je v návrhu rovněž zmíněna myšlenka využití  $2^k$  úplného faktorového plánu. Pro každý test byl rovněž nominován pouze jeden pilot, čímž se eliminovaly nepřesnosti způsobené rozdílným jezdeckým stylem. Ze stejného důvodu také jezdec nebyl informován o konkrétním nastavení a výsledný čas vyjadřoval průměrnou hodnotu pěti konzistentně absolvovaných jízd.



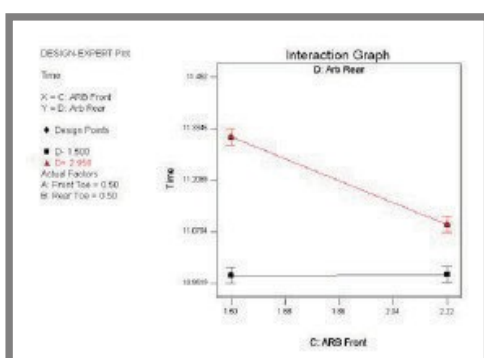
Obr. 2.18 Citlivost na velikost útlumu pro stlačení tlumičů přední nápravy při akceleračním testu (minimální vliv) [18]



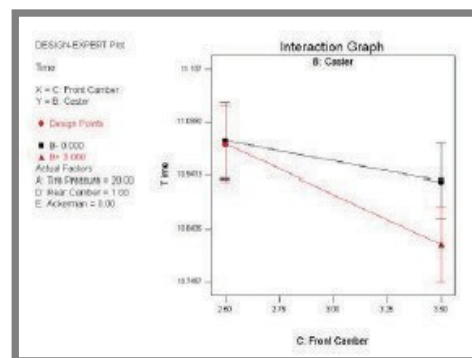
Obr. 2.19 Citlivost na velikost útlumu pro stlačení tlumičů přední nápravy při akceleračním testu (maximální vliv) [18]

Pro akcelerační test byla zvoleno osm faktorů: tlak předních a zadních pneumatik, tuhost předních a zadních tlumičů pro stlačení a roztažení, tuhost zadních pružin, velikost stálého převodu. První DOE test zahrnoval sedm parametrů (tlak v pneu 10 a 20 psi, stálý převod, jízdní výšku, útlum při roztažení a stlačení) a byl realizován podle *1/8 faktorového plánu*, tj celkem 16 pokusu. Druhý DOE test vycházející z analýzy testu prvního zahrnoval čtyři parametry (tlak v pneu 15 a 25 psi, tuhost zadních pružin, útlum při roztažení a stlačení zadních tlumičů) pak využil *1/2 faktorového plánu* s osmi pokusy. Z obou testů byly provedeny analýzy citlivosti (obr.2.18-2.19) a vybrány nejefektivnější kombinace nastavení. DOE software následně odhadnul teoretický čas pro absolvování akcelerační zkoušky, který byl reálně ověřen na trati.

Podobný experiment podle *1/8 faktorového plánu* s pozměněnými osmi parametry byl zvolen i pro následující disciplínu, kterou je ustálená jízda na dráze ve tvaru osmičky v níž hlavní roli hraje vyváženost vozidla. Analýzou 32 měřených jízd bylo opět stanoveno optimální nastavení, definována sensitivita jednotlivých prvků a dodatečně stanovena také interakce mezi gradientem naklápění přední a zadní části vozu.



Obr. 2.20 Hodnocení citlivosti interakce předního a zadního stabilizátoru [18]



Obr. 2.21 Hodnocení citlivosti interakce záklonu rejdového čepu a příklonu předního kola [18]

Pro analýzu ovladatelnosti vozu při jízdě na slalomové dráze resp. vytrvalostním závodě byly provedeny tři experimenty s třinácti klíčovými parametry pro tuto disciplínu (tlak v pneumatikách, hmotnost jezdce/vozidla, sbíhavost přední a zadní nápravy, příklon kol přední a zadní náprava, gradient naklápění přední a zadní nápravy, záklon rejdového čepu, Ackermanův úhel, útlum pro roztažení a stlačení u přední i zadní nápravy), které byly nastaveny opět ve dvou úrovních. Byl rovněž zvolen vyšší počet experimentu, aby se omezily nejistoty plynoucí s neúplného faktorového plánu. První test proběhl podle *plného faktorového plánu* se čtyřmi parametry (sbíhavost přední a zadní nápravy, gradient naklápění přední a zadní nápravy), druhý test s pěti parametry (tlak v pneumatikách, záklon rejdového čepu, příklon kol přední a zadní nápravy, Ackermanův úhel) podle *1/2 faktorového plánu* a třetí test opět s pěti parametry (tlak v pneumatikách, útlum pro roztažení a stlačení u přední i zadní nápravy) rovněž podle *1/2 faktorového plánu*. Celkově tak každý z experimentu zahrnoval 16 zkušebních jízd ze kterých bylo stejně jako v předchozích případech vygenerováno a otestováno optimální nastavení vozidla. Souhrnným hodnocením všech experimentu pak dále bylo zjištěno, že korektní provedení testu DOE vyžaduje pečlivou kontrolu všech podmínek (teplota trati, správná funkce jednotlivých komponent apod.), stejně tak důležité jsou osobní připomínky jezdce k výkonnosti vozu. Kromě celkové analýzy a závěrů týkajících se sensitivity jednotlivých parametru dospěl testovací tým také k praktickému poznatku o nutnosti budoucího využití pouze plného nebo *1/2 faktorového plánu*. Aplikace nižších řádu významně snižuje přesnost a proto je lépe při větším počtu parametru vhodnější jejich rozdělení do více experimentu podle plného faktorového plánu. Doporučení se týká rovněž zahájení testu s parametry jejichž srozumitelnost je nejnižší (např. útlumy) a kombinovat navzájem ty, jejichž interakce je velmi vysoká. Podobný přístup jako v tomto případě pak popisuje ve svém článku také Rendon [19].

---

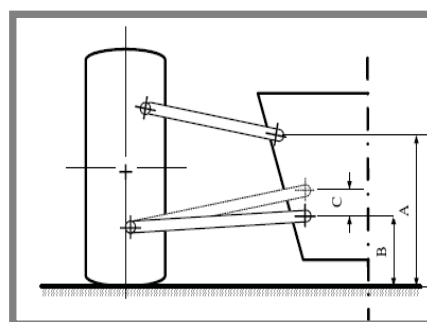
### 2.2.3 Taguchiho metoda

Jednou z poměrně často používaných experimentálních metod je tzv. *Taguchiho metoda*. Výstupem z ní je soubor studií pomocí nichž je analyzována míra vzájemné interakce jednotlivých parametru. Její aplikací se ve své práci zabývá také Theander [20] v pasáži věnované studii vlivu změny několika základních parametru jejichž vzájemná interakce může významně ovlivnit tvar (průběh) klíčových kinematických charakteristik zavěšení vozu Formule SAE. Přestože se tato studie zabývá využitím tohoto typu DOE pouze pro nalezení nejvhodnější kinematiky náprav ve fázi CAD návrhu, může být aplikován rovněž i na postupy při hledání nastavení a citlivosti jednotlivých parametru u reálného závodního vozu, což například ve své práci týkající se optimalizace nastavení vozu Formule 3 prezentuje také Khan [21]. Při konstrukci nebo optimalizaci zavěšení je důležité věnovat pozornost některým důležitým parametrum, mezi než patří také příklon / záklon rejdového čepu a vzdálenost středu klopení karoserie od vozovky. Analýzu jejich vlivu na charakteristiku zavěšení včetně vlivu jejich vzájemné interakce je nutno provést tak, aby nedošlo ke ztrátě některé důležité informace, což je významný nedostatek postupu založených na změně jediného parametru v každém kroku. Protože existuje mnoho rozdílných parametru ovlivňujících dynamiku

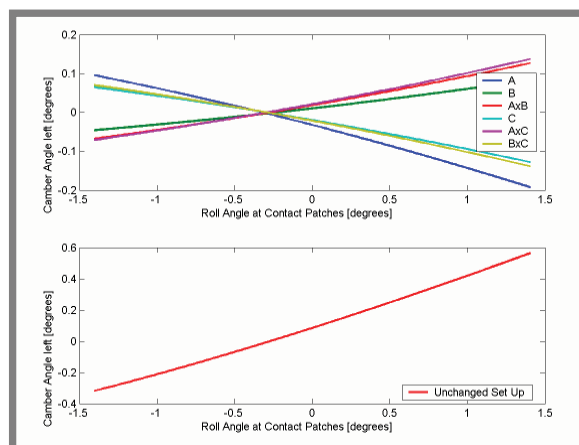
zavěšení, jako nejvhodnější postup pro analýzu jejich vzájemného působení byla zvolena z tohoto důvodu *Taguchiho metoda*. Jak již bylo zmíněno, za její hlavní výhodou lze především považovat poskytnutí informace o vzájemné interakci těchto jednotlivých parametru. Principem je využití sady speciálních tabulek (tzv. ortogonální soustavy), podle kterých lze redukovat celkový počet možných experimentů pouze na malou část. Pomocí těchto soustav lze provést nejmenší možný počet experimentu s maximálním množstvím informací. I zde však platí, že výrazné redukování počtu prováděných experimentu je na úkor úplnosti výstupních informací. Pro vlastní testy týkající se optimalizace zavěšení byly v tomto případě zvoleny u každé studie tři parametry, jejichž změna může ovlivnit kinematické charakteristiky a které jsou zároveň nastavitelné i na vozidle. Experiment byl sestaven podle ortogonální soustavy úrovně V. (obr.2. 22).

Trial no.	Parameters					
	A	B	AxB	C	AxC	BxC
1	-1	-1	1	-1	1	1
2	1	-1	-1	-1	-1	1
3	-1	1	-1	-1	1	-1
4	1	1	1	-1	-1	-1
5	-1	-1	1	1	-1	-1
6	1	-1	-1	1	1	-1
7	-1	1	-1	1	-1	1
8	1	1	1	1	1	1

Obr. 2.22 L8 ortogonální soustava úrovně V. [18]



Obr. 2.23 Parametry zavěšení přední nápravy použité pro studii [20]



Obr. 2.24 Příklad studie vlivu změny parametru a jejich vzájemné interakce (nahore) na základě charakteristiky změny příklonu kola přední nápravy při naklápění vozu (dole) [20]

Pro analýzu přední nápravy byly vybrány body zavěšení kola (obr.2.23), jejichž posun ovlivňuje velikost změny příklonu kola, „anti-dive“ parametru a polohu středu klopení karoserie. Studie parametru geometrie řízení zahrnovala polohu vnitřního kloubu řídicí tyče ve směru X-Z souřadného systému a polohu kloubu

vnějšího ve směru Y-souřadného systému. Cílem bylo analyzovat vliv na Ackermanovu geometrii a změnu sbíhavosti při propružení. Poslední studie byla pak zaměřena na geometrii zadní nápravy a sledovala stejné parametry jako u nápravy přední. Výstup experimentu tvořila sada grafů citlivosti kinematických charakteristik v závislosti na změnách a interakci výše uvedených parametru (obr.2.24). Jednotlivé grafy byly v každém kroku analyzovány a na základě dílčích závěrů následovala úprava bodu zavěšení pro optimalizaci jeho funkce zaměřené na celkovou výkonnost vozidla. Celý postup tedy ukazuje, že systém tabulek dovoluje navržení poměrně efektivního procesu pro testování maximálního počtu efektu s minimálním potřebným počtem pokusů, nicméně i tady existuje riziko nesprávných závěrů resp. ztráty informace dané neúplností experimentu. Zůstává zde rovněž i další nevýhoda společná pro všechny metody DOE a to nutnost poměrně pečlivé přípravy testovacího plánu.

### 2.2.3 Metoda plochy odezvy (RSM)

Metodiku využívanou společností Ford Motor Company pro optimalizaci charakteristik ovladatelnosti vozidla za pomoci procesu CAE a DOE představuje ve svém článku Stevens a kol. [22]. Přestože je obsah článku tematicky zaměřen především na využití počítačového návrhu postaveného na technologii „ADAMS Multibody System“, postup analýzy navrženého modelu prostřednictvím DOE lze stejně jako v předchozím případě považovat za metodu využitelnou i pro hodnocení vlivu vybraných parametrů na výkonnosti reálného závodního vozidla. Problematika popisovaná Stevensem a kol. se pak týká evaluace vlastní ovladatelnosti, která je velmi důležitým prvkem procesu vývoje každého nového vozidla. Autoři se zde zaměřují na vybrané manévry vyznačující se nízkou frekvencí, jejichž typickým příkladem je zatáčení na konstantním poloměru, jízda se střídavou změnou směru ve tvaru sinusoidy nebo vyhýbací manévr. Tyto manévry lze úspěšně modelovat pomocí CAE a poznatky aplikovat při výrobě prototypů. Úvod pojednání se věnuje přípravě počítačového modelu vozidla, popisu zajištění kvalitních vstupů tohoto modelu (např. charakteristika pneumatik) a jeho korelaci tak aby reprezentoval realitu. Takto vytvořený model je připraven pro následnou analýzu resp. virtuální test jejíž cílem je ověření zda vozidlo (resp. konstrukční řešení komponent) bude splňovat stanovené požadavky na výstupy tj. definovanou jízdní dynamiku. Z hlediska dosažení maximální efektivity tohoto procesu byl zvolen postup DOE, jehož vstupy byly rozděleny do třech základních skupin:

- Kontrolovatelné faktory – konstrukční parametry vozidla
- Nekontrolovatelné faktory – např. tření, vlhkost, výrobní nepřesnosti, na něž konstrukční řešení, resp. výstupy nesmí být příliš citlivé
- Vstupy – např. úhel natočení volantu, síla na pedál apod.

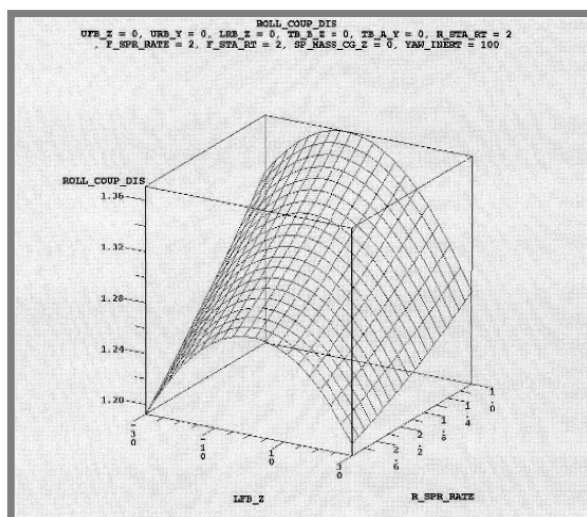
Pro vytvoření empirického modelu systému prostřednictvím DOE byla zvolena *Metoda plochy odezvy (Response Surface Method – RSM)*, kdy odezvu systému lze vyjádřit následujícím obecným vztahem

$$R = G(f_1, f_2, f_3, \dots, f_n) \quad (2.2)$$

Vztah mezi jednotlivými faktory a odezvou je možno předpokládat v obecném polynomickém tvaru

$$R = a_0 + a_1 f_1 + a_2 f_1^2 + a_3 f_1 f_2 + \dots \quad (2.3)$$

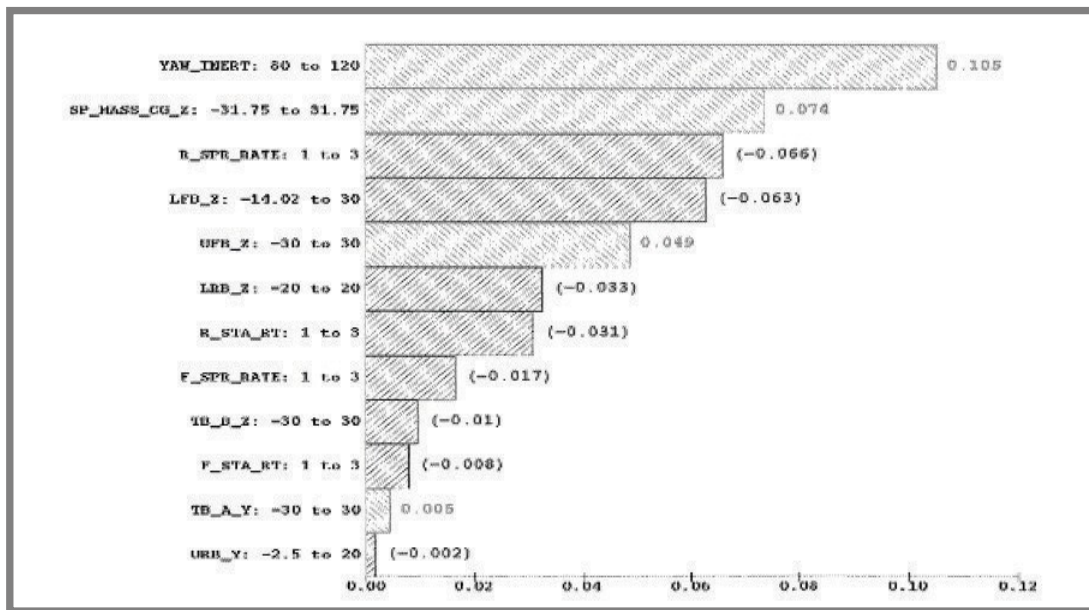
Vypočtenou plochu odezvy pak lze graficky vyjádřit (obr.2.25), což přináší vývojovému inženýrovi možnost mnohem efektivněji porozumět citlivosti celého systému včetně vzájemných interakcí.



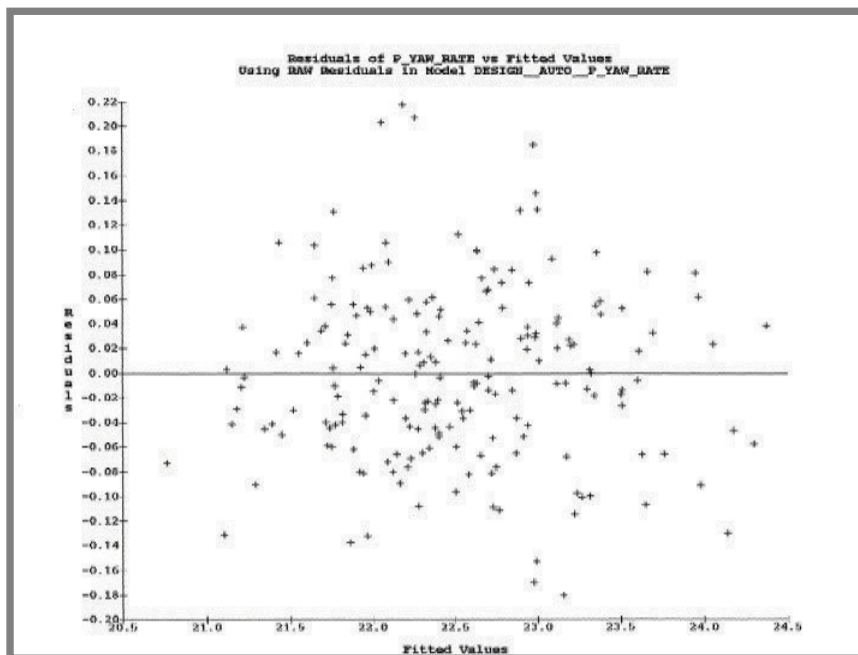
**Obr. 2.25** Příklad plochy odezvy (naklopení vozu) pro dva faktory (tuhost pružiny, poloha uchycení spodního ramene nápravy) [22]

Případová studie se pak na konkrétním příkladu lehkého nákladního vozu zabývá procesem analýzy vlivu jednotlivých konstrukčních prvků resp. charakteristik na ovladatelnost vozidla (gradient nedotáčivosti při ustáleném zatáčení) a jejich následnou optimalizací. Z původních 33 faktorů pozměněných novým konstrukčním řešením se díky dvěma screening testům (kinematické charakteristiky a odezva vozidla) podle neúplného faktorového plánu podařilo odstranit 12 faktorů z nízkým stupněm důležitosti (obr.2.26). Pro charakteristiku odezvy parametru zadní nápravy pak byl proveden Box-Behkin experiment se 188 kombinacemi nejdůležitějších faktorů prvního screening testu a pro dynamickou odezvu vozidla stejný typ experimentu s 204 kombinacemi nejdůležitějších faktorů druhého screening testu. Výsledné hodnoty experimentu byly použity jako vstupy pro stanovení aproximace závislosti odezvy na faktorech. Správnost vytvořeného modelu se na závěr ověřuje vhodným způsobem, např. stanovením střední kvadratické odchylky a rozložením reziduí (obr.2.27). Závěrečnou operací pak byla optimalizace konstrukčního řešení nápravy vycházející z analýz tvaru ploch odezvy pro jednotlivé kombinace faktorů.

Možnost aplikace této metody v motosportu rovněž dokladuje firma MSC Software ve své novější prezentaci [23] zaměřené na využití produktu ADAMS/Motosport pro simulaci a vývoj závodního vozidla (resp. jízdní dynamiky)



Obr. 2.26 Pareto graf pro DOE screening zaměřená na odezvu vozidla [22]



Obr. 2.27 Graf reziduí pro RSM experiment. Rovnoměrný rozptyl je charakteristický pro správně navržený experiment i model plochy [22]

série NASCAR. Ukazuje se, že je velmi výhodná především pro virtuální testování a analýzy, kde je možno provést velké množství experimentů v relativně krátkém čase daném kapacitou výpočetní techniky a dosáhnout tak poměrně dobré výsledky. RSM nabízí mnohem komplexnější možnost posouzení vzájemné interakce jednotlivých

nejvýznamnějších faktorů (lokální minima/maxima), nicméně ani zde však nelze provádět analýzu více než dvou faktorů a jedné odezvy. S ohledem na větší časovou náročnost navíc není aplikace RSM experimentu v reálném prostředí příliš praktické řešení a lze jej zvažovat tedy pouze tam, kde jsou plánovány dlouhodobější a dobře organizované testy.

## 2.3 Využití prvků umělé inteligence

2.3

---

I přes množství benefitů, jež přináší systémy pro datalogging svojí schopností poskytovat uživateli velké množství dat, nelze mnohdy na jejich základě plně definovat skutečnou jízdní dynamiku vozidla či jeho výkonnost. Standardní metodiky pro analýzu dat velmi obtížně vyhodnocují neurčité informace a postrádají rovněž procesy vedoucí k tvorbě doporučení o změnách v nastavení vozidla směřovaných k žádoucímu výsledku. Tyto závěry resp. rozhodnutí jsou pak silně závislé na zkušenostech a inteligenci závodního inženýra. Ne vždy jsou však tyto odborníci k dispozici a proto celkem logicky vznikla myšlenka aplikace systému umělé inteligence pro analýzu dat a hodnocení výkonnosti závodního vozidla nebo jezdce. Správně navržené systémy by mohly přinést jistou výhodu v komplexním zpracování a vyhodnocení vstupních informací především s ohledem na vzájemnou provázanost mnoha prvků celého systému (závodního vozu). Využití jiných než tradičních algoritmických postupů také skýtá možnosti zpracování nenumerických a nepřesně formulovaných informací jako např. subjektivní názor jezdce na ovladatelnost vozidla, definice vnějších podmínek (kvalita povrchu tratě) apod. Výstupem z těchto systémů, resp. procesu by pak v ideálním případě mohl být soubor informací pokrývající daleko širší spektrum požadavků kladených na datovou analýzu ze strany i méně zkušeného závodního inženýra. Implementace systému umělé inteligence však sebou nese mnohé úskalí.

- Komplikovanost systému může převážit jeho výhody
- V mnoha případech jsou nezbytné znalostní báze. Naplnění těchto bází vyžaduje buď hluboké odborné znalosti nebo stabilní prostředí ve kterém by mohl proběhnout proces učení.
- Je-li součástí tvorby systému také návrh vazeb jednotlivých prvků, může v případě velkého počtu vstupních parametrů vznikat riziko značné nepřehlednosti při následném procesu odlaďování tohoto systému.

Přes některé nedostatky lze využití systému umělé inteligence považovat za zajímavou alternativu pro postupy využitelné k analýze výkonnosti vozidla. Inspirací pak mohou být také aplikace i z jiných oblastí technické diagnostiky [24],[25] nebo kontroly dynamické stability vozidla [26].

### 2.3.1 Neuro-Fuzzy Interference System (ANFIS)

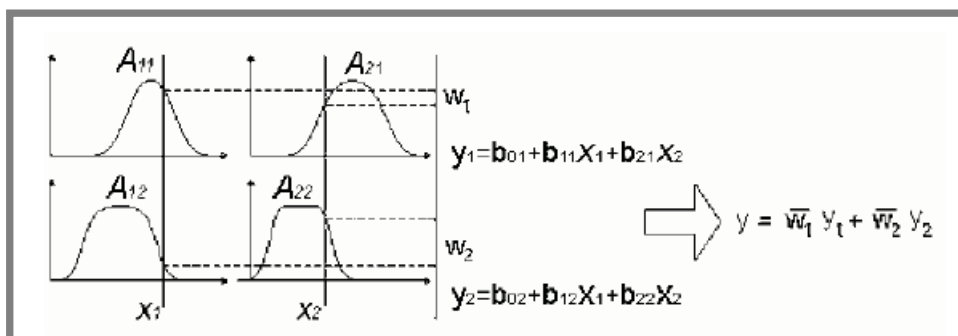
Návrh metodiky resp. nástroje využitelného nejen v konstrukci, ale současně i v procesu hledání optimálního nastavení závodního vozu je předmětem studie zveřejněné Antoninim a kol. [27]. Pro tento účel byl zvolen *Neuro-Fuzzy Inference System (ANFIS)*, pomocí něhož je modelována výkonnost vozidla jako funkce vybraných seřiditelných parametru. Z velkého množství prvků ovlivňujících tuto výkonnost autoři článku zaměřují pozornost pouze na pružiny a klopnou tuhost na které demonstrují navrhovanou metodiku. Tyto dva prvky významně ovlivňují přenos váhy na jednotlivé kola při zatáčení čímž určují charakter stability vozidla. Pro hodnocení tohoto stavu pak byl zaveden *koeficient nedotáčivosti*

$$K_{us} = \frac{a_y l}{v^2 \delta} \quad (2.4)$$

Stabilitu vozidla při zatáčení pak lze charakterizovat třemi základními úrovněmi

$K_{us} > 1$	přetáčivé chování
$K_{us} = 1$	neutrální chování
$K_{us} < 1$	nedotáčivé chování

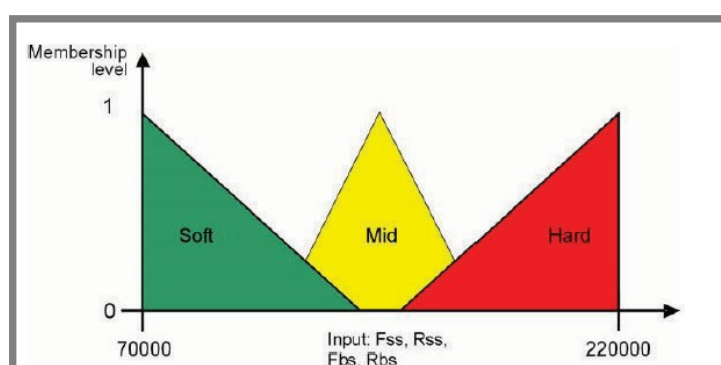
Jako hlavní záměr prováděného experimentu definovali autoři ověření možnosti identifikace chování systému, který simuluje výkonnost vozidla při reálném testu v závislosti na změnách nastavovacích parametru s přihlédnutím na výstup reprezentovaný maximální hodnotou  $K_{us}$ . Tato maximum charakterizuje odezvu vozidla bezprostředně po natočení volantu jako indikátor jeho dynamické agility. Pro referenční měření byla vybrána druhá část šikany Castrol na okruhu Nürburgring. Cílem bylo rovněž ověřit, zda je možno predikovat výkonnost vozidla v závislosti na jeho nastavení bez nutnosti provádět další simulace a jízdní zkoušky.



Obr. 2.28 Takagi-Sugeno-Kang Fuzzy Inference System [27]

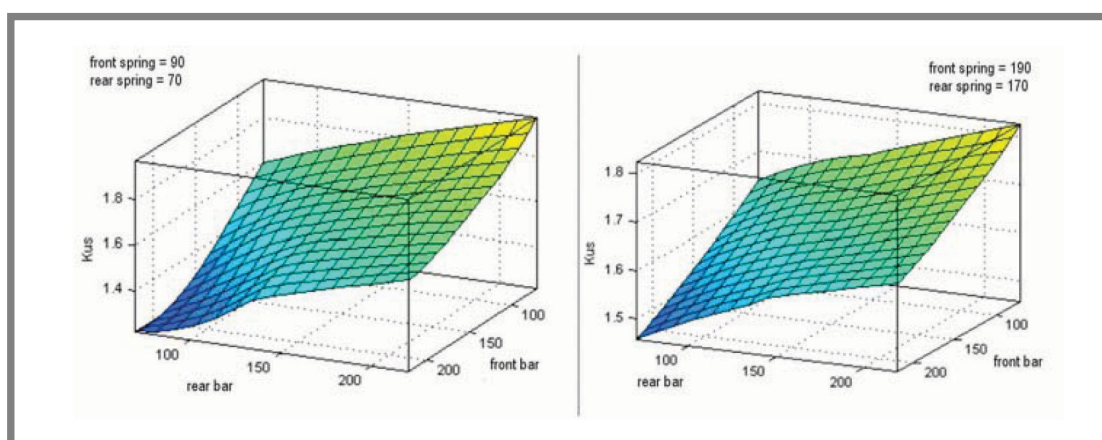
Pro modelování vstupních / výstupních vztahu závislostí mezi tuhostí a  $K_{us}$  během korekce řízení byla zvolena Neuro-Fuzzy struktura spojující výhody Fuzzy logiky a samoučící schopnosti neuronové sítě (ANFIS). Fuzzy model je založen na architektuře Takagi-Sugeno-Kang (TSK) prvního řádu (obr.2.28). Vstupy do fuzzy

modelu tvoří tuhosti pružin a stabilizátoru, konsekvntem pak je koeficient nedotáčivosti ( $K_{us}$ ). Funkce příslušnosti je definována mírou tuhosti pružin a stabilizátoru a výstup modelu jako výsledek váženého součtu. K tréninku TSK modelu (tj. parametrů funkce poslušnosti a koeficientu jednotlivých pravidel) byla provedeny výpočty  $K_{us}$  pomocí simulací průjezdu šikanou, které naplnily matici s 1296 kombinacemi tuhosti stabilizátoru a pružin přední i zadní nápravy. Pro definici Neuro-Fuzzy pravidel byly dále zvoleny tři trojúhelníkové členské funkce pro každý vstup (obr.2.29), což vytvořilo dohromady 81 pravidel. Výslednou struktura FIS pak tvořilo 193 uzlu, 405 lineárních parametru a 36 nelineárních parametru. Po vyhodnocení chyb z průběhu procesu učení (tréninku) byla konstatována velmi dobrá míra korelace a systém mohl být použit pro odhad koeficientu nedotáčivosti ( $K_{us}$ ) u různých kombinací tuhosti pružin a stabilizátoru.



Obr. 2.29 Trojúhelníkové funkce příslušnosti definované tuhostí pružin a stabilizátoru [27]

Výsledky učení lze znázornit pomocí 3D grafu na jehož svislé ose je uvedena hodnota  $K_{us}$  a modifikaci nastavení tuhosti zavěšení reprezentuje rovina x-y (obr.2.30). Každý graf je pak vytvořen pro dvě fixní hodnoty zbývajících parametru tuhosti. Pomocí těchto grafů je možno vyhodnotit jaké změny v kombinaci nastavení tuhosti stabilizátoru a pružin povedou k žádoucí změně v rychlosti odezvy vozidla po natočení volantu. Na příkladu je pak uvedena situace, kdy jezdec



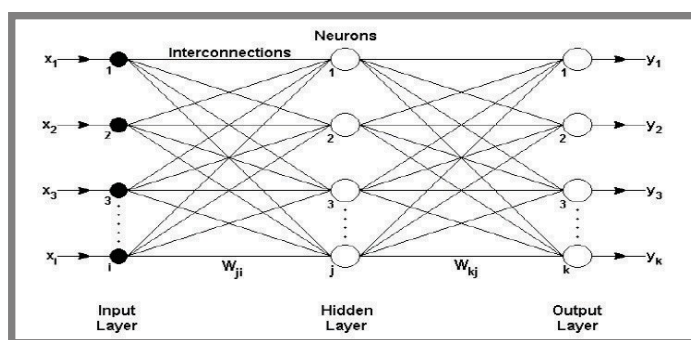
Obr. 2.30 Snížení tuhosti vzadu (vlevo) nebo naopak zvýšení tuhosti pružin vpředu (vpravo) o 100N/m oproti původnímu nastavení dovoluje zkracovat odezvu vozidla na natočení volantu pomocí tuhosti stabilizátoru [27]

hodnotí reakci vozidla na impuls v řízení jako nepřiměřeně rychlou a je tedy nutno nalézt řešení, které tento nedostatek eliminuje. V několika krocích při kterých byly analyzovány grafy pro možné změny nastavení se ukázalo jako vhodné řešení modifikovat parametry tuhosti stabilizátoru. Podobným postupem pak lze řešit i situaci, kdy odezva vozidla na natočení volantu je naopak příliš dlouhá.

Analýza závislosti nastavení vozidla a jeho dynamiky byla v tomto modelovém příkladě stanovena pouze pro jednu zatáčku, nicméně správná identifikace systému, resp. proces učení neuronové sítě vyžaduje odpovídající počet vstupu (výsledku testu) s různou kombinací nastavení pro celý okruh. Při provádění počítačových simulací je tento proces omezen pouze výpočetním časem, počty reálných testů jsou však většinou v tomto směru výrazně limitované. Proces hledání nejvhodnější kombinace tuhosti pružin a stabilizátoru pro dosažení žádoucí odezvy vozidla navíc vyžaduje posloupnost kroků s analýzou grafu pro jednotlivé varianty. Při rozhodování o nastavení vozu zahrnující větší počet seřizovacích prvků je tedy nutno vygenerovat velké množství kombinací grafu, což může výrazně ztížit nalezení klíčových informací.

### 2.3.1 Aplikace neuronových sítí (ANN)

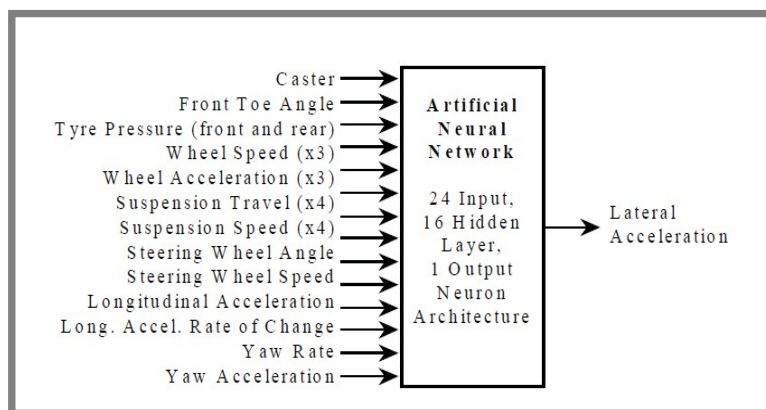
Nalezení optimálního nastavení závodního vozu je vždy otázkou mnoha kompromisu. Determinovat toto optimum pro specifické podmínky jednotlivých tratí vyžaduje často velké množství testovacích jízd, a proto existuje tendence o nahrazení tohoto časově a finančně náročného způsobu alternativními postupy. Tradiční počítačové modelování založené na zjednodušené jízdě dynamice naráží na mnoho praktických omezení, jedinou možností je tedy aplikace inteligentnějších systémů. Těmito možnostmi se ve své práci zabývají Buttler a Karri [28] jejímž tématem je využití umělých neuronových sítí (ANN) pro identifikaci dynamických vlastností vozidla jako podkladu pro predikci k nalezení ideálního nastavení.



Obr. 2.31 Architektura vícevrstvé dopředné ANN [28]

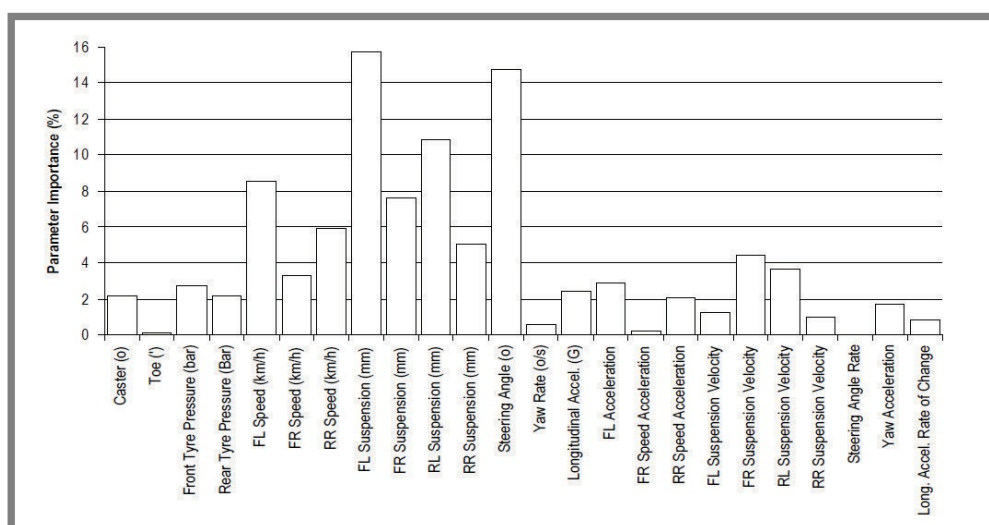
Pro vytvoření systému byla zvolena *vícevrstvá dopředná umělá neuronová síť* (ANN) jejichž architektura (obr.2.31) je často využívána u kontrolních systému průmyslových aplikací. Pro zjednodušení procesu sestavení a ověření ANN byl zvolen proces optimalizace závodního vozu FSAE v podmínkách

ustáleného zatačení. Vlastní experiment se sestával z absolvování jízd pro šest kombinací nastavení prvků, jejichž vliv na ustálené zatačení byl považován za nejvýznamnější. (záklon rejdového čepu, sbíhavost na přední nápravě, tlak předních a zadních pneumatik)



Obr. 2.32 ANN model použitý pro analýzu [28]

Pro odhad příčného zrychlení vozidla při zatačení byly jako vstupy neuronová sítě vybrány parametry charakterizující dynamické chování vozidla spolu s hodnotami nastavení výše uvedených prvků podvozku vozidla (obr.2.32). Následné testování a trénink neuronové sítě přineslo finální formu, která obsahovala 24 vstupu, 16 skrytých vrstev a jeden výstup. Analýza chyb mezi odhadovanou a naměřenou velikostí příčného zrychlení pak prokázala velmi dobrou úroveň schopnosti systému učit se jízdni dynamiku vozidla. Porovnáním vah jednotlivých parametru v modelu bylo také možno provést vyhodnocení vlivu jednotlivých vstupu na hodnotu výstupu tj. velikost příčného zrychlení (obr.2.33).



Obr. 2.33 Analýza důležitosti vstupních parametrů ANN [28]

Tréninkové data pro reálné ověření systému byly nasbírány během testu zaměřených na přípravu vozidla k jedné ze soutěžních disciplín - jízdě po kruhové dráze. Vlastní proces pomocí něhož ANN měla napomoci k nalezení nastavení vozidla schopného dosáhnout největšího příčného zrychlení resp. rychlosti proběhl jako výpočet a následný ranking pro 480 možných kombinací nastavení hlavních parametru (záklon rejdového čepu, sbíhavost, tlak předních a zadních pneumatik). Pro každou tuto kombinaci byly testovány různé hodnoty vstupu ostatních parametru (obr.2.32) omezené předpokladem dosažitelnosti na reálném vozidle. Z nich byla vybrána pouze jedna varianta vykazující se největší hodnotou příčného zrychlení. Srovnání kombinací nastavení hlavních parametru identifikovaných pomocí ANN jako nejrychlejší a kombinací dosahujících nejlepší výsledky v reálném testu pak ukázala vysokou míru korelace. Kombinace ohodnocena nejlépe pomocí ANN byla shodná s kombinací, jež byla s minimálním rozdílem jako druhá nejrychlejší při skutečném testu, což potvrdilo korektnost navržené metodiky

Na základě prezentovaných výsledků lze konstatovat, že využití ANN k procesu hledání optimálního nastavení závodního vozu se jeví jako vcelku vhodná alternativa klasickému přístupu využití matematických simulací. Výhodou je především skutečnost, že správně sestavený model zahrnuje i vliv mnoha nelinearit systému (závodního vozu), které jsou jinými postupy mnohdy velmi obtížně reprodukovatelné. Pro úplnost je třeba dodat, že podobnou myšlenkou identifikace dynamického chování vozidla pomocí ANN se zabýval ve své práci také Abdulrahim [30]. Princip navrhovaných postupu (zejména proces tvorby a tréninku ANN) je pak z obecného pohledu univerzální tzn. že je možno po úpravách zvážit jeho využití jako základního modulu specializované metodiky určené výhradně k analýze dat ze závodního vozu.

---

## 2.4 Vícerozměrná analýza dat

Jak již bylo několikrát zmíněno, moderní systémy pro datalogging díky své kapacitě dávají závodnímu inženýrovi velké možnosti v procesu posuzování nejrůznější interakcí či závislostí naměřených dat. Jednou z hlavních charakteristik tohoto typu dat zaznamenaných během testovacích jízd resp. závodu bývá jejich vícerozměrnost. Ta znesnadňuje jejich statistickou i průzkumovou analýzu [31], jejíž cílem je ve většině případů posouzení výkonnosti vozidla, kterou lze vyjádřit jednoduchým vztahem.

$$T_c = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2.5)$$

Cílem analýzy je nalezení takového stavu resp. nastavení jednotlivých seřizovacích prvků tak aby funkce  $T_c$  tj. hodnota času v měřeném úseku dosáhla minima. Vliv jednotlivých parametru seřízení pak nemusí být nutně vyjádřen pouze úrovní jejich nastavení, ale také například některou z dynamických charakteristik stability vozidla. Uvedený problém lze pochopitelně řešit nejlépe optimalizací, nicméně závodní inženýr nutně potřebuje k rozhodnutím o dalších možných úpravách v konkrétních podmínkách také možnost jak danou funkci detailněji interpretovat. Většina současných přístupů podporuje tyto analýzy pouze na úrovni

dvou až tří parametru současně, což je mnohdy ale nedostačující, protože některé z důležitých souvislostí tak nemusí být identifikovány. Progresivnějším přístupem se v tomto případě zdá být využití některého z typu vícerozměrné analýzy dat, jejichž aplikace lze v současnosti nalézt v mnoha experimentálních oborech, např. v chemii, neurobiologii [32] apod. Ačkoliv se aplikace tohoto typu analýzy jeví jako vhodný způsob pro komplexnější popis výkonnosti závodního vozidla, problematika v této oblasti je v současnosti poměrně málo popsána. Je možné se domnívat, že důvodem tohoto stavu mohou být některé z následujících skutečností.

- Vytvoření odpovídajícího způsobu zpracování a zobrazení dat do vícedimenzionálních charakteristik může být poměrně komplikovanou záležitostí.
- V mnoha případech je i ve zdánlivě jednoduchých situacích nutno používat poměrně speciální postupy.
- V porovnání s 2-D a 3-D charakteristikami (tj. závislostmi 2-3 parametru) může být mnohem obtížnější správně interpretovat poskytovanou informaci složenou z více vrstev. Toto omezení je dáno obecnou vlastností lidské psychiky. Tento nedostatek lze eliminovat např. vhodnou vizualizací [33]. Obecná problematika vizualizace závislosti velkých objemu vícerozměrných dat na časové ose je však nyní stále součástí aktivního výzkumu.
- Konzervativní přístup ze strany zkušených závodních/datových inženýrů. Jejich znalosti dovolují základní výkonnost vozidla analyzovat na dobré úrovni pomocí několika vhodně zvolených jednoduchých závislostí a k řešení složitějších problémů využívají empirických znalostí nebo zaběhnutých rutin. Tato filozofie je ekvivalentní např. postupům zkušených analytiků na finančních trzích.
- Uvedené skutečnosti se také odrážejí resp. jsou příčinou ne příliš sofistikovaných uživatelských funkcí u většiny běžných komerčních systémů určených pro datalogging v motorsportu.

Přes uvedené problémy však vícerozměrné analýzy skrývají významný potenciál jako přístup pomocí kterého lze detailněji identifikovat vzájemnou interakci a vliv seřizovacích prvků na výkonnost vozidla v omezeném počtu kroků. Tuto výhodu pak lze ocenit zejména v případech velkého počtu těchto seřizovacích prvků a omezeného času určeného na optimalizaci vozidla.

### 2.4.1 Vizualizace vícerozměrných dat

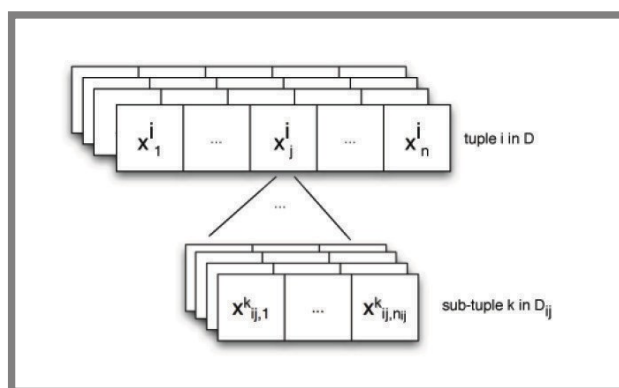
2.4.1

---

Jak bylo zmíněno v předchozím, jednou z možností analýzy vícerozměrných dat je také jejich vhodná vizualizace. Tomuto přístupu využití interaktivních vizuálních analýz napomáhajících uživateli k hlubšímu proniknutí do souvislostí komplexních

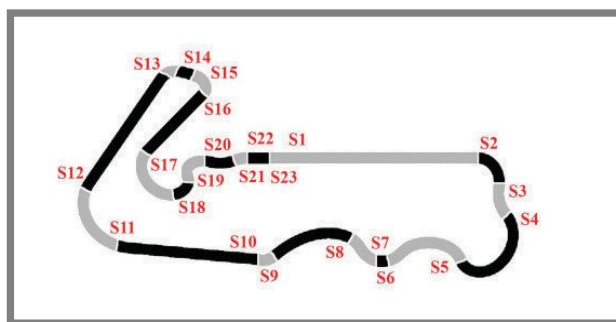
dat se ve svém výzkumu věnuje Matkovič a kol. [33] a na případové studii analýzy dat ze simulátoru závodního vozu TORCS 3D demonstruje přínos k dalšímu vylepšení výkonnosti jezdce i vozidla.

Základem uváděné metodiky jsou obecné postupy pro analýzu většího počtu časově orientovaných datových sad, jejichž souhrn publikoval ve svém článku např. Aigner a kol [34]. Časový faktor vyžaduje zvláštní zacházení během procesu vizualizace dat a je potřeba rozlišovat mezi časově závislými (dynamickými) a časově nezávislými (statickými) reprezentacemi. První skupina tj. časově závislá vizualizace dat obvykle využívá každou dimenzi jako skalární hodnotu a zachází s těmito daty jako s izolovanými případy nebo je agreguje do skalárních hodnot. Problém jak vyjádřit komplexní vnitřní strukturu dat může být vyřešen pomocí *interaktivní vizuální analýzy příbuzných křivek*. Tento přístup podporuje propojení násobných náhledů, které mohou být vytvořeny s využitím nejrůznějších kombinačních schémat a díky možnosti interakce umožňuje uživateli lépe data pochopit. Vícedimenzionální data lze vyjádřit pomocí sady uspořádaných *n-tic* s vlastními atributy (obr.2.34), nicméně uvedená studie se omezuje pouze na uspořádané dvojice v případě křivek a uspořádané trojice, je-li nutno vyjádřit plochu.



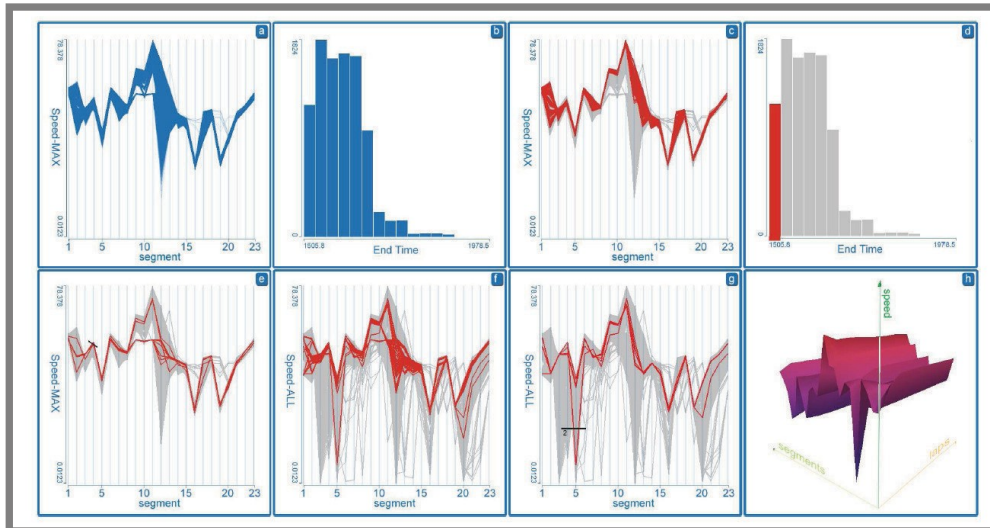
**Obr. 2.34** Generická uspořádaná *n-tice*. Každá položka může být skalár, ale také charakteristika. Datová sada s atributy obsahuje několik uspořádaných sub-*n-tic*, jejichž součástí je skupina nebo skupiny křivek či povrchu [33]

Příklad na němž byla metodika prezentována vychází ze simulace jízdy na závodním okruhu při které absolvoval stejný jezdec vždy 20 kol. Pro každou jízdu byl pozměněn některý z prvku nastavení (úhel křídla, balanc brzd, max. brzdový tlak, převodové poměry, přední a zadní pružiny), což s ohledem na počet úrovní nastavení jednotlivých prvku tvořilo 9720 kombinací. Trať byla rozdělena na jednotlivé kontrolní body (obr.2.35) ve kterých byla zaznamenávána rychlost, otáčky motoru, aktuální čas, rychlostní stupeň a maximální rychlost. Dále byl zaznamenán čas nejlepšího kola, celkový čas a úroveň poškození vozu (výstup simulátoru). Datový prostor tedy obsahoval sedm seřizovacích parametru, tři číselné výstupní parametry a pět výstupních parametru ve formě funkce  $f=(\text{kolo}, \text{segment})$ . Výsledky simulace pak byly podle uvedené funkce zorganizovány do souboru skupiny ploch (obr.2.36 h). Každá z těchto skupin obsahovala 9720 ploch.



Obr. 2.35 Zobrazení jednotlivých segmentů závodního okruhu [33]

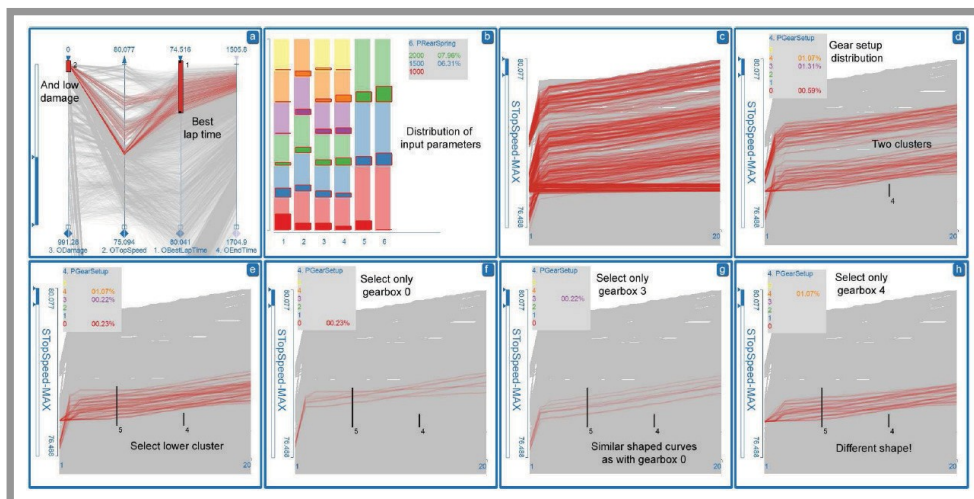
Běžné náhledy dovolují analýzu pouze jednodušších závislostí. Autoři proto k vizualizaci výsledku zvolili metodu *paralelních souřadnic*, která může napomoci odhalit hlubší souvislosti. Jejím principem je seřazení ortogonálních náhledu jednotlivých ploch do zvolené roviny, takže plochu reprezentuje křivka kopírující zvolené kritéria. V uváděném příkladu byla prvním sledovaným atributem rychlost v jednotlivých sektorech. V tomto případě křivka nahrazující plochu znázorňovala maximální rychlosti dosažené v jednotlivých sektorech během 20 kol. Výsledkem je skupina příbuzných křivek (obr.2.36 a), kdy pro další analýzu byla vybrána pouze část reprezentující nastavení vozidla s nejkratším celkovým dosaženým časem (obr.2.36 b - d).



Obr. 2.36 Interaktivní vizuální analýza příbuzných povrchů prostřednictvím násobných křivek (metoda paralelních souřadnic) [33]

Další analýza byla věnována rozboru maximální rychlosti pro všechny kombinace nastavení v segmentu 4 a hledání možných příčin pro pokles rychlosti v segmentu 5 (obr. 2.36 e-g). Bylo shledáno, že příliš rychlý průjezd prvním úsekem (4) má za následek nežádoucí pokles rychlosti v úseku následujícím (5). Jezdec tuto chybu posléze eliminoval, změnou způsobu průjezdu touto pasáží. Poslední analýza pak

byla věnována vyhledání nejvhodnějšího nastavení vozidla (převodové poměry, úhel křídla), které dovoluje absolvování jednoho rychlého kola s minimálním poškozením. Postupnými kroky (obr.2.37) na grafu jehož křivky reprezentovaly kumulativním způsobem max. rychlost v jednotlivých kolech bylo zjištěno, že pozitivní vliv na rychlý čas má vyšší stupeň nastavení křídla a použití převodovky číslo 0&3 (obr. 2.37 f-g). Převodovka číslo 4 neumožňovala jezdcí výraznější progres v nárůstu rychlosti, což odhalil odlišný tvar křivek (obr.37 h) charakterizující jeho schopnost zrychlovat v jednotlivých kolech.



Obr. 2.37 Interaktivní vizuální analýza:vyhledávání vozidla, jehož nastavení umožňuje dobrý čas na jedno kolo a nízkou úroveň poškození [33]

Metodika nabízí poměrně vhodný přístup ke zpracování, analýze a zejména zobrazení vzájemně souvisejících dat. Přínosem je především fakt, že mnohé atributy lze jednoduše vizualizovat, např. výkonnost vozidla (rychlost) a provést jejich přímé srovnání pro časovou závislost, tak i pro statistické vyjádření. Nevýhodou je však riziko nesprávné projekce ploch do křivek což může přinést ztrátu některých informací nebo zanechat chyby. Vyhodnocení výsledku tedy vyžaduje pečlivé posouzení všech detailů.

Je nutno poznamenat, že metody prezentované v předcházejících kapitolách nejsou jediné a existuje i mnoho dalších odborných materiálů zaměřených svým obsahem na návrh postupů k obecné analýze technických systémů. Jedná se např. o studie sensitivity [35] nebo stochastické metody [36], které by po drobných úpravách bylo možno aplikovat také pro účely vyhodnocování dat v motosportu. Po prozkoumání všech těchto metodik však bylo konstatováno, že se svým principem (tj. výhody a nevýhody) přibližují nebo jsou již v modifikované formě zahrnuty v některé z hlavních skupin metod jichž se rešerše týká a dále jim proto nebyla v této práci věnována pozornost.

### 3. FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA

Na základě vlastních praktických zkušeností v dané problematice spolu s detailnějším rešeršním rozбором charakteristických rysů současných postupů sloužících k analýze dat v motorsportu, byly vytipovány problematické oblasti, které by měly být na zřeteli při sestavování navrhované metodiky.

- Postupy, které dokáží komplexně charakterizovat výkonnost vozidla i jezdce jsou mnohdy velmi těžkopádné a nepraktické pro jednoduchou realizaci. Obecně vyžadují velké časové nároky při jejich návrhu i vlastním zpracování dat. Mnohdy rovněž vyžadují samostatné dodatekové měření, které by definovali některou ze specifických charakteristik vozidla.
- Jednotlivé prvky nastavení vozidla vykazují značný stupeň vzájemných interakcí. Nelze tedy přistupovat k analýze jejich vlivu izolovaně. Nesprávně aplikované či zjednodušené přístupy pak mohou způsobit, že odhad míry důležitosti jednotlivých prvků s ohledem na výkonnost vozidla nemusí být zcela korektní.
- Aplikace řízeného experimentu (např. DOE) je obecně velmi rozšířeným a vhodným postupem při identifikaci vlivu změn v systému a přináší mnohé benefity s ohledem na korektní identifikaci interakcí u více nastavovacích prvků vozidla. Slabým místem ovšem zůstává skutečnost, že takto lze pouze obtížně vyhodnocovat soubory dat, které nebyly získány alespoň částečně v souladu s předem sestaveným experimentálním plánem testu či pokud byl plán sestaven špatně.
- Při analýze dat je důležitým faktorem zkušenost závodního inženýra. Přestože tuto zkušenost nelze ničím nahradit, vhodná vizualizace či vyjádření výstupů (úplných nebo částečných) může napomoci tento handicap částečně eliminovat s ohledem na správnost interpretace výsledků.
- Variabilita podmínek (vliv výkonnosti jezdce, povrch trati, opotřebení komponent apod.) významně ovlivňuje kvalitu vstupních dat pro analýzu. V reálné praxi lze tedy aplikovat pouze metody, které svým principem zaručují přijatelnou míru robustnosti a kvality výstupů s ohledem na tuto skutečnost.
- Analýzy (resp. metody) pro zpracování vícerozměrných dat jsou v této oblasti využívány jen ve velmi omezené míře (viz. 2.4), přestože se jeví jako vhodný doplněk ke stávajícím postupům.

## 4. VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Rozborem problematiky, jejímž tématem se zabývá tato dizertační práce byly stanoveny hlavní body, jejichž cílem je vytvoření základní struktury pro metodiku sloužící k analýze dat charakterizujících jízdní dynamiku sportovního vozidla. Vlastní realizace disertační práce předpokládá splnění následujících hlavních cílů:

- Výběr a aplikace metody vhodné pro účely vícedimensionální analýzy dat ze sportovního vozu
- Navržení metodiky pro přípravu a vyhodnocení dat
- Vytvoření jednoduché softwarové aplikace pro pre-processing dat (implementace metodiky)
- Ověření metodiky v interaktivním režimu na testovacích datech

Vedle těchto hlavních cílů vznikla ještě potřeba splnit některé vedlejší cíle jako kroky nezbytné ke zpracování této disertační práce

- Volba softwarové platformy poskytující dostatečnou flexibilitu vhodnou k procesu návrhu metodiky
- Provedení definovaných experimentů (jízdních testů) za účelem získání dat potřebných k ověřování funkce navrhované metodiky.

## 5. METODY PŘÍSTUPU A ZPŮSOB NÁVRHU ŘEŠENÍ

5

### 5.1 Analýza a výběr vhodného typu výpočtové metody

5.1

Při procesu výběru vhodné metody vícerozměrné analýzy dat jízdní dynamiky sportovního vozidla bylo již v počáteční fázi jako první krok nutno obecně definovat existující strukturu vazeb mezi jednotlivými vstupy a výstupy se kterými je potřeba pracovat. Vstupy (pomineme-li pevně dané konstrukční parametry) jsou pak v tomto případě myšleny jednotlivé seřizovací prvky vozidla mezi které patří

- Komponenty podvozku (pružiny, stabilizátory, tlumiče)
- Geometrie podvozku (seřizovací hodnoty)
- Pneumatiky (typ a technické parametry)
- Transmise (nastavení diferenciálu, převodové stupně)
- Aerodynamika (nastavení všech aerodynamických prvků)
- Motor (výkon a charakteristika motoru)

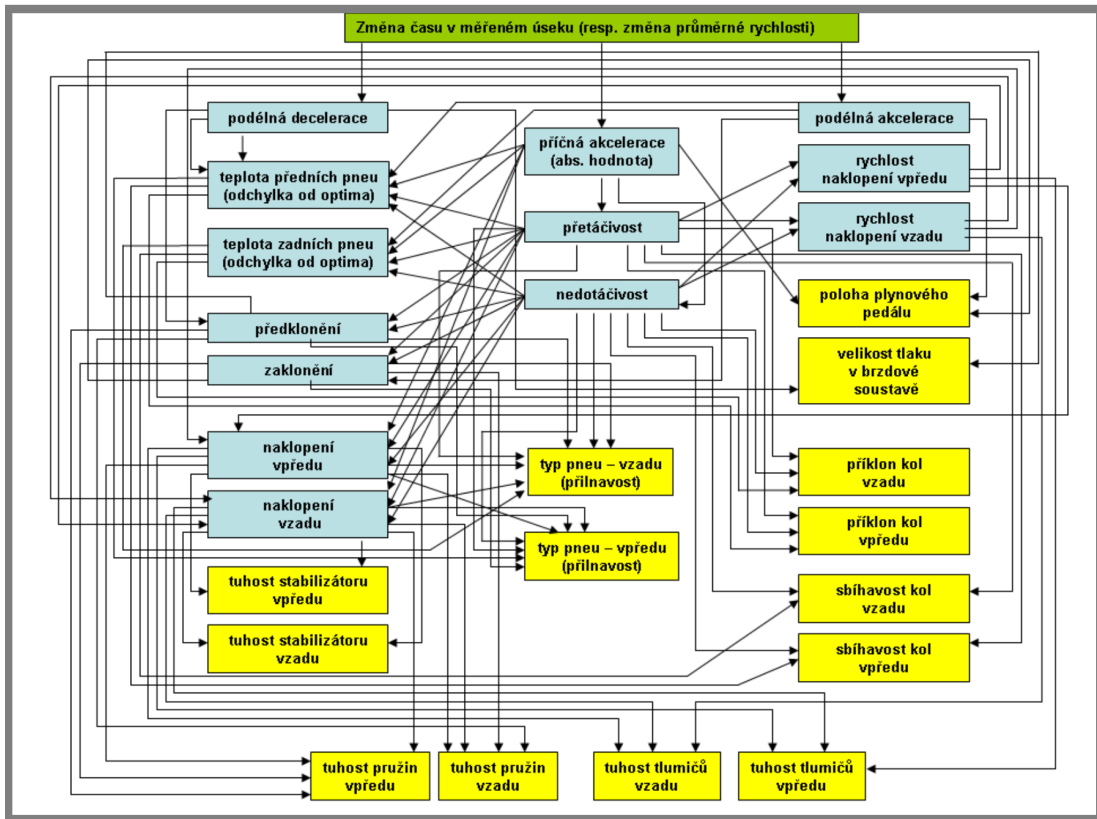
Mezi výstupy, tj. veličiny, jejichž průběhy nebo velikost je ovlivněna úrovní vstupů lze zahrnout většinu parametrů, které lze naměřit nebo jinak získat pomocí systému sběru dat tj.

- Dosažený čas v měřeném úseku
- Hodnoty dynamických parametrů (rychlosti, zrychlení)
- Teploty a tlaky pneumatik
- Zdvihy kol
- Poloha ovládacích prvků (natočení volantu, poloha plynového pedálu, tlak v brzdách apod.)
- Hodnota dalších technických parametrů (např. otáčky kol, aero-sondy, rychlostní stupeň)
- Parametry motoru (otáčky, poloha škrtecí klapky, plnicí tlak atd.)
- Doplnkové matematické kanály charakterizující jízdní dynamiku (např. míru nedotáčivosti či přetáčivosti vozidla apod.)

Ačkoliv uvedený výčet neobsahuje i některé další parametry, které jsou prostřednictvím speciálních senzorů měřeny většinou pouze při testovacích a vývojových jízdách, lze již takto odhadnout, že vytvoření komplexního nástroje není triviální záležitostí. Vystává zde totiž potřeba navrhnout otevřený systém, který lze podle potřeb modifikovat a doplňovat jednotlivými parametry tak aby nedocházelo k narušení funkce již vytvořené struktury. S tímto faktem pak souvisí i požadavek na jednoduhost a interaktivnost vlastní výpočtové metody. Z možných variant zvažovaných v úvodní fázi se pak postupně definovaným kritériím nejvíce přiblížily následující metody, které byly zvoleny pro další rozvahu

- Aplikace neuronových sítí (Artificial Neural Network)
- Strukturální rovnice (Structural Equation Modeling)
- Lineární regresní model (LRM)

Protože v návrhové fázi byla prioritním cílem aplikace, jejíž funkce bude otestována na zjednodušeném modelu vstupů a výstupů, došlo k prvotní redukci u základního návrhu struktury parametrů vozidla, zaměřeného dále jen na analýzu vlivu nastavení podvozku na celkovou výkonnost (obr.5.1).

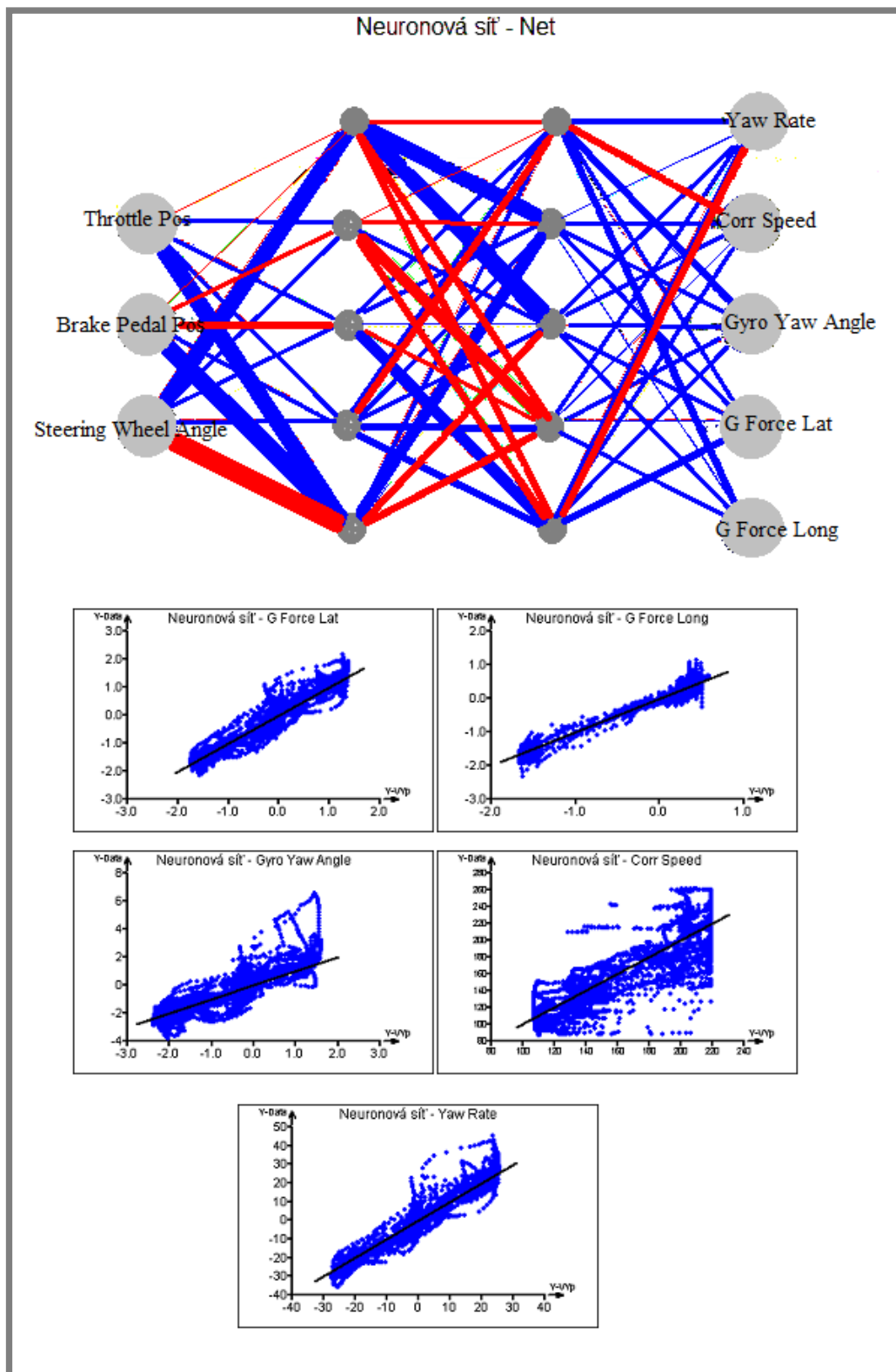


Obr. 5.1 Příklad struktury vazeb mezi dynamikou vozidla (výstupy) a vybranými prvky seřízení/ovládání (vstupy) pomocí síťového grafu

I přes uvedené zjednodušení lze z grafu vysledovat, že relativně nízký počet seřizovacích prvků vozidla stále dokáže vytvořit rozsáhlou síť závislostí. Její zpracování (systém ohodnocení vazeb) a otestování je pak poměrně časově náročné. S ohledem na tento fakt pak byly dále analyzovány přednosti a nedostatky výše uvedených metod.

### 5.1.1 Neuronové sítě (ANN)

Již v rešeršní části byla zmíněna studie kde se Buttler a Karri [28] zabývají se aplikací neuronových sítí, jejíž hlavním cílem byla identifikace dynamických vlastností vozidla jako podkladu pro predikci k nalezení ideálního nastavení. Přestože tento typ výstupu není cílem disertační práce, objevil se zde zajímavý mezivýsledek reprezentovaný analýzou důležitostí vstupů pro ANN (viz. obr. 2.33). Ten podnítl úvahu, že se tato analýza ve své podstatě může svým principem velmi významně napomoci řešení problematiky vlivu jednotlivých nastavovacích prvků na



**Obr. 5.2** Neuronová predikční síť bez časových posunů včetně grafů predikce. Data jízdní dynamiky vozidla zpracována za využití software QC Expert (TriloByte)

výkonnost vozidla. Rozvinutí a modifikace této funkce při aplikaci ANN tak byl logicky jedním z možných směrů, který byl primárně zvažován při procesu volby metody vhodné pro téma této disertační práce.

Protože vytvoření funkční ANN vyžaduje jistou míru zkušeností s řešením návrhu (resp. kvalitní softwarovou platformu), byla tato možnost konzultována s fy. *TriloByte* jejíž specializací je aplikace pokročilých metod při statistickém zpracování dat. Vzhledem k tomu, že se jednalo pouze o prvotní fázi ověření vhodnosti ANN pro dané účely, testovací data poskytnuté fy. *TriloByte* k analýze tvořily pouze vybrané parametry jízdní dynamiky vozidla (obr. 5.2). Vstupy zpracované pomocí software *QC.Expert* představovaly ovládací prvky (poloha plynového a brzdového pedálu, úhel natočení volantu), výstupem resp. predikovanou hodnotou pak byly dynamické veličiny (rychlost, příčné a podélné zrychlení, úhel stáčení, stáčivá rychlost). Zdrojové data byly v tomto případě totožné s těmi, které byly použity jako referenční i v ostatních případech a v procesu návrhu metodiky.

Přestože se jednalo pouze o první jednoduchý pokus v procesu aplikaci ANN, kde byl v porovnání s reálnou situací minimalizován počet vstupů, ukázalo se již zde významné riziko, kterým je relativně vysoká časová náročnost výpočtu. Protože zde existovaly i možné další negativa zmíněné již v rešeršní části, bylo od využití ANN po úvodních testech v této práci upuštěno a další experimenty resp. vyhodnocení výstupů již neprobíhalo.

Možnost aplikaci ANN pro dané účely tedy lze shrnout následovně:

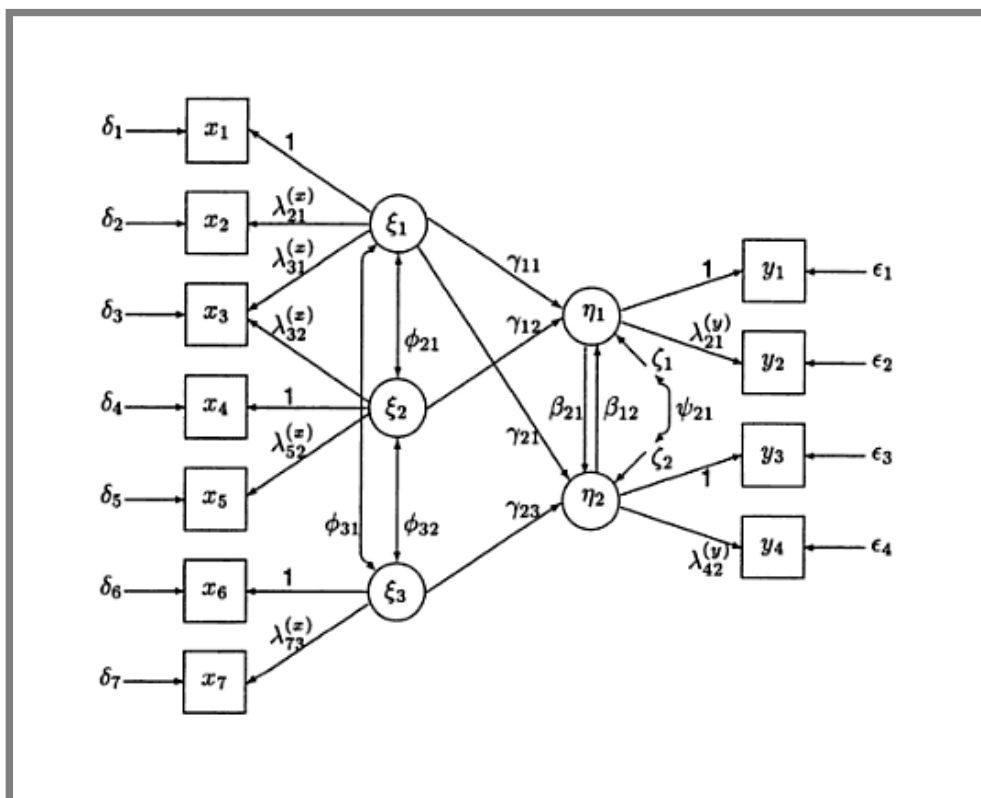
- Využití ANN je možné obecně hodnotit jako potenciálně zajímavý přístup k analýze dat jízdní dynamiky vozidla i přesto, že nebyl v tomto případě zvolen jako vhodná aplikace k řešení dané problematiky.
- Nevýhodou se zde jeví určitá časová náročnost při samotném zpracování dat a výstupů. Tako skutečnost je tak v rozporu s požadavkem na rychlost a relativní nenáročnost navrhované metodiky.
- Neuronové sítě jsou velice populární a výkonnou metodou, nicméně relativně náročnější aplikací z hlediska odladění (učení) modelu. Při procesu tvorby metodiky však byla v tomto směru preferována především snaha o jednoduchost s přihlédnutím na záměr eliminovat možnost vlivu dalších chyb plynoucích právě z tohoto aspektu.
- Důležitým prvkem metodiky je flexibilita s ohledem na počet a typ vstupních parametrů resp. hodnotícího parametru jejího výstupu. S ohledem na výše uvedený fakt se proces modifikaci ANN modelu jeví jako časově ne příliš efektivní proces.

---

### 5.1.2 Strukturální rovnice (SEM)

Jiným alternativním postupem schopným popsat a řešit vztahy definované vzájemnou interakcí a vícerozměrným charakterem u problematiky hledání závislosti výkonnosti sportovního vozidla na jeho nastavení je aplikace strukturálních rovnic –

SEM. Jedná se o metodiku pro vyjádření, odhad a testování síťového modelu vztahů mezi jednotlivými poměny měřenými i skrytými (obr. 5.3). Tradiční statistický přístup, který je méně flexibilní, definuje defaultní model za předpokladu minimální chyby v měření. SEM nabízí mnohem komplexnější postup při upřesňování modelu tak, aby odpovídal reálným datům. Společným znakem např. s korelační nebo regresní analýzou či ANOVA je zejména pak lineární statistický model a nutnost splnit některé základní předpoklady pro potvrzení platnosti testu.



**Obr. 5.3** Obecný strukturální model vyjádřený v grafické podobě s parametry X, Y (měřitelné vstupní/výstupní proměnné)  $\xi, \eta$  (skryté proměnné – nezávislá/závislá)  $\gamma, \beta$  (strukturální koeficienty)  $\Phi, \Psi$  (kovariační parametry)  $\zeta$  (strukturální chyba)  $\delta, \epsilon$  (chyba naměřených hodnot)  $\lambda$  (regresní koeficienty) [37]

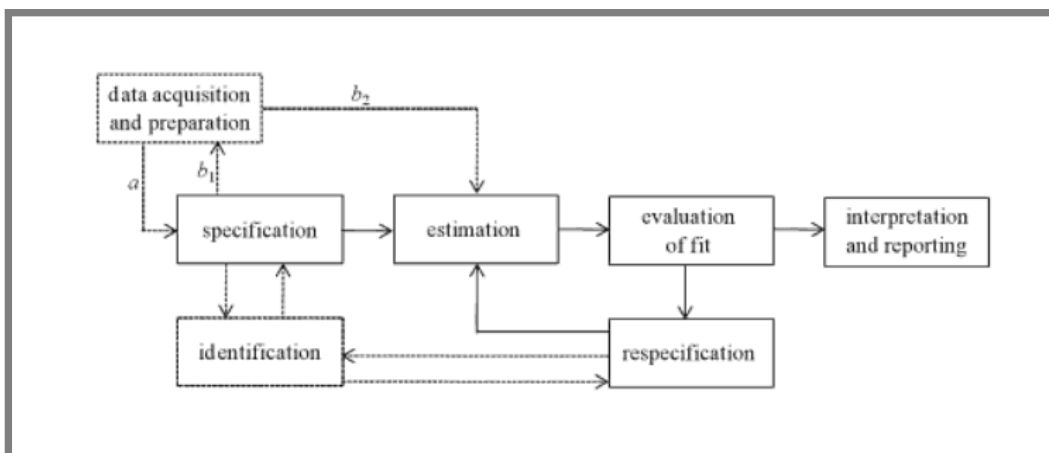
Při tvorbě SEM existuje několik možných přístupů jako kombinace více metod mezi které patří např. faktorová analýza, korelační, kovariační nebo regresní model [37].

Ačkoliv matematický aparát pro SEM je poměrně komplikovaný a výkonný, může se stát, že navržený model, který velmi dobře splňuje všechny podmínky a hodí se pro konkrétní data nemusí poskytovat korektní závěry. Je tedy nutno pečlivě dbát na správnou formulaci všech vazeb a podmínek, což s rostoucím počtem vstupů a vzájemných vazeb zvyšuje celkovou náročnost tvorby modelu. Tento fakt pak bylo nutno zvážit i v návaznosti na cíle disertační práce. Přestože schéma identifikace závislost výkonnosti vozidla na změně nastavovacích prvků uvedené na obr. 5.1 představuje pouze variantu omezenou na klíčové parametry podvozku, lze i v tomto případě při aplikaci SEM reálně očekávat značné množství práce na vytvoření a odladění modelu. Stejně tak jako v případě využití neuronových sítí je tak časová náročnost při návrhu i modifikacích hlavním negativem, které vedlo k rozhodnutí prozatím tuto metodiku dále nerozpracovávat. Situaci může do budoucna napomoci

vytvoření sady modifikovaných či sloučených vstupních parametrů zjednodušujících model, nicméně tyto kroky je nutno postupně ověřit a optimalizovat na některé z méně náročných statistických metod.

Z analýzy výše uvedených poznatků získaných během studie možností využitelnosti aplikace strukturálních rovnic (SEM) lze tedy zformulovat tyto stručné závěry

- Aplikace SEM byla významně preferována především s ohledem na možnost přímo vytvářet strukturovaný model vlivu nastavovacích parametrů na jízdní dynamiku / výkonnost vozidla (viz. obr. 5.1)
- Vytvoření funkčního modelu vyžaduje jisté zkušenosti při návrhu SEM v návaznosti na implementaci náročnější problematiky (jízdní dynamika vozidla). Možnosti případných konzultací se specialisty na tuto metodiku jsou však limitovány, což je dáno relativně nižší rozšířeností SEM v praktických aplikacích v porovnání s tradičními statistickými metodami.
- Proces validace modelu (obr. 5.4) může znamenat vyšší časové nároky. Toto opět není vhodné s hlediska flexibility požadované při modifikaci modelu (přidávání /odebírání dalších parametrů) např. během testovací seance.
- Metodiku lze považovat přes uvedené nedostatky za perspektivně zajímavou do budoucna, pokud se podaří zoptimalizovat funkční parametry popisující vstupy (nastavení) a výstupy (jízdní dynamika) vedoucí ke snížení náročnosti tvorby modelu vozidla.



Obr. 5.4 Proces implementace SEM [38]

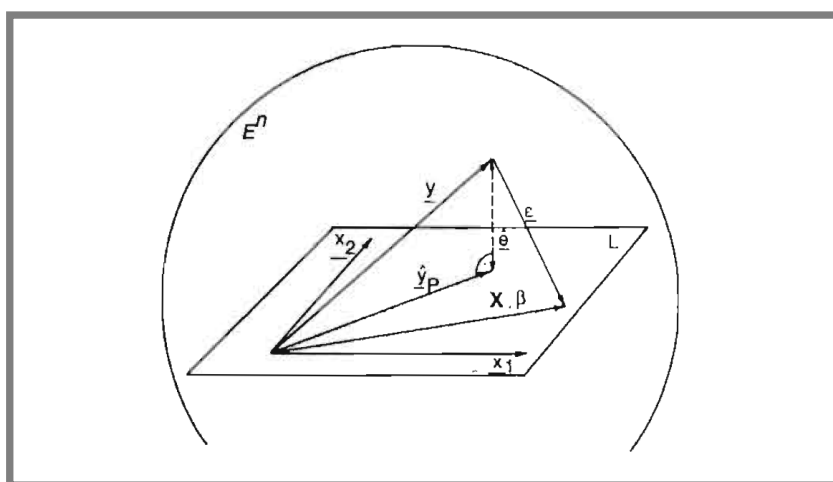
### 5.1.3 Lineární regresní model (LRM)

Regresní analýza patří mezi velmi často využívané statistické metody pro zpracování dat s úspěšnou aplikací u velmi širokého spektra oborů. Protože i řešení problematiky jíž se zabývá tato disertační práce lze popsat obecně jako hledání

funkčního vztahu mezi vstupní (nezávislou) a výstupní (závislou) proměnou definovanou následujícím vztahem,

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) + \varepsilon \quad (5.1)$$

můžeme předpokládat, že aplikace regresní analýzy (v tomto případě vícerozměrné) za určitých předpokladů přinese požadované řešení resp. očekávanou informaci. Výkonnost vozidla ve vztahu (5.1) je představována pouze jedním závislou proměnou ( $y$ ), což může být buď některá z dynamických charakteristik, nebo hodnotící kritérium reprezentované např. časem dosaženým v měřeném úseku. V tomto případě hovoříme o jednoduché vícerozměrné regresi s tím, že funkce  $f$  může nabývat mnoha podob.



**Obr. 5.5** Geometrické znázornění lineárního regresního modelu pro případ dvou nezávislých proměnných [39]

Významným faktem při řešení problematiky závislosti výkonnosti sportovního vozidla na změně nastavovacích prvků je skutečnost, že se jedná o analýzu obecně silně nelineární soustavy. Tento poznatek vede pochopitelně k logické úvaze o využití nelineární regresní analýzy, která sebou pochopitelně nese některé negativní aspekty. K těm nejvýznamnějším patří celková výpočetní náročnost a potenciální obtíže při nalezení správného regresního koeficientu. Tímto však vzniká rozpor s ohledem na záměr disertační práce, tj. navrzení relativně jednoduché metodiky pro ověření základních principů. Bylo tedy nutno přistoupit k formálnímu zjednodušení náhledu na problematiku a předpokládat jistou míru linearitu v chování celé soustavy. To umožnilo aplikaci vícerozměrného lineárního regresního modelu, jehož podobu lze vyjádřit takto

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_n x_n + \varepsilon \quad (5.2)$$

Zjednodušujícím předpokladem se pak již dostáváme na poměrně přijatelný poměr „časová & funkční náročnost / kvalita výstupu“, a to i v porovnání s předchozími dvěma posuzovanými metodikami. Lze tedy konstatovat, že aplikace vícerozměrné lineární regresní analýzy by mohla být uspokojivým kompromisním řešením pro první etapu návrhy metodiky. Skutečnost, že celý analyzovaný systém má nelineární

charakter je pak nutno řešit jiným vhodným způsobem, např. přístupem k interpretaci výsledků zahrnujících očekávanou chybu, provedením některých doplňkových analýz apod. Detailnější rozbor teoretického základu a způsobu aplikace vícerozměrné regrese pro tuto specifickou problematiku pak bude uveden v kapitole 5.3.1 *Lineární regrese a korelace*.

Správnost výstupů vícerozměrné regresní analýzy využívající metodu zahrnující všechny efekty pochopitelně závisí i na vhodném přístupu k tvorbě modelu. Zde je nutno vytvořit / definovat relevantní vstupní proměnné, které mají na výstupní proměnnou významný vliv. Výhodou regresní analýzy je, že tuto relevanci lze testovat a případně snadno nevhodné vstupy vyřadit. (o této problematice bude zmínka později). Relativně jednoduchá možnost modifikovat model je také v případě kdy dochází ke kolinearitě vstupů, kterou nelze při analýzách u tohoto typu problematiky zcela vyloučit. V extrémních případech lze vysoce korelované vstupy sloučit do jiného parametru, či opět některý z nich vypustit. Všechny tyto atributy dávají předpoklad, že metodika by mohla nabídnout požadovanou flexibilitu nejen během ověřovacích testů, ale taky v prostředí reálné aplikace.

Finálním posouzením všech aspektů výhod a nedostatků lineární regresní analýzy na základě srovnání s dalšími dvěma zvažovanými metodikami pak bylo rozhodnuto o jejím využití při řešení problematiky této disertační práce. K tomuto závěru vedly především tyto skutečnosti

- Metoda je ověřená aplikacemi napříč spektrem nejrůznějších oborů, což dovoluje sdílet cenné poznatky v procesu tvorby a validace modelu. Toto ovlivňuje další důležitý fakt, kterým je dostupnost modulu lineární regrese ve většině komerčních softwarových produktů určených ke statistickému zpracování experimentálních dat
- Potenciální riziko vyplývající z možnosti většího vlivu chyby měření nebo modelu je vyváženo relativně jednodušším procesem tvorby, modifikace a vyhodnocení výstupů modelu což je velmi významný faktor zejména v procesu vytváření a ověřování vlastního konceptu navrhované metodiky
- Použití lineární regrese je v souladu s cílem práce ověřit funkčnost principů při zpracování vícerozměrných dat na zjednodušeném modelu využitelným i v reálném prostředí motosportu charakteristickým svým omezením v čase i zdrojích určených pro zpracování analýz

Úplným závěrem je k výběru metody vhodné ke zpracování vícerozměrných dat nutno uvést ještě následující poznatek. Z rozboru problematiky vyplynulo, že klíčovým faktorem funkčnosti navrhované metodiky je zejména detailní a správné porozumění procesu tvorby modelu zejména s ohledem na úpravu dat, definici správných předpokladů u vstupních parametrů modelu včetně jejich vztahů. Ideu a principy metodiky je v tomto případě tedy výhodnější otestovat na relativně jednodušším regresním modelu. Cílem pak do budoucna zůstává porovnat přesnost a kvalitu výstupů i pro složitější aplikace představované neuronovými sítěmi (ANN) a strukturálními rovnicemi (SEM) na optimalizovaném modelu.

## 5.2 Experimentální data

5.2

---

Pro zpracování metodiky a její ověření v interaktivním režimu je nezbytné získat vhodný zdroj experimentálních dat, který dovoluje provést potřebné množství testů. S ohledem na charakter úlohy se požadavek týká zejména možnosti vytváření souborů dat, které by charakterizovaly proces testovacích/optimalizačních jízd u nichž dochází k různým změnám vybraných nastavovacích prvků vozidla. Postup změn pak může být zcela náhodný, což reprezentuje přístup nezkušeného technika, nebo naopak využívající zpětné vazby z výsledků předcházející jízdy jako případ aplikace empirických zkušeností. Takovýto typ dat je pak možno získat z těchto následujících zdrojů

- reálné data ze závodního vozu
- data z Driver In the Loop (DIL) simulátoru
- výstupy z matematických simulací

### 5.2.1 Reálné data ze závodního vozu

5.2.1

---

Protože je žádoucí aby problematika analýzy dat ze sportovního vozidla co možná nejvíce zahrnovala skutečné podmínky, byly za primární zdroj považovány především reálné data ze závodního vozu. Průběh zpracování celé úlohy však ukázal, že získávání takovéhoho typu dat není efektivní. Důvodem jsou zejména značné náklady a časová náročnost spojená s prováděním plánovaného typu experimentu, včetně nutnosti operativního dovybavení většiny uvažovaných vozidel potřebnou sensorikou resp. systémy pro datalogging. Alternativou pak byla možnost čerpat z rozsáhlé databáze testovacích dat získaných v minulosti, nicméně struktura těchto dat ne zcela odpovídala požadavkům experimentu. Negativem je v tomto případě rovněž chybějící interakce při ověření korektnosti výsledků analýzy (tj. provedení verifikačních testů). Všechny tyto skutečnosti vedly k závěru, že k procesu návrhu metodiky je nutno zajistit data z jiných alternativních zdrojů.

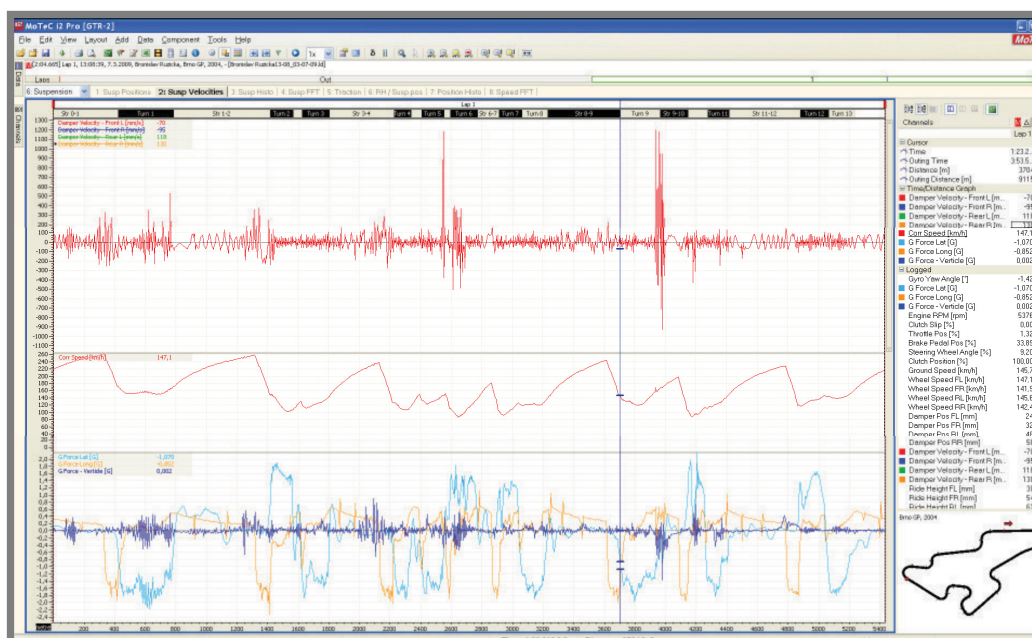
### 5.2.2 Driver in the Loop (DIL) simulátor

5.2.2

---

Jako vhodné řešení, které může nahradit testovací jízdy s reálným vozidlem je využití DIL simulátoru. Ten kombinuje jízdní dynamiku vozidla zastoupenou simulátorem a faktor vlivu řidiče, který jej přímo ovládá. To je také jeden z důvodů proč tyto systémy dovolují mimo jiné např. virtuální testovací jízdy pro zlepšení výkonnosti sportovních jezdců. Podstatnou výhodou tohoto řešení je také dosažitelnost výstupů z jízdy ve formě prakticky všech veličin potřebných k posouzení jízdní dynamiky vozidla. V reálném prostředí by tato záležitost byla limitovaná především nákladností při pořizování potřebné sensoriky, které je však v tomto případě nahrazena výstupy přímo z matematického modelu vozidla. Obecnou nevýhodou zmíněných profesionálních DIL simulátorů je ale jejich dostupnost resp. relativně vysoké cenové relace při jejich pronájmu. S ohledem na časový rámec plánovaný pro jeho využití k provádění experimentu se tento fakt ukázal opět jako jeden z významných limitujících faktorů.

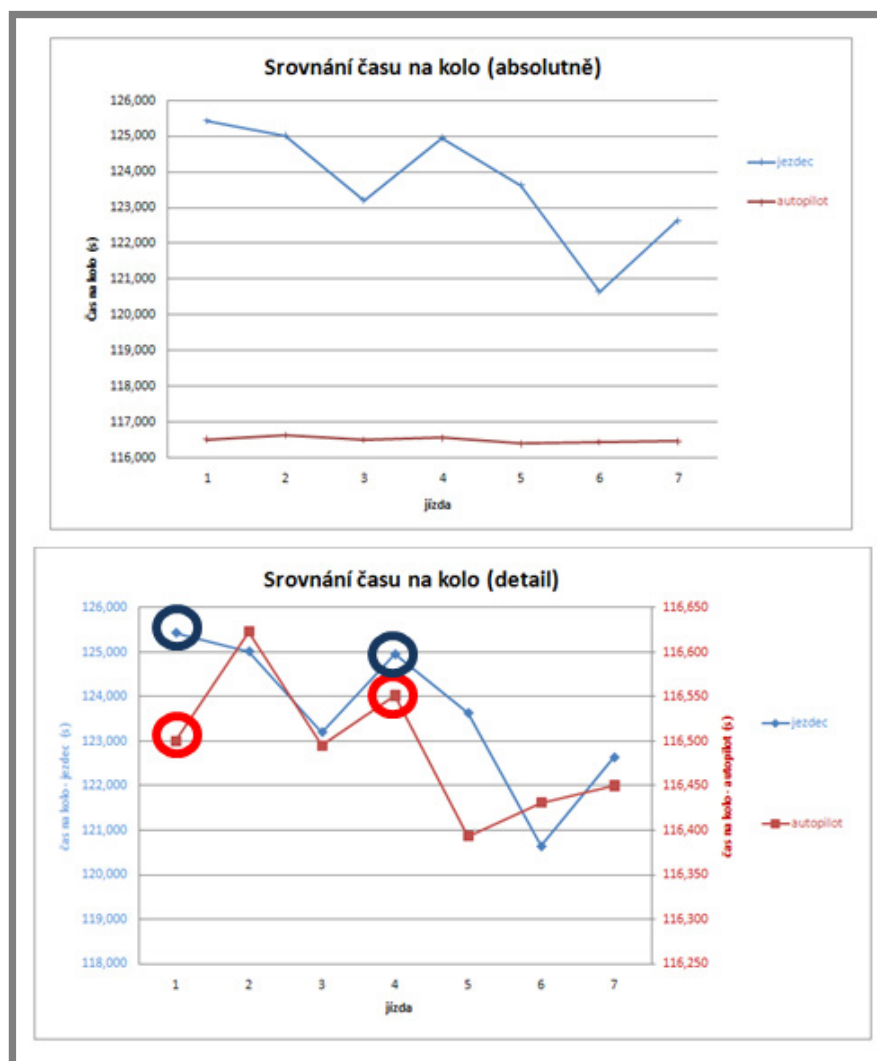
Protože požadavek v návrhové fázi metodiky nutně nevyžaduje sofistikované hardwarové řešení resp. naprosto přesný matematický model vozidla, byla jako náhradní řešení zvolena komerčně dostupná verze simulátoru závodního vozidla *SimBin GTR2* (alternativně *ISI rFactor*) včetně základních ovládacích prvků. Tento simulátor se vykazují poměrně uspokojivým matematickým modelem vozidel s možností měnit nastavení všech hlavních funkčních parametrů a současně také možností virtuálního dataloggingu. Ten dovoluje exportovat data do profesionálního software od firmy *MoTec i2Pro* určeného primárně k analýze dat ze sportovních vozidel. Jako součást přípravy úvodního experimentu pak byla vytvořena v tomto softwarovém prostředí také analytická šablona. Ta slouží jakožto základní platforma k přípravě koncepčních řešení pro vícerozměrnou analýzu, resp. jako prostředek k ověření zda některý z navržených typů analytických přístupů lze zpětně implementovat i do stávajícího komerčního produktu. Samotné zahájení experimentu (tj. virtuálních testovacích jízd) však přineslo dva základní poznatky o nedostatcích tohoto přístupu týkajících se zejména kvality a objemu požadovaných dat.



Obr. 5.6 Příklad okna šablony v prostředí *MoTec i2 Pro* určené k úvodnímu zpracování dat a standardní analýze pro interaktivní proces. Zdroj zobrazených dat – simulátor *GTR2*

- **Vliv konzistentnosti jezdce** – jelikož méně sofistikované hardware simulátoru poskytuje omezené množství zpětné vazby definující chování vozidla, jsou vyžadovány pro jeho ovládní specifické dovednosti a zkušenosti. Jejich absence způsobuje významnější rozdíly v dosažených časech na jedno kolo, které charakterizují spíše proces učení jezdce (obr 5.7), než vlastní výkonnost virtuálního vozidla, což podstatně ovlivňuje výslednou kvalitu dat určených k analýze. Z důvodu nedostupnosti kvalitního „virtuálního“ pilota bylo tedy přistoupeno k náhradnímu řešení tj. verzi automatického režimu simulované jízdy, u které byla očekávána zaručená opakovatelnost měření. I v tomto případě se ale objevily drobné odchylky, jejíž příčiny mohly být jen

odhadovány a výsledky bylo nutno i zde považovat za nevěrohodné resp. nevhodné pro fázi přípravy a odlaďování metodiky.



Obr. 5.7 Srovnání v časech dosažených na jedno kolo jezdcem a autopilotem pro stejné změny v nastavení vozidla (nahore) na simulátoru GTR2. Rozdíly v dosaženém čase pro opakované měření s identickým nastavením (jízda 1 a 4) jsou označeny pro oba případy ve spodním grafu

- Časová náročnost experimentu** - optimalizace metody a řešení její nedostatků vyžaduje značný počet opakování jednotlivých jízd, jejichž délka na DIL simulátoru odpovídá reálnému času jízdy na okruhu. Pokud simulace neběží v automatickém režimu je nutno zakalkulovat také časové ztráty způsobené chybami či poklesem výkonnosti pilota. V tomto směru je efektivnost procesu získávání kvalitních dat poměrně nízká (jakkoliv koresponduje s reálným prostředím) a z tohoto důvodu ve fázi procesu návrhu metody byla shledána aplikace DIL simulátoru rovněž jako nevhodná.

S ohledem na výše uvedené aspekty byl tedy po provedené první sérii testovacích jízd experiment se simulátorem ukončen s odkazem na eventuelní využití v další aplikační fázi, poté co bude základní metodika ověřena na více konzistentních datech resp. vyřešena problematika přijatelné opakovatelnosti měření (jízdy).

---

### 5.2.3 Matematické simulace

Ačkoliv některé z nedostatků původně zvoleného DIL simulátoru lze vhodným přístupem resp. volbou alternativního typu simulátoru postupně eliminovat, první zkušenosti s řešením vícerozměrné regrese na takto získaných datech poukázaly také na další důležitý aspekt. Proces ověření správnosti návrhu metodiky na teoretické úrovni vyžaduje data, které budou co nejméně zasažena dalšími vlivy a současně jsou snadno a rychle dostupná pro libovolný počet kombinací nastavení vozidla. Tuto podmínku pak splňují nejlépe výstupy z matematických simulací resp. data ze simulačních programů. Jejich výhody lze shrnout do následujících bodů

- konzistentnost získaných dat pro libovolný počet opakování
- dostupnost všech klíčových parametrů jízdní dynamiky
- rychlost a operativnost při získávání dat

Jako nevhodnější pro záměry experimentu pak byla zvolena volně šiřitelná verze programu *BOSCH LapSim V2003.6* jehož hlavní výhodou byla snadná dostupnost a přijatelný matematický model vozidla. Nevýhodou této verze je pouze omezený počet parametrů vozidla, které lze nastavit a absence optimalizačního nástroje. V plné tj. neomezené verzi je však *BOSCH LapSim V2003.6* jedním z nástrojů, které některé profesionální týmy využívají k optimalizaci nastavení vozidla pro jednotlivé závodní okruhy.

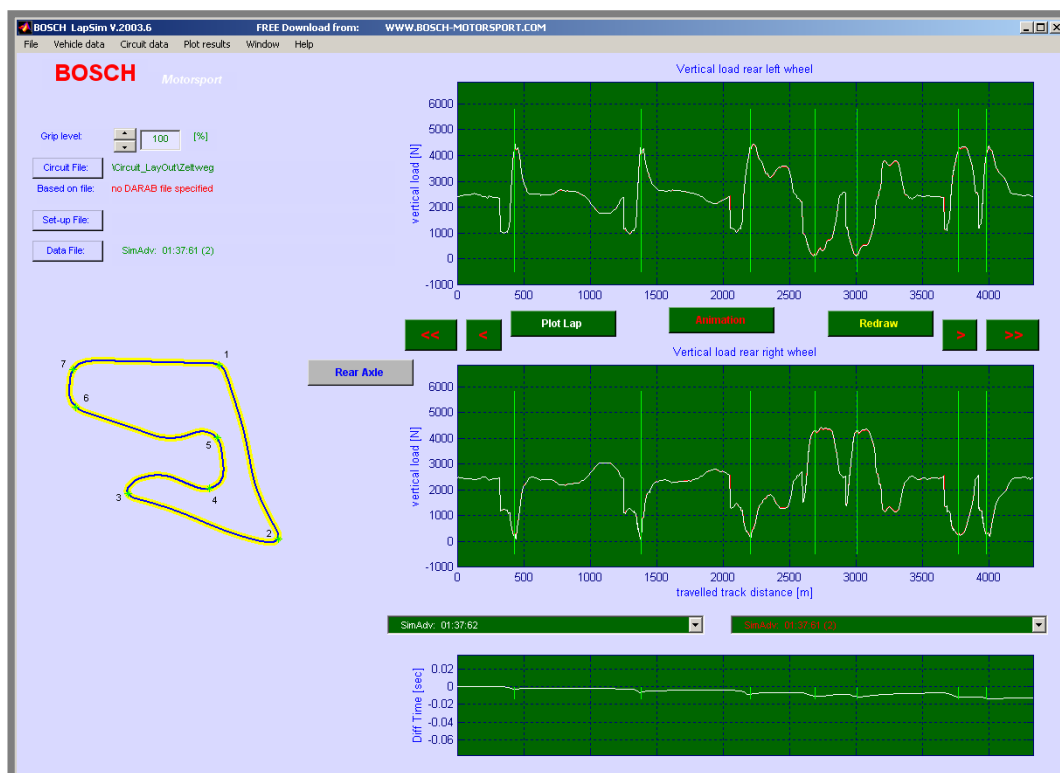
Před zahájením vlastního experimentu v *BOSCH prostředí LapSim V2003.6* pak bylo rovněž nutno provést nezbytnou redukci počtu vstupních parametrů. V porovnání s modelovým příkladem zobrazeném v kap. 5.1 znázorňujícím některé nejvýznamnější vstupní parametry nastavení podvozku vozidla ovlivňující jízdní dynamiku pak došlo k výběru resp. změně na tyto nové parametry:

1. Tuhost stabilizátoru přední nápravy
2. Tuhost stabilizátoru zadní nápravy
3. Tuhost pružin přední nápravy
4. Tuhost pružin zadní nápravy
5. Svornost diferenciálu
6. Světlá výška (v experimentu identická pro přední a zadní nápravu)

Důvody k uvedenému kroku a výběru zmíněných parametrů jsou následující

- Minimalizace počet prvků, tak aby bylo možno provádět různé kombinace nastavení při plánovaných cca 5 testovacích jízdách a to způsobem, který odpovídá reálné situaci (tj. počet změn v jednom kroku)

- Časová úspora při změně nastavovacích prvků. Omezená verze *LapSim V2003.6* dovoluje přímou změnu jen některých parametrů, ostatní by bylo nutno měnit složitým způsobem ve zdrojových datech programu.
- Úvodní návrh a ověření funkce metodiky je výhodnější provádět na redukovaném počtu vstupních parametrů s přihlédnutím na vlivy nelinearit i jejich vzájemných interakcích.



Obr. 5.8 Maska simulačního programu *BOSCH LapSim V2003.6* zobrazující grafický výstup vybraného parametru pro analýzu

### 5.3 Aplikace regresního modelu

5.3

Volba vícenásobného regresního modelu (5.1.3) pro analýzu resp. studium vlivu jednotlivých nastavovacích parametrů na výkonnost vozidla je vedena především snahou nalézt relativně co nejjednodušší přístup ke zpracování vícerozměrných dat. Jako důležitá se v této fázi nepochybně jevila také dostupnost softwarových aplikací nabízejících funkci lineárního regresního modelu, která je opět podmíněna poměrně širokým spektrem aplikačních možností v nejrůznějších oborech [39]. Z těchto aplikací pak bylo možno čerpat jistou inspiraci k procesu zpracování dat i způsobu jejich vyhodnocení tak, aby navržená metodika splnila co možná nejlépe hlavní cíle vytvořené zadáním této práce. S pojmem *regrese* však také úzce souvisí pojem *korelace*. Přestože, jak již bylo několikrát zmíněno, vztahy mezi některými proměnnými nemusí být pouze lineární, jistou míra očekávané linearitu přece jen za určitých podmínek připustit lze. To pak celou problematiku výrazně zjednodušuje a dovoluje zpracovat data s využitím vztahu (6) včetně možnosti aplikace korelační analýzy. Výsledkem této kombinace je další informační hodnota při posuzování

vzájemného vztahu mezi proměnnými (změna nastavení) a celkovou výkonností vozidla.

### 5.3.1 Lineární regrese a korelace

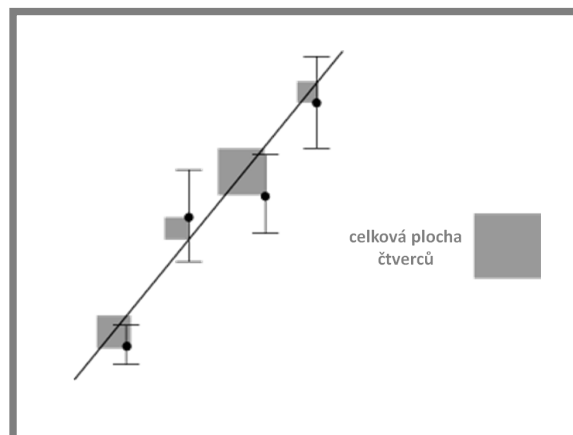
Regresní analýza je statistická metoda pro modelování vztahu jedné nebo několika náhodných vysvětlovaných veličin (závisle proměnných)  $y_1, y_2, \dots, y_k$  na jedné nebo několika nenáhodně vysvětlujících veličinách (nezávisle proměnných)  $x_1, x_2, \dots, x_k$ . Tento vztah se dá také jednoduše vyjádřit maticovou formou

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ y_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12} & \cdot & x_{1m} \\ x_{21} & x_{22} & \cdot & x_{2m} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ x_{n1} & x_{n2} & \cdot & x_{nm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \beta_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \varepsilon_n \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

přičemž vektory  $\mathbf{y}$  a  $\boldsymbol{\varepsilon}$  jsou rozměru  $n \times 1$ , vektor  $\boldsymbol{\beta}$  rozměru  $m \times 1$  a matice  $\mathbf{X}$  má rozměr  $n \times m$ . V maticovém zápisu lze uvedenou rovnici vyjádřit také tvarem

$$\mathbf{y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\varepsilon} \quad (5.4)$$

Z geometrického hlediska sloupce  $x_j$  matice  $\mathbf{X}$  definují  $m$ -rozměrný souřadnicový systém tj. nadrovinu  $L$  v  $n$ -rozměrném Euklidovském prostoru  $E^n$  (obr.5.5). V této nadrovině pak leží všechny vektory  $\mathbf{X}\boldsymbol{\beta}$ , přičemž parametry  $\boldsymbol{\beta}$  je možno chápat jako koeficienty úměrnosti jednotlivých složek  $x_j$  souřadnicového systému jejichž lineární kombinace tvoří regresní model. Jak již bylo naznačeno v 5.1.3, obecné vyjádření lze pro případ experimentu v této disertační práci omezit pouze na jedinou, závisle proměnnou za kterou budeme považovat čas jehož vozidlo dosáhlo v měřeném úseku a jako nezávislé proměnné parametry pak parametry nastavení vozidla uvedené v 5.2.3.



Obr. 5.9 Odhad regresní přímky jako funkce minimalizace součtu čtverců odchylek

Při vytváření regresních lineárních modelů se běžně využívá metody nejmenších čtverců. Existují sice i robustnější metody (např. M-odhad), které dokáží udržet přesnost modelu i v případech výskytu chybných měření, nicméně v případě navrhované metodiky předpokládáme úpravu dat před vlastním zpracováním (tj. použití filtrů apod), takže z tohoto pohledu využití metody nejmenších čtverců v této aplikaci může být považována za dostačující. Principiálně pak metoda (obr. 5.9) vychází z nalezení minima součtu odchylek od regresní přímky (resp. nadroviny v případě vícenásobné regrese), což lze vyjádřit následujícím vztahem

$$\sum_{i=1}^n (y_i - \beta_0 - \beta_1 \cdot x_i)^2 = \min \quad (5.5)$$

Předpoklady pro řešení metodou nejmenších čtverců jsou pak následující

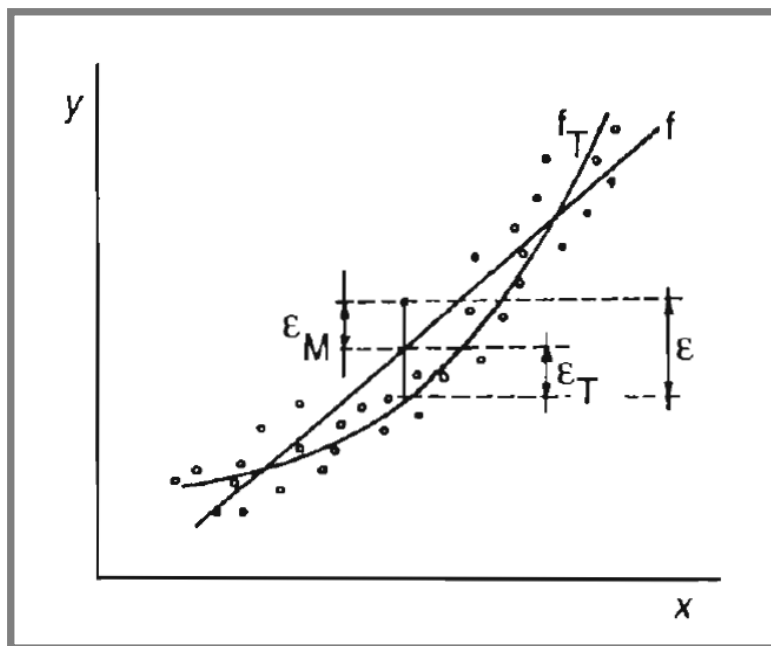
- Regresní koeficienty  $\beta$  nabývají libovolných hodnot (je však nutno posoudit jejich reálnost ve vztahu k řešenému problému)
- Matice nenáhodných nezávislých proměnných  $X$  má hodnotu rovnou právě  $m$ , což znamená že žádné její dva sloupce  $x_j, x_k$  nejsou kolineární tj. rovnoběžné vektory
- Střední hodnota náhodné složky je nulová.  
 $E(\varepsilon_i) = 0$  pro každé  $i=1, 2, \dots, n$
- Rozptyl náhodné složky je konstantní  
 $D(\varepsilon_i) = \sigma^2$  pro každé  $i=1, 2, \dots, n$
- Kovariance náhodné složky je nulová, tzn. že jsou vzájemně nekorelované  
 $Cov(\varepsilon_i, \varepsilon_j) = 0$  pro každé  $i \neq j$ , kde  $i, j = 1, 2, \dots, n$
- Náhodné složky  $\varepsilon_i$  mají normální rozdělení  
 $N(0, \delta^2)$

Přestože reálná charakteristika parametrů vstupujících do modelu nemusí být pro data získané během experimentu vždy pouze lineární a kromě chyby měření zde bude existovat i jistá chyba modelu (obr. 5.10) budeme předpokládat, že je splněna většina výše uvedených podmínek a lineární regresní model lze tedy aplikovat. Důvodem tohoto přístupu je také skutečnost, že výstupem analýzy může být pouze predikce vlivu jednotlivých parametrů a nikoliv jejich exaktní funkce. Při aplikaci metody nejmenších čtverců (5.5) je pak třeba řešit soustavu normálních rovnic ve tvaru

$$X^T X \beta = X^T y \quad (5.6)$$

jestliže je matice  $(X^T X)$  regulární lze odhad parametrů  $\beta$  získat pomocí matice

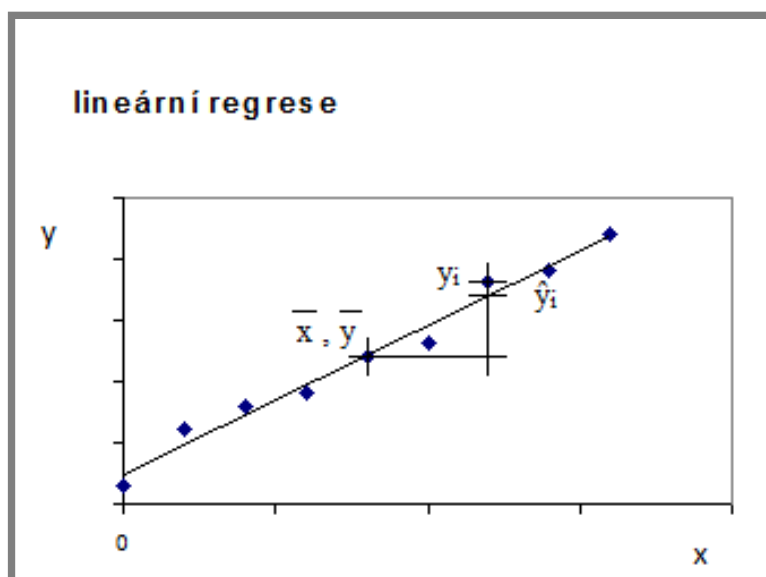
$$\beta = (X^T X)^{-1} X^T y \quad (5.7)$$



Obr. 5.10 Celkovou chybu  $\varepsilon$  je možno rozložit na dvě složky : chybu modelu  $\varepsilon_T$  a chybu měření  $\varepsilon_M$  [39]

Při každé jednotlivé analýze je pochopitelně nutno také provést test kvality navrženého lineárního modelu s ohledem na výstupní data, tj. potvrdit správnost odhadu regresních koeficientů. Obecně se jedná o poměrně rozsáhlou problematiku [39], [40] a proto budou stručně zmíněny pouze nejvýznamnější parametry resp. kritéria (včetně označení) jež jsou také součástí hodnocení regresního modelu v softwarovém prostředí *Minitab 16* a *Statistica v10* využívaných při návrhu metodiky.

- ***p-value*** - pravděpodobnost chyby I. řádu, která je porovnávána se zvolenou hladinou významnosti testu  $\alpha$  (typicky 0,05) při testování nulové hypotézy, tj. předpokladu že regresní koeficient je roven nule. Nižší hodnota *p-value* pak regresní koeficient zařazuje do kategorie statisticky významných.
- ***Studentův t-test (T)*** rovněž ověřuje alternativní hypotézu pro hodnoty jednotlivých parametrů regresní funkce k potvrzení oprávněnosti setrvání vysvětlující proměnné v regresním modelu. V tomto případě je hodnotícím kritériem poměr hodnoty regresního koeficientu vůči střední chybě průměru koeficientu (***SE Coeff***). Vyšší absolutní hodnota tohoto poměru pak předpokládá také větší význam koeficientu.
- ***Směrodatná odchylka reziduí (s)*** vypovídá o míře vhodnosti použité regresní závislosti. Obecně vyjadřuje výběrovou směrodatnou odchylku reziduálních hodnot navrženého modelu, kdy nižší hodnota směrodatné odchylky pak znamená vhodnější model s ohledem na prováděnou analýzu dat.



Obr. 5.11 ANOVA při regresi (  $\bar{x}, \bar{y}$  – střední hodnota odhadu;  $\hat{y}_i$  – odhad lineární funkce;  $y_i$  – naměřená hodnota )

Vícenásobnou regresní funkci lze také dále otestovat pomocí parametrů analýzy rozptylu (ANOVA), vycházející z porovnání součtu čtverců celkových odchylek  $S_S$  s regresním součtem čtverců  $S_R$  a reziduálním součtem čtverců  $S_E$  (obr 5.11)

$$S_S = \sum (y_i - \bar{y})^2 \quad (5.8)$$

$$S_R = \sum (\hat{y}_i - \bar{y})^2 \quad (5.9)$$

$$S_E = \sum (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (5.10)$$

$$S_S = S_R + S_E \quad (5.11)$$

- **Koeficient determinace  $R^2$  (R-sq)** definuje, jakou část z celkového součtu odchylek závislé proměnné se podařilo proložením regresní funkce vysvětlit. Míra úspěšnosti je definována následujícím vztahem

$$R^2 = S_R / S_S = 1 - S_E / S_S \quad (5.12)$$

Koeficient, jehož hodnota je blízká 1 pak signalizuje, že model velmi dobře vysvětluje vztah mezi vstupní (nezávislou) a výstupní (závislou) proměnnou. Protože hodnota koeficientu je mimo jiné ovlivněna právě počtem nezávislých vstupních proměnných, doporučuje se použití tzv. upraveného koeficientu determinace  $R^2_{adj}$  (R-sq-adj.)

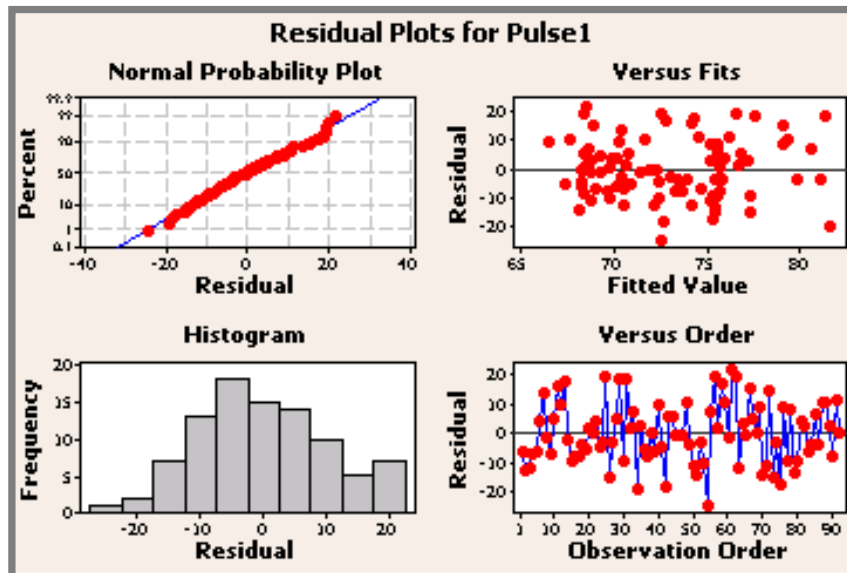
- Celkový  $F$ -test ( $F$ )** určuje zda byl správně zvolen typ regresní funkce. Testuje hypotézu zda závislá proměnná je lineární kombinací vybraných funkcí nezávislé proměnné. Nezamítnutí nulové hypotézy (tj. regresní koeficienty rovny nule) by znamenalo, že model je chybně specifikovaný a je nutno najít alternativní, lepší skladbu nezávislých proměnných. Samotný  $F$ -test je pak definován jako podíl *střední kvadratické odchytky regrese (MSR)* a *střední kvadratické odchytky reziduí (MSE)*

$$MSR = \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{p} \quad (5.13)$$

$$MSE = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{n - p - 1} \quad (5.14)$$

$$F = \frac{MSR}{MSE} \quad (5.15)$$

Při hodnocení výsledků lze tedy vycházet z jednoduché úvahy, že vhodný regresní model musí mít vysvětlený součet čtverců větší než reziduální součet čtverců. S ohledem na shodu modelu s daty je tedy zřejmé, že nižší hodnota  $MSE$  vždy představuje přesnější odhad.



Obr. 5.12 Příklad grafu reziduí jejichž rozložení bez výraznějších odchylek naznačuje správnou volbu regresního modelu (Minitab)

Další informací o kvalitě proložení modelu lze výhodně získat také přímým posouzením vlastností reziduí. Programové prostředí *Minitab 16* (obr 5.12) nabízí možnost vykreslení grafů reziduí tak, aby bylo snadné vizuálně ohodnotit zda jejich rozdělení je náhodné a tím potvrdit i správnost modelu, nebo odhalit naopak jeho chyby kterými mohou být např. hetroscedasticita, nesprávný typ samotné funkce, vliv odlehlého bodu apod. Protože u reálných dat získaných během testovacích resp. závodních jízd lze předpokládat vcelku častý výskyt anomálií způsobených např. měřicí technikou či jinými náhodnými vlivy, je toto také způsob jak posoudit zda navržený model není z tohoto pohledu nějak výrazně negativně ovlivněn. Jak vyplývá již z předcházejících teoretických základů, graf rezidua by v ideálním případě pak měl vyjadřovat splnění podmínek pro normální rozložení, minimální variaci a nezávislost na jednotlivých hodnotách odhadu či pořadí pozorování.

S ohledem na požadovanou kvalitu navrhovaného regresního modelu je kromě výše uvedených kritérií nutno brát v úvahu také vliv **kolinearity** u nezávislých vstupních parametrů. Vzhledem k potřebám vzniklým při tvorbě analytického modelu resp. modifikaci typu nezávislých vstupních parametrů, které budou vysvětleny později, se bohužel ukázalo, že právě riziko potencionálně vysoké míry kolinearity nelze v tomto případě zcela vyloučit. To pochopitelně ve svém důsledku může ovlivnit kvalitu modelu a korektnost výstupů. Zmíněná kolinearita je způsobena především tím, že vlivy některých nastavovacích prvků na jízdní dynamiku vozidla mají podobný efekt, případně existuje jistá úroveň jejich funkční interakce (např. tuhost pružin a stabilizátoru). Vyhodnocení míry a vlivu kolinearity je tedy nutno zahrnout do hodnocení nejen kvality modelu, ale také jako kritérium pro hodnocení úrovně vlivu jednotlivých nastavovacích prvků. Při definování pojmu kolinearita [40], lze vycházet z obecného označení *m-proměnných* označených jako kolineární pro situaci, leží-li jejich reprezentující datové vektory v podprostoru jehož řád je menší než  $m$ , takže jej lze zapsat jako lineární kombinaci ostatních datových vektorů. V případě pouze dvou proměnných pak leží tyto reprezentující datové vektory na stejné přímce. Jak již bylo řečeno, kolinearitu kromě speciálních případů (např. vytvoření ortogonálního testovacího planu pro DOE) nelze při obecné víceparametrické analýze jízdní dynamiky vozidla zcela eliminovat. Je však žádoucí ověřit míru korelace, aby bylo možno takto identifikovat silnou (nikoliv však funkční) závislost nazývanou **multikolinearita**, která může být v některých případech škodlivá. Multikolinearitu lze identifikovat následujícím způsobem.

- Determinant korelační matice u silně vzájemné lineární závislosti nezávislých proměnných se málo liší od nuly

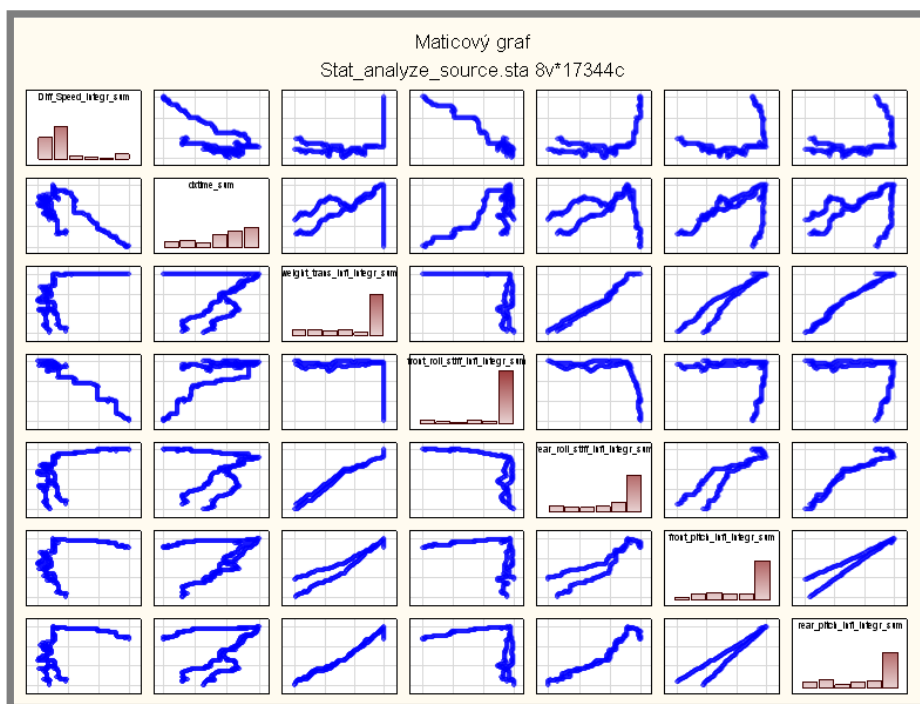
$$\det(X^T X)^{-1} = 0 \quad (5.16)$$

- Silnou korelaci nezávislých proměnných indikuje také nízká hodnota nejmenšího charakteristického čísla korelační matice

- Na existenci multikolinearity poukazuje index podmíněnosti korelační matice *větší než 30*, který je definovaný jako odmocnina poměru největšího a nejmenšího charakteristického čísla
- Hodnoty jednoduchých korelačních koeficientu dvojic vysvětlujících proměnných blízké 1 (v praxi větší než 0,8) také rovněž mohou naznačovat multikolinearitu.
- **Faktor změny variability (VIF)** vyjadřuje nárůst variability regresních koeficientů vlivem multikolinearity

$$VIF_i = \frac{1}{1 - R_i^2} \quad (5.17)$$

Pro hodnoty  $VIF > 10$  lze hovořit o přítomnosti silné multikolinearity, hodnoty nižší pak naznačují kolinearitu, která nemusí mít negativní účinky ( $VIF=1$  znamená nulovou korelaci). Pozn : Tento parametr je rovněž součástí analýzy vícenásobné regrese v programu *Minitab 16* a bude tedy uveden jako jedno z kritérií při hodnocení kvality modelu v navrhované metodice.



**Obr. 5.13** Příklad maticového grafu k vizuálnímu posouzení párových vztahů pro jednotlivé nezávislé proměnné (Statistica)

V literatuře lze nalézt i některé další způsoby pro odhalení multikolinearity, obecně je však vhodné jednotlivé přístupy spíše zkombinovat a současně dát výsledky do souvislosti s řešeným problémem především z pohledu vzájemných vazeb mezi parametry (obr 5.1). Je potřeba také zmínit, že jedním z požadavků při přípravě

konceptu metodiky k analýze vícerozměrných dat jízdní dynamiky vozidla byla právě možnost zpracování a vyhodnocení vstupů, které mohou vykazovat jisté znaky kolinearit (např. při současné změně různých nastavovacích prvků). Eliminaci jejího vlivu na nesprávnou interpretaci výsledků lze provést jednak dle možnosti vytvořením *transformovaných parametrů* (5.4.2) a také rozbořem *korelace*, resp. *párového korelačního koeficientu* pro jednotlivé nezávislé proměnné. Využití korelační analýzy je vhodné nejen pro posouzení rizika multikolinarit, ale také pro analýzu vlivu jednotlivých prvků. U jednotlivých typů vozidel se může totiž projevat obecně kromě různého typu charakteru jízdní dynamiky (tj. tendencí k odlišným typům kolinearit) také vliv charakterů jednotlivých tratí odrážející se opět na míře a velikosti korelací vlivů jednotlivých nastavovacích prvků.

Korelační analýza se zabývá mírou závislosti náhodných dat, nikoliv však jako hodnocení příčiny a následku mezi nimi. Korelační koeficienty pak slouží jako míry vyjádření “těsnosti lineární vazby”, tzn. že korelační analýza popisuje lineární vztahy mezi veličinami. Pro posouzení míry korelace mezi parametry představujícími změnu nastavení vozidla byl u jednotlivých experimentů použit **Pearsonův korelační koeficient**, který je vyjádřen následujícím vztahem

$$\rho = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (5.18)$$

Korektní interpretace Pearsonova korelačního koeficientu vychází z předpokladu, že obě proměnné jsou náhodné veličiny a mají společné dvourozměrné normální rozdělení. V tom případě nulový korelační koeficient znamená, že veličiny jsou nezávislé. Pokud není splněn předpoklad dvourozměrné normality, z nulové hodnoty korelačního koeficientu nelze odhadovat nic víc, než že veličiny jsou nekorelované. Z hlediska míry korelace pak byly očekávány u některých parametrů *hodnoty vyšší než 0.8*, což obecně znamená riziko multikolinarit. Proto bylo nutno do metodiky zahrnout proces analýzy chování/celkového vlivu nezávislých proměnných pokud hodnota korelačního koeficientu překročila obecně doporučenou hranici. Existuje zde však i opačný problém, tj. nízká korelace, přestože vztah mezi proměnnými existuje, nicméně nemá lineární charakter. K identifikaci obou případů s ohledem na možnost kvalifikovaného rozhodnutí pak může být vhodnou pomůckou maticový graf korelací pro jednotlivé proměnné (obr 5.13)

### 5.3.2 Software pro statistickou analýzu dat

5.3.2

Jak již bylo několikrát zdůrazněno, kvalita výsledného výstupu statistické analýzy dat je úměrná především tvorbě vhodného modelu a současně také odpovídajícího procesu jeho ohodnocení, tj. výpočtu potřebných parametrů. Protože v návrhové části bylo nutno řešit časté změny v konceptu metodiky a současně byly testovány různé varianty statistických analýz, bylo upuštěno od původní myšlenky vytvoření

samostatného statistického modulu, který by mohl být integrován do skriptu určeného k pre-processingu dat prováděném např. v prostředí MATLAB. Nezanedbatelným důvodem pak byla také skutečnost, že profesionální produkty pro statistické zpracování dat obsahují velké množství dalších nástrojů, které lze s výhodou využít v případě nutnosti dodatečných analýz například u méně kvalitních vstupních dat. V současné době lze na trhu nalézt poměrně široké spektrum firem dodávajících sofistikovaný statistický software, nicméně s ohledem na vlastní dostupnost, kvalitu a uživatelské prostředí byly nakonec pro účely této práce vybrány následující produkty.

- **Minitab 16** je statistický software běžně využívaný jako nástroj pro statistické hodnocení kvality průmyslových procesů. Je často spojován s implementací Six sigma, CMMI a dalších statistických metod vyžadovaných u zlepšování procesů. Důvodem k využití při zpracování experimentálních dat v této disertační práci je především možnost jednoduché a rychlé tvorby vícerozměrného regresního modelu spolu s výpočtem korelačních koeficientů včetně přehledného zpracování výstupů potřebných v analýze.

**Statistica 10** je výkonný a celosvětově rozšířený statistický nástroj pro analýzu dat včetně jejich vizualizace. Jeho výhodou v porovnání s *Minitab 16* je především dostupnost velkého množství nejrůznějších statistických technik a to včetně ANN a SEM, které byly takto ověřovány v úvodu jako potenciální technik vhodná pro koncept metodiky. Pro vlastní zpracování dat z experimentu dat pak byl nejčastěji rovněž využíván modul obecného vícerozměrného regresního modelu a tvorby korelačních matic.

Analýza výsledků během procesu návrhu a optimalizace metodiky vždy probíhala paralelně v obou programech, což přinášelo kromě jiného také výhodu možnosti porovnání výsledků pro stejný typ dat. Výstupy a závěry z vlastního experimentu (5.4.1) jsou v některých případech rovněž kombinací výpočtu v obou programech. Z hlediska budoucího zlepšení rychlosti zpracování dat (např. v prostředí reálných testů na závodní dráze) se však předpokládá vytvoření vlastního samostatného statistického modulu s nadefinovanými ověřenými technikami (regrese, korelace), který bude součástí programu pro analýzu vícerozměrných dat.

---

## 5.4 Návrh a ověření metodiky

Jednou z klíčových součástí procesu tvorby metodiky je fáze sběru dostatečného množství dat nezbytných pro statistickou analýzu. Na základě faktů uvedených v kapitole 5.2 pak bylo rozhodnuto, aby jednotlivé testovací jízdy probíhaly ve virtuálním prostředí simulátoru *BOSCH LapSim V2003*. Plán virtuálního testu však musel respektovat některé specifika, jimiž se reálně vyznačují např. časově omezené optimalizační testy. Ty mnohdy nedovolují získání většího množství relevantních informací, či organizovanou změnu jednotlivých prvků nastavení vozidla (tj. DOE). Cílem je pak zahrnout podobný typ omezení také do

připravovaných experimentů a tímto ověřit zda navrhovaná metodika v souladu se zadáním této práce dokáže poskytnout přijatelnou predikci vlivu změny nastavovacího parametru na dynamiku/výkonnost vozidla i v případech, kdy je k dispozici pouze limitované množství dat. Pro jednotlivé experimenty byly tedy stanoveny následující kritéria

- Maximální počet cca 5 jízd. Zohledněn je v tomto případě nejen počet tj. šest nastavovacích prvků u kterých byla prováděna změna, ale také odhad reálného časového rámce testu. Jeho délka by pro uvedený počet jízd mohla odpovídat přibližně půldennímu programu, který kromě času stráveného na dráze vyžaduje také prostor potřebný pro změnu nastavení vozidla apod.
- Změna maximálního možného počtu nastavovacích prvků. Ačkoliv velké a neuspořádané množství změn není obecně v procesu optimalizačních testů příliš žádoucí, v tomto modelovém případě je tento postup (alespoň jedna změna) nezbytný. Důvodem je požadavek aby každý dostupný prvek nastavení (5.2.3) mohl být zahrnut do analýzy jeho vlivu na výkonnost vozidla.
- Současná změna více parametrů. Pro ověření schopnosti metodiky identifikovat v přijatelné míře vliv změny jednoho parametrů na jízdní dynamiku vozidla nezávisle na změnách parametrů dalších je testovací plán sestaven rovněž jako kombinace změn dvou a více nastavovacích prvků.
- Opakovaná změna dvou prvků ve stejném smyslu. Protože pro kvalitu výstupů (koeficienty) lineárního regresního modelu je významným rizikem potenciální přítomnost multikolinearity (5.3.1) je zahrnuta do testovacího plánu také kombinace nastavovacích prvků, které její výskyt podporují. Ačkoliv tuto situaci lze běžně eliminovat např. jednoduchým rozvrhem testu, metodika by měla nabízet alespoň částečné řešení i tohoto problému, pokud by díky nezkušenosti nebo shodě okolností nastal.

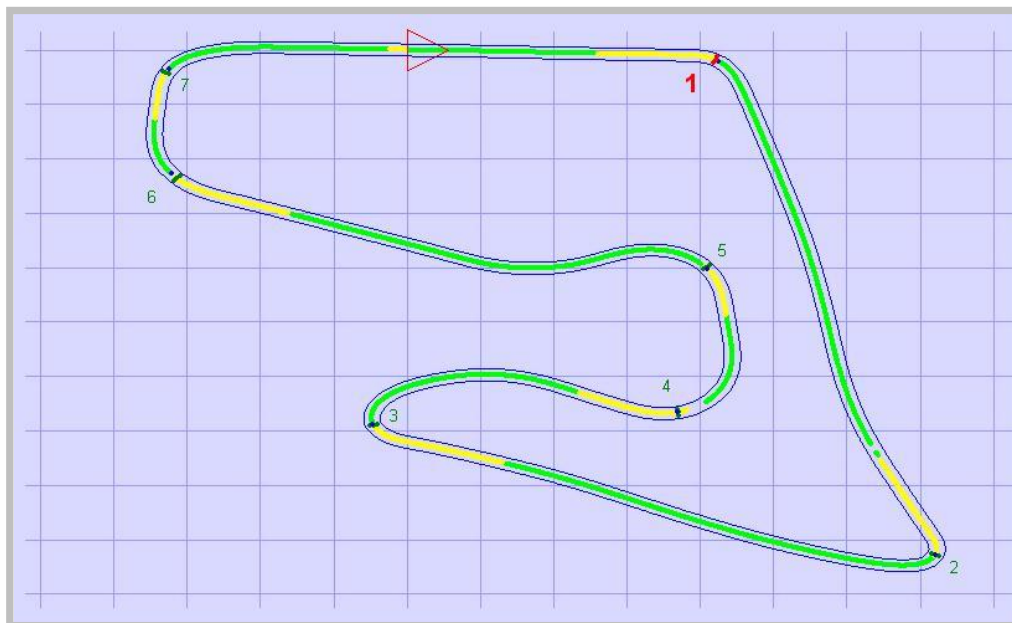
Pro úplnost je nutno také zmínit, že provádění experimentu (resp. simulovaných jízd) v prostředí *BOSCH LapSim V2003*. přineslo také několik odlišností v porovnání s případem, že by test probíhal v reálném prostředí.

- Podmínky pro simulaci jsou ideální, což znamená, že vlivy např. změny kvality povrchu tratě, teplot, degradace pneumatik, funkčnost jednotlivých komponent apod. nejsou zahrnuty
- Není zahrnut vliv řidiče (jezdecký styl, kolísání výkonnosti) – tento fakt však experiment příliš neovlivňuje, protože u kvalitního testovacího jezdce je předpoklad velká míry vyrovnanosti, tj. schopnosti opakovaně zajíždět měřený úsek blízko reálného limitu vozidla.
- Ideální a částečně zjednodušený matematický model vozidla představuje určitý limit s ohledem na verifikaci obecné platnosti resp. využitelnosti transformovaných parametrů (viz. Kapitola 5.4.2)

- Výhodnou použitých simulací je naopak možnost otestovat základní princip metodiky aniž by vznikaly chybné závěry způsobené např. velkou nevyrovnaností jezdce, změnou podmínek nebo nekvalitními daty. Pozitivem se také ukazuje možnost provádět prakticky libovolný počet přesně definovaných virtuálních testovacích jízd, které slouží k ověřování některých funkcí metodiky. V reálném prostředí je tato možnost s ohledem na náklady prakticky vyloučená.

### 5.4.1 Experimentální test

Simulační program *BOSCH LapSim V2003.6* v základní verzi dovoluje pro výpočty výběr z několika předdefinovaných typů vozidel a layoutů závodních okruhů. Při volbě vhodné kombinace vozidlo + trať pro prvotní simulace se vycházelo z obecného požadavku, aby obojí reprezentovalo určitou průměrnou hodnotu atributů, které jsou pro tyto charakteristické. Tento požadavek sice není při tvorbě metodiky klíčový, nicméně může v návrhové fázi napomoci vyhnout se eventuelním komplikacím způsobených významnějším vlivem některého z parametrů jízdní dynamiky vozidla (např. maximální rychlosti). S ohledem na tuto skutečnost tedy byla provedena z daných možností následující volba



Obr. 5.14 Layout závodního okruhu Zeltweg (BOSCH LapSim)

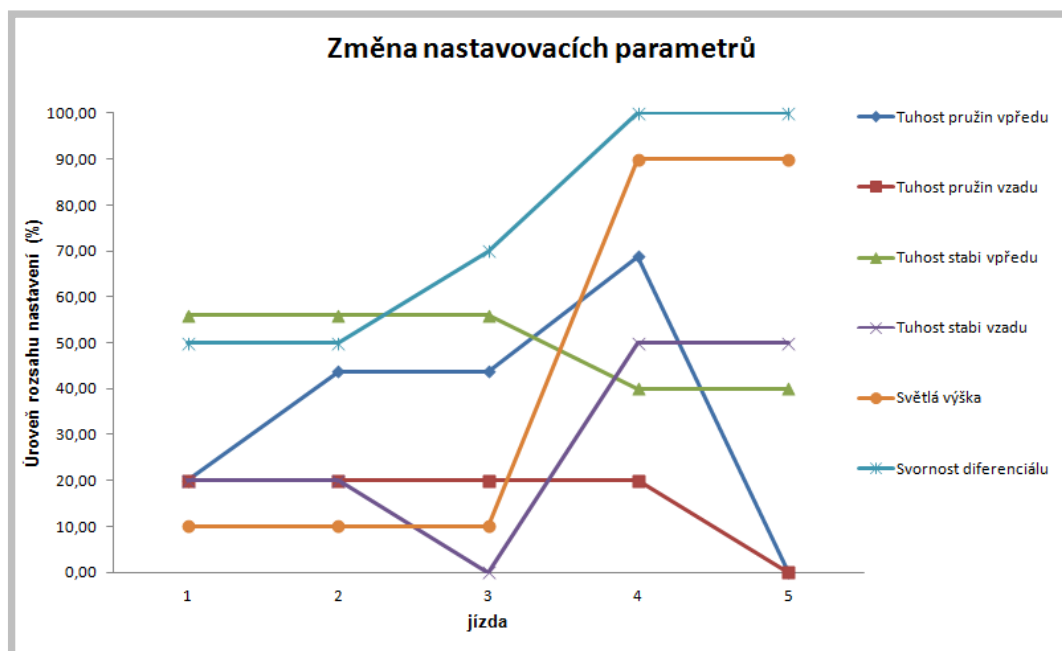
- Závodní okruh *Zeltweg* (obr 5.14) představující přijatelný kompromis mezi délkou rovných úseků a počtem resp. charakterem zatáček. Lze tedy předpokládat, že žádný ze základních režimů jízdní dynamiky vozidla nebude v tomto případě hrát významnější roli.

- Model *sportovního vozu kat. GT* s pohonem zadních kol, který je svým charakterem vhodným mezistupněm mezi sériovým vozidlem a závodním speciálem (např. prototypem). Volba zohledňuje rovněž těsnější vazbu mezi změnou nastavení u vybraných prvků (5.2.3) a jízdní dynamikou, jejíž význam by u vozidla s vyšší úrovní aerodynamiky (tj. monopost nebo LMP car) takto mohl být do jisté míry zredukován.

Protože model vozidla dovoluje poměrně široký rozsah nastavení pro jednotlivé prvky, byla provedena u některých z nich redukce tohoto rozsahu, která fakticky zmenšila interval ve kterém jsou změny nastavení analyzovány. Tento krok byl částečně veden snahou vyhnout se v návrhové části vlivu nelinearit, které mohou změny ve velkém rozsahu přinést, druhým důvodem je pak opět idea přiblížení se realitě kdy rozsah změn bývá mnohdy z nejrůznějších příčin (konstrukční, funkční apod.) omezen. Jednotlivé nastavení tedy v případě tohoto experimentu mohly nabývat hodnot v následujícím rozsahu.

- Tuhost předních pružin (20 ÷ 100 N/mm)
- Tuhost zadních pružin (20 ÷ 100 N/mm)
- Tuhost předního stabilizátoru (0 ÷ 250 N/mm)
- Tuhost zadního stabilizátoru (0 ÷ 100 N/mm)
- Svornost diferenciálu (0 ÷ 50 %)
- Světla výška vozidla identická vpředu i vzadu (90 ÷ 190 mm)

Tyto **minimální a maximální hodnoty** jsou dále označovány také jako **0-100%** rozsahu nastavení.



Obr. 5.15 Změna jednotlivých parametrů nastavení vozidla pro jízdy 1-5 (Zeltweg&Sport Car)

Pro první sérii testů (obr.5.15) byly změny mezi jednotlivými jízdami resp. simulacemi provedeny tak, aby představovaly jeden z možných i když ne příliš vhodných scénářů postupu při hledání optimálního nastavení. Tj. pokud úprava nastavení přinese zhoršení času na kolo, odhadem nebo na základě domněnky resp. jisté předchozí zkušenosti se provádí jedna nebo soubor změn se záměrem otestovat jejich dopad. Cílem tohoto přístupu v rámci experimentu bylo, aby se s ohledem na strukturu výstupních dat jednalo opět o proces, který je svým charakterem spíše náhodný (Příloha I).

Tab.5.1 Časy na jedno kolo dosažené v jednotlivých jízdách (Zeltweg & Sport Car)

Jízda #	1	2	3	4	5
Čas na kolo (s)	109,100	109,230	109,640	109,540	109,420

Ze získaných výsledků byla následně provedena prvotní analýza tj. posouzení vlivu změn nastavovacích prvků na dosažený čas (tab.5.1). Ta proběhla jako přímá aplikace lineární regresní analýzy na jednoduchých datech, kde jako nezávislé proměnné vstupovaly do modelu pouze úrovně (velikosti) změn jednotlivých parametrů a jako závislá proměnná pak čas na kolo. Tento zjednodušený přístup však narazil dle očekávání na dva nepříznivé faktory.

- Počet nezávisle proměnných je větší než počet pozorování (tj. testovacích jízd). Tato skutečnost se může negativně promítnout na vlastním výpočtu regresních koeficientu a zároveň znemožnit vlastní hodnocení kvality modelu (např. ANOVA). Situaci z hlediska vlastní proveditelnosti analýzy lze obejít např. umělým zavedením většího počtu měření ke každé jízdě s identickými hodnotami parametrů, nicméně toto řešení nelze považovat za optimální.
- Přítomnost korelace ( $\rho=1$ ) Tento problém je patrný z obr. 5.15 kde korelace mezi *změnou světlé výšky vozidla* a *změnou tuhosti stabilizátoru vpředu* je důsledkem záměrného postupu představujícím modelový případ špatně provedeného a organizovaného testu. Pokud se však dále podíváme na grafické vyjádření závislosti změn jednotlivých parametrů a dosaženého času na kolo (Příloha I), lze velmi snadno identifikovat i další korelaci se *změnou svornosti diferenciálu* a *změnou tuhosti stabilizátoru vzadu*. Korelace těchto dvou parametrů vznikla náhodně jako důsledek postupu náhodné optimalizace a dokládá skutečnost, že pro tyto typy testu resp. data z nich vystupující může být riziko multikolinearity poměrně vysoké.

To, že regresní model sestavený z těchto nevhodně strukturovaných základních dat nebude dostatečně korektní, pak potvrdil výsledek výpočtu v prostředí *Minitab 16*, kdy z hodnocení byly vyřazeny kvůli vysoké míře korelace parametry *světlá výška* a *svornost diferenciálu*. Ty se však ukázaly v pozdějších analýzách jako

poměrně významný faktor. Z daných závěrů a výsledků bylo tedy možno usoudit, že je pro tyto specifické podmínky nutno zvolit jiný přístup. Ten by měl nahradit nebo modifikoval data reprezentující nezávislé vstupní parametry takovým způsobem, aby byly pro potřeby vícerozměrné regrese statisticky významnější.

#### 5.4.2 Transformace parametrů nastavení

5.4.2

---

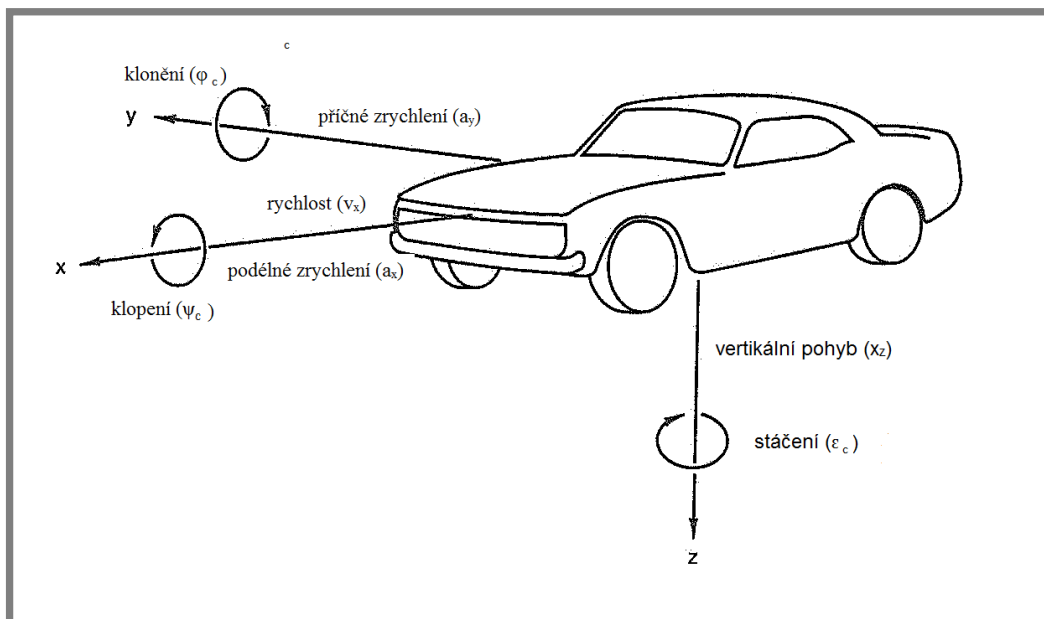
Vysokou úroveň *korelace* mezi jednotlivými parametry lze řešit především vhodně sestaveným plánem testů. Jak již bylo ale zmíněno, toto v praxi není vždy reálné ať z důvodů časového limitu a potřeby otestování většího počtu prvků, nebo např. při zpětném zpracování dat určených pro analýzy jiných parametrů. Jedním z náhradních způsobů jak částečně redukovat tento problém může být analýza vybraných parametrů jízdní dynamiky, které do určité míry reprezentují vliv resp. změnu konkrétních nastavovacích prvků vozidla. Takto zvolené a dle potřeby modifikované parametry jízdní dynamiky vázané ke konkrétnímu prvku nastavení pak budeme nazývat jako *transformované*.

Výhody tohoto přístupu lze shrnout následovně :

- Pokud jsou transformované parametry vhodně zvoleny tj. aby obecně na sobě nebyly principiálně zcela závislé, lze významně omezit nežádoucí případy jejich plné korelace (tj.  $\rho = 1$ ) i v případech že matice změn odpovídajících nastavovacích prvků indikuje přítomnost multikolinearity
- Počet pozorování a tím i statistická kvalita dat se zvýší úměrně velikosti vzorkovací frekvence, se kterou jsou dynamické parametry během jízdy zaznamenávány do dataloggeru
- Vhodně transformované parametry lze kromě statistického zpracování (regrese, korelace) dle potřeby vizuálně či jinak vyhodnocovat na časové nebo ose ujeté vzdálenosti. To přináší výhodu možnost do jisté míry identifikovat např. úseky tratě, kde je vliv zkoumaného parametru nejvýznamnější.
- Zjednodušením jednotlivých transformovaných parametrů vzniká portfolio, které lze obecně aplikovat na analýzu jakéhokoliv typu vozidla. Parametry tedy nejsou vázány na některé specifické charakteristiky (např. geometrické poměry) a není je tedy potřeba individuálně upravovat.

Tato práce se zabývá návrhem transformovaných parametrů pouze pro vybrané prvky nastavení podvozku vozidla (viz. 5.2.3). Obdobným způsobem lze však postupovat i v ostatních případech (aero-prvky, transmise apod.) čímž je základní analytický model možno nezávisle rozšiřovat o dalšími elementy. Jistou nevýhodou je pak nutnost pro každý nový nastavovací prvek najít, zakomponovat a otestovat vhodný transformovaný parametr. Jak již ale bylo zmíněno, po úspěšné verifikaci jsou pak tyto ve většině případů obecně platné při dalším použití.

Při volbě transformovaných parametrů je nutno vycházet z rozboru modelu popisujícího vlastní dynamické chování vozidla. Toto chování lze během jízdy zaznamenat prostřednictvím vhodných senzorů a dále zpracovat. Protože nastavovací prvky vybrané pro experimentální test mají vliv především na podélnou, příčnou a svislou dynamiku, bude pozornost zaměřena dále pouze na analýzu vybraných veličin, které s tímto souvisí (obr. 5.16). Pro úplnost je nutno poznamenat, že se v tomto konkrétním případě zabýváme pouze výrazně zredukovaným a zjednodušeným modelem kompletně popisujícím dynamické chování vozidla (14 stupňů volnosti) jež je uvedený např. v [41]



Obr. 5.16 Vybrané dynamické veličiny popisující chování vozidla během jízdy

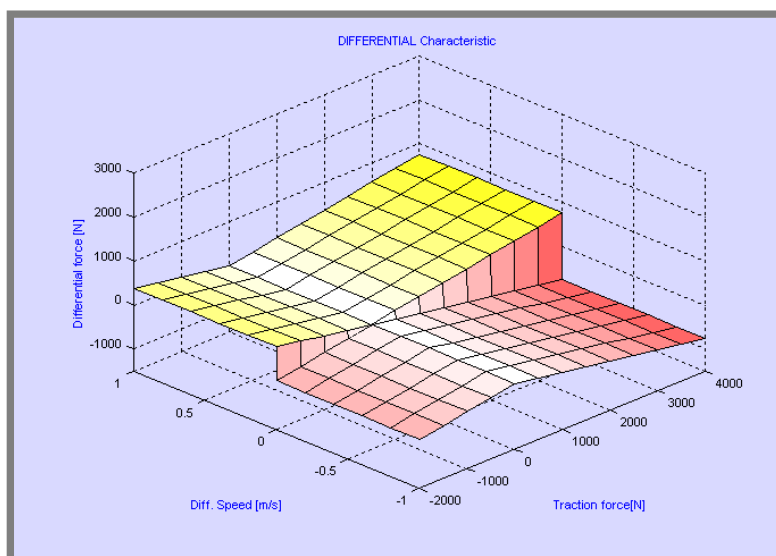
- **Podélná rychlost  $v_x$**  je zde brána jako parametr související s analýzou funkce chování *diferenciálu* na hnané nápravě v závislosti na jeho nastavení
- **Podélné zrychlení  $a_x$**  ovlivňuje dynamický přenos zatížení mezi přední a zadní nápravou. Tento jev souvisí úzce s výškou těžiště, tzn mimo jiné také se změnou *světlé výšky vozidla*.
- **Příčné zrychlení  $a_y$**  ovlivňuje dynamický přenos zatížení mezi levými a pravými koly během zatáčení. Tento jev opět souvisí s výškou těžiště jako funkcí změny *světlé výšky vozidla*.
- **Klopení  $\psi_c$**  resp. jeho velikost je při průjezdu zatáčkou ovlivněná klopnou tuhostí přední a zadní nápravy. Ta je kromě kinematiky definována především *tuhostí pružin a tuhostí stabilizátoru*.
- **Klonění  $\phi_c$**  vozidla v důsledku akcelerace nebo brzdění ovlivňuje také jako jeden z parametrů opět *tuhostí pružin*. Jejich funkce tedy ovlivňuje chování vozidla v podélném i příčném směru.

- **Vertikální pohyb  $x_z$**  není nutno obecně v tomto případě jako celek řešit s ohledem na předpoklad ideálního povrchu dráhy (bez nerovností) a absenci analýzy aero-prvků. Je však možno zohlednit relativní vertikální pohyb jednotlivých kol vůči šasi vozidla, jimiž lze takto vyjádřit klopení a klonění.
- **Stáčení  $\varepsilon_c$**  vozidla kolem svislé osy je významným dynamickým parametrem definujícím stabilitu vozidla. Ačkoliv není v přímé souvislosti s některým z prvků nastavení v provedeném experimentu, je vhodné ho zde zmínit jako jednu z alternativ závislého parametru (namísto času v měřeném úseku) pro regresní analýzu.

Při tvorbě transformovaných parametrů budou dále uvažovány některé další zjednodušení, kde důvodem je skutečnost že jejich velikost slouží při analýze pouze jako bezrozměrná srovnávací hodnota. Případné chyby vzniklé tímto zjednodušením tedy budou do všech experimentálních měření (testovacích jízd) zahrnuty stejnou mírou.

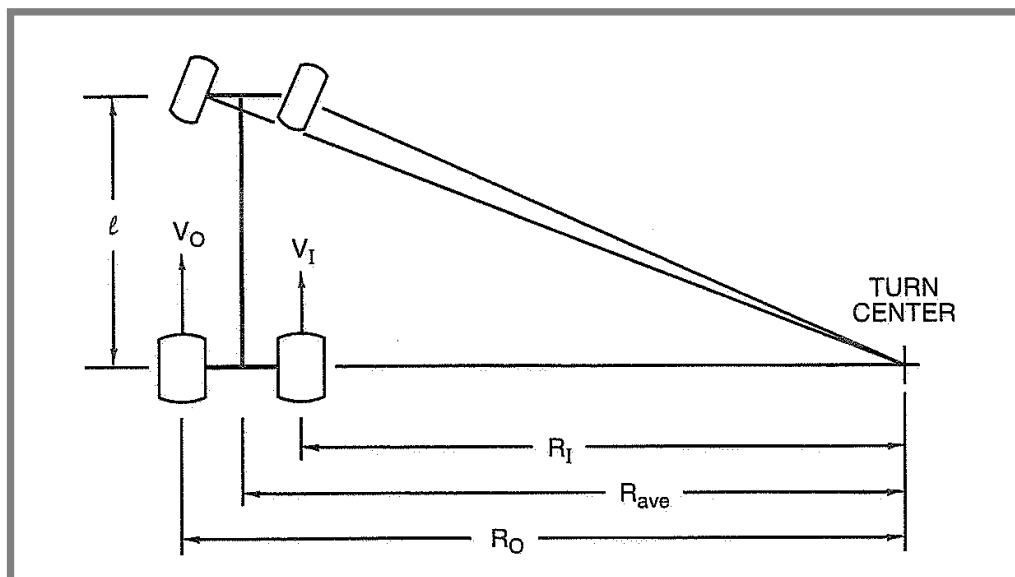
#### 5.4.2.1 Nastavení svornosti diferenciálu

U sportovních vozidel je významným faktorem při průjezdu zatáčkou mimo jiné také správná funkce diferenciálu se zvýšenou svorností. Toto definovaná svornost omezující míru prokluzu vnitřního kola způsobenou jeho odlehčením v zatáčce jako důsledku přenosu váhy pak zvyšuje schopnost akcelerace vozidla (platí i obecně i při prokluzu v důsledky ztráty adheze u jednoho hnaného kola), což je pozitivním faktorem s ohledem na celkový čas dosažený v měřeném úseku. Svornost diferenciálu rovněž působí příznivě při udržování stability v podélném směru během brzdění. Nevhodně zvolené nastavení resp. míra svornosti však také může být příčinou ztráty přilnavosti na kolech hnané nápravy, což v konečném důsledku nemusí být žádoucí.



**Obr. 5.17** Příklad charakteristiky diferenciálu s nastavením 40% svornosti. Míra svornosti / Differential force je vyjádřena jako funkce trakční síly / Traction force a prokluzu diferenciálu / Diff.Speed pro brzdění i akceleraci (BOSCH LapSim)

Úroveň svornosti diferenciálu tj. schopnosti přenášet točivý moment z prokluzujícího kola na kolo s vyšší trakcí je vyjádřena procentuálně (obr. 5.17) a lze ji nastavit např. mechanicky nebo hydraulicky. Tato hodnota je pak považována za úroveň prvku nastavení. Při volbě transformovaného parametru je nutno vycházet z veličin jízdní dynamiky, které lze zaznamenat během jízdy vozidla a jejichž průběh odpovídá chování resp. úrovni nastavení vlastního diferenciálu. Z obr. 5.18 je patrné, že takovou veličinou může být rychlost jednotlivých kol hnané nápravy. Pro vlastní definici vztahu mezi úrovní svornosti diferenciálu a rozdílem rychlostí jednotlivých kol při průjezdu zatáčkou lze vycházet z následující úvahy.

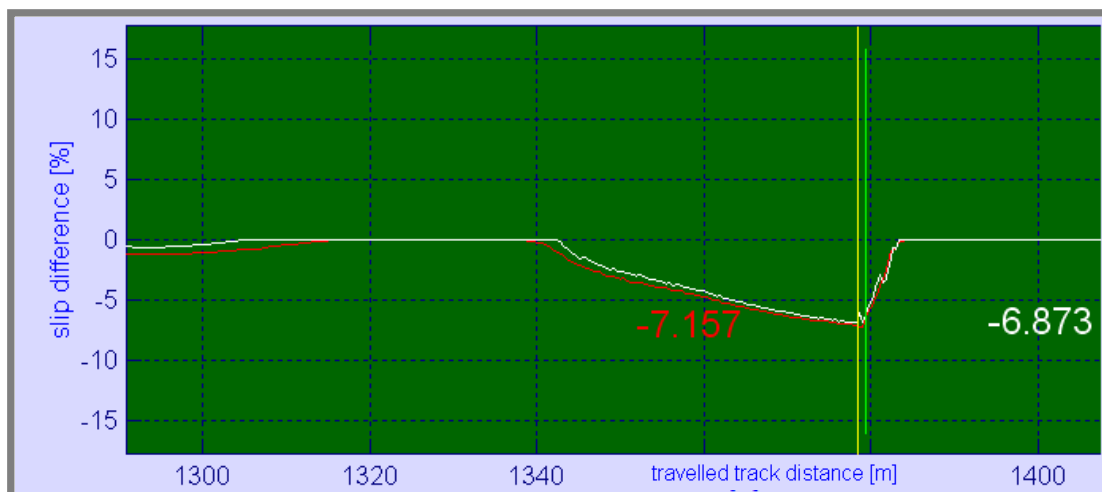


Obr. 5.18 Geometrické poměry při průjezdu vozidla zatáčkou. Rychlosti jednotlivých kol hnané nápravy  $v_O$ ,  $v_I$  pak odpovídají jednotlivým poloměrům zatáčení  $R_O$ ,  $R_I$  [12]

- Pro nastavení 0% svornosti diferenciálu platí  $v_O \neq v_I$ , přičemž v ideálním případě lze konstatovat, že  $v_O \sim R_O$  a  $v_I \sim R_I$
- Pro nastavení 100% svornosti diferenciálu platí  $v_O = v_I$ , přičemž v ideálním případě lze konstatovat, že  $v_O, v_I \sim R_{ave}$ . Reálná praxe však mnohem častěji přináší spíše případ kde  $v_O, v_I \sim R_O$

Z uvedeného vyplývá, že za předpokladu přijetí této zjednodušené úvahy pro účely analýzy můžeme tedy uvažovat  $(v_O - v_I) = f(\text{míra svornosti diferenciálu})$  pro  $R_{ave} = \text{konst.}$  Jelikož skutečná velikost rozdílu rychlosti otáček kol porovnávána vždy ve stejném úseku trati závisí také na absolutní rychlosti vozidla, transformovaný parametr by tento vliv měl rovněž zahrnovat. Pro účely regresní analýzy vlivu nastavení diferenciálu jej tedy nazveme **relativní rozdíl rychlostí kol** a jeho výpočet pak bude následující

$$\Delta v_{rel} = \frac{v_O - v_I}{v} \cdot 100 \quad (5.19)$$



**Obr. 5.19** Rozdíl rychlosti vnitřního a vnějšího kola relativně k rychlosti vozidla při nastavení svornosti diferenciálu 40% (bílá) a 15% (červená) pro identický úsek okruhu (BOSCH LapSim)

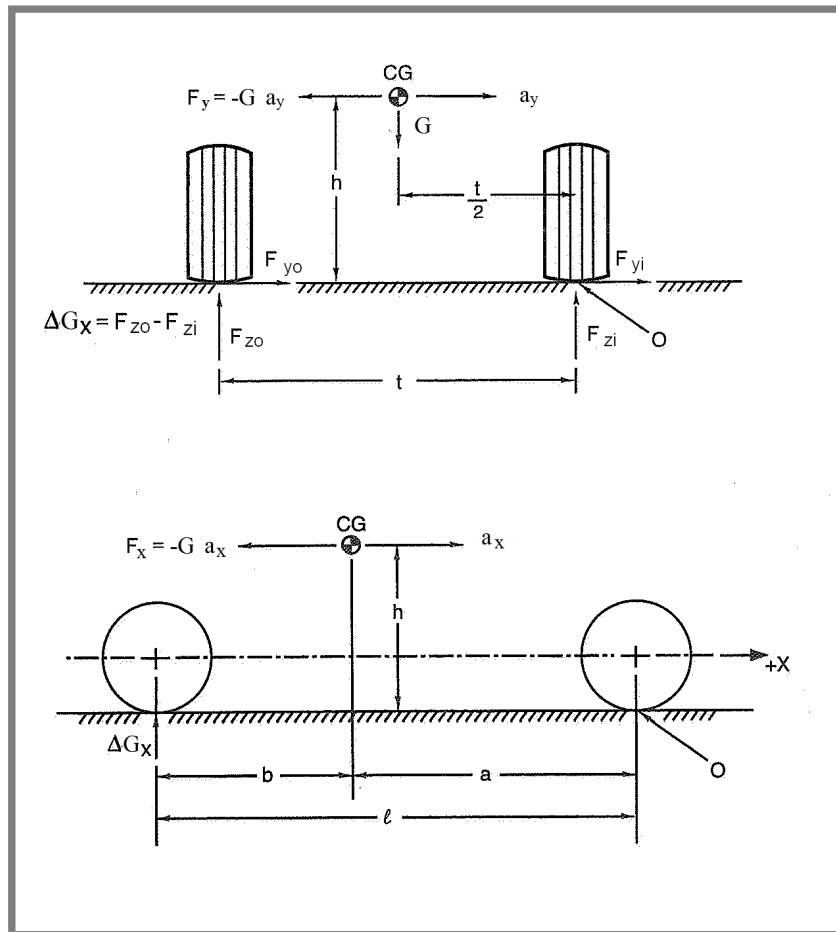
Rozdíl v otáčkách kol hnané nápravy při průjezdu zatáčkou může být ovlivněn i dalšími parametry jako je např. klopná tuhost nápravy. Protože pro účely analýzy je dostačující obecné vysledování trendu závislosti rozdílu otáček kol s ohledem na výkonnost vozidla, nebudou tyto vlivy zahrnuty do regresního modelu, nicméně budou brány v úvahu při závěrečném hodnocení (kap.6).

#### 5.4.2.2 Změna světlé výšky vozidla

Při všech dynamických změnách tj. průjezd zatáčkou, akcelerace i brzdění dochází v důsledku působení příčných a podélných zrychlení ke změně zatížení jednotlivých kol v porovnání se statickým zatížením. Velikost této změny je dána především velikostí výslednice dynamické síly s působností v těžišti vozidla vyvolávající silový moment na nápravě vozidla. Z obr. 5.20 vyplývá, že velikost tohoto momentu resp. změny zatížení kola kromě dynamické síly definuje také poměr mezi rozchodem resp. rozvorem a výškou těžiště. Protože při změně světlé výšky dochází také ke změně výšky těžiště, je výhodné s ohledem na následující vztahy tuto skutečnost využít. V případě průjezdu zatáčkou lze z momentové rovnováhy dle obrázku odvodit následující vztah, který definuje velikost přírůstku (resp. poklesu) zatížení  $\Delta G_y$  na kolech přední / zadní nápravy způsobenou příčným zrychlením.

$$\Delta G_y = \frac{G \cdot a_y \cdot h}{t} \quad (5.20)$$

Protože z důvodů zjednodušení experimentu (5.2.3) docházelo pouze ke stejné změně světlé výšky  $h_{sv}$  na přední a zadní nápravě, kde výška těžiště je  $h=f(h_{sv})$  a ostatní parametry (rozchod a světlá výška) zůstávají konstantní, je možno vytvořit



Obr. 5.20 Celkový přenos váhy při zatáčení vozidla (nahore) nebo při zrychlení resp. zpomalení vozidla (dole) [12]

parametr nazvaný *ukazatel vlivu světlé výšky v příčném směru*, který lze vyjádřit takto

$$RHI_y = a_y \cdot h_{sv} \quad (5.21)$$

Stejným způsobem lze odvodit podobný vztah i pro přenos váhy v podélném směru způsobený brzděním či akcelerací. Velikost přírůstku (resp. poklesu) zatížení  $\Delta G_x$  na kolech přední a zadní nápravy je pak možno spočítat dle následujícího vztahu

$$\Delta G_x = \frac{G \cdot a_x \cdot h}{l} \quad (5.22)$$

a následně tedy vytvořit další parametr, který nazveme *ukazatel vlivu světlé výšky v příčném směru*

$$RHI_x = a_x \cdot h_{sv} \quad (5.23)$$

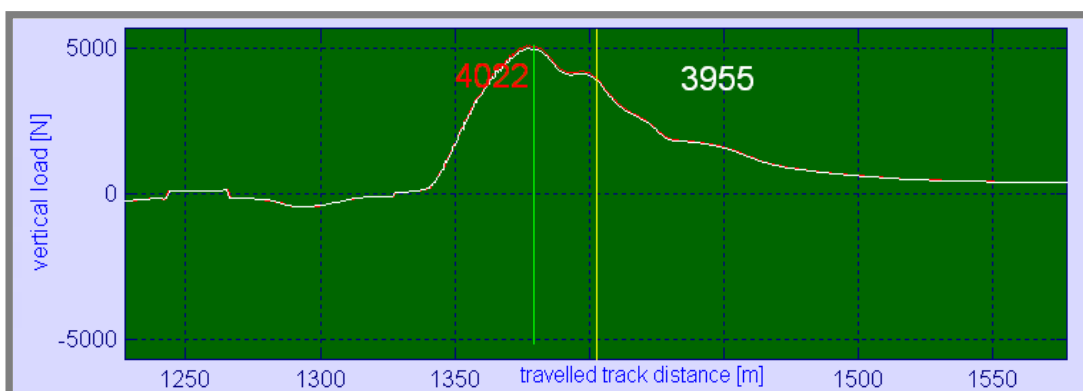
Protože pro účely analýzy pomocí regresního modelu je nutno definovat pouze jeden vstup reprezentující změnu světlé výšky (resp. výšky těžiště), byl tedy vytvořen transformovaný parametr nazvaný **ukazatel vlivu světlé výšky**

$$RHI = a_T \cdot h_{sv} \quad (5.24)$$

kde

$$a_T = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} \quad (5.25)$$

Z hlediska samotné jízdní dynamiky tento transformovaný parametr příliš velký význam nemá, nicméně jeví se jako velmi vhodná porovnávací veličina, se kterou lze pracovat. Obecně pak reprezentuje míru změny zatížení pneumatiky při dynamických změnách (obr. 5.21)

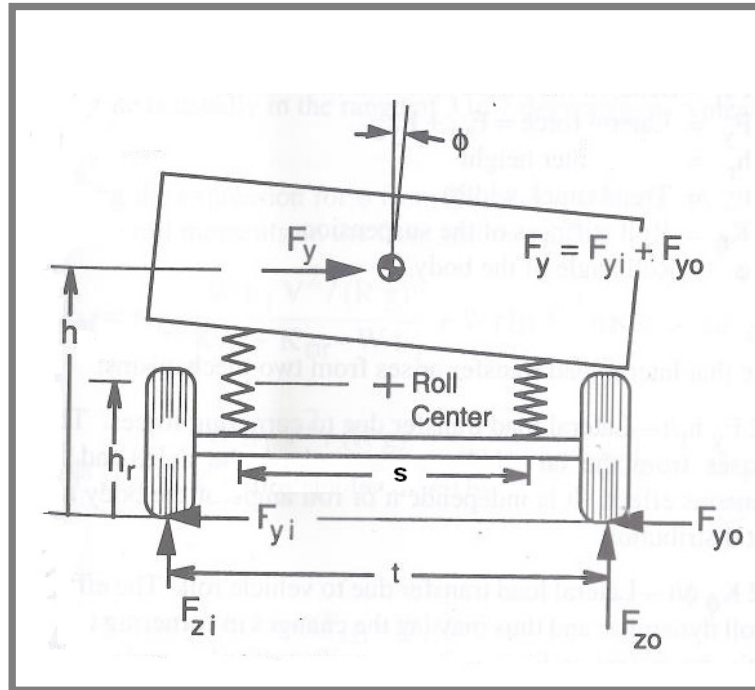


Obr. 5.21 Změna přenosu váhy na přední nápravě vozidla pro světlou výšku 100 mm (bílá) a 110 mm (červená) při zatáčení vozidla (BOSCH LapSim)

#### 5.4.2.3 Změna tuhosti stabilizátoru

Účelem stabilizátoru na přední a zadní nápravě je omezení naklápění vozidla při průjezdu zatáčkou. Jeho funkce má opět za důsledek dynamickou změnu svislého zatížení kol na dané nápravě resp. podíl na průběhu této změny a tímto způsobem lze tedy významně ovlivňovat také charakteristiku vozidla (přetáčivost, nedotáčivost). Z pohledu analýzy vlivu nastavení stabilizátoru (tj. tuhosti) na výkonnost vozidla je tedy nutno definovat parametr kterým by bylo možno jeho vlastnost popsat a dále zpracovat. V tomto směru bude tedy opět výhodné využít jednu z významných charakteristik nazývanou **klopná tuhost nápravy**.

$$K_{\phi} = 0.5 K_s \text{ s}^2 \quad (5.26)$$



Obr. 5.22 Analýza sil a naklonění odpružených hmot kolem středu klopení (Roll Center) při průjezdu vozidla zatáčkou [42]

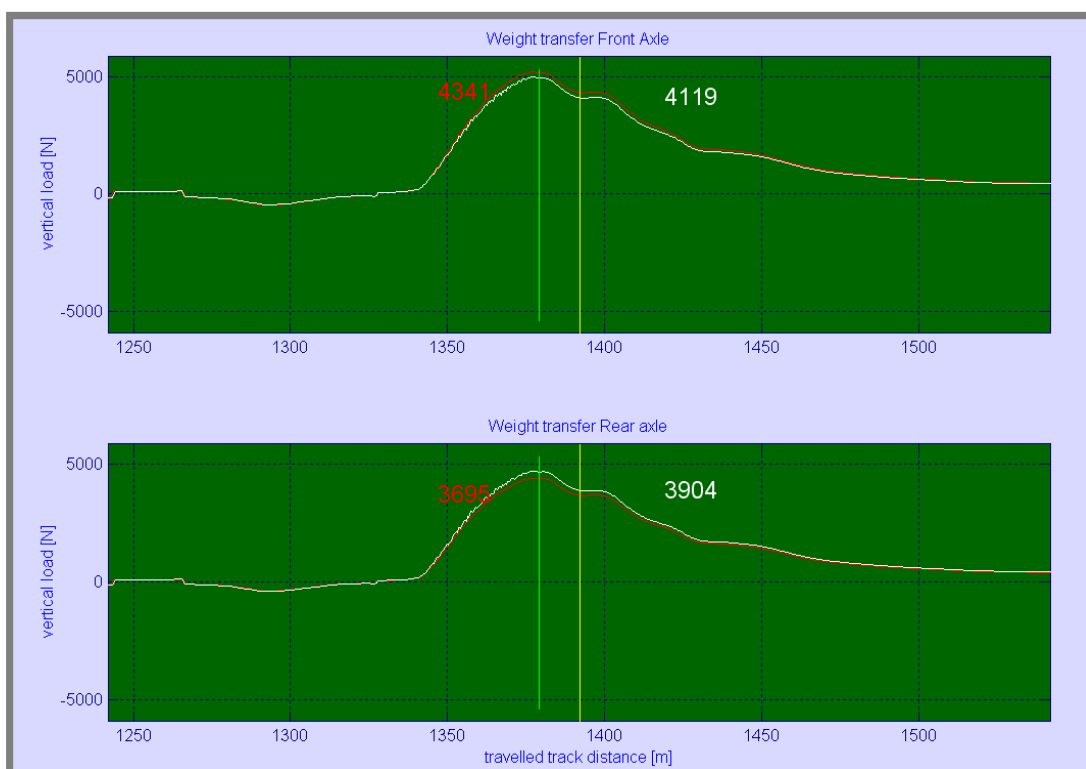
Velikost klopné tuhosti nápravy je kromě geometrických poměrů definována především součtem **tuhostí pružin a stabilizátoru**  $K_s$ . Protože tuhost pružiny má v případě naklápění stejný efekt jako stabilizátor, budeme ji v tomto případě považovat za jeho součást a její vliv bude analyzován jiným způsobem. Změnu zatížení kola vycházející z (5.20) pak můžeme dle obr. 5.22 vyjádřit takto

$$\frac{F_{zo} - F_{zi}}{2} = \Delta G_{yR} + \Delta G_{yC} = K_{\Phi} \cdot \frac{\phi}{t} + \frac{F_y \cdot h_r}{t} \quad \text{kde} \quad F_y = G a_y \quad (5.27)$$

Stejně jako v případě řešení vlivu světlé výšky i zde je možné provést výrazné zjednodušení. Protože změnu zatížení  $\Delta G_{yC}$  způsobenou pouze velikostí síly, jež je reakcí na sílu dostředivou lze považovat za funkci rychlosti průjezdu zatáčkou a geometrické parametry  $t$ ,  $s$  za konstantní, jedinou nezávislou proměnou tedy zůstává tuhost stabilizátoru (a pružiny)  $K_s$ . Jelikož **stlačení odpružení při naklonění**  $\Delta x_y$  jakožto jedna z měřených veličin je funkcí úhlu **naklonění vozidla**  $\Phi$ , můžeme považovat  $\Delta x_y \approx \Phi$  a definovat transformovaný parametr **ukazatel vlivu klopné tuhosti**, který by měl charakterizovat modifikace klopné tuhosti a to především s ohledem na změnu tuhosti stabilizátoru resp. jeho ekvivalentu

$$RI = K_s \cdot \Delta x_y \quad \text{kde} \quad \Delta x_y = (x_o - x_i) / 2 \quad (5.28)$$

Z fyzikálního hlediska pak odpovídá parametr  $RI$  síle potřebné k deformaci stabilizátoru a pružiny při naklápění vozidla čímž zprostředkovaně definuje velikost změny zatížení kola. Důvodem volby tohoto parametru je také skutečnost, že v případě změny světlé výšky (5.4.2.2) může dojít s ohledem na kinematické poměry také ke změně polohy středu klopení vůči těžišti ( $h - h_r$ ) s následným vlivem na velikost naklopení  $\Phi$ . V tomto případě je však nárůst/pokles daný větším/menším klopným momentem a nikoliv rozdílnou tuhostí stabilizátoru (pružiny), což může do výsledků regresního modelu zanést významnou chybu. Je tedy vhodnější vycházet z diferencí svislého zatížení, které je limitováno vlastností pneumatiky bez ohledu na velikost naklopení vozidla a jehož změna mnohem lépe vystihuje vliv tuhosti stabilizátoru (pružiny).

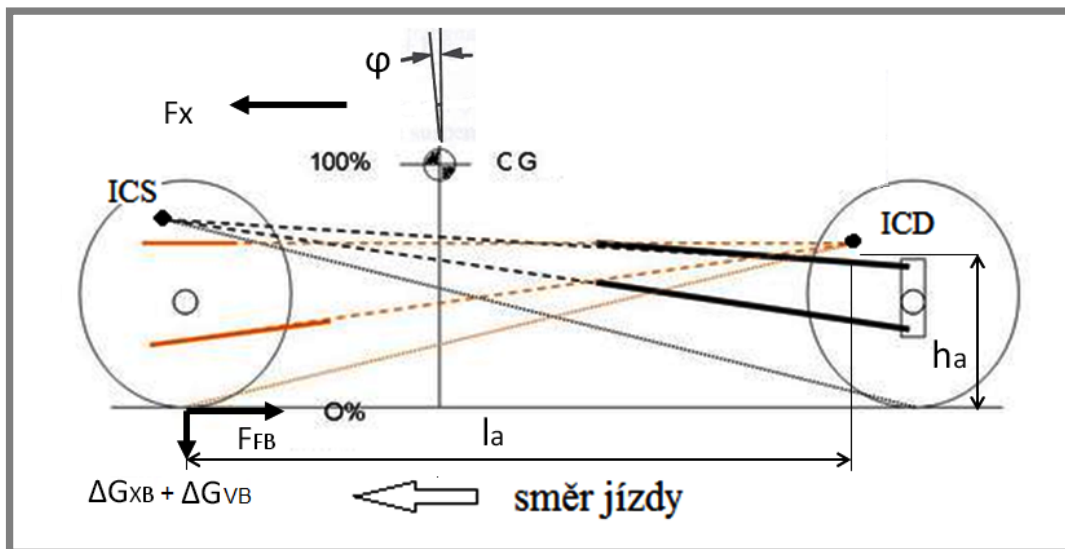


**Obr. 5.23** Změna přenosu váhy na přední (nahore) a zadní nápravě (dole) při změně tuhosti předního stabilizátoru z 79 N/mm (bílá) na 99 N/mm (červená) a stejné tuhosti stabilizátoru nápravy zadní (BOSCH LapSim)

Další záležitost jež musí být zohledněna je skutečnost, že změna klopné tuhosti na jedné nápravě rovněž ovlivňuje i rozdělení celkové klopné tuhosti mezi přední a zadní nápravu vozidla. Při následné analýze je tento fakt nutno zahrnout a považovat tak změnu v přenosu váhy na nápravě, na které úprava nebyla prováděna za ekvivalent změny klopné tuhosti v opačném smyslu (obr. 5.23)

#### 5.4.2.4 Změna tuhosti pružin

Posledním prvkem který byl součástí experimentálního testu je tuhost pružin, resp. její změny. Pružiny jako takové jsou významným prvkem ovlivňujícím jízdní vlastnosti a tím i dynamiku vozidla. Kromě již zmíněného vlivu na klopnou tuhost pak ovlivňuje také velikost klonění, houpání vozidla a trakci na nerovném povrchu. Vzhledem k tomu, že simulace v programu *BOSCH LapSim V2003.6* zahrnuje pouze ideální povrch tj. bez nerovností, všechny další parametry které by takto funkci pružiny na nerovnostech definovaly tedy z tohoto důvodu již ve vlastním návrhu uvažovány nejsou. Protože cílem analýzy je především identifikace vlivu změny tuhosti pružin jako izolovaného prvku, bylo nutno opět vybrat charakteristiku, která by tento požadavek splňovala. Budeme-li v tomto případě považovat vliv kinematických charakteristik anti-squat, anti-dive a anti-lift [12] za konstantní, nabízí se k popisu vlastnosti pružin (tj. tuhosti) hodnota jejich stlačení resp. roztažení na přední /zadní nápravě při akceleraci a deceleraci.



Obr. 5.24 Zobrazení okamžitého středu klonění vozidla pro předklánění (ICD) resp. zaklánění (ISC). Podle polohy lze hovořit o hodnotách antidive resp. antisquat v rozmezí 0-100%

Toto zjednodušené řešení lze demonstrovat následujícím příkladem, kdy při přenosu váhy v podélném směru můžeme vycházet ze situace znázorněné na obr. 5.20. Pokud velikost anti-dive a anti-squat nenabývají hodnoty 100% (obr. 5.24) dochází ke klonění odpružených hmot a lze tedy stejně jako v případě klopění snímat velikost stlačení/roztahení pružin na přední a zadní nápravě. Na obr. 5.24 je velikost podílu **změny svislého zatížení přední nápravy**  $\Delta G_{XB}$  dané předkloněním vozidla při brzdění, který je možno s využitím (5.22) vyjádřit následovně

$$\Delta G_{XB} = \Delta G_X - \Delta G_{VB} \quad \text{pro} \quad \Delta G_{VB} = \frac{F_{FB} \cdot h_a}{l_a} \quad (5.29)$$

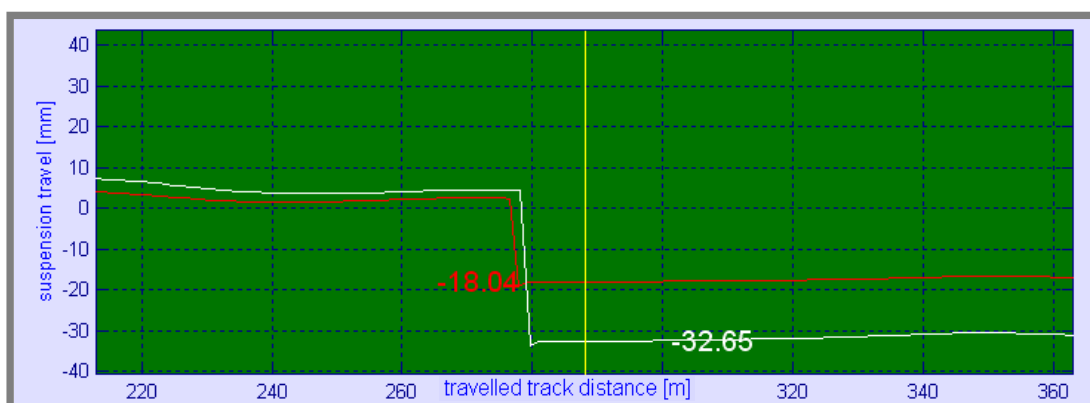
Ze vztahu vyplývá, že změna zatížení je daná především **velikostí brzdné síly na přední nápravě**  $F_{FB}$  a polohou okamžitého středu předklánění, který lze považovat pro účely experimentu za neměnný. Protože v tomto případě (dynamická změna v přímém směru) není stabilizátor v činnosti, dochází pouze ke stlačení **předních pružin nápravy s tuhostí**  $K_{FSS}$ , přičemž je podobně jako v případě klonění možno **zdvih odpružení při klonění**  $\Delta x_{xF}$  (tj. rozdíl mezi statickým  $x_{FS}$  a dynamickým zdvihem kola  $x_F$ ) považovat za funkci úhlu **předklonění vozidla**  $\varphi$ , tj.  $\Delta x_{xF} \approx \varphi$  a definovat transformovaný parametr **ukazatel vlivu klonivé tuhosti přední nápravy**

$$PFI = K_{FSS} \cdot \Delta x_{xF} \quad \text{kde } \Delta x_{xF} = x_F - x_{FS} \quad (5.30)$$

Obdobným způsobem lze postupovat i v opačném případě tj. při akceleraci vozidla, kde je výpočet vztažen ke klonění vozidla kolem okamžitého středu zaklánění ICS (obr.5.24) a je tedy možno definovat transformovaný parametr nazvaný **ukazatel vlivu klonivé tuhosti zadní nápravy**

$$PRI = K_{RSS} \cdot \Delta x_{xR} \quad \text{kde } \Delta x_{xR} = x_R - x_{RS} \quad (5.31)$$

Pomocí uvedených parametrů lze vyšetřovat především vliv samotných pružin na podélnou dynamiku vozidla. Pro celkové hodnocení jejich vlivu na výkonnost vozidla je ale nutno přihlídnout také k výsledkům analýzy vztažené ke klonné tuhosti (5.4.2.3) a následně zvážit význam jednotlivých složek. Protože není vyloučená i možná korelace s dalšími prvky reprezentující nastavení vozidla je hodnocení vlivu změny tuhosti pružin nutno brát jako komplexní záležitost stejně jako v případě všech výše zmíněných transformovaných parametrů.



**Obr. 5.25** Stlačení pružící jednotky na přední nápravě pro různé tuhosti pružin . 35 N/mm (bílá) a 65 N/mm (červená) při předklonění vozidla během brzdění (BOSCH LapSim)

Závěrem je nutno doplnit, že volba způsobu výpočtu parametrů *PFI* a *PRI* opět vychází z důvodů uvedených již v 5.4.2.3., protože samotná velikost stlačení pružin přední nápravy  $\Delta x_{xF}$  (obr.5.25) resp. velikost předklánění může být při nezměněné tuhosti opět ovlivněna změnou světlé výšky tj. změnou polohy těžiště

### 5.4.3 Příprava a zpracování naměřených dat

Pro vytvoření vlastního regresního modelu bylo nutno připravit data z provedených experimentálních testů (simulací) takovým způsobem, aby jejich formát a vzájemná porovnatelnost minimalizovala riziko nesprávné interpretace výsledků. S ohledem na skutečnost, že celý proces návrhu metodiky probíhal interaktivně s požadavkem na provádění častých změn ve vlastním skriptu, byl pro tyto účely vybrán jako nejvhodnější program *NI DIAdem 2012*. Jeho výhodou je kromě možnosti importu nejrozličnějších formátů dat také jejich snadné zpracování a vizualizace. Program rovněž obsahuje dostatečné množství nástrojů a funkcí pro analýzy, které lze snadno implementovat do vlastního skriptu vytvářeném v prostředí VisualBasic. Nevýhodou je pak absence sofistikovanějších statistických nástrojů, nicméně s ohledem na plánované využití programu *Minitab 16* a *Statistica 10* toto nebylo významnějším nedostatkem.

Vlastní zpracování dat je s ohledem na požadovaný výstup možno rozdělit do následujících kroků

- Výpočet základních parametrů a interpolace dat
- Výpočet transformovaných parametrů
- Integrace parametrů a výpočet diferencí pro vlastní porovnání
- Sumarizace a normalizace výstupních dat

Součástí výstupů pak mohou být dle potřeby i grafy pro jednotlivé transformované parametry nebo jejich ekvivalenty. Tuto možnost je vhodné využít jednak jako podpůrný prostředek pro interpretaci významu regresních koeficientů tj. vlivu nastavení jednotlivých seřizovacích prvků nebo k analýze lokální významnosti daného parametru v konkrétním místě testovací dráhy.

#### 5.4.3.1 Výpočet základních parametrů a interpolace dat

Simulační program *BOSCH LapSim V2003* dovoluje export prakticky všech základních vypočtených parametrů popisujících jízdní dynamiku vozidla. Ty jsou identické s parametry, jež je možno snímat také běžným systémem pro datalogging v reálném vozidle, což znamená, že návrh metodiky od začátku sledoval možnost uzpůsobení pro výpočet transformovaných parametrů z libovolného zdroje dat. K účelům experimentálního testu tj. pro analýzu zvolených parametrů (5.2.3) pak byly vybrány z celkového počtu cca 80 výstupů pouze některé z nich, jejichž seznam je uveden v tab.5.2 . Při návrhu metodiky byly dále použity nebo vypočteny i

nejrůznější pomocné parametry a charakteristiky, které jsou však aplikovány pouze jako výzkumné a neslouží k návrhu regresního modelu.

**Tab. 5.2** Seznam snímaných parametrů pro analýzu dle označení kanálů v BOSCH LapSim

xtime	čas (s)
xdist	ujetá vzdálenost (m)
a_x	zrychlení v podélném směru (m/s <sup>2</sup> )
a_y	zrychlení v příčném směru (m/s <sup>2</sup> )
a_z	zrychlení ve svislém směru (m/s <sup>2</sup> )
speed	rychlost (km/hod)
rpm	otáčky motoru (1/min)
steerangle	úhel natočení volantu (°)
throttle	poloha plynového pedálu (%)
yaw	úhel stáčení (°)
xy_fl	zdvih kola levé přední (mm)
xy_fr	zdvih kola pravé přední (mm)
xy_rl	zdvih kola levé zadní (mm)
xy_rr	zdvih kola pravé zadní (mm)
Diff_speed	rozdíl rychlosti kol hnané nápravy (km/h)

Před zahájením výpočtu dodatkových a následně i transformovaných parametrů (5.4.2) bylo dále nutno provést interpolaci dat. V případě simulačního programu *BOSCH LapSim V2003* je jejich výchozí vzorkovací frekvence jednotně 50Hz, zohledníme-li však i reálné aplikace, tj. je-li zdrojem záznam z dataloggeru, může pak být tato vzorkovací frekvence podle nastavení rozdílná a to včetně odlišností pro jednotlivé kanály. Protože počet naměřených vzorků každého parametru je kromě vzorkovací frekvence závislý i na celkovém čase záznamu odpovídající času dosaženém v měřeném úseku, bylo nezbytné převést data do shodného intervalu. Tím je v tomto případě délka měřeného úseku (tj. délka jednoho okruhu), kde drobný rozdíl v ujeté vzdálenosti při jednotlivých jízdách tvoří zanedbatelnou chybu neovlivňující další výpočty. Interpolace dat na osu reprezentující vzdálenost byla rovněž nezbytná s ohledem na pozdější výpočet diferencí jednotlivých parametrů (včetně času jako závislého parametru pro regresi) a jejich detailnější analýzu pro vybrané místa na závodním okruhu. Vlastní interpolace pro parametry z tab.5.2 ve skriptu je pak provedena pomocí příkazu „*ChnSplineXYCalc*“. Následující příklad ukazuje způsob interpolace a výpočtu u absolutní hodnoty zrychlení  $a_y$ ,  $a_x$ ,  $a_{total}$  na ose vzdálenosti  $xdist_{intp}$

```

'-- acceleration interpolation --
Call ChnSplineXYCalc("[1]/xdist","[1]/a_x","[1]/xdist_itp","[1]/a_x_itp",_
"natural","Partition complete area",4336,1,1)

Call ChnSplineXYCalc("[1]/xdist","[1]/a_y","[1]/xdist_itp","[1]/a_y_itp",_
"natural","Partition complete area",4336,1,1)

Call ChnSplineXYCalc("[1]/xdist","[1]/a_total","[1]/xdist_itp",_
[1]/a_total_itp","natural","Partition complete area",4336,1,1)

Call Calculate("Ch("[1]/a_y_itp_abs")=abs(Ch("[1]/a_y_itp"))_
",NULL,NULL,")

Call Calculate("Ch("[1]/a_x_itp_abs")=abs(Ch("[1]/a_x_itp"))_
",NULL,NULL,")

```

### 5.4.3.2 Výpočet transformovaných parametrů

Jak již bylo detailněji vysvětleno v kapitole 5.4.2, analýza vlivu jednotlivých prvků nastavení na výkonnost vozidla pomocí vícerozměrné regrese vyžaduje výpočet transformovaných parametrů vycházejících většinou z kombinace konkrétní hodnoty nastavení (např. tuhosti pružiny) a některého ze snímaných parametrů (tab.5.2). Před zahájením vlastního výpočtu je tedy nutno ve skriptu nadefinovat a zadat proměnné jež jsou ekvivalentem úrovně nastavení jednotlivých prvků odpovídajícího každé jednotlivé jízdě (tab.5.3). Výjimku tvoří pouze parametr nastavení svornosti diferenciálu, jehož úroveň je již nepřímo zahrnuta ve snímané hodnotě „*Diff\_speed*“

Tab. 5.3 Seznam proměnných reprezentující nastavení vozidla

RH	světlá výška
spring_stiff_fr	tuhost předních pružin
spring_stiff_rr	tuhost zadních pružin
stabi_stiff_fr	tuhost předních stabilizátorů
stabi_stiff_rr	tuhost zadních stabilizátorů

Tab. 5.4 Seznam transformovaných a pomocných proměnných

front_roll	naklonění na přední nápravě
rear_roll	naklonění na zadní nápravě
front_d-l	stlačení předních pružin při předklopení
rear_s-l	stlačení zadních pružin při zaklonění
weight_trans_infl	ukazatel vlivu přenosu váhy
front_roll_stiff_infl	ukazatel vlivu klopné tuhosti přední nápravy
rear_roll_stiff_infl	ukazatel vlivu klopné tuhosti zadní nápravy
front_pitch_infl	ukazatel vlivu klonivé tuhosti přední nápravy
rear_pitch_infl	ukazatel vlivu klonivé tuhosti zadní nápravy

V tab.5.4 je pak uveden seznam základních transformovaných parametrů a souvisejících proměnných vypočtených na základě vztahů již definovaných v kapitole 5.4.2. Protože tyto parametry slouží pouze jako relativní ukazatele ke srovnávací analýze pro jednotlivé jízdy a nikoliv k přesnému určení reálných fyzikálních hodnot, byl ve skriptu kladen důraz na jejich maximální výpočtové zjednodušení, jež usnadňovalo korekce, ke kterým docházelo v průběhu vývoje a testování metodiky. Toto zjednodušení však pochopitelně respektuje fyzikální podstatu problematiky a je v souladu se záměrem poskytnout korektní výstupy pro aplikaci v regresním modelu. Příklady výpočtu jednotlivých parametrů v *DIAdem* jsou pak uvedeny v následujících řádcích:

```
'-- front roll calculation --
Call ChnSub("[1]/xy_fl","[1]/xy_fr","[1]/front_roll")

'-- rear roll calculation --
Call ChnSub("[1]/xy_rl","[1]/xy_rr","[1]/rear_roll")

'-- front dive-lift calculation --
Call Calculate("Ch("[1]/front_dl")=(Ch("[1]/xy_fl")+Ch("[1]/xy_fr"))/_
2",NULL,NULL, "")

'-- rear squat-lift calculation --
Call Calculate("Ch("[1]/rear_s-l")=(Ch("[1]/xy_rl")+Ch("[1]/xy_rr"))/_
/2",NULL,NULL, "")

'-- RH influence --
Call Calculate("Ch("[1]/weight_trans_infl")=Ch("[1]/a_total_itp")_
*RH_1",NULL,NULL, "")

'-- roll stifness influence --
Call Calculate("Ch("[1]/front_roll_stiff_infl")=Ch("[1]/front_roll_itp_
abs")*(stabi_stiff_fr_l+spring_stiff_fr_l)",NULL,NULL, "")

Call Calculate("Ch("[1]/rear_roll_stiff_infl")=Ch("[1]/rear_roll_itp_abs_
")*(stabi_stiff_rr_l+spring_stiff_rr_l)",NULL,NULL, "")

'-- pitch stifness influence --
Call Calculate("Ch("[1]/front_pitch_infl")=Abs(Ch("[1]/front_d-l_itp")_
*spring_stiff_fr_l)",NULL,NULL, "")

Call Calculate("Ch("[1]/rear_pitch_infl")=Abs(Ch("[1]/rear_s-l_itp")_
*spring_stiff_rr_l)",NULL,NULL, "")
```

#### 5.4.3.3 Integrace parametrů a výpočet diferencí pro vlastní zpracování

Pro vlastní hodnocení vlivu změny nastavení na výkonnost vozidla je nutno definovat u dvou samostatných testovacích jízd především míru závislosti velikostí diference jednotlivých transformovaných parametrů (reprezentujících prvek nastavení) vs. diference času v měřeném úseku. Diference je pak stanovena jako rozdíl mezi parametrem z jízdy ve které bylo dosaženo *nejlepšího času* ( $P_{R1}$ ) a parametrem z *další srovnávané jízdy* ( $P_{Ru}$ ) při celkovém počtu jízd  $q$ .

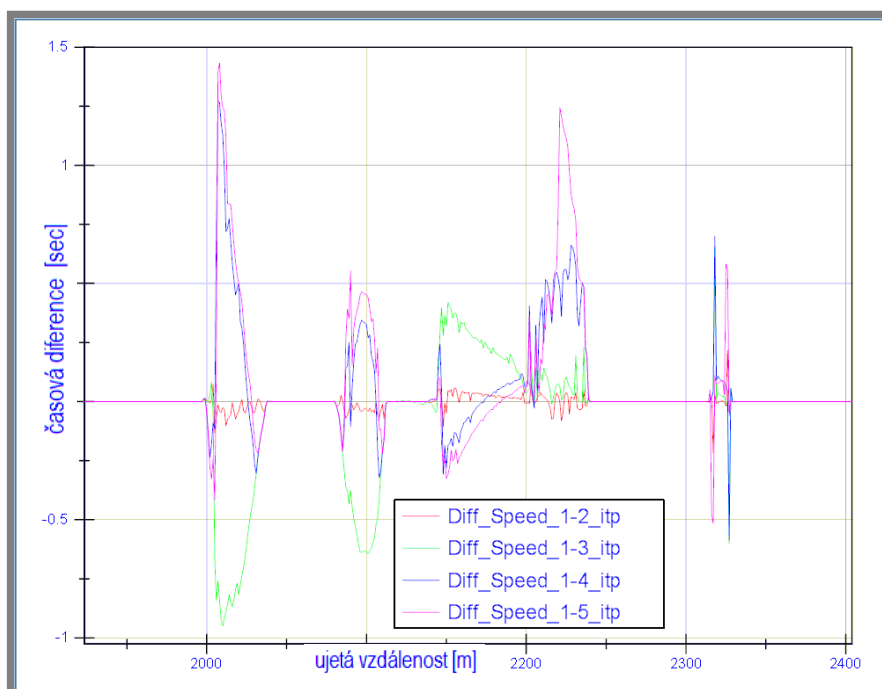
Obecně tento postup pro jednotlivé parametry (včetně měřeného času) lze vyjádřit jednoduchým výrazem

$$\Delta P_R = P_{Rl} - P_{Ru} \quad \text{pro } u = 2, \dots, q \quad (5.32)$$

Z hlediska přehlednosti a usnadnění případné analýzy dat v grafické podobě u finálního výstupu je navíc vhodné (nikoliv nutné), aby výpočet diferencí probíhal v pořadí sestupném tj. od nejrychlejší k nejpomalejší jízdě. Logické uspořádání může totiž usnadnit pochopení některých vztahů a závislostí jako doplňující informace k výstupům z regresního modelu. V následujícím příkladu je pak uvedena část skriptu demonstrující výpočet časového rozdílu mezi jednotlivými jízdami 1 až 5.

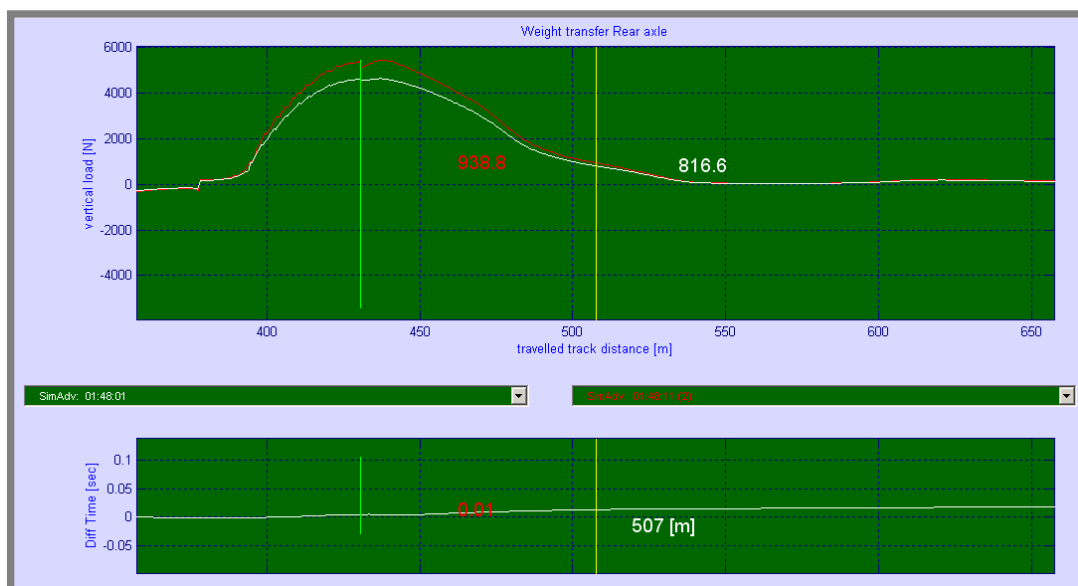
```
'-- delta time -
Call ChnSub("[1]/xtime_itp","[2]/xtime_itp","[6]/dxtime_1-2_itp")
Call ChnSub("[1]/xtime_itp","[3]/xtime_itp","[6]/dxtime_1-3_itp")
Call ChnSub("[1]/xtime_itp","[4]/xtime_itp","[6]/dxtime_1-4_itp")
Call ChnSub("[1]/xtime_itp","[5]/xtime_itp","[6]/dxtime_1-5_itp")
```

Při dalším zpracování těchto diferencí pro hodnoty transformovaných parametrů u jednotlivých jízd se nabízí jako nejjednodušší řešení pouhé porovnávání těchto hodnot jak je znázorněno na obr.5.26. Navíc míra korelace mezi těmito diferencemi u jednotlivých transformovaných parametrů a diferencí času by pak měla být vhodným ukazatelem toho, zda daný nastavovací prvek má či nemá výraznější vliv. Při vlastní aplikaci tohoto elementárního přístupu se však projeví dva zásadní nedostatky.



Obr. 5.26 Grafické znázornění elementárního rozdílu hodnot parametru *Diff\_Speed* jednotlivých jízd (2-5) vůči nejrychlejší jízdě (1)

- U některých parametrů lze předpokládat *dopravní zpoždění na časové ose* mezi změnou v hodnotě časové difference a příčinou (tj. působení vlivu rozdílného nastavení), které tuto změnu způsobilo. Příklad na obr. 5.27 ukazuje modelovou situaci kdy časová difference způsobená změnou klopné tuhosti zadní nápravy, jejíž maximální rozdíl lze detekovat při zatáčení může dále narůstat i v následujícím rovném úseku. Projevuje se tímto pomalejší průjezdem zatáčkou právě jako důsledek uvedené změny nastavení. Obecně je v těchto případech při pre-processingu dat vhodné použít funkci *křížové korelace (Cross-Correlation)*, kterou nabízí i *DIAdem*. Pomocí této funkce lze definovat fázový posuv dat navzájem tak, aby míra vzájemné korelace dosáhla maxima. Nevýhodou tohoto postupu je ale skutečnost, že optimalizace fázovým posuvem jednoho parametru vůči druhému lze negativně ovlivnit míru korelace vůči parametrům ostatním, což se může projevit nekorektními závěry finální analýzy.

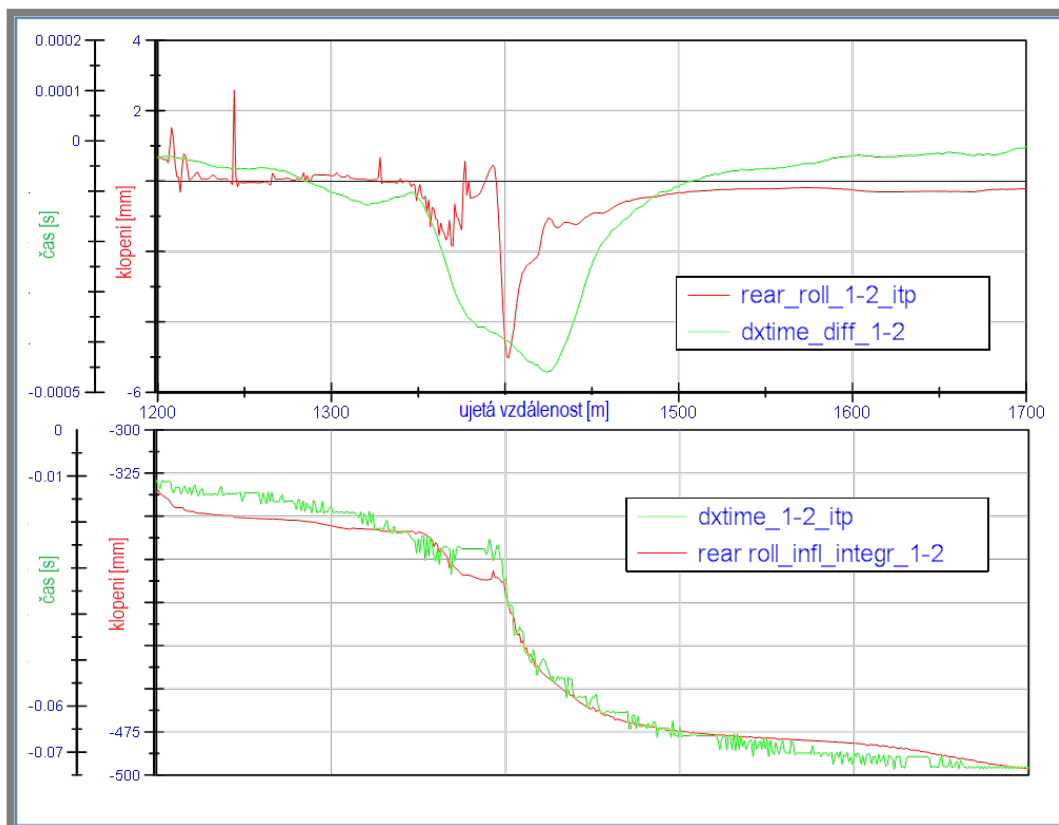


Obr. 5.27 Dopravní zpoždění ukazatele vlivu změny nastavení (Diff Time) při průjezdu a výjezdu ze zatáčky pro dvě různé hodnoty klopné tuhosti nápravy (BOSCH LapSim)

- Významné rozdíly při srovnání projevu vlivu změny parametru pro dvě nezávislé jízdy mohou vznikat také jako *důsledek vlivu změn parametru jiného* přestože zde není vzájemná funkční interakce. Tento rozdíl (obr. 5.29) je patrný například při hodnocení ukazatele vlivu klonivé tuhosti na přední nápravě, který není ovšem způsoben změnou tuhosti pružin, nýbrž předčasným brzděním. Celá situace je pak důsledkem jiné změny nastavení např. svornosti diferenciálu, která vyžaduje pomalejší průjezd zatáčkou (tj. dřívější zahájení brzdění). Tyto rozdíly u jednoho parametru vyvolané vlivem parametru jiného mohou opět negativně ovlivnit kvalitu (resp.informační hodnotu) výstupů použitých v regresním modelu a tím i celé hodnocení jejich skutečného vlivu na výkonnost vozidla.

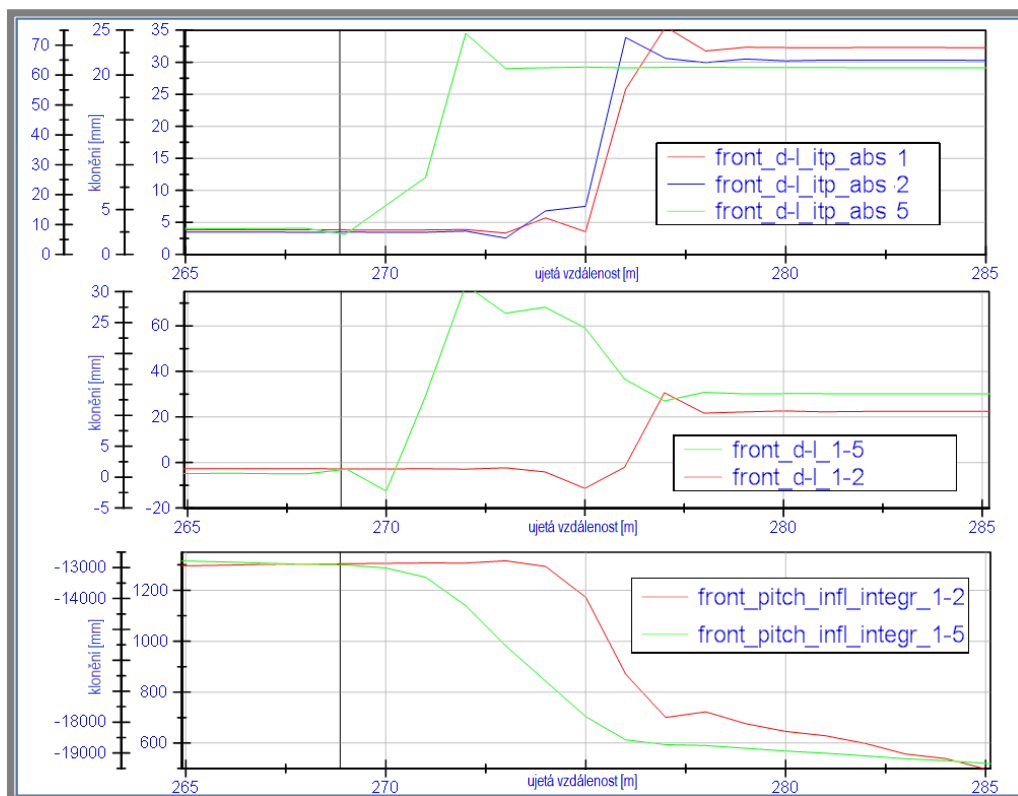
Protože z obecného pohledu díky výrazné provázanosti funkcí i závislostí u mnoha nastavovacích parametrů je obtížné najít řešení které by výše uvedené problémy zcela eliminovalo, bylo nutno zvolit kompromisní řešení dovolující minimalizaci vzniklých chyb na přijatelnou úroveň. Jako nejvhodnější postup se s ohledem na výše uvedený požadavek ukázal proces **integrate** jednotlivých transformovaných parametrů provedený před vlastním výpočtem jednotlivých diferencí. Vyzdvihnout je možno především tyto výhody

- Vlastní hodnocení míry korelace mezi vstupem (změna nastavení) a výstupem (změna času) ovlivněné nežádoucím vlivem dopravního zpoždění mezi příčinou a následkem může být částečně zpřesněno, je-li prováděno jako porovnání podobnosti ploch vzniklých rozdílem integrací průběhu transformovaného parametru pro různé nastavení a plochy definované výpočtem časové diference (obr.5.28)



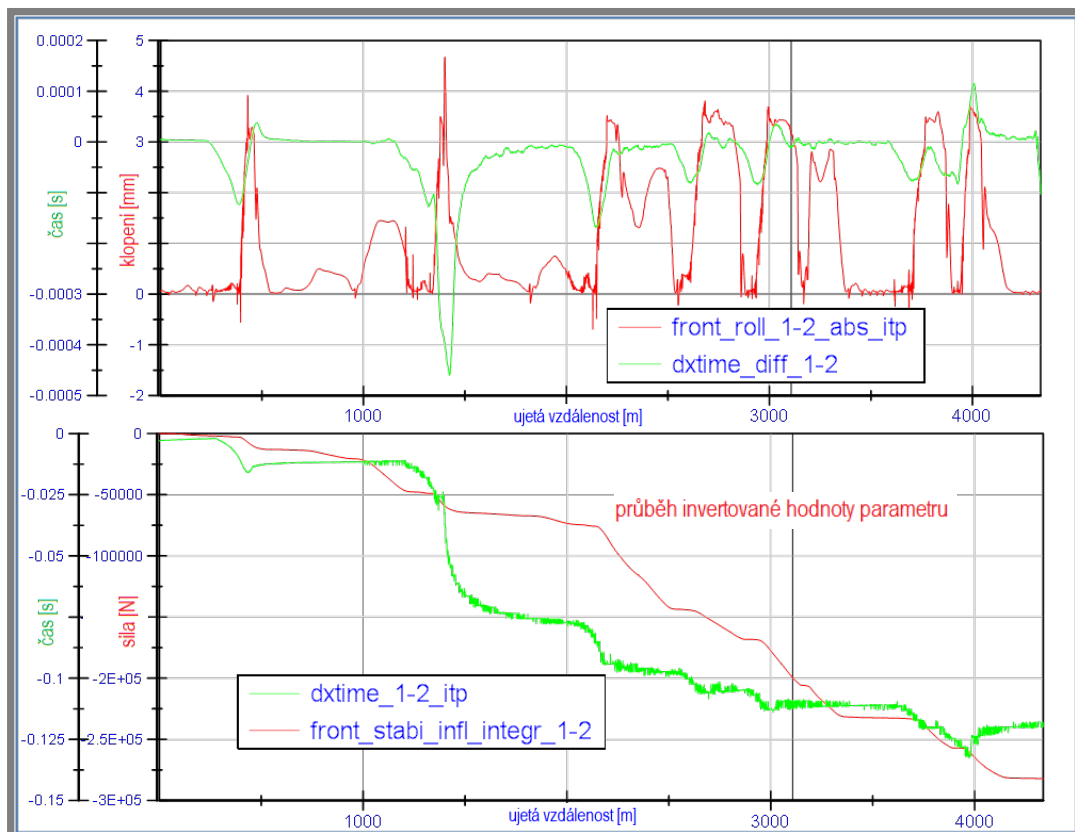
**Obr. 5.28** Porovnání průběhu (korelace) křivek diferencí ukazatele vlivu klopné tuhosti rear\_roll\_1-2 a měřeného času dxtime\_1-2 před integrací (nahore) a po integraci (dole), kde je patrná eliminace posunu mezi vrcholy na ose ujeté vzdálenosti

- Integrace rozdílů hodnot transformovaného parametru ze dvou různých jízd rovněž dovoluje snížit z hlediska statistické kvality dat nepříznivý vliv špiček vzniklých např. vlivem změny nastavení některého z dalších prvků (5.29).



**Obr. 5.29** Vliv předčasného brzdění (5) oproti jízdám předchozím (1,2) se projevuje rozdílem v zatížení přední nápravy *front\_d-l\_itp\_abs* (nahore). Nežádoucí extrém v diferenci této hodnoty *front\_d-l\_1-5* ve srovnání s *front\_d-l\_1-2* (uprostřed) lze částečně eliminovat integrací

- Z obecného pohledu kvality regresního modelu (5.3.1) může integrace parametrů rovněž omezit rizika výskytu odlehlých bodů a vlivu výrazných reziduí.
- Integrace transformovaných případně dalších pomocných parametrů přináší možnost sledovat a hodnotit trendy jejich chování (obr.5.30). Tato vizualizace dat byla přínosná nejen během procesu vývoje a optimalizace metodiky, ale je také užitečným doplňkem při konečném hodnocení důležitosti jednotlivých regresních koeficientů (nastavovacích parametrů), včetně lepší možnosti identifikace jejich významu na jednotlivých úsecích tratě. *NI DIAdem* pak podporuje tuto činnost velmi snadnou a efektivní možností konfigurovat požadované grafické výstupy dle okamžitých potřeb.



Obr. 5.30 Parametry *front\_roll\_1-2\_abs\_itp* a *dxtime\_diff\_1-2* před (nahore) a po integraci (dole), kde je patrný rozdíl v přehlednosti pro hodnocení jejich trendu v závislosti na ujeté vzdálenosti

Pro vlastní výpočet resp. integraci základních transformovaných parametrů lze výhodně využít v *NI DIAdem* numerickou integraci lichoběžníkovou metodou popsanou následujícím vztahem

$$f_1 = 0$$

$$f_i = f_{i-1} + \frac{y_i + y_{i-1}}{2} \cdot (x_i - x_{i-1}) \quad , i > 1 \quad (5.33)$$

Samotná integrace podle ujeté dráhy pro jednotlivé transformované parametry pak byla provedena ve skriptu pomocí příkazu „*ChIntegrate*“ jak je patrné s následujícího příkladu.

```
'-- diff speed integration --
Call ChnIntegrate("[1]/xdist", "[1]/Diff_Speed_itp_abs", "[1]/Diff_Speed_integr")
```

#### 5.4.3.4 Sumarizace a normalizace výstupních dat

Úspěšnost závěrů vycházejících z regresní analýzy vyžaduje přípravu dat takovým způsobem, aby jejich formát a vlastnosti co nejvíce odpovídaly charakteristice průběhu (resp. chování) jednotlivých transformovaných parametrů během celé série experimentů. Protože vstup regresního modelu může pro každý transformovaný parametr tvořit pouze jedna datová řada, je žádoucí výsledky resp. vypočtené diference z jednotlivých měření takto sjednotit. V *NI Diadem* je možno tuto operaci provést příkazem „*ChnConcat*“ s jehož pomocí lze sumarizovat dílčí výsledky tj. součty diferencí z jednotlivých jízd pro každý transformovaný parametr.

```
'-- delta time summary --
Call ChnConcat("[6]/dxtime_1-2_itp","[21]/dxtime_sum")
Call ChnConcat("[6]/dxtime_1-3_itp","[21]/dxtime_sum")
Call ChnConcat("[6]/dxtime_1-4_itp","[21]/dxtime_sum")
Call ChnConcat("[6]/dxtime_1-5_itp","[21]/dxtime_sum")
Call ChnNormalize("[21]/dxtime_sum","/dxtime_sum")
```

Při úpravě dat je také nutno zohlednit fakt, že transformované parametry, jak již bylo uvedeno v předchozím (5.4.2), představují pouze ukazatele změny vyvolané rozdílným nastavením a jejich absolutní hodnota tedy není ideálním kritériem pro závěrečnou analýzu. Důvodem jsou tyto skutečnosti:

- Samotná naměřená/vypočtená absolutní hodnota nemusí mít u některých parametrů díky výpočtovému zjednodušení využitelný fyzikální a tím i praktický význam. Obecně je lze tedy považovat za bezrozměrné.
- Pro vizuální analýzu výsledků (jako doplňku regrese) může být srovnávání parametrů s rozdílným rozsahem hodnot nepřehledné
- Hodnota regresního koeficientu je závislá na absolutním rozsahu změny nezávislého parametru (nastavení vozidla) i parametru závislého (dosažený čas), které mohou být rozdílné pro každý individuální test.

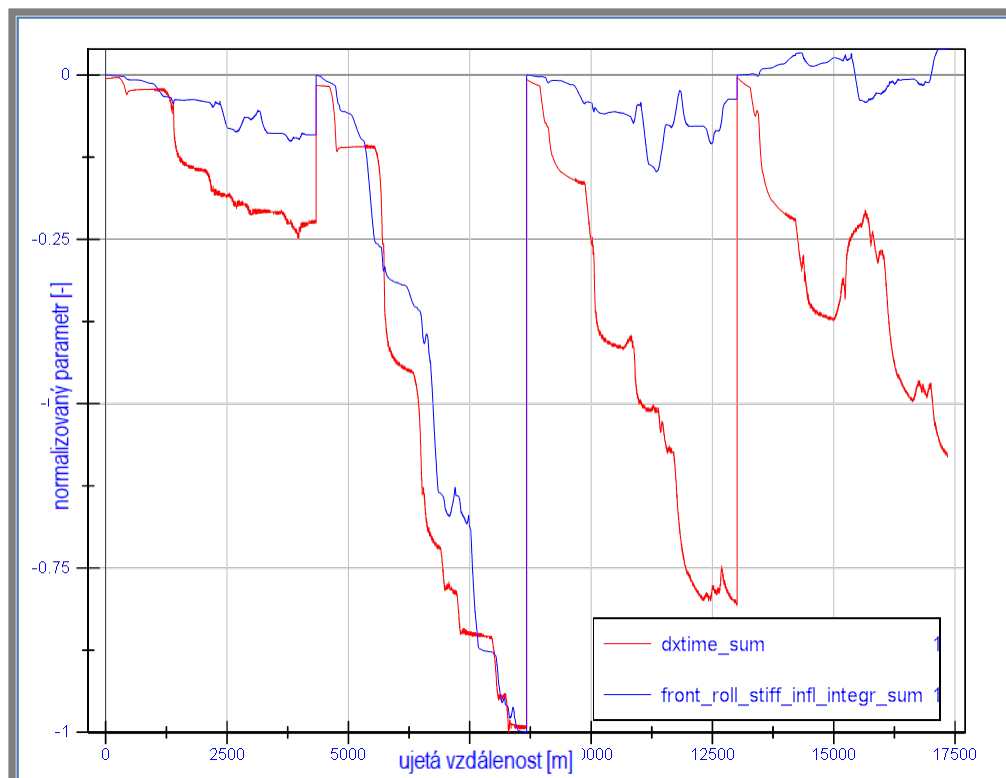
S ohledem na výše uvedené se jeví jako vhodné řešení provedení *normalizace* sumarizovaných dat takovým způsobem, aby nabývaly hodnot v rozsahu *intervalu*  $\langle -1,1 \rangle$ , kde platí že maximum z intervalu představuje největší diferenci kladnou nebo zápornou transformovaného parametru po vyhodnocení všech absolvovaných jízd v rámci analyzovaného testu. *DIAdem* nabízí normalizaci dat metodou *dělení maximální hodnotou*, která je definována následovně

$$y \mapsto \frac{y}{|y_{\max}|} \quad (5.34)$$

Vlastní výpočet je pak proveden prostřednictvím příkazu „*ChnNormalise*“, tak jak je uvedeno na příkladu v úvodu této kapitoly.

Přínos normalizace sumarizovaných dat tímto způsobem před vlastním zpracováním pomocí regresního modelu je možno shrnout do několika následujících bodů:

- Významná je především možnost jednoznačné identifikace vlivu jednotlivých nastavovacích parametrů (resp. jejich derivátů) na výkonnost vozidla tj. čas dosažený v měřeném úseku. Díky normalizaci velikost regresního koeficientu přímo vyjadřuje míru důležitosti parametru, kde vyšší hodnota odpovídá vyšší míře důležitosti.
- Relativní charakter regresních koeficientu daný normalizací dat dovoluje srovnání významu jednotlivých prvků nastavení na výkonnost vozidla pro různé typy vozidel, tratí a rozsahu nastavení.
- Regresní model vytvořený z normalizovaných dat lze považovat do jisté míry za parametrický. Odhad reálné, tj. absolutní závislosti mezi vstupem a výstupem lze tedy získat součinem regresního koeficientu a poměru skutečného rozsahu závislého (změny) a nezávislého parametru (času)
- Vytvoření jednoznačného a přehledného výstupu (obr. 5.31) s možností sledovat potenciální korelace mezi jednotlivými parametry



**Obr. 5.31** Příklad vizualizace datové řady po sumarizaci a normalizaci diferencí času (*dxtime\_sum*) a ukazatele vlivu klopné tuhosti na přední nápravě (*front\_roll\_stiff\_infl\_integr\_sum*) pro test Zeltweg & Sports Car

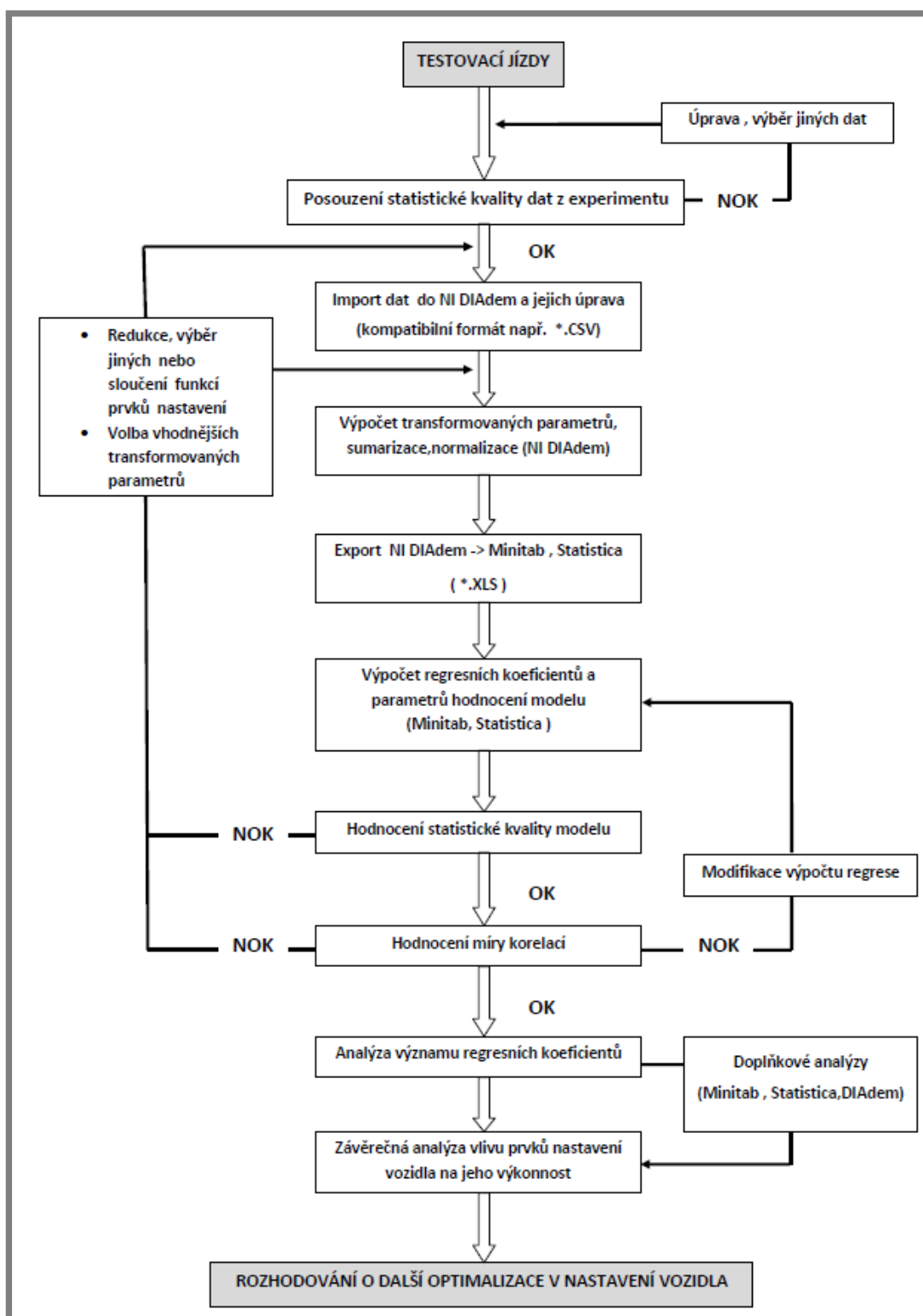
#### 5.4.4 Shrnutí navrhované metodiky a postupu tvorby modelu

Při praktickém využití uvedených postupů popsaných v předcházejících kapitolách je pro vícerozměrnou analýzu vlivů změny nastavení nutno respektovat jisté specifika a zásady tak, aby konečné závěry měly dostatečnou míru věrohodnosti pro správné rozhodnutí o dalších krocích při optimalizaci výkonnosti sportovního vozidla. Tyto zásady jsou pak stručně shrnuty v následujících odstavcích.

- Přestože metodika byla navrhována se záměrem, aby dokázala poskytnout přijatelné závěry analýzy i v případě že vstupní data nemají dostatečnou kvalitu (např. multikolinearita), je vhodné, aby testy resp. série jízd byly prováděny alespoň omezeně podle zásad plánovaného experimentu. Jak již bylo uvedeno, tato podmínka není nutná, nicméně významně může zvýšit přesnost odhadu vycházejícího z vypočteného regresního modelu.
- Účelem metodiky není stanovit přesnou hodnotu regresních koeficientů, která by sloužila zpětně k exaktním odhadům projevu jízdní dynamiky vozidla (tj. výkonnosti) pro definovanou změnu nastavení, ale vytvoření predikce chování (resp. trendů chování) systému pro jisté rozsahy nastavení. Důvodem je skutečnost, že v reálných podmínkách může být díky nelinearitám systému, vzájemné interakci jednotlivých prvků a neustálým změnám vnějších podmínek rozptýl výkonnosti vozidla poměrně značný a tuto chybu lze jen velmi obtížně eliminovat.
- Výsledek analýzy tj. predikce je platný pouze v rozsahu, ve kterém byly prováděny změny nastavení. Jak již bylo uvedeno, toto omezení je nutno respektovat s ohledem na možnou existenci chyby modelu danou jeho nelinearitou. Tomuto odpovídá i metodika vyhodnocení a formulace závěrů, tzn. nelze dělat univerzální predikce mimo měřený interval, pokud si nejsme např. ze zkušenosti jistí skutečně lineární závislosti.
- Změny v nastavení vozidla mohou ovlivnit i hodnotu transformovaného parametru, u jehož odpovídajícího prvku nastavení ke změně nedošlo. Tato skutečnost může do jisté míry u tohoto prvku snížit přesnost zpětného odhadu reálné závislosti mezi vstupem a výstupem (5.4.3.4), nicméně na korektnost významu regresního koeficientu tj. odhadu trendu vlivu nastavovacího prvku by tato odchylka obecně neměla mít významnější dopad.
- Zpětný odhad významnosti nastavovacích prvků z hodnot regresních koeficientů pro jednotlivé transformované parametry vyžaduje v některých případech dodatečné upřesňující analýzy skutečného vlivu. Tuto potřebu je nutno identifikovat např. z výsledků vzájemné korelace jednotlivých parametrů jež může odhalit nelinearity nebo z vlastností principiálně přímo definujících závislost jednotlivých prvků (např. celková klopná tuhost vozidla).

Uvedené specifika, tak jak byla uvedena, pak rovněž zohledňuje i samotný proces přípravy dat, výpočtu a vyhodnocení regresního modelu. Ten lze shrnout v obecném vývojovém diagramu (obr. 5.32) jehož jednotlivé kroky jsou detailněji rozvedeny v dalším popisu

1. Posouzení statistické kvality dat experimentu – před zahájením každé analýzy je nutno zvážit nakolik jsou výstupy testu korektní z hlediska statistické věrohodnosti i zpracovatelnosti (např. riziko multikolinearity apod.) a provést případné úpravy (např. sloučení více parametrů), které však respektují konečný požadavek analýzy tj. hodnocení vlivu vybrané skupiny nastavovacích prvků. Korektnost výstupních dat je pochopitelně možno pozitivně ovlivnit již před zahájením testu a to tvorbou vhodného testovacího plánu. Důležitým kritériem při výběru dat je také jejich kvalita s ohledem na konzistentnost, tj. pro analýzu by měly být vybírány data, které nejsou příliš ovlivněná např. chybou jezdce nebo dalšími faktory (změna podmínek apod.)
2. Import dat do NI DIAdem a jejich úprava – experiment byl prováděn s datovými výstupy *BOSCH LapSim V2003.6* (formát \*.MAT), nicméně obecně pro *NI DIAdem* je možno využít dat získaných pomocí kteréhokoliv libovolného komerčního systému pro datalogging nabízejícího některý z běžně kompatibilních formátů pro export dat (např. \*.CSV). Pro zpracování v dalších krocích je v případě dat získaných v reálném prostředí nutno posoudit také jejich kvalitu a dle potřeby provést odpovídající úpravu některou z funkcí pro zpracování signálu. Úpravou se v tomto případě rozumí především použití funkcí filtru, vyhlazení signálu či odstranění offsetu v případech kde by použitím původního např. výrazně zašuměného signálu hrozilo riziko zanesení chyb resp. snížení kvality vlastního regresního modelu (vliv odlehlých bodů apod.)
3. Výpočet transformovaných parametrů, sumarizace, normalizace – pro tuto fázi je klíčová především definice výpočtu transformovaných parametrů a jejich přiřazení k odpovídajícímu prvku nastavení vozidla, jehož se analýza týká. Disertační práce se zabývá pouze vybranými prvky (5.2.3) na kterých je demonstrován princip tvorby transformovaných parametrů a které mohou být dále univerzálně využívány. Pro širší nebo speciální analýzu výkonnosti sportovního vozidla je však třeba vytvářet rozsáhlejší knihovnu dalších transformovaných parametrů, které lze dle potřeb libovolně kombinovat resp. modifikovat. Z hlediska porovnatelnosti výsledků je pak vhodné pro konkrétní typ vozidla nebo analýz používat identickou skupinu těchto parametrů. Finální sumarizace a normalizace je pak standardním krokem úpravy všech transformovaných parametrů před zpracováním regresní analýzou.



Obr. 5.32 Vývojový diagram metodiky

4. Výpočet regresních koeficientů a parametrů hodnocení modelu – aplikací vícerozměrné regresní analýzy (*Minitab 16, Statistica v10*) jsou definovány hodnoty koeficientů pro jednotlivé transformované parametry a základní ukazatele hodnocení regresního modelu, jejichž výčet je uveden v následujícím bodu.
5. Hodnocení kvality regresního modelu – odvíjí se od obecných zásad a doporučení (5.3.1), které definují nakolik je regresní model kvalitní resp. vypočtené regresní koeficienty statisticky významné. Toto hodnocení resp. limitní hodnoty pak vychází z kritérií uvedených v následujícím seznamu.
- Pravděpodobnost chyby (p- value)  $< 0.05$
  - Studentův t-test (T) - vyšší absolutní hodnota předpokládá větší význam koeficientu
  - Směrodatná odchylka reziduí (s) – nižší hodnota znamená vhodnější model
  - Koeficient determinace (R-sq, R-sq-adj.) – pro hodnotu blízkou 1 model velmi dobře vysvětluje vztah mezi vstupní a výstupní proměnnou
  - Celkový F – test (F) - vyšší hodnota potvrzuje správně zvolený typ regresní funkce
  - Analýza vlastností reziduí - splnění podmínek pro normální rozložení, minimální variaci a nezávislost na jednotlivých hodnotách odhadu či pořadí pozorování

Pokud některá z podmínek není splněna, je nutno individuálně s ohledem na okolnosti zvážit, zda je možno takto vypočtené regresní koeficienty použít pro další kroky nebo je nutno některé prvky nastavení z analýzy odstranit, resp. modifikovat vlastnosti transformovaných parametrů a provést nový návrh regresního modelu

6. Hodnocení míry korelací – podmínky při kterých lze riziko přítomnosti a potenciálního vlivu multikolinearity (5.3.1) považovat za nevýznamné je možno posoudit pomocí základních hodnotících kritérií
- Hodnoty jednoduchých korelačních koeficientu dvojic vysvětlujících proměnných  $< 0,8$
  - Faktor změny variability (VIF) - hodnoty  $VIF < 10$  naznačují nízkou úroveň kolinearitu, která nemusí mít negativní účinky ( $VIF=1$  znamená nulovou korelaci)

Vzhledem k již několikrát zdůrazněnému faktu, že jednotlivé prvky nastavení vozidla resp. jejich funkce jsou v mnoha případech významně provázány, lze očekávat poměrně vysokou pravděpodobnost situací, kdy transformované parametry tuto vlastnost budou sdílet také. Pokud bude podle výše uvedených kritérií detekována multikolinearita, je nutno stejně jako při hodnocení kvality regresního modelu zvážit nakolik tento fakt ignorovat resp. jak s ním dále při

analýze pracovat. V případě, že negativní vliv multikolinearity bude významný, je nutno zvolit některý z alternativních výpočtů, např. hřebenová regrese [39] nebo provést modifikaci regresorů vstupujících do modelu. I když vysoká multikolinearita velmi komplikuje konstrukci a kvantifikaci modelu, nemusí být na závadu, je-li tento model užíván pouze k predikčním účelům (což je případ této metodiky). Z obecného pohledu rozbor příčin a důsledků multikolinearity u technických systémů tak může v mnoha případech přinést užitečná informace, protože identifikuje resp. potvrzuje takto funkční vazby i jejich kvality. Je tedy výhodnější s multikolinearitou v těchto případech pracovat, než se jí nějakým způsobem snažit eliminovat. Pro účely aproximace dat a konstrukce modelů, které mají „vyhladit“ experimentální závislosti není multikolinearita na obtíž, zůstává pouze numerické hledisko, spočívající ve špatné podmíněnosti matice  $X^T X$ .

7. Analýza významu regresních koeficientů – při interpretaci významu a smyslu je nutno vycházet z vlastností a výpočtů transformovaných parametrů ve vztahu k výstupnímu tj. závislému parametru, kterým je hodnota difference času ( $dxtime\_sum$ ). S ohledem na obecný výpočet difference uvedený v (5.32) získává její hodnota záporný tvar v případě, že hodnocený parametr u jednotlivé jízdy nabývá větší hodnoty než je hodnota z jízdy referenční (tj. nejrychlejší). V případě posuzování časové difference bude tato hodnota vždy záporná (5.4.3.3), z čehož vychází hodnocení významu znaménka regresního koeficientu u všech dalších transformovaných parametrů.

- „Ukazatel vlivu změny světlé výšky“ má kladnou hodnotu regresního koeficientu v případě, že zvyšování světlé výšky vozidla má negativní dopad na celkový dosažený čas
- „Ukazatel vlivu změny nastavení tuhosti diferenciálu“ má kladnou hodnotu regresního koeficientu v případě, kdy zvyšování rozdílu otáček kol hnané nápravy, tj. snižování svornosti diferenciálu má negativní dopad na celkový dosažený čas
- „Ukazatel vlivu klopné & klonivé na přední a zadní nápravě“ má kladnou hodnotu regresního koeficientu v případě, kdy zvyšování tuhosti pružin nebo stabilizátoru má negativní dopad na celkový dosažený čas

Uvedené významy platí i jako vice-versa v situaci kdy znaménko regresního koeficientu je záporné. Velikost regresního koeficientu pak naznačuje relativní významnost transformovaného parametru resp. prvku nastavení pro danou kombinaci změn všech parametrů a konkrétní test s omezeními uvedenými v úvodu této kapitoly.

8. Závěrečná analýza vlivu prvku na nastavení vozidla – při hodnocení skutečného významu velikosti regresních koeficientu s ohledem na predikci vlivu nastavovacích prvku je nutno zohlednit komplexně všechny provedené změny a jejich vliv na výkonnost vozidla. Tento proces může být poněkud náročnější v případech, kdy výsledky testu vykazují vliv multikolinearity a nelineárních závislostí. K pochopení těchto vlivů je však velmi přínosná vizuální analýza korelační matice transformovaných parametrů (obr. 5.13) a

srovnání jejich normalizovaných charakteristik (obr.5.30). Tyto normalizované charakteristiky pak rovněž mohou napomoci při hodnocení významu korelace mezi vybraným parametrem a průběhem diference času, kdy vysoká míra korelace může naznačovat vliv parametru na výkonnost po celé délce měřeného úseku a naopak. Tato informace také může přispět v dalších krocích např. k identifikaci klíčových úseků trati z pohledu výkonnosti vozidla. Komplexní analýza rovněž vyžaduje řešení složeného významu regresních parametrů a to nejen v případě výskytu kolinearit, ale zejména v hodnocení kombinovaného efektu (např. vliv pružiny na klopnou&klonivou tuhost), kde je nutno vytvořit vhodnou syntézu velikostí korelačních koeficientů pro daný prvek nastavení.

## 6. ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ

6

### 6.1 Vyhodnocení experimentálního testu

6.1

Návrh a postupná optimalizace metodiky byla v jednotlivých interaktivních krocích prováděna především na základní sadě dat získané během experimentálního testu na virtuální trati v Zeltwegu, jehož podrobnosti jsou uvedeny již v kapitole 5.4.1. Tyto data byly po úpravě, výpočtu transformovaných parametrů a normalizaci (viz. 5.4.3) následně zpracována v programu *Minitab 16*, resp. *Statistica v10*.

#### 6.1.1 Základní výpočet regresních koeficientů

6.1.1

V obou případech je použito funkce *Vícenásobné regrese*, u které lze nadefinovat dle potřeby rovněž i některé další kritéria výpočtu. Výstupy (*Minitab 16*) tj. regresní koeficienty a parametry hodnocení modelu jsou pak následující:

The regression equation is

```
dxtime_sum = - 0,0559 - 0,615 Diff_Speed_integr_sum
             + 2,03 weight_trans_infl_integr_sum
             + 0,247 front_roll_stiff_infl_integr_su
             - 1,08 rear_roll_stiff_infl_integr_sum
             + 0,203 front_pitch_infl_integr_sum
             - 0,584 rear_pitch_infl_integr_sum
```

Predictor	Coef	SE Coef	T	P	VIF
Constant	-0,0559355	0,0008263	-67,69	0,000	
Diff_Speed_integr_sum	-0,615031	0,008935	-68,84	0,000	28,866
weight_trans_infl_integr_sum	2,02972	0,03763	53,94	0,000	696,427
front_roll_stiff_infl_integr_su	0,24729	0,01026	24,10	0,000	32,031
rear_roll_stiff_infl_integr_sum	-1,07768	0,02049	-52,60	0,000	207,337
front_pitch_infl_integr_sum	0,20287	0,01053	19,26	0,000	41,757
rear_pitch_infl_integr_sum	-0,58433	0,01560	-37,47	0,000	115,211

S = 0,0609038    R-Sq = 95,2%    R-Sq(adj) = 95,2%

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	6	1265,02	210,84	56840,57	0,000
Residual Error	17337	64,31	0,00		
Total	17343	1329,33			

Source	DF	Seq SS
Diff_Speed_integr_sum	1	631,62
weight_trans_infl_integr_sum	1	587,02
front_roll_stiff_infl_integr_su	1	2,84
rear_roll_stiff_infl_integr_sum	1	34,62
front_pitch_infl_integr_sum	1	3,71
rear_pitch_infl_integr_sum	1	5,21

Z výstupů vytvořeného regresního modelu tj. jednotlivých regresních koeficientů byly provedeny předběžné odhady vlivu jednotlivých prvků nastavení vozidla na dosažený čas v jednom kole (*dxtime\_sum*). V následujícím přehledu jsou jednotlivé prvky seřazeny podle velikosti regresního koeficientu tj. významnosti od nejvyšší k nejnižší

1. **Změna světlé výšky** reprezentovaná parametrem přenosu váhy (*weight\_trans\_infl\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = 2.03**. Z hlediska hodnocení tohoto parametru lze konstatovat, že nárůst světlé výšky vozidla se negativně projevuje na čase dosaženém v měřeném úseku. Tento vliv je zcela jistě významný (téměř dvojnásobná hodnota oproti dalšímu parametru). Důvodem bude především skutečnost, že obecně je z hlediska jízdní dynamiky výška těžiště důležitým parametrem, podpořená navíc v tomto případě poměrně rozsáhlou změnou v rozmezí 0-80% celkového možného rozsahu nastavení.
2. **Změna klopné tuhosti zadní nápravy** reprezentovaná parametrem míry rezistence proti naklonění vozidla (*rear\_roll\_stiff\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = -1.08**. Záporná hodnota koeficientu znamená, že větší hodnota klopné tuhosti na zadní nápravě má pozitivní vliv na dosažený čas na jedno kolo. Protože tento transformovaný parametr zahrnuje současný vliv tuhosti pružin a stabilizátoru, je nutno přihlídnout i k výsledkům souvisejících parametrů, případně korelační analýzy.
3. **Nastavení míry svornosti diferenciálu** reprezentovaná rozdílem otáček kol (*Diff\_speed\_integer\_sum*) nabývá hodnoty **coef = -0.615**. V tomto případě lze výsledek interpretovat jako negativní vliv zvýšené svornosti diferenciálu na čas dosažený v jednom měřeném kole. Tento závěr pak není ani v rozporu s očekáváními vycházejícími z obecných poměrů jízdní dynamiky, konceptu vozidla (pohon zadních kol) a charakteru tratě se zatáčkami většího poloměru.
4. **Změna klonivé tuhosti zadní nápravy** reprezentovaná parametrem míry rezistence proti zaklonění vozidla (*rear\_pitch\_infl\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = -0.584**, což opět znamená, že vyšší tuhost zadních pružin je pozitivním faktorem z hlediska lepšího dosaženého času. Pro správnou interpretaci je tomto případě nutno zohlednit rovněž výsledek vlivu klopné tuhosti zadní nápravy, na které se tuhost pružiny také podílí.
5. **Změna klopné tuhosti přední nápravy** reprezentovaná parametrem míry rezistence proti naklonění vozidla (*front\_roll\_stiff\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = 0.247**. Kladný koeficient znamená, že nižší hodnota klopné tuhosti na přední nápravě má pozitivní vliv na dosažený čas v jednom kole. Protože tento transformovaný parametr také zahrnuje současný vliv tuhosti předních pružin a stabilizátoru, je rovněž nutno při závěrečné analýze tento fakt zohlednit.

6. **Změna klonivé tuhosti přední nápravy** reprezentovaná parametrem míry rezistence proti předklonění vozidla (*front\_pitch\_infl\_integr\_sum*) nabývá hodnoty *coef* = **0.203**. Lepší výkonnosti tj. rychlejšího času tedy bude dosaženo v případě nižší tuhosti předních pružin. I zde je nutno brát do úvahy kombinaci s vlivem pružiny na klopnou tuhost přední nápravy.

Jak bylo zdůrazněno v popisu metodiky (5.4.4), tyto základní výsledky nelze zobecňovat a jsou platné pouze v rozsahu, ve kterém u každého nastavovacího parametru byly prováděny změny. Komplexnější posouzení je potom nutno dát rovněž také do souvislosti s výsledky následné korelační analýzy. Protože se však jednalo o experimentální test, byly provedeny také další simulace za účelem identifikace single-charakteristik jednotlivých nastavovacích prvků se kterými budou výstupy regresního modelu porovnány.

### 6.1.2 Hodnocení kvality modelu a vlivu korelací

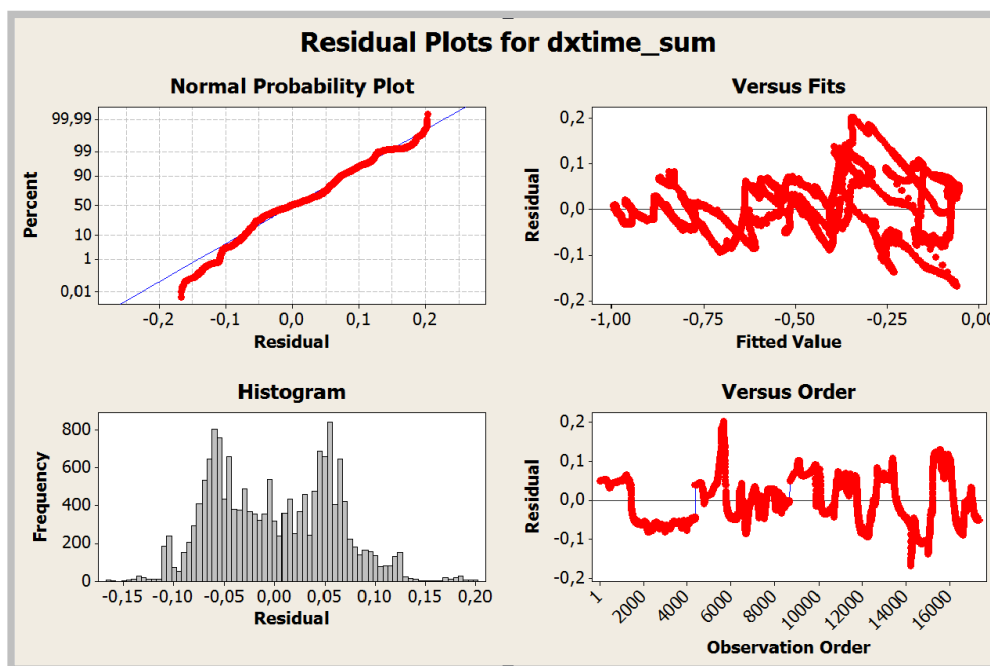
6.1.2

Vlastní regresní model resp. jeho kvalita je na základě výsledků uvedených v 6.1.1 posouzena podle standardních kritérií (5.4.4) a výsledky tohoto hodnocení jsou uvedeny v tab.6.1. Součástí těchto výsledků je také analýza vlastností reziduí dle grafických výstupů na obr. 6.1.

**Tab.6.1** Hodnocení kvality regresního modelu včetně analýzy vlastností reziduí pro experimentální test – Zeltweg&Sport Car

	weight_trans_infl_integr_sum	rear_roll_stiff_integr_sum	Diff_speed_integer_sum	rear_pitch_infl_integr_sum	front_roll_stiff_integr_sum	front_pitch_infl_integr_sum
<b>p- value &lt; 0.05</b>	0,00 OK	0,00 OK	0,00 OK	0,00 OK	0,00 OK	0,00 OK
<b>t-test (T)</b>	53,94 OK	-52,60 OK	-68,84 OK	-37,47 OK	24,10 OK	19,26 OK
<b>směrodat. odch. reziduí (s)</b>	0,061 OK					
<b>koef. determ. R-sq / R-sq-adj.</b>	0,952 / 0,952 OK					
<b>F – test (F)</b>	56840,57 OK					
<b>VIF &lt;10</b>	696,43 NOK	207,337 NOK	28,866 NOK	115,21 NOK	32,031 NOK	41,457 NOK
<b>norm. rozložení reziduí modelu</b>	OK					
<b>nezáv. rezid. na hodnot. odhadu</b>	OK					
<b>nezáv. rezid. na poř. pozorování</b>	OK					

Při úvodním rozboru kvality modelu je nutno konstatovat že u jeho výpočtu (návrhu) bylo dosaženo poměrně příznivé hodnoty všech hlavních indikátorů, což naznačuje dobré proložení dat regresní přímkou. Analýza grafů reziduí tuto skutečnost v zásadě potvrzuje, přestože tvar rozložení reziduí není úplně ideální (tj. v porovnání s normálním rozložením). Rovněž zde není zjevná závislost reziduí na jednotlivých hodnotách odhadů nebo pořadí pozorování přičemž vykazují také přijatelnou variaci okolo střední hodnoty.



Obr. 6.1 Graf reziduí pro hodnocení kvality proložení modelu – experimentální test Zeltweg&Sports Car (Minitab)

Z výsledků v tab.6.1 je však zřejmé, že ani jeden z transformovaných parametrů nespĺňuje podmínku pro maximální hodnotu u faktoru změny variability (VIF), což naznačuje přítomnost silné multikolinearity. Velmi výrazně (cca 11-70x) je limitní hodnota překročena především u ukazatele vlivu světlé výšky (*weight\_trans\_infl\_integr\_sum*), ukazatele vlivu klopné tuhosti zadní nápravy (*rear\_roll\_stiff\_integr\_sum*) a ukazatele vlivu změny klonivé tuhosti zadní nápravy vozidla (*rear\_pitch\_infl\_integr\_sum*). Jako další krok byl tedy proveden výpočet jednoduchých korelačních koeficientů pro každý parametr (tab.6.2), který posloužil jako zdroj k dalšímu rozboru a náhledu na významnost resp. důsledky vzniklé multikolinearity. Z hodnot korelačních koeficientů pro jednotlivé dvojice parametrů pak bylo možno vyvodit následující závěry.

- Násobná než vyšší než limitní (0.8) úroveň korelace byla potvrzena u transformovaných parametrů, které vykazovaly vysokou hodnotu VIF (*weight\_trans\_infl\_integr\_sum*, *rear\_roll\_stiff\_integr\_sum*, *rear\_pitch\_infl\_integr\_sum*). U těchto parametrů je z výsledku rovněž zřejmá vysoká vzájemná provázanost.

- Vysoká korelace u ostatních prvků může být dána jejich funkční propojeností např. *front\_pitch\_infl\_integr\_sum* vs. *rear\_pitch\_infl\_integr\_sum*, nebo jako nepřímý důsledek korelací při změnách nastavovacího prvku (viz. Příloha I) během testu např. *rear\_roll\_stiff\_integr\_sum* vs. *Diff\_speed\_integer\_sum*.
- Vzhledem k charakteru a vzájemné propojenosti funkce některých nastavovacích prvků není multikolinearita překvapivým zjištěním a z hlediska komplexnosti celého systému (závodní vozidlo) ji takto nelze považovat za vyloženě negativní faktor. Proto je možno s ní počítat v dalších krocích, nicméně za předpokladu, že bude vhodným způsobem zahrnuta do hodnocení souběžného vlivu korelovaných prvků. Z tohoto pohledu pak není nutno provádět redukci nebo modifikaci transformovaných parametrů případně provádět alternativní přepočít regresečního modelu.

Tab. 6.2 Hodnota Pearsonových korelačních koeficientů dvojic transformovaných parametrů pro experimentální test – Zeltweg&Sport Car

	<b>dxtime_sum</b>	<b>Diff_Speed_integ</b>	<b>weight_trans_inf</b>	<b>front_roll_stiff</b>	<b>rear_roll_stiff</b>	<b>front_pitch_infl</b>
<b>Diff_Speed_integ</b>	-0,689					
	0					
<b>weight_trans_inf</b>	0,378	0,353				
	0	0				
<b>front_roll_stiff</b>	0,7	-0,976	-0,321			
	0	0	0			
<b>rear_roll_stiff</b>	0,261	0,442	0,985	-0,417		
	0	0	0	0		
<b>front_pitch_infl</b>	0,483	0,256	0,964	-0,224	0,914	
	0	0	0	0	0	
<b>rear_pitch_infl_</b>	0,452	0,272	0,986	-0,224	0,951	0,967
	0	0	0	0	0	0

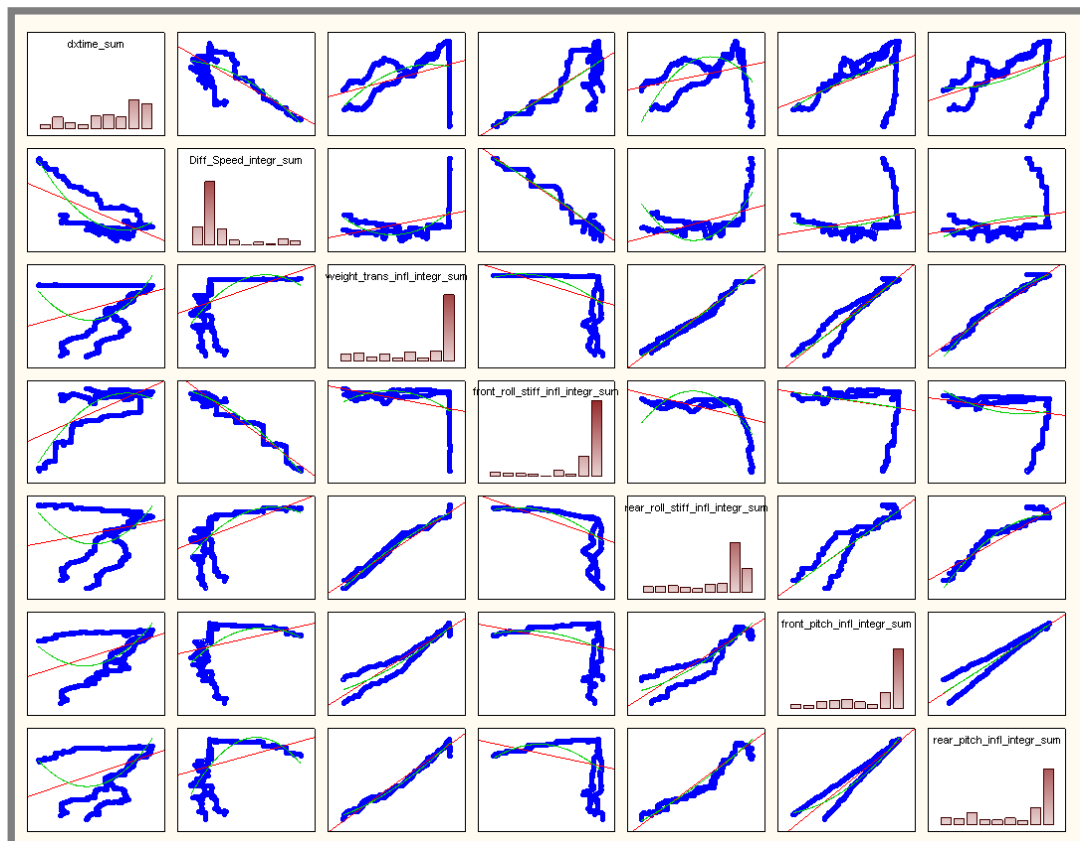
Cell Contents: Pearson correlation  
P-Value

### 6.1.3 Interpretace výsledků

6.1.3

K provedení predikce významnosti vlivu jednotlivých prvků nastavení na výkonnost vozidla z předcházejícího vyplývá, že je nutno zaměřit pozornost především na transformované parametry resp. skupinu parametrů, které vykazují vysokou míru korelace. Z tohoto pohledu je důležité provést hodnocení korelační analýzy tj.

osvětlit význam a smysl jednotlivých Pearsonových koeficientů. Kromě přehledu uvedeném v tab.6.2 je v tomto případě vhodnou pomůckou také grafická podoba korelační matice (obr.6.2), která přehledně znázorňuje vztahy mezi jednotlivými transformovanými proměnnými resp. diferencí času.



**Obr. 6.2** Korelační matice transformovaných parametrů a diference času s vypočtenou lineární i kvadratickou regresní funkcí a rozložením četnosti výskytu – experimentální test Zeltweg & Sport Car (Statistica)

Při vlastním hodnocení je nutno vycházet nejlépe z analýzy vlivu změny světlé výšky jakožto parametru s největší hodnotou regresního koeficientu a současně nejvyšší hodnotou faktoru změny variability VIF (tj. vysoké hodnoty korelací). Jelikož uvedené fakta naznačují, že jeho vliv na výkonnost vozidla by měl být poměrně vysoký je tuto domněnku nutno také podložit vhodnými argumenty. Z pohledu jízdní dynamiky vozidla je poloha výšky těžiště, která je pochopitelně ovlivněna změnou světlé výšky jedním z klíčových parametrů při přenosu váhy během dynamických změn směru. Při experimentu došlo rovněž k poměrně velké změně světlé výšky (80% rozsahu nastavení), což v uvedené souvislosti přikládá tomuto parametru opět velký význam. Toto může být také příčinou výrazné souhlasné korelace s transformovanými parametry *rear\_roll\_stiff\_integr\_sum* a *rear\_pitch\_infl\_integr\_sum* jejichž funkce resp. význam je podobný tj. vyjadřují velikost změny zatížení kol při změně velikosti příčného nebo podélného zrychlení. Je nutno rovněž poznamenat, že model vozidla v použité verzi simulátoru nedovoloval změnu některých kinematických parametrů, takže velikost klopení i

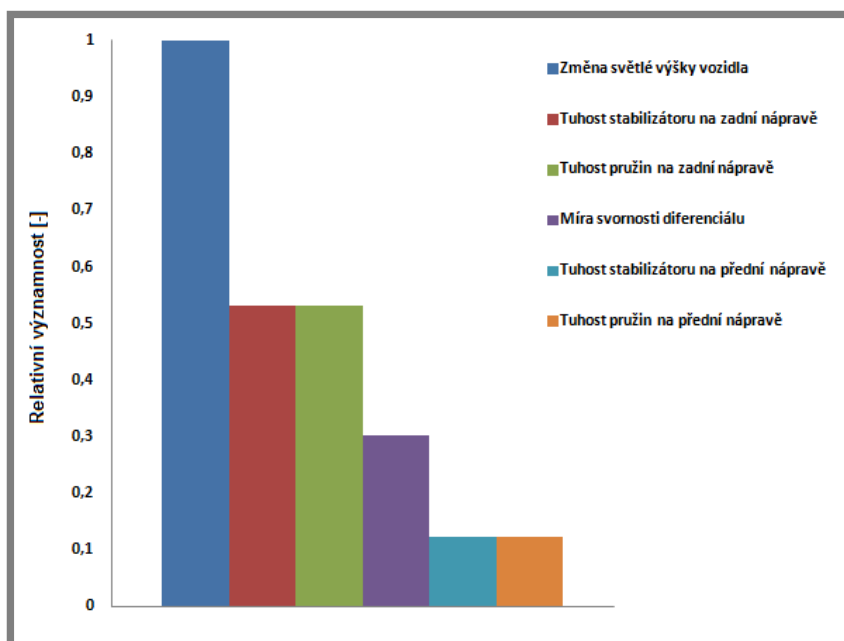
klonění byla takto ovlivněna právě se změnou výšky těžiště což naznačuje i samotná korelační matice (obr.6.2)

Co se týče ostatních transformovaných parametrů, zde byly důvody vyšší míry korelace již naznačeny při hodnocení kvality modelu (6.1.2) a s ohledem na jejich nižší význam z pohledu výkonnosti vozidla jim tedy není nutno věnovat bližší pozornost. Obecné závěry a predikci vlivu nastavení pro dané podmínky lze tedy zformulovat konečným způsobem následovně:

- **Změnu světlé výšky vozidla** je možno považovat v dané souvislosti za nejvýznamnější faktor, který ovlivňoval výkonnost tj. dosažený čas v jednom okruhu. Kromě nejvyšší hodnoty vztaženého regresního koeficientu (2.03) ji lze díky vysoké korelaci zejména s klopnou a klonivou tuhostí zadní nápravy považovat za parametr, jehož význam může narůstat právě v kombinaci se změnami těchto parametrů. Z hlediska nastavení je pak nižší světlá výška příznivější z hlediska dosaženého času, což je ostatně pouze potvrzení obecné vlastnosti tohoto parametru.
- **Tuhost stabilizátoru na zadní nápravě** výrazně ovlivňuje spolu s tuhostí pružiny celkovou klopnou tuhost zadní nápravy. Vztažený regresní koeficient (1.08) spolu s korelací vlivu světlé výšky a klonivé tuhosti zadní nápravy naznačuje, že klíčovou oblastí z hlediska nastavení vozidla bude právě zadní část vozidla resp. zadní náprava. Kromě synergie efektů uvedených parametrů svou roli bude rovněž hrát větší zatížení zadní nápravy (60% celkové hmotnosti vozidla) a skutečnost, že se jedná o nápravu hnanou. Přítomnost již zmíněné multikolinearity rovněž naznačuje, že žádný z korelovaných parametrů nemusí být dostatečně silný a jeho význam může být ovlivněn, nicméně charakter jeho průběhu by měl zůstat nezměněn. Z výsledku pak tedy vyplývá, že vyšší tuhost stabilizátoru (pružiny) dovoluje dosažení lepšího času na jedno kolo.
- **Tuhost pružin na zadní nápravě** má podle velikosti vztaženého regresního koeficientu (0.584) význam nižší, tento se však týká klonivé tuhosti tj. dynamické změně v podélném směru. Vzhledem ke zmíněnému faktu, že pružina ovlivňuje i klopnou tuhost, její význam je tedy ekvivalentní významu stabilizátoru uvedeném v předchozím odstavci. I v tomto případě platí, že vyšší tuhost pružiny dovoluje dosažení lepšího času na jedno kolo.
- **Míra svornosti diferenciálu** a její vliv resp. velikost vztaženého regresního koeficientu (0.615) je opět nutno posuzovat z hlediska významnosti hnané (zadní) nápravy. Protože samotný projev účinku velikosti nastavení svornosti resp. míry prokluzu diferenciálu obecně závisí také na velikosti rozdílu svislého zatížení kol hnané nápravy, je nutno hodnotit významnost také v tomto kontextu. Z tohoto pohledu by bylo pak vhodné zvážit pro budoucí aplikace eventuální možnost korekce tohoto transformovaného parametru např. pomocí velikosti klopné tuhost nápravy. Protože v tomto případě však není významná žádná korelace s některým z parametrů ovlivňující funkci zadní nápravy (obr. 6.2), lze odhad vlivu považovat za přijatelný. Z hlediska

účinku pak regresní analýza ukazuje, že menší svornost diferenciálu je výhodnější z hlediska dosažení lepšího času. Za zmínku pak stojí i opačná polarita v korelaci s ukazatelem vlivu klopné tuhosti na přední nápravě tj. tuhostí předního stabilizátoru, která naznačuje, že vyšší hodnota klopné tuhosti může mít na této trati pravděpodobně podobný efekt ekvivalentní zvýšení svornosti diferenciálu

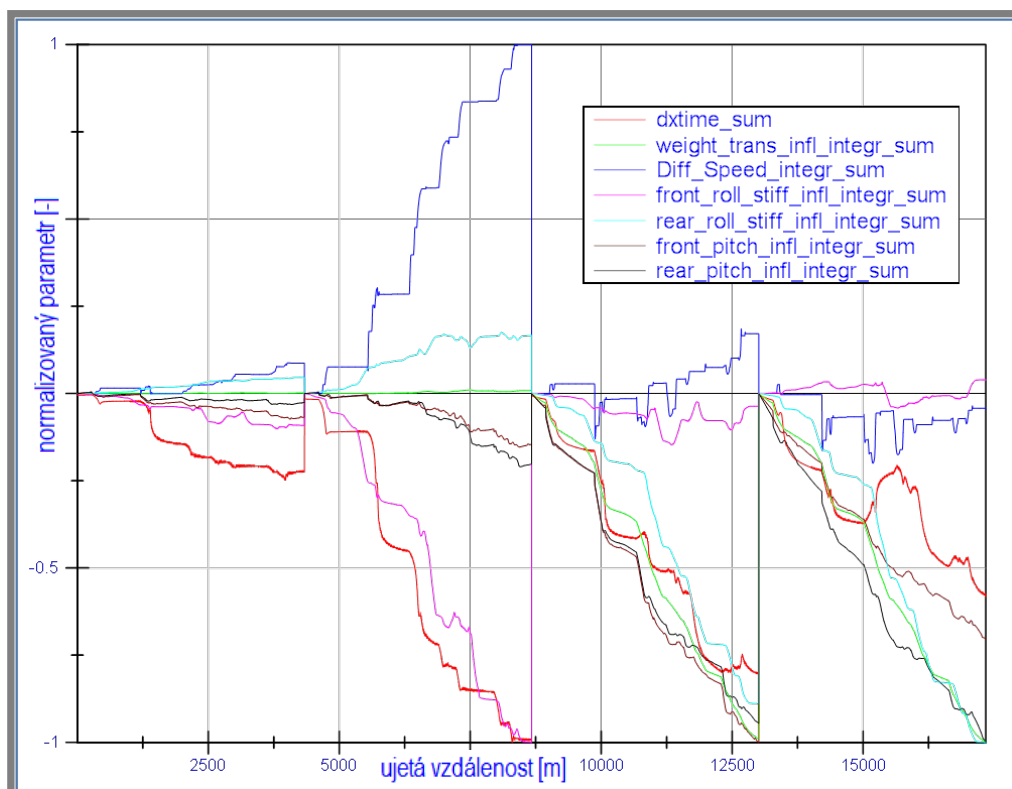
- **Tuhost stabilizátoru na přední nápravě** je hlediska komplexního hodnocení provedeného experimentu méně významným faktorem. Velikost vztaženého regresního koeficientu (0.247) predikuje cca 4x nižší potenciál který by mohl zvýšit výkonnost vozidla v porovnání s úpravami na zadní nápravě. Tento výsledek je však opět nutno brát v kontextu rozsahu všech změn, které byly během testovacích jízd na voze provedeny. Pro změny nastavení pak zde platí, že nižší tuhost stabilizátoru/pružiny dovoluje dosažení lepšího času na jedno kolo.
- **Tuhost pružin na přední nápravě** vykazuje podobnou hodnotu vztaženého regresního koeficientu (0.203) jako stabilizátor, jejich význam je tedy v zásadě identický jak z pohledu podélného tak i příčného zrychlení. Stejně jako v případě zadní nápravy lze i zde účinek pružin ohodnotit stejnou mírou vlivu i efektu tj. nižší tuhost pružiny dovoluje lepší čas na jedno kolo.



**Obr. 6.3** Porovnání relativní významnosti jednotlivých nastavovacích prvků na základě predikce z regresního modelu – experimentální test Zeltweg&Sport Car

Zajímavou informaci může rovněž přinést hodnocení Pearsonova korelačního koeficientu mezi parametrem reprezentujícím časovou diferencí ( $dxtime\_sum$ ) a jednotlivými transformovanými parametry (tab.6.2). Protože žádný z těchto

koeficientů nemá charakter reprezentující velmi těsnou korelaci ( $> 0.8$ ), lze se domnívat, že ani jeden nastavovací prvek neovlivňuje výkonost vozidla v celé délce tratě. Z tohoto pohledu neexistuje klíčový parametr a čas dosažený v jednom kole je pouze kombinací vlivu všech parametrů v jednotlivých úsecích tratě. Detailnější analýzu těchto vlivů lze provést například rozбором průběhu časové diference vs. jednotlivé normalizované transformované parametry na ose reprezentující vzdálenost (obr 6.4)



Obr. 6.4 Souhrn průběhu normalizovaných diferencí u transformovaných parametrů a času v závislosti na celkové ujeté vzdálenosti – experimentální test Zeltweg & Sport Car

#### 6.1.4 Ověření korektnosti odhadu

6.1.4

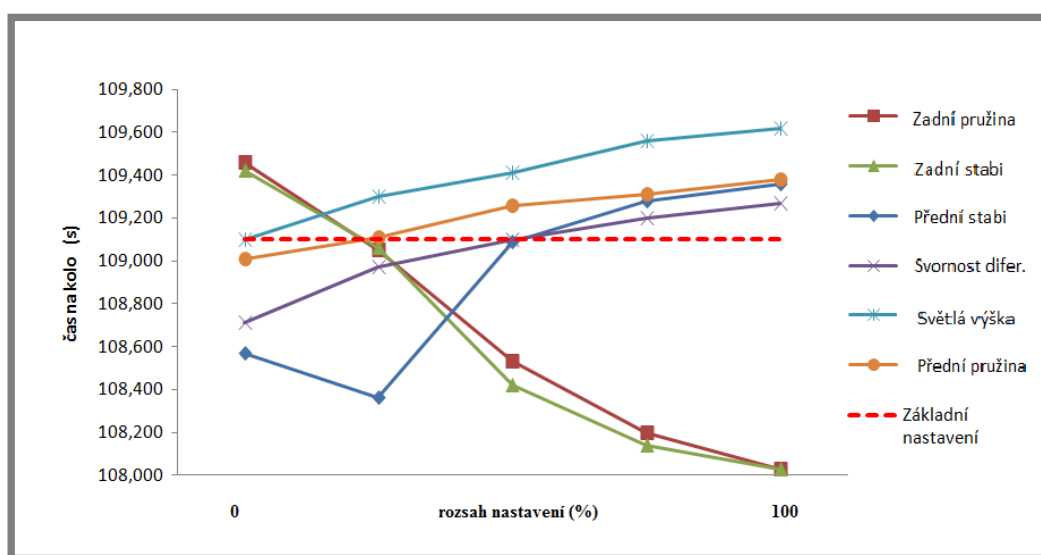
Součástí procesu návrhu metodiky bylo rovněž interaktivní ověřování výsledků analýz pomocí nezávislých simulačních testů pro identický typ tratě a vozidla. Cílem bylo provést především testovací jízdy pro jeden nebo kombinaci dvou nastavovacích prvků vozidla tak, aby bylo možno odhadnout jejich základní charakteristiku jako srovnávací parametr pro posouzení správnosti odhadu vycházejícího z regresní analýzy. Je nutno poznamenat, že právě v tomto procesu se jako velká výhoda projevilo využití simulátoru *BOSCH LapSim V2003.6*, kdy mohl proběhnout cyklus relativně vysokého počtu virtuálních jízd, které by v reálných podmínkách byly z finančních a časových důvodů neproveditelné.

### 6.1.4.1 Single změna parametru

Podmínky pro ověření vlivu single parametru byly nastaveny následovně:

- Změna parametru (nastavení) probíhala v jednotlivých krocích po intervalech tak, aby přibližně odpovídala  $0 - 25 - 50 - 75 - 100\%$  celkového rozsahu nastavení uvedeném v 5.4.1.
- Nastavení ostatních parametrů bylo identické s hodnotami z jízdy v experimentálním testu, ve které bylo dosaženo nejlepšího času.

Dosažené výsledky (tj. čas na kolo) pro změny jednotlivých parametrů jsou graficky znázorněny na obr. 6.5. kde je rovněž porovnání s referenčním časem nejrychlejšího kola dosaženého v experimentálním testu. Z výsledku je patrné, že predikce pomocí regresní analýzy správně definovala smysl vlivu jednotlivých prvků nastavení (znaménko regresního koeficientu), tj. zvýšení tuhosti zadních pružin a stabilizátoru má obecně pozitivní vliv na dosažený čas, zatímco u ostatních parametrů je efekt opačný. Graf rovněž ukazuje nelinearitu v chování resp. vlivu tuhosti předního stabilizátoru, která se během experimentu ovšem neprojevila, protože oblast prováděných změn (40-56% celkového rozsahu nastavení) je mimo toto hlavní pásmo nelinearity (globální minimum).



Obr. 6.5 Vliv změny single parametrů na dosažený čas v jednom kole – experimentální test Zeltweg & Sport Car

Pro hodnocení odhadu vlivu prvků nastavení při single změně byly dále jednotlivé závislosti proloženy lineární regresní přímkou a provedeno takto hodnocení významu individuálních parametrů pro tento specifický případ. V případě vlivu předního stabilizátoru se při tomto přístupu sice jedná o významnější nepřesnost, nicméně pro obecné hodnocení bude považována jeho funkce i zde za blízkou lineární. Protože ve vlastním experimentálním testu probíhaly změny nastavení každého parametru pouze

v omezeném rozsahu (5.4.1) bylo rovněž provedeno srovnání jejich vlivu pouze v mezích, který přibližně odpovídá této „min-max“ hodnotě z celkového rozsahu (viz . Příloha II). Pro obě tyto varianty byl odhadnutý regresní koeficient dále normalizován a je uveden v tab.6.3. V posledním sloupci tabulky je pak také uveden rozdíl mezi oběma variantami, kde větší odlišnost je možno konstatovat pouze u vlivu tuhosti předního stabilizátoru, který lze přičíst zejména již zmíněné výrazné nelinearitě a tuhosti zadní pružiny. V případě zadní pružiny je možno tento větší rozdíl vysvětlit skutečností, že změna rozsahu proběhla během experimentu pouze v úzkém rozpětí (20%), a na základě bližšího zkoumání lze rovněž odhalit vliv součtu drobných nelinearit celého systému. Ta se mimo jiné projevila prudkým nárůstem absolutní významnosti vlivu zadního stabilizátoru (tj. skutečnou diferencí času), která poměrně výrazně ovlivnila právě význam tuhosti zadní pružiny. S obecného pohledu pak tato provedená analýza představuje *potenciál single parametrů ovlivnit výkonnost vozidla* pro celkovou konfiguraci nastavení ověřovanou během experimentálního testu.

**Tab. 6.3** Normalizovaný odhad koeficientů lineární regresní funkce závislosti času na jedno kolo a single změny prvku v celém vs. omezeném rozsahu nastavení pro experimentální test – Zeltweg&Sport Car

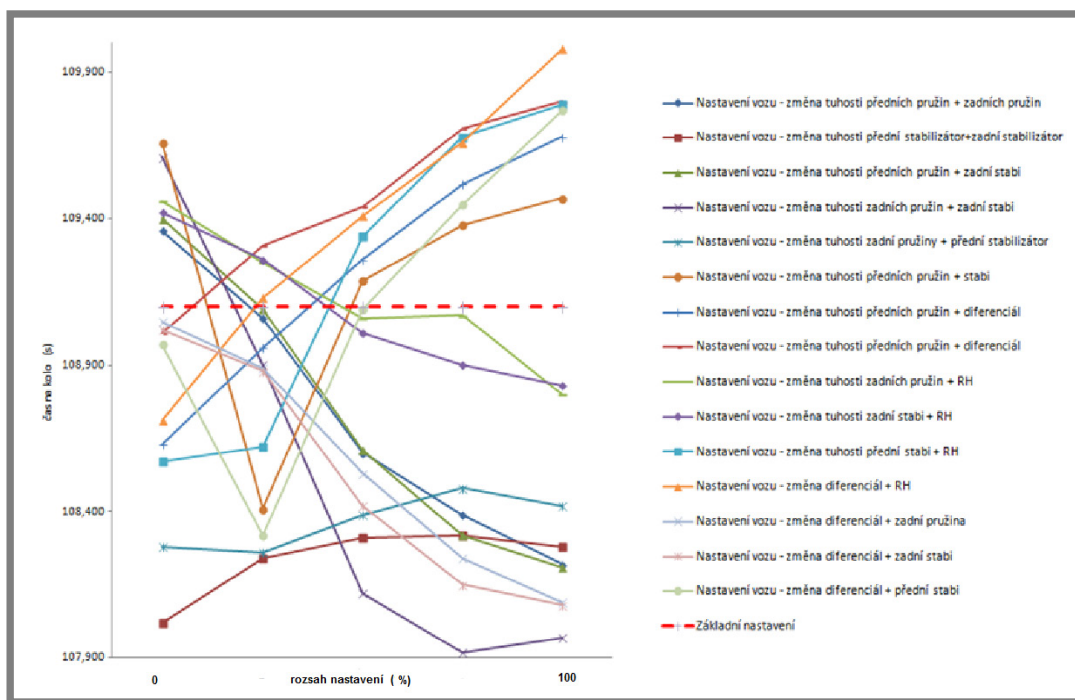
	Normalizovaný regresní koeficient		
	Celý rozsah nastavení	Omezený rozsah nastavení	Rozdíl
<b>Vliv tuhosti stabilizátoru vpředu</b>	0,674	0,190	0,484
<b>Vliv tuhosti pružiny vpředu</b>	0,253	0,300	0,047
<b>Vliv tuhosti stabilizátoru vzadu</b>	-0,997	-1,000	0,003
<b>Vliv tuhosti pružiny vzadu</b>	-1,000	-0,410	0,590
<b>Vliv míry svornosti diferenciálu</b>	0,364	0,170	0,194
<b>Vliv změny světlé výšky</b>	0,350	0,460	0,110

#### 6.1.4.2 Kombinace změny parametrů

Protože ověřování vlivu kombinací dvou prvků je již poměrně časově náročné, bylo nutno zvolit vhodný přístup, který by poskytl výsledky jež je možno přijatelným způsobem porovnat jednak s výsledky vícerozměrné analýzy, ale také s výsledky

předcházejícího testu single parametru. Podmínky pro ověření kombinovaného vlivu dvou parametru byly tedy zvoleny následovně:

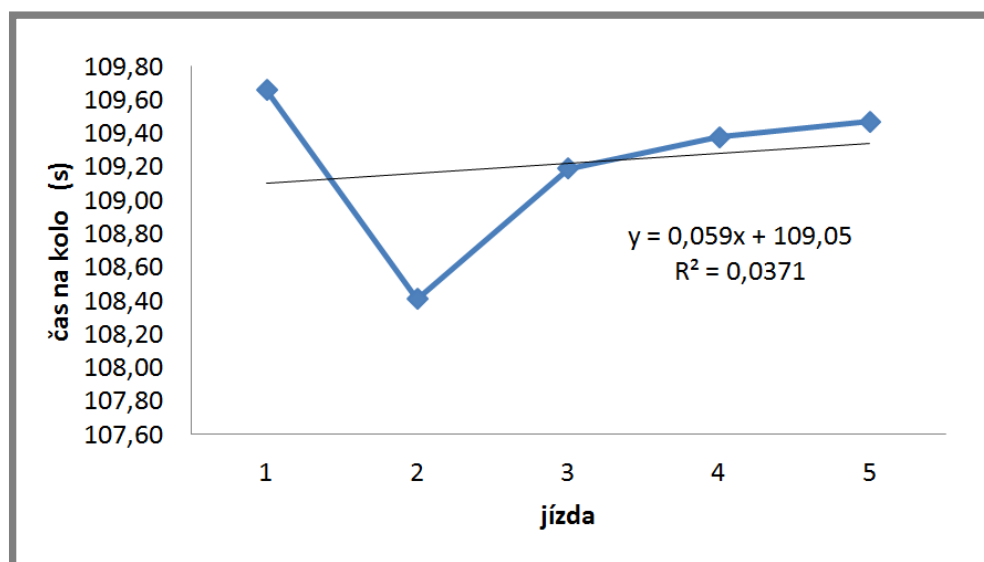
- Změna parametru (nastavení) opět probíhala v jednotlivých krocích po intervalech tak, aby přibližně odpovídala  $0 - 25 - 50 - 75 - 100\%$  celkového rozsahu nastavení uvedeném v 5.4.1.
- Otestovány byly vždy dvojice parametrů (tj. celkem 15 kombinací) a jejich změna byla vždy ve stejných krocích a souhlasná – viz. Příloha III
- Nastavení ostatních parametrů bylo identické s hodnotami z jízdy v experimentálním testu, ve které bylo dosaženo nejlepšího času.



Obr. 6.6 Vliv změn dvou parametrů na dosažený čas v jednom kole – Zeltweg & Sport Car

Tento zjednodušený postup pochopitelně nezahrnuje všechny možné varianty, nicméně je dostačující jako základní přehled o chování resp. vlivu nastavovacího prvku s kombinací se změnou prvku jiného. Rovněž bylo upuštěno od ověřování kombinací vlivu změn v omezeném rozsahu (tj. dle nastavení v experimentálním testu), protože cílem bylo ověřit především celkovou globální změnu charakteristiky jednoho parametru v kombinaci s parametrem jiným. Dosažené výsledky (tj. čas na kolo) pro změny u kombinací jednotlivých parametrů jsou pak graficky znázorněny na obr. 6.6 a stejně jako v předcházejícím porovnány s referenčním časem nejrychlejšího kola dosaženého v experimentálním testu. Z výsledku je již na první pohled patrné kromě o něco málo vyššího rozptylu mezi minimální a maximální hodnotou také vyšší tendence k vytváření již relativně významných nelineárních závislostí. Tyto nelinearity pak mohou pochopitelně nabývat na významu v dalších

kombinaci změn tří a více prvků a proto je tuto skutečnost nutno do interpretace výsledků vícerozměrné lineární regrese vhodně zakomponovat. Ověřil se tak rovněž i poznatek z analýzy single změn, kdy úprava jednoho prvku může výrazně snížit relativní význam prvku druhého. Ačkoliv v tomto případě je již prakticky u všech závislostí při použití funkce lineární regrese chyba odhadu dosti významná, byly vypočteny jednotlivé regresní koeficienty, jejichž hodnoty jsou pak uvedeny v kombinační matici v Příloze III. Na příkladu (obr.6.7) společného vlivu tuhosti předního stabilizátoru a pružiny je zřejmé, že proložení přímkou je naprosto nevhodné, což potvrzuje ostatně i velmi nízká hodnota koeficientu determinace  $R^2$ . Spolu s nízkou hodnotou regresního koeficientu by však tato hodnota mohla být vhodným indikátorem toho, že jeden ze zkoumaných parametrů (v tomto případě přední stabilizátor) má nelineární charakter a tento fakt při interpretaci výsledků dále zohlednit. Porovnáním druhého parametru tj. tuhosti přední pružiny s jeho single charakteristikou (obr.6.7) je pak vidět, že tento prvek resp. jeho významnost je snadno ovlivnitelná a de facto si nezachovává tvar svého původního průběhu. Tato vlastnost nastavovacího prvku tj. ovlivnitelnost nebo schopnost ovlivnit je rovněž významným atributem, na který je vhodné při analýze brát ohled.



**Obr. 6.7** Vliv změny souběžného nastavení tuhosti předních pružin a stabilizátoru na dosažený čas v jednom kole s proloženou regresní přímkou – Zeltweg & Sport Car

Aby bylo možné alespoň částečné srovnání s předchozími výpočty, byly opět odhadnuté regresní koeficienty normalizovány a jsou uvedeny v tab.6.4. Kromě průměrné hodnoty koeficientu (normalizované) pro každý prvek je zde také uvedena hodnota „sily parametru“, která představuje podíl mezi hodnotou aritmetického průměru regresního koeficientu pro jednotlivé kombinace a velikostí regresního koeficientu odhadnutého při single změně v celém rozsahu u konkrétního prvku nastavení (Příloha III). Tento parametr pak představuje určité měřítko toho, nakolik je daný prvek nastavení dominantní v kombinaci s ostatními tj. zda hraje v tomto směru významnou roli při ovlivnění výkonnosti vozidla. Z hlediska porovnatelnosti je pak v tabulce rovněž normalizován.

Tab.6.4 Normalizované hodnoty odhadů koeficientů lineární regresní funkce závislosti času na jedno kolo a změny dvou prvků v celém rozsahu nastavení a normalizované síly parametru – Zeltweg&Sport Car

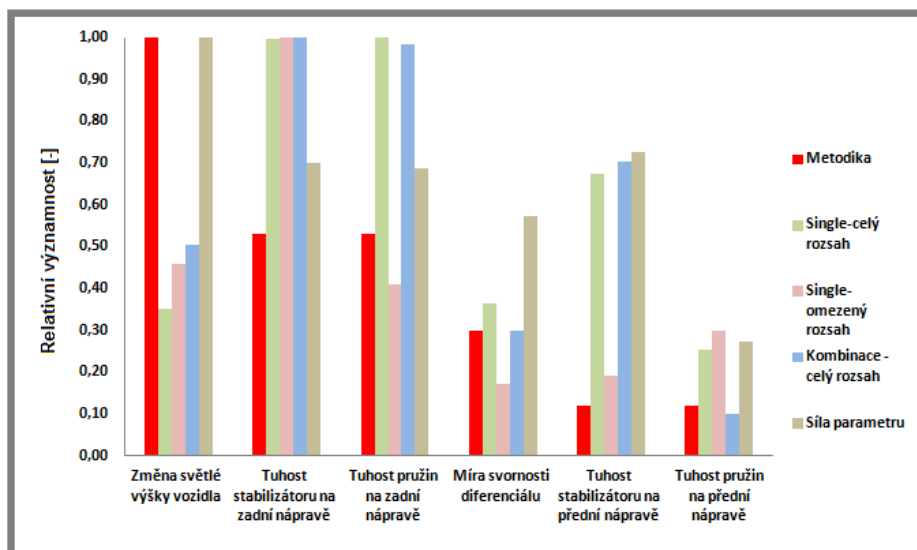
	Zadní pružina	Zadní stabi	Přední stabi	Svornost dif.	Světlá výška	Přední pružina
Zadní pružina						
Zadní stabi	-1,000					
Přední stabi	0,117	0,141				
Svornost dif.	-0,603	-0,613	0,641			
Světlá výška	-0,352	-0,362	0,822	0,721		
Přední pružina	-0,692	-0,739	0,087	0,624	0,465	
Arit. prům. norm.	-0,984	-1,000	0,703	0,299	0,503	-0,099
Síla parametru norm.	0,686	0,699	0,727	0,573	1,000	-0,273

Z výsledků je patrná variace prakticky u všech parametrů v poměrně širokém rozsahu, což jen potvrzuje vzájemnou ovlivnitelnost jejich funkčních vlastností. Z tohoto pohledu se pak jeví jako nejstabilnější parametr světlé výšky a nejméně stabilní vliv tuhosti přední pružiny, u kterého záporná hodnota síly parametru naznačuje jeho schopnost pouze sekundárně ovlivňovat výkonnost vozidla. Tyto zjištění spolu s předchozími pak vedou k úvaze hodnotit význam velikosti odhadnutého koeficientu u lineární vícerozměrné regrese částečně také jako ukazatel *potenciálu stability významnosti parametru* při současné změně parametrů jiných.

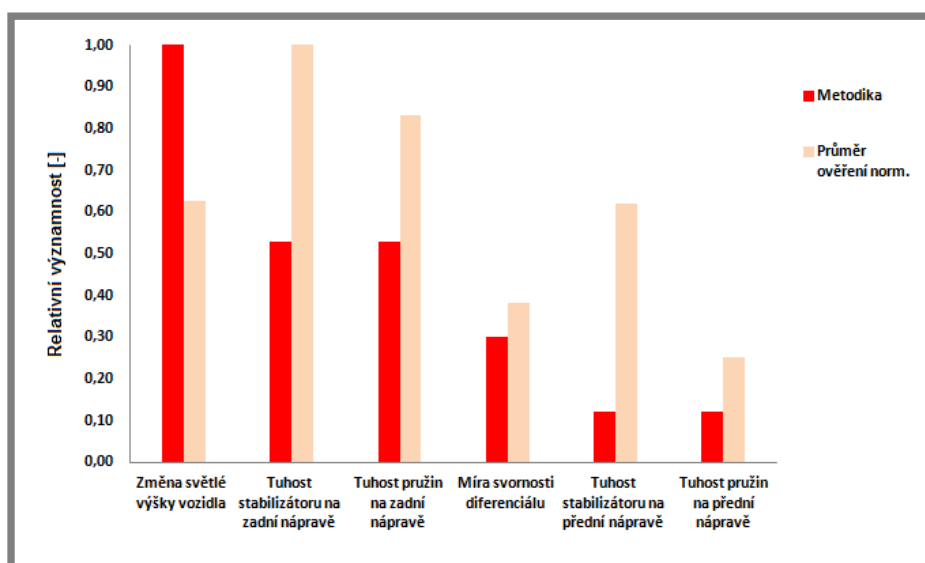
#### 6.1.4.3 Porovnání a zhodnocení výsledků

Přestože odhady resp. upravené odhady regresních koeficientů pro jednotlivé parametry dosažené pomocí vícerozměrné regrese, testováním vlivu single i kombinovaných změn nastavení nelze zcela jednoznačně interpretovat díky zjednodušením resp. rozdílnosti podmínek ověřovacích testů (např. ne příliš ideálním procesu ověřování funkcí prvků v různých rozsazích), existuje zde přesto několik užitečných závěrů, které lze aplikovat v dalším rozvoji metodiky. Záměrem ověřování korektnosti základního odhadu bylo totiž především posouzení chování jednotlivých parametrů a nalezení souvislosti. resp. doporučení jakým způsobem nebo s jakými očekávanými chybami či riziky lze interpretovat konečné výsledky. Z tohoto důvodu byly tedy normalizované hodnoty regresních koeficientů odhadnuté v předchozích krocích (resp. ukazatele z nich vycházející) navzájem porovnány (Příloha VI) a formulovány následující závěry:

- Vzhledem k tomu, že jednotlivé ověřovací testy (single – celý a omezený rozsah, kombinace resp. síla parametru) poskytují každý jiný druh parciální informace týkající se celkové významnosti (vlivu) nastavovacího prvku, byl vypočten aritmetický průměr z jednotlivých normalizovaných hodnotících ukazatelů pro každý parametr uvedených na obr.6.8 a srovnán s normalizovanou hodnotou vlivu parametru predikovanou pomocí vícerozměrného regresního modelu . tj. pomocí navržené metodiky (obr.6.9).
- Výsledek potvrzuje odhad významnosti kombinace tří nastavovacích parametrů (světlá výška, tuhost zadních pružin a stabilizátoru), nicméně nepotvrzuje např. významnost vlivu změny světlé výšky jako takové. Příčinou může být jednak vysoká korelace s funkcí tuhostí zadních pružin a stabilizátoru rozebíraná již v kapitole 6.1.3, kdy se jednotlivé efekty v dané kombinaci mohou navzájem suplovat a také skutečnost že v experimentálním testu byla provedena změna světlé výšky v 80% celkového rozsahu, což byla nejvyšší hodnota (Příloha II). Je nutno poznamenat, že parametr světlé výšky byl do experimentu pro tvorbu metodiky vybrán záměrně, neboť vliv na výkonnost vozidla je obecně známý (nárůst hodnoty negativně ovlivňuje dynamiku vozidla). Jeho účinek na rozdíl od ostatních prvků tedy slouží v tomto případě jako určitá odhadnutelná referenční hodnota. Z tohoto důvodu se lze domnívat, že např. predikovaná nejvyšší hodnota ukazatele síly parametru (obr. 6.8) může takto reprezentovat jeho relativně významný vliv na pozitivní či negativní charakter změny prováděné současně s jiným parametrem a tímto ovlivnit výstup. resp. hodnotu koeficientů v vícerozměrném regresním modelu.
- Výraznou odchylku lze pozorovat také u vlivu tuhosti na přední nápravě. Při bližší analýze je ale nutno konstatovat, že tento prvek byl v experimentálním testu pozměněn pouze v malém rozsahu (16% ) a navíc v oblasti, která již není pravděpodobně v pásmu hlavní nelinearity. Význam odhadnutý modelem a výsledek single-testu v omezeném rozsahu je pak podobný. Obecně však tento parametr má pravděpodobně v globálním rozsahu podstatně vyšší potenciál (druhá nejvyšší hodnota ukazatele síly parametru) k čemuž přispívá výrazně i jeho nelineární průběh a větší absolutní hodnota tuhosti (250N/mm přední vs. 100N/mm zadní). Tento poznatek tedy potvrzuje pouze fakt, že platnost analýzy by měla být interpretována pouze v rozsahu, ve kterém test probíhal.
- Jisté nepřesnosti mohou vznikat rovněž interpretací vlivu transformovaných parametrů. Zatímco ověřovací testy jsou řešeny proložením regresní přímky u závislosti změny parametru vs. dosažený čas, v případě vícerozměrného regresního modelu se jedná o hodnocení nepřímé. Vliv např. klopné tuhosti pak v sobě zahrnuje působení resp. změnu jak tuhosti stabilizátoru, tak i pružiny. A ne příliš ideálním procesem ověřování funkcí prvků v různých rozsazích na rozdíl



Obr. 6.8 Porovnání normalizovaných hodnot regresních koeficientů a ukazatele síly parametru pro jednotlivé testy a parametry – Zeltweg & Sport Car



Obr. 6.9 Porovnání normalizovaných hodnot koeficientů vícerozměrného regresního modelu (Metodika) a normalizovaného průměru zahrnující hodnoty z jednotlivých ověřovacích testů a ukazatele síly parametru – Zeltweg & Sport Car

- Z prozatím dosažených poznatků vyplývá, že výsledky vícerozměrné regresní analýzy lze považovat především za informaci o potenciálu konkrétního nastavovacího prvku, případně skupiny prvků k ovlivnění výkonnosti vozidla (čas v měřeném úseku) v situacích, kdy jsou na voze souběžně prováděny i další změny. Jinými slovy, vliv konkrétního parametru při single změně

nastavení nemusí být výrazný, v kombinaci se změnou ostatních parametrů identifikovaných jako významné pak ovšem může docházet k synergetickému efektu dále významně ovlivňujícímu výkonnost vozidla. V prováděném experimentálním testu se takto projevoval vliv tuhosti zadního stabilizátoru, pružin a změna světlé výšky.

- Pro ověření závěrů byla nakonec provedena jedna testovací jízda, kde set-up vozidla respektuje závěry získané vícerozměrnou regresní analýzou tj. min hodnota pro světlou výšku, tuhost stabilizátoru a pružin vpředu, svornost diferenciálu a současně max. hodnota pro tuhost stabilizátoru a pružin vzadu. Hodnoty minim a maxim odpovídají úrovni parametrů (resp. omezeného rozsahu) z experimentálního testu. **Dosažený čas na jedno kolo pak byl 108.06 sec**, což v porovnání s nejlepším časem zajetým během experimentálního testu ( 109.1 sec) činí **zlepšení 1.04 sec**.
- S přihlédnutím k podmínkám tj. zejména vysokému stupni nelinearity ovlivňující jednoduchou predikovatelnost chování systému se dá konstatovat, že výsledek vycházející z vícerozměrného regresního modelu poskytuje predikci s přijatelnou resp. očekávanou mírou nepřesností. Tyto nepřesnosti a jejich možný dopad je pak nutno zohlednit v rozhodovacím procesu navazujícím na závěry takto provedené analýzy.

## 6.2 Aplikace metodiky na vzorových příkladech

6.2

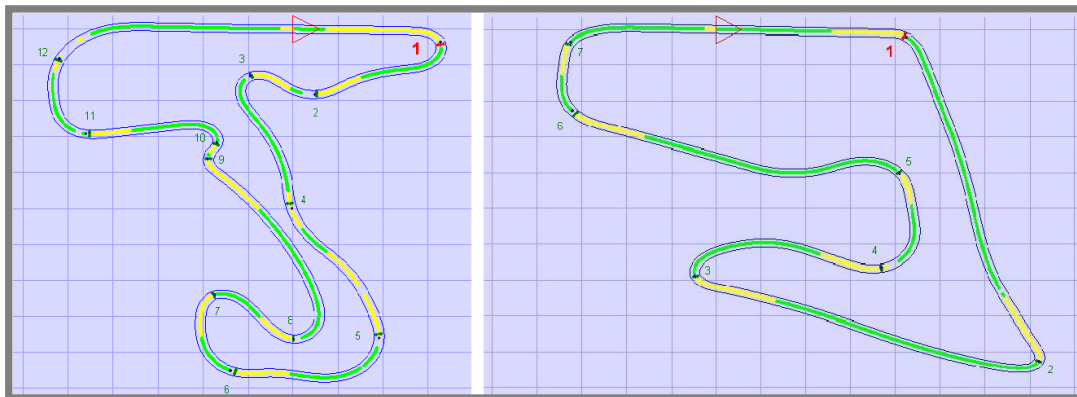
---

Pro hodnocení praktické využitelnosti navržené metodiky bylo také nutno ověřit její funkčnost alespoň na některém dalším konkrétním případě, který by určitým způsobem reprezentoval proces, s nímž se je možno setkat při reálných testech / závodech. S ohledem na záměr tímto způsobem nepřímě porovnat závěry rovněž s výstupy experimentálního testu se pak jako nejvhodnějším jeví provedení dvou samostatných testů, u nichž by zůstal vždy zachován jeden z dvojice parametrů - typ vozidla a závodní okruh. V simulátoru *BOSCH LapSim V2003.6* byly nadefinovány tedy tyto kombinace

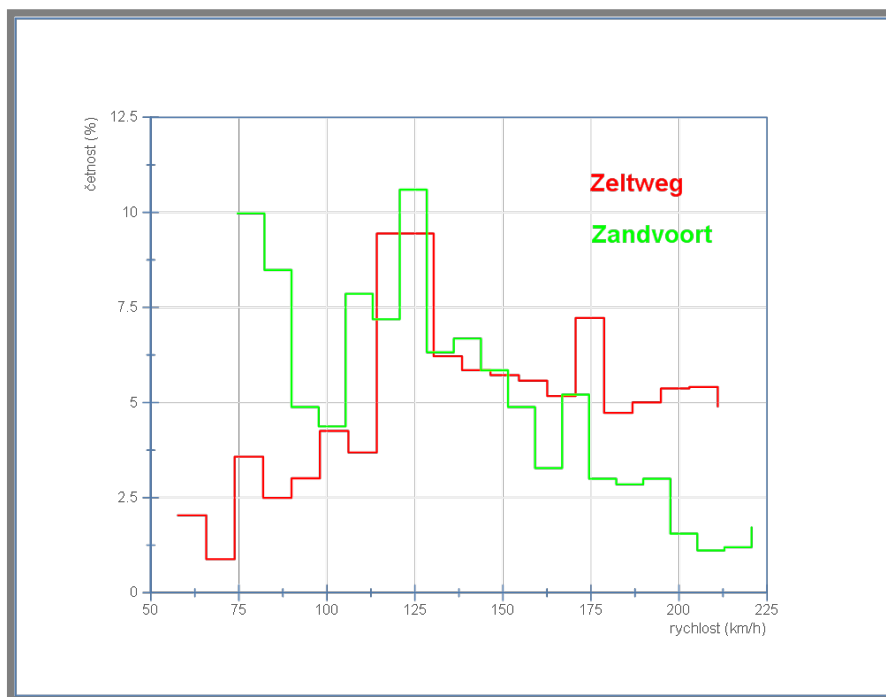
1. Okruh Zandvoort & Sport Car (sportovní vůz GT s pohonem zadních kol)
2. Okruh Zeltweg & ETCC Car (cestovní závodní vůz s pohonem předních kol)

Model vozidla využitý v experimentálním testu (Sport Car) bylo tedy doplněno cestovním vozem ETCC, který by se díky svému charakteru mělo na stejné trati (Zeltweg) chovat odlišně, což předpokládá jiné hodnocení a pořadí resp. charakter vlivu nastavovacích parametrů na výkonnost vozidla. Ze stejného důvodu byl v případě tratě zvolen jako alternativa okruh Zandvoort (Nizozemí), jehož layout reprezentuje dráhu s nižší průměrnou rychlostí tj. větším počtem pomalejších zatáček (viz. Příloha V). V tomto případě šlo o ověření, který z nastavovacích parametrů již dříve analyzovaného vozu (Sport Car) nabude významnějšího vlivu v odlišných

podmínkách. Porovnání rychlostního profilu okruhu Zandvoort vůči okruhu Zeltweg je pak uvedeno na obr. 6.11



Obr. 6.10 Porovnání layoutu okruhu Zeltweg (vpravo) a Zandvoort (vlevo) – (BOSCH LapSim)

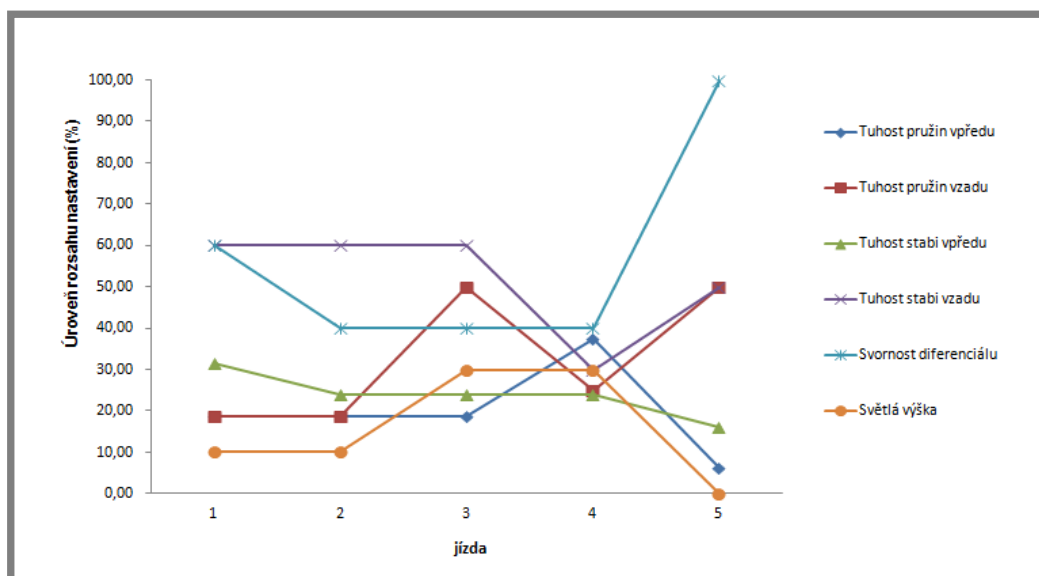


Obr. 6.11 Porovnání rychlostního profilu okruhu Zeltweg a Zandvoort – (BOSCH LapSim)

V případě obou testů bylo rovněž cílem co možná nejvíce postupovat empirickým způsobem, tj. změny po každé jízdě byly prováděny na základě analýzy jízdy předchozí, čili ne zcela nahodile. Tento přístup pochopitelně v případě simulátoru nemůže plně reprezentovat reálné podmínky, nicméně záměrem bylo vytvořit takový soubor dat, jehož struktura by představovala charakter běžného optimalizačního testu sportovního vozidla.

## 6.2.1 Okruh Zandvoort &amp; Sport Car

Základní nastavení pro úvodní jízdu bylo pro Sport Car zvoleno jako defaultní z programu *BOSCH LapSim V2003.6*, což představuje situaci, kdy díky absenci předchozích zkušeností s konkrétním závodním okruhem může být toto nastavení připraveno na základě referenčních doporučení nebo výsledku úvodních simulačních výpočtů (Příloha V)



Obr. 6.12 Změna jednotlivých parametrů nastavení vozidla pro jízdy 1-5 (Zandvoort& Sport Car)

Porovnáním průběhu změn nastavení jednotlivých prvků v závislosti na dosaženém času (Příloha V) lze v případě tohoto funkčního testu konstatovat, že ačkoliv jsou zde opět prováděny souběžné změny v nastavení, není ve srovnání s úvodním experimentálním testem zjevná přítomnost žádné výrazné korelace dvou a více parametrů. Z tohoto pohledu je tedy možno získané data považovat za poměrně kvalitní pro potřeby vícerozměrné regresní analýzy. Časy dosažené v jednotlivých jízdách jsou pak uvedeny v následující tabulce.

Tab. 6.5 Časy na jedno kolo dosažené v jednotlivých jízdách – funkční test Zandvoort & Sport Car

Jízda #	1	2	3	4	5
Čas na kolo (s)	122,260	122,230	122,830	122,600	123,000

### 6.2.1.1 Základní výpočet regresních koeficientů

Stejně jako v případě experimentálního testu je po výpočtu transformovaných parametrů a normalizaci i zde provedeno vyhodnocení pomocí statistického software *Minitab 16*

The regression equation is  
 dxtime\_sum = - 0,0368 - 0,382 Diff\_Speed\_integr\_sum  
                   + 0,390 weight\_trans\_infl\_integr\_sum  
                   - 0,0107 front\_roll\_stiff\_infl\_integr\_su  
                   + 0,688 rear\_roll\_stiff\_infl\_integr\_sum  
                   - 0,438 front\_pitch\_infl\_integr\_sum  
                   + 0,869 rear\_pitch\_infl\_integr\_sum

Predictor	Coef	SE Coef	T	P
Constant	-0,0367594	0,0006598	-55,71	0,000
Diff_Speed_integr_sum	-0,381975	0,003484	-109,65	0,000
weight_trans_infl_integr_sum	0,38952	0,01060	36,74	0,000
front_roll_stiff_infl_integr_su	-0,01067	0,02532	-0,42	0,674
rear_roll_stiff_infl_integr_sum	0,68771	0,02169	31,71	0,000
front_pitch_infl_integr_sum	-0,43835	0,01007	-43,51	0,000
rear_pitch_infl_integr_sum	0,869457	0,006818	127,52	0,000

Predictor	VIF
Constant	
Diff_Speed_integr_sum	24,126
weight_trans_infl_integr_sum	192,121
front_roll_stiff_infl_integr_su	1139,468
rear_roll_stiff_infl_integr_sum	1034,455
front_pitch_infl_integr_sum	222,433
rear_pitch_infl_integr_sum	58,177

S = 0,0426835    R-Sq = 97,4%    R-Sq(adj) = 97,4%

#### Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	6	1206,20	201,03	110343,40	0,000
Residual Error	17337	31,59	0,00		
Total	17343	1237,78			

Source	DF	Seq SS
Diff_Speed_integr_sum	1	7,79
weight_trans_infl_integr_sum	1	24,07
front_roll_stiff_infl_integr_su	1	1102,89
rear_roll_stiff_infl_integr_sum	1	35,19
front_pitch_infl_integr_sum	1	6,63
rear_pitch_infl_integr_sum	1	29,62

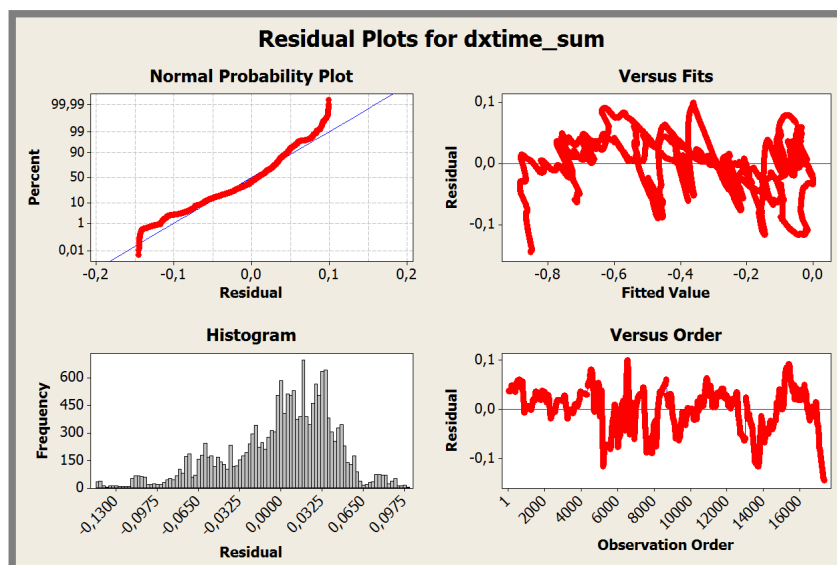
1. **Změna klonivé tuhosti zadní nápravy** reprezentovaná parametrem míry rezistence proti zaklonění vozidla (*rear\_pitch\_infl\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = 0.869**, což znamená, že nižší tuhost zadních pružin je pozitivním faktorem z hlediska lepšího dosaženého času. Pro správnou interpretaci je tomto případě nutno zohlednit dále výsledek vlivu klopné tuhosti zadní nápravy, na které se tuhost pružiny také podílí.
2. **Změna klopné tuhosti zadní nápravy** reprezentovaná parametrem míry rezistence proti naklopení vozidla (*rear\_roll\_stiff\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = 0.688**. Kladná hodnota koeficientu opět znamená, že nižší hodnota klopné tuhosti na zadní nápravě má pozitivní vliv na dosažený čas v jednom kole. Protože tento transformovaný parametr zahrnuje současný vliv tuhosti pružin a stabilizátoru, je tedy nutno přihlídnout i k výsledkům souvisejících parametrů a korelační analýzy.
3. **Změna klonivé tuhosti přední nápravy** reprezentovaná parametrem míry rezistence proti předklonění vozidla (*front\_pitch\_infl\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = -0.483**. Lepší výkonnosti tj. rychlejšího času tedy bude dosaženo v případě vyšší tuhosti předních pružin. I zde je nutno brát do úvahy kombinaci s vlivem pružiny na klopnou tuhost přední nápravy.
4. **Změna světlé výšky** reprezentovaná parametrem přenosu váhy (*weight\_trans\_infl\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = 0.390**. Z hlediska hodnocení tohoto parametru lze konstatovat, že nárůst světlé výšky vozidla se dle předpokladu negativně projevuje na čase dosaženém v měřeném úseku.
5. **Nastavení míry svornosti diferenciálu** reprezentovaná rozdílem otáček kol (*Diff\_speed\_integer\_sum*) nabývá hodnoty **coef = -0.382**. Výsledek lze interpretovat jako negativní vliv zvýšené svornosti diferenciálu na čas dosažený v jednom měřeném kole. Tento závěr může být opět ovlivněn kombinací konceptu vozidla (pohon zadních kol) a charakteru tratě.
6. **Změna klopné tuhosti přední nápravy** reprezentovaná parametrem míry rezistence proti naklopení vozidla (*front\_roll\_stiff\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = -0.0107**. Záporný koeficient teoreticky znamená, že vyšší hodnota klopné tuhosti na přední nápravě má pozitivní vliv na dosažený čas v jednom kole. Jelikož hodnota parametru je velmi nízká bude nutno identifikovat (odhadnout) význam jeho vlivu. Může se jednat o případ, kdy velká změna nastavení přinese jen malou časovou diferenci, nebo během testu probíhala změna parametru v oblasti výrazné nelinearity (lokální-globální minimum-maximum). V druhém případě tak dochází k tomu, že změna klopné tuhosti v jednom nebo druhém směru vyvolá stejný efekt (pozitivní/negativní), který může být i výrazný nicméně v celkovém významu prakticky nevyužitelný. Protože tento transformovaný parametr také zahrnuje současný vliv tuhosti předních pružin a stabilizátoru, je rovněž nutno tento aspekt prozkoumat.

### 6.2.1.2 Hodnocení kvality modelu a vlivu korelací

Kvalita regresního modelu je na základě výpočtu uvedených v 6.2.1.1 posouzena podle standardních kritérií a výsledky tohoto hodnocení jsou uvedeny v následujících přehledech.

Tab. 6.6 Hodnocení kvality regresního modelu včetně analýzy vlastnosti reziduí pro funkční test – Zandvoort&Sport Car

	weight_trans_infl_integr_sum	rear_roll_stiff_integr_sum	Diff_speed_integer_sum	rear_pitch_infl_integr_sum	front_roll_stiff_integr_sum	front_pitch_infl_integr_sum
p-value < 0.05	0,00 OK	0,00 OK	0,00 OK	0,00 OK	0,67 NOK	0,00 OK
t-test (T)	36,74 OK	-52,60 OK	37,71 OK	127,52 OK	-0,42 NOK	-43,51 OK
směrodat. odch. reziduí (s)	0,0426 OK					
koef. determ. R-sq / R-sq-adj.	0,974 / 0,974 OK					
F – test (F)	110343,4 OK					
VIF <10	192,12 NOK	1034,46 NOK	24,126 NOK	58,177 NOK	1139,47 NOK	222,43 NOK
norm. rozložení reziduí modelu	OK					
nezáv. rezid. na hodnot. odhadu	OK					
nezáv. rezid. na poř. pozorování	OK					



Obr. 6.13 Graf reziduí pro hodnocení kvality proložení modelu – funkční test Zandvoort & Sport Car (Minitab)

Tab.6.7 Hodnota Pearsonových korelačních koeficientů dvojic transformovaných parametrů pro funkční test – Zandvoort & Sport Car

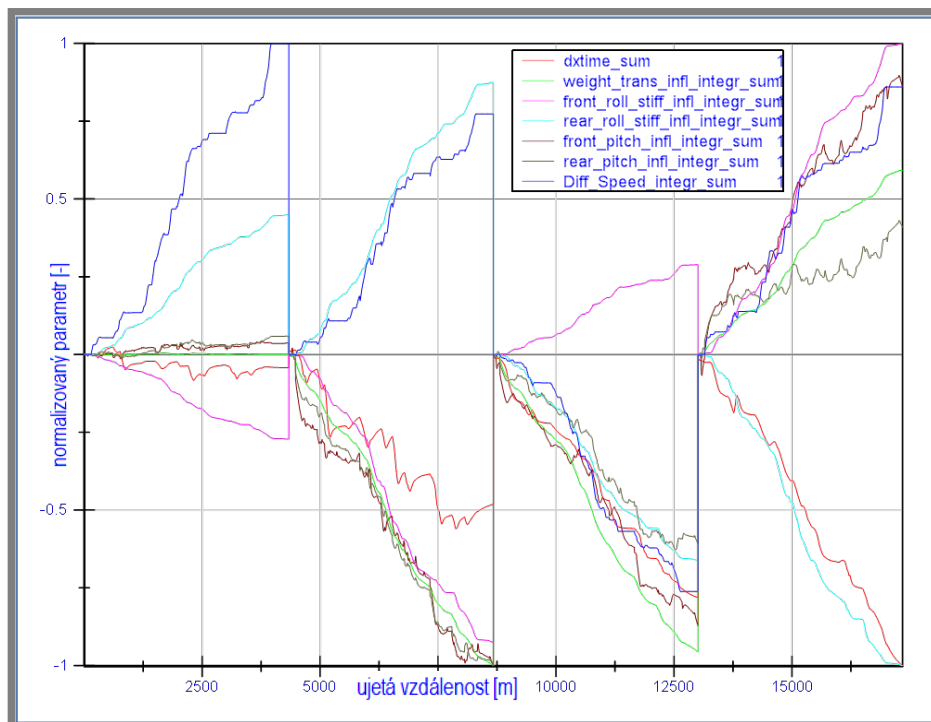
	dxtime_sum	Diff_Speed_integ	weight_trans_inf	front_roll_stiff	rear_roll_stiff	front_pitch_infl
Diff_Speed_integ	0,079					
	0					
weight_trans_inf	0,16	0,437				
	0	0				
front_roll_stiff	-0,44	-0,186	0,639			
	0	0	0			
rear_roll_stiff	0,555	0,384	-0,425	-0,966		
	0	0	0	0		
front_pitch_infl	0,013	0,41	0,983	0,726	-0,532	
	0	0	0	0	0	
rear_pitch_infl_	0,206	0,26	0,965	0,702	-0,512	0,958
	0	0	0	0	0	0

Cell Contents: Pearson correlation  
P-Value

- Kromě hodnoty klopné tuhosti na přední nápravě (*front\_roll\_stiff\_integr\_sum*) bylo dosaženo u všech ostatních parametrů poměrně příznivé hodnoty všech hlavních indikátorů, což naznačuje vhodné proložení dat regresní přímkou. Analýza grafů reziduí rovněž nevykazuje kromě lehce nenulové šikmosti žádné významnější odchylky nebo negativní trendy.
- Vysoká resp. nízká hodnota *p-value* a *t-test* pro klopnu tuhost přední nápravy (*front\_roll\_stiff\_integr\_sum*) naznačuje nízkou statistickou významnost tohoto parametru. Tento fakt je možno interpretovat např. jako malou stabilitu parametru, u něhož je skutečný odhad vlivu na výkonnost vozidla obtížný, což reálně může znamenat, že jeho reálná funkce je závislá na kombinaci s parametrem jiným. Tento fakt je tedy nutno dále vhodným způsobem ověřit.
- Vyšší než limitní míra faktoru změny variability (VIF), naznačuje přítomnost silné multikolinearity. Při analýze párových korelačních koeficientů (tab.6.7) je zřejmá vysoká korelace u ukazatele vlivu světlé výšky (*weight\_trans\_infl\_integr\_sum*) jejíž příčina již byla naznačena při analýze experimentálního testu (6.1.2) a v tomto případě jí tedy není nutno považovat za významnější nedostatek. Korelace mezi klonivou tuhostí vpředu a vzadu lze pak zdůvodnit velmi blízkou hodnotou tuhosti pružin na obou nápravách

během testu, která se takto projevuje při akceleraci a deceleraci v přímém směru. I zde tedy není nutno korelaci považovat za problematickou.

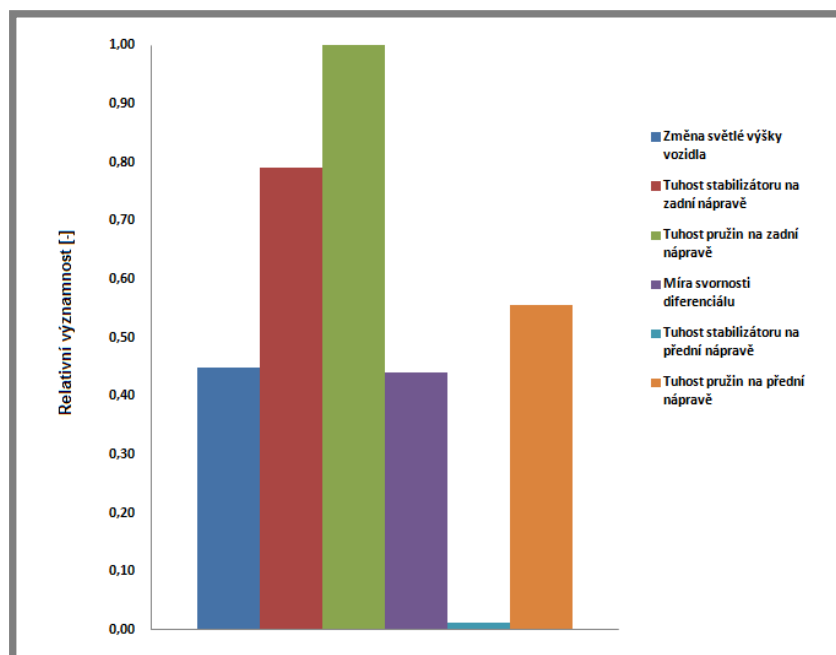
- Vzhledem k již zmíněnému špatnému hodnocení statistické významnosti ukazatele vlivu klopné tuhosti přední nápravy (*front\_roll\_stiff\_integr\_sum*) je v tomto případě interpretace vysoké míry korelace (-0,966) a faktoru změny variability (VIF), obzvláště důležitá. Vzájemná funkční závislost klopné tuhosti vpředu a vzadu je dána zejména tím, že samotný test probíhal právě jako hledání optima poměru této hodnoty se zřetelem na dosažený čas, což reflektují i vlastní data resp. zmíněný párový koeficient. Z pohledu celkové klopné tuhosti vozidla je zvýšení tohoto parametru na jedné nápravě poklesem na nápravě druhé což se projevuje právě záporným znaménkem na vlastní korelaci (viz. obr.6.14). Díky malé statistické významnosti ukazatele klopné tuhosti na přední nápravě a nízké hodnotě koeficientu tedy bude nutno vyhodnotit vliv na výkonnost v úzké návaznosti na interpretaci významu vlivu klopné tuhosti nápravy zadní.
- Celkovým zhodnocením kvality regresního modelu je možno konstatovat, že není nutno provádět redukci nebo modifikaci transformovaných parametrů případně provádět alternativní přepočítání regresního modelu a lze tedy se získanými výstupy dále pracovat.



Obr. 6.14 Souhrn průběhu normalizovaných diferencí u transformovaných parametrů a času v závislosti na celkové ujeté vzdálenosti – funkční test Zandvoort & Sport Car

### 6.2.1.2 Interpretace výsledků

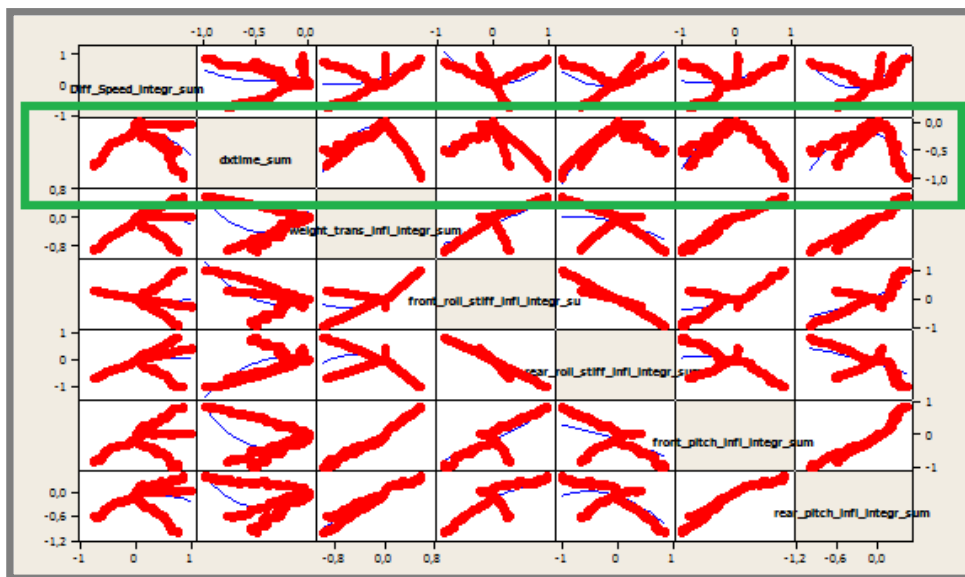
Pro hodnocení vlivu významnosti jednotlivých parametrů nastavení a následném rozhodování o změnách je možno vycházet z normalizované hodnoty odhadu regresních koeficientů (obr. 6.15). V tomto případě je však nutno vlastní predikci posoudit z několika aspektů.



Obr. 6.15 Porovnání relativní významnosti jednotlivých nastavovacích prvků na základě predikce z regresního modelu – funkční test Zandtvoort & Sport Car

- Jako nejvýznamnější z pohledu jednoznačnosti rozhodnutí o změnách se v tomto případě jeví vliv tuhosti zadní nápravy, jak klopné tak klonivé. Na rozdíl od experimentálního testu na trati Zeltweg je tomto případě predikován efekt opačný tj. snížení tuhosti pružin a stabilizátoru by se mělo pozitivně projevit na dosaženém čase.
- Méně významný je pak vliv svornosti diferenciálu a světlé výšky, kdy snížení hodnot obou parametrů může přinést zlepšení času v jednom okruhu.
- Vizuální hodnocení matice korelací (obr.6.16) ukázalo symetrii závislosti difference času  $dxtime\_sum$  na většině transformovaných parametrů, kterou lze vhodně proložit kvadratickou křivkou se středem v bodě nula. Tato skutečnost může znamenat, že defaultní nastavení vozidla je pravděpodobně velmi blízko optimu a provedenými úpravami jej tedy nelze výrazně zlepšit.
- Ačkoliv se vliv klonivé tuhosti (tj.pružin) na přední nápravě zdá jako relativně významný, je nutno brát zřetel na problematickou interpretaci vlivu klopné tuhosti na přední nápravě, na které se tuhost pružiny rovněž podílí. Z obecného pohledu a kvůli malé statistické významnosti vlivu klopné tuhosti

je obtížné vhodně definovat správný směr optimalizace a konzervativní přístup by v tomto případě znamenal ponechání tuhosti pružin a stabilizátoru přední nápravy na hodnotách, u které byl dosažen nejrychlejší čas během testovací jízdy. Je pravděpodobné, že tato hodnota (60 N/mm stabilizátor a 35 N/mm pružina) se v dané konstelaci (tj. nastavení ostatních parametrů) dostala blízko k ideální hodnotě a změna kterýmkoliv směrem může výkonost vozidla zhoršit. Tuto úvahu podporuje i charakteristika vlivu tuhosti předního stabilizátoru (obr.6.7) otestovaná při single změně na trati Zeltweg, kde minimum (tj. nejlepší čas) se pohybuje právě v hodnotách tuhosti kolem 60 N/mm.



Obr. 6.16 Korelační matice s vyznačenou závislostí změny času  $dxtime\_sum$  na jednotlivých transformovaných parametrech a proložením kvadratickou funkcí – funkční test Zandtvoort & Sport Car (Minitab)

- S přihlédnutím na výraznou korelaci funkcí je nutno si uvědomit skutečnost, že plánovaná změna snížení klopné tuhosti na zadní nápravě přinese relativní nárůst klopné tuhosti na nápravě přední, což prakticky s ohledem na výše uvedené v jejím případě znamená nechtěnou změnu jejíž důsledky nelze predikovat. Vhodnější se tedy jeví postup, při kterém snížení klopné tuhosti na zadní nápravě bude doprovázen odpovídající snížení klopné tuhosti nápravy přední tak, aby byl zachován jejich poměr identicky s poměrem pro nejrychlejší kolo vlastního testu. S ohledem na min/ max rozsahu využitého při testu (viz. Příloha V) bylo tedy zvoleno následující nastavení.

1. Světla výška : 90 mm (min. z rozsahu)
2. Svornost diferenciálu : 20% (min. z rozsahu)
3. Tuhost zadní pružiny : 35 N/mm (min. z rozsahu)
4. Tuhost zadního stabilizátoru : 30 N/mm (min. z rozsahu)
5. Tuhost přední pružiny : 38 N/mm (25 N/mm - min. z rozsahu)
6. Tuhost předního stabilizátoru : 40 N/mm ( 40 N/mm - min. z rozsahu)

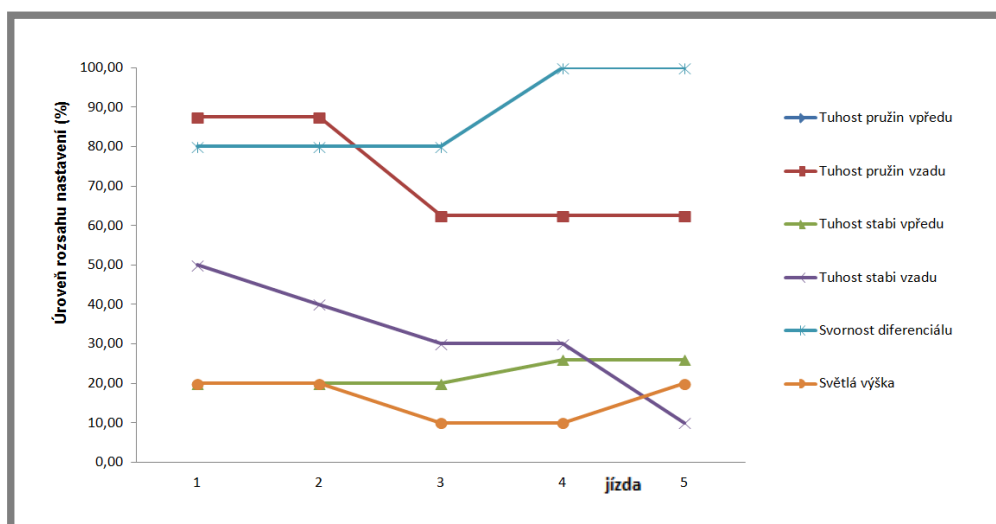
V případě kombinace přední pružina + stabilizátor respektující zachování zmíněných poměrů u klopné tuhosti pak byla preferována kombinace odpovídající mírnému zvýšení tuhosti předních pružin, jelikož se tento parametr na základě výsledků jevil jako významnější.

- Pro uvedeno kombinaci **byl v jednom kole dosažen čas 122.05 sec**, který je v porovnání s nejlepším časem dosaženým při testu (122.23 sec) **zlepšením o 0.18 sec**. Pro porovnání bylo rovněž simulováno kolo, při kterém nastavení přední nápravy zůstalo identické s tím, které bylo použito v nejrychlejším kole testu (což reprezentuje zmíněnou konzervativní strategii). Dosažený čas **122.17 sec** je však ve srovnání s referencí v tomto případě pouze o **0.05 sec. lepší**. Vzhledem k tomu, že v simulátoru nebyla k dispozici funkce optimalizace, nelze provést porovnání se skutečně ideální hodnotou. Na základě dalších provedených kontrolních simulací pro kombinace v uvedeném rozsahu nastavení (nejlepší čas 122.03 sec) však výsledky dosažené změnou nastavení na základě predikce vícerozměrného regresního modelu lze považovat za uspokojivé.

## 6.2.2

## 6.2.2 Okruh Zeltweg &amp; ETTC Car

Základní nastavení zahajovací jízdy bylo ze stejného důvodu jako v předchozím případě i zde pro ETTC Car zvoleno jako defaultní varianta programu *BOSCH LapSim V2003.6*. Tato konfigurace (Příloha V) sebou sice nese riziko, že vozidlo může být opět blízko svého optima nastavení, což potenciálně znesnadňuje vyhodnocení resp. interpretaci dosažených výsledků. Záměrem však bylo přiblížit se s podmínkami reálným problémům, které při aplikaci metodiky mohou nastat a získat tímto další poznatky pro její optimalizaci.



Obr. 6.17 Změna jednotlivých parametrů nastavení vozidla pro jízdy 1-5 (Zeltweg & ETTC Car)

Změny během testu byly opět prováděny s cílem najít během pěti jízd optimální bilanci nastavení přední a zadní nápravy, v tomto případě však pro vozidlo zcela odlišné koncepce než bylo v testu předcházejícím. To může být nepřímou příčinou toho, že u závislosti úrovně parametrů na dosaženém času (Příloha V) byl při kontrole dat nalezen jeden případ plné korelace mezi změnou svornosti diferenciálu a tuhostí stabilizátoru na přední nápravě. Přes toto zjištění je možno získané data považovat za akceptovatelné pro zpracování vícerozměrnou regresní analýzou. Časy dosažené v jednotlivých jízdách tohoto testu jsou pak uvedeny v následující tabulce.

**Tab. 6.8** Časy na jedno kolo dosažené v jednotlivých jízdách – funkční test Zeltweg & ETCC Car

Jízda #	1	2	3	4	5
Čas na kolo (s)	109,100	109,230	109,640	109,540	109,420

### 6.2.2.1 Základní výpočet regresních koeficientů

Po posouzení výsledků úvodního testu resp. série jízd byly data opět zpracovány standardním způsobem v *NI DIAdem* (transformované parametry, normalizace) a následně vyhodnoceny pomocí statistického software *Minitab 16*.

```
The regression equation is
dxtime_sum = - 0,00383 + 0,0722 Diff_Speed_integr_sum
             + 0,971 weight_trans_infl_integr_sum
             + 0,561 front_roll_stiff_infl_integr_su
             + 0,530 rear_roll_stiff_infl_integr_sum
             - 0,0769 front_pitch_infl_integr_sum
             - 0,0797 rear_pitch_infl_integr_sum
```

Predictor	Coef	SE Coef	T	P	VIF
Constant	-0,0038334	0,0006725	-5,70	0,000	
Diff_Speed_integr_sum	0,072243	0,002898	24,93	0,000	9,233
weight_trans_infl_integr_sum	0,970718	0,009059	107,15	0,000	75,112
front_roll_stiff_infl_integr_su	0,56119	0,02242	25,03	0,000	684,212
rear_roll_stiff_infl_integr_sum	0,52952	0,02522	21,00	0,000	737,224
front_pitch_infl_integr_sum	-0,076923	0,003525	-21,82	0,000	16,470
rear_pitch_infl_integr_sum	-0,079694	0,009671	-8,24	0,000	90,200

S = 0,0446208    R-Sq = 97,7%    R-Sq(adj) = 97,7%

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	6	1451,41	241,90	121496,52	0,000
Residual Error	17337	34,52	0,00		
Total	17343	1485,92			

Source	DF	Seq SS
Diff_Speed_integr_sum	1	113,51
weight_trans_infl_integr_sum	1	1331,46
front_roll_stiff_infl_integr_sum	1	0,06
rear_roll_stiff_infl_integr_sum	1	0,57
front_pitch_infl_integr_sum	1	5,68
rear_pitch_infl_integr_sum	1	0,14

Výstupy regresního modelu (tj.koeficienty) definující významnost jednotlivých transformovaných parametrů je možno opět seřadit v sestupném pořadí a provést následující hodnocení.

1. **Změna světlé výšky** reprezentovaná parametrem přenosu váhy (*weight\_trans\_infl\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = 0.971**. Z hlediska hodnocení tohoto parametru lze konstatovat, že nárůst světlé výšky vozidla se negativně projevuje na čase dosaženém v měřeném úseku. Stejně jako v případě testu vozidla *Sport Car* na této trati je tento parametr predikován jako nejméně významný.
2. **Změna klopné tuhosti přední nápravy** reprezentovaná parametrem míry rezistence proti naklopení vozidla (*front\_roll\_stiff\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = 0.561**. Kladný koeficient teoreticky znamená, že nižší hodnota klopné tuhosti na přední nápravě má pozitivní vliv na dosažený čas v jednom kole. Tato významnost vlivu nastavení přední nápravy pak může souviset i se samotným konceptem vozidla, které na rozdíl od předchozího (*Sport Car*) disponuje pohonem předních kol. Protože tento transformovaný parametr zahrnuje současný vliv tuhosti pružin a stabilizátoru, je tedy nutno přihlídnout i k výsledkům souvisejících parametrů a korelační analýzy.
3. **Změna klopné tuhosti zadní nápravy** reprezentovaná parametrem míry rezistence proti naklopení vozidla (*rear\_roll\_stiff\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = 0.530**. Kladná hodnota koeficientu opět znamená, že nižší hodnota klopné tuhosti na zadní nápravě má pozitivní vliv na dosažený čas v jednom kole. I v tomto případě je nutno analyzovat současný vliv pružin a stabilizátoru.
4. **Změna klonivé tuhosti zadní nápravy** reprezentovaná parametrem míry rezistence proti zaklonění vozidla (*rear\_pitch\_infl\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = -0.0797**, což znamená, že vyšší tuhost zadních pružin je pozitivním faktorem z hlediska lepšího dosaženého času. Jelikož hodnota parametru je velmi nízká, vzniká potřeba identifikovat (odhadnout) skutečný význam jeho vlivu. Může se stejně jako v předcházejícím případě jednat o případ, kdy velká změna nastavení přinese jen malou časovou diferenci, nebo během testu probíhala změna parametru v oblasti výrazné nelinearity. Protože tuhost pružiny je i součástí klopné tuhosti, kde se naopak vyžaduje s ohledem na výkonnost nižší tuhost, znamená to řešit způsob nastavení i s ohledem na tuto interakci.

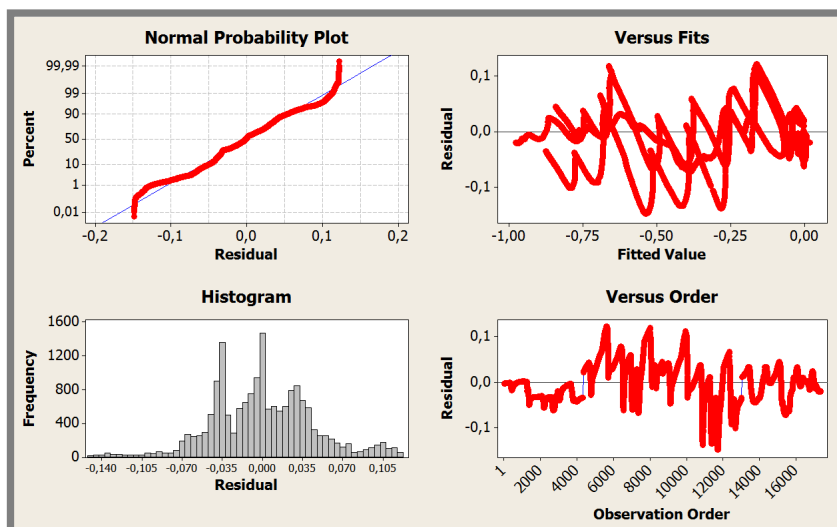
5. **Změna klonivé tuhosti přední nápravy** reprezentovaná parametrem míry rezistence proti předklonění vozidla (*front\_pitch\_infl\_integr\_sum*) nabývá hodnoty **coef = -0.0769**. Lepší výkonnosti tj. rychlejšího času tedy bude dosaženo v případě vyšší tuhosti předních pružin. I zde je nutno brát do úvahy kombinaci s vlivem pružiny na klopnou tuhost přední nápravy a velmi nízkou hodnotu koeficientu s ohledem na fakta zmíněná již při hodnocení klonivé tuhosti zadní nápravy.
6. **Nastavení míry svornosti diferenciálu** reprezentovaná rozdílem otáček kol (*Diff\_speed\_integer\_sum*) nabývá hodnoty **coef = 0.0722**. Výsledek lze interpretovat jako lehce pozitivní vliv zvýšené svornosti diferenciálu na čas dosažený v jednom měřeném kole. Vzhledem k velmi malé hodnotě koeficientu je však nutno skutečný vliv svornosti diferenciálu posoudit v dalších souvislostech.

### 6.2 2.2 Hodnocení kvality modelu a vlivu korelací

Statistická významnost jednotlivých regresních koeficientů, vhodnost navrženého modelu a vyhodnocení úrovně párových korelací pro jednotlivé parametry byly pro tento test posouzeny dle následujících výstupů (*Statistica, & Minitab*)

**Tab. 6.9** Hodnocení kvality regresního modelu včetně analýzy vlastnosti reziduí pro funkční test – Zeltweg&ETCC Car

	weight_trans_infl_integr_sum	rear_roll_stiff_integr_sum	Diff_speed_integer_sum	rear_pitch_infl_integr_sum	front_roll_stiff_integr_sum	front_pitch_infl_integr_sum
<b>p-value &lt; 0.05</b>	0,00 OK	0,00 OK	0,00 OK	0,00 OK	0,00 OK	0,00 OK
<b>t-test (T)</b>	107,15 OK	21,00 OK	24,93 OK	-8,24 OK	25,03 OK	-21,82 OK
<b>směrodat. odch. reziduí (s)</b>	0,0446 OK					
<b>koef. determ. R-sq / R-sq-adj.</b>	0,977 / 0,977 OK					
<b>F – test (F)</b>	110343,4 OK					
<b>VIF &lt;10</b>	75,12 NOK	737,224 NOK	9,233 OK	90,2 NOK	684,21 NOK	16,47 NOK
<b>norm. rozložení reziduí modelu</b>	OK					



Obr. 6.18 Graf reziduí pro hodnocení kvality proložení modelu – funkční test Zeltwegt & ETCC Car (Minitab)

Tab. 6.10 Hodnota Pearsonových korelačních koeficientů dvojice transformovaných parametrů pro funkční test – Zeltwegt&ETCC Car

	dxtime_sum	Diff_Speed_integ	weight_trans_inf	front_roll_stiff	rear_roll_stiff	front_pitch_infl
Diff_Speed_integ	-0,276 0					
weight_trans_inf	0,982 0	-0,366 0				
front_roll_stiff	-0,091 0	0,899 0	-0,176 0			
rear_roll_stiff	0,165 0	-0,917 0	0,25 0	-0,996 0		
front_pitch_infl	0,085 0	0,734 0	0,04 0	0,876 0	-0,847 0	
rear_pitch_infl_	0,952 0	-0,309 0	0,976 0	-0,091 0	0,167 0	0,188 0

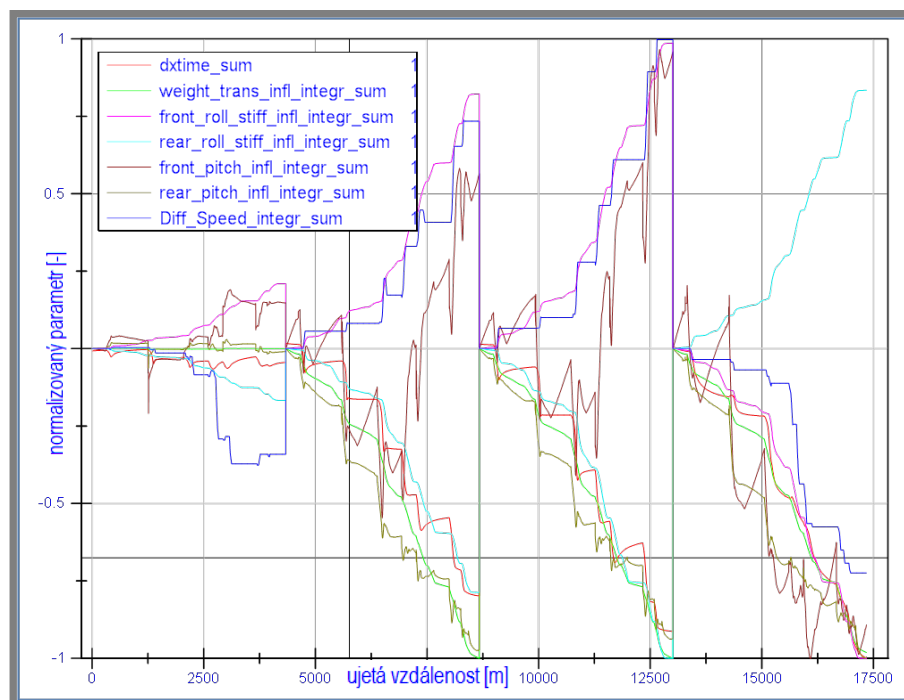
Cell Contents: Pearson correlation  
P-Value

Výsledky uvedené v tab.6.9, tab.6.10 a obr.6.18 lze z hlediska kvality regresního modelu hodnotit následovně:

- Všechny transformované parametry se vykazují příznivými hodnotami hlavních indikátorů, což naznačuje vhodný návrh regresního modelu.

Analýza grafů reziduí rovněž nenaznačuje žádné významnější odchylky nebo a negativní trendy závislostí rozložení.

- Vyšší než limitní míra faktoru změny variability (VIF) u většiny hodnocených transformovaných parametrů naznačuje přítomnost silné multikolinearity. Párové korelační koeficienty (tab.6.10) jsou z tohoto pohledu nejvýznamnější u ukazatele klopné tuhosti zadní nápravy (*rear\_roll\_stiff\_integr\_sum*) kde bude nutno provést detailnější analýzu s ohledem na správnou interpretaci a postup při nastavení. Stejně jako v případě funkčního testu „Zandvoort&SportCar” je zde klíčová vysoká míra opačně orientované korelace s klopnou tuhostí přední nápravy opět daná zejména podobnou filozofií provádění testu jež probíhal jako hledání optima poměru obou tuhostí s ohledem na minimalizaci času v jednom okruhu.
- Pozornost je třeba věnovat rovněž korelaci mezi ukazatelem vlivu klopné tuhosti přední nápravy (*front\_roll\_stiff\_integr\_sum*) a ukazatelem vlivu klonivé tuhosti přední nápravy (*front\_pitch\_infl\_integr\_sum*). Na základě této informace lze odhadovat majoritní vliv tuhosti přední pružiny v porovnání s vlivem předního stabilizátoru a tento fakt zahrnout do analýzy.



Obr. 6.19 Souhrn průběhu normalizovaných diferencí u transformovaných parametrů a času v závislosti na celkové ujeté vzdálenosti – funkční test Zeltweg & ETCC Car

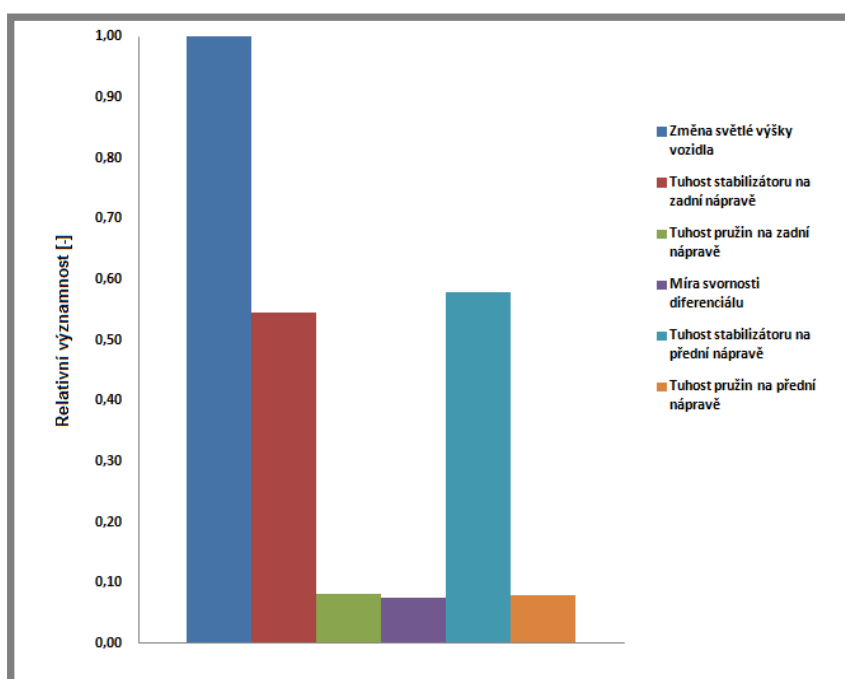
- Přítomnost korelací u ostatních parametrů lze považovat za minoritní problém s hlediska vlivu na nastavení resp. optimalizaci výkonnosti vozidla. Jejich přítomnost můžeme opět zdůvodnit kombinací funkčních závislostí, charakteristiky vozidla a profilu tratě. Násobnou korelaci v případě vlivu

svornosti diferenciálu však bude nutno eventuelně posuzovat v dalších souvislostech (např. již zmíněný souběh změn nastavení s předním stabilizátorem).

- Celkové zhodnocení kvality regresního modelu i v tomto případě ukazuje, že není nutno provádět úpravy transformovaných parametrů resp. provádět alternativní přepočítání regresního modelu a se získanými výstupy lze tedy dále pracovat.

### 6.2.2.2 Interpretace výsledků

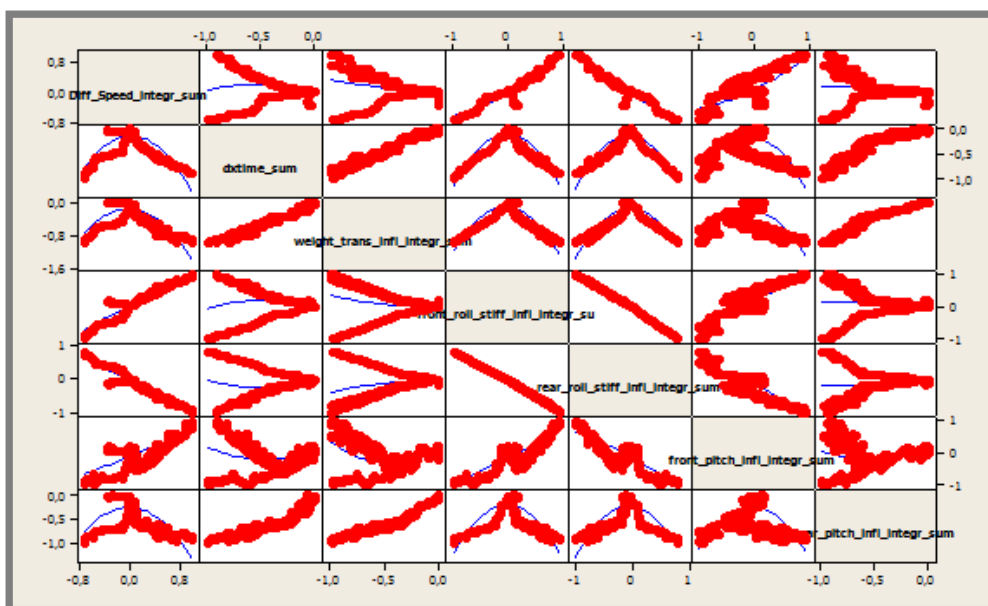
Při hodnocení vlivu jednotlivých parametrů nastavení s ohledem na následnou optimalizaci nastavení vozidla je nutno stejně jako v předchozích případech vycházet především z predikce jejich relativního významu na výkonnost znázorněné graficky na obr. 6.20. V kombinaci s informací o vzájemné míře jejich vzájemné korelace pak lze formulovat následující závěry a odhady.



Obr. 6.20 Porovnání relativní významnosti jednotlivých nastavovacích prvků na základě predikce z regresního modelu – funkční test Zeltweg & ETCC Car

- Jako klíčový z pohledu jednoznačnosti rozhodnutí o změnách lze v tomto případě označit vliv světlé výšky vozidla. Tento fakt je potvrzen také vysokou mírou souhlasné korelace (0,982) s diferencí času ( $dxtime\_sum$ ), která může naznačovat významnou závislost dosaženého času na úrovni nastavení tohoto parametru (viz. obr.6.20)

- Dle výsledku regrese můžeme považovat za významnou s ohledem na výkonnost vozidla rovněž klopnou tuhost na přední a zadní nápravě. V tomto případě však bude obtížné definovat samostatně vliv u jednotlivých náprav s ohledem na velikost a smysl, protože zahrnuje rovněž působení tuhosti pružiny jež je součástí celkové hodnoty klopné tuhosti nápravy a která má významově opačnou polaritu. V této situaci je tedy možno významnost výsledku interpretovat spíše z pohledu nalezení správného poměru klopné tuhosti na přední a zadní nápravě (řešeno již v předcházejícím případě), což podporuje prakticky stejná velikost relativní významnosti (viz obr.6.20) a současně nesouhlasná korelace (tab.6.10). Relativně velký význam klopné tuhosti v tomto případě tedy nespočívá v absolutní hodnotě tuhosti stabilizátoru (resp. pružiny), která z tohoto pohledu bude spíše neutrální a za klíčový se tedy dá považovat již zmíněná rovnováha mezi přední a zadní částí vozidla.
- Jak již bylo zmíněno, hodnocení funkce tuhosti pružin na obou nápravách vyžaduje samostatné posouzení. Jejich účinek, resp. změna tuhosti má protikladné důsledky u dynamických změn v příčném a podélném směru, přičemž nastavení tedy musí respektovat tento fakt.. V úvahu je však nutno brát i korelaci (0,952) vlivu snížení tuhosti zadních pružin a zhoršení dosaženého času v měřeném kole.
- Minoritní význam je predikován také pro vliv změny nastavení svornosti diferenciálu, což může být mimo jiné způsobeno také tím, že se rozsah nastavení během testu buď opět pohyboval kolem minima/maxima funkce nebo jeho projev závisel na jiném prvku Zde je tedy nutno posoudit vysokou míru korelace s vlivem klopné tuhosti přední (pozitivní) a zadní nápravy (negativní), kde úpravy mohou ovlivnit jeho funkci.
- Relativně vysoký počet korelací mezi jednotlivými transformovanými parametry (obr. 6.21) může znamenat obtížnější postup při hledání optimální strategie při volbě změn vedoucích k dosažení lepšího času v jednom okruhu. Situaci ovlivňuje také skutečnost, že změny nastavení (Příloha V) se u většiny parametrů pohybovaly v ne příliš širokém pásmu z celkového možného rozsahu, což opět nedává příliš prostoru pro výraznější optimalizaci (tj. významné zlepšení času)
- Pro vlastní ověřovací test bylo následně na základě předchozích závěrů daných predikcí vlivu jednotlivých parametrů pomocí regresního modelu rozhodnuto otestovat následující kombinaci nastavení :
  1. Světla výška : 40 mm (min. z rozsahu)
  2. Svornost diferenciálu : 50% (max. z rozsahu)
  3. Tuhost zadní pružiny : 90 N/mm (max. z rozsahu)
  4. Tuhost zadního stabilizátoru : 10 N/mm ( min. z rozsahu)
  5. Tuhost přední pružiny : 150 N/mm (max. z rozsahu)
  6. Tuhost předního stabilizátoru : 50 N/mm (min. z rozsahu)

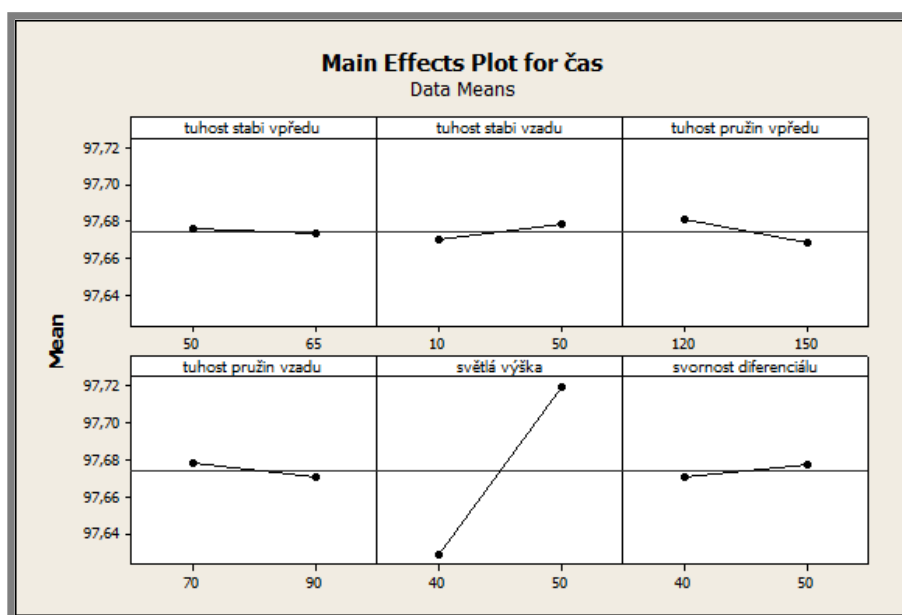


Obr. 6.21 Korelační matice transformovaných parametrů a difference času s proloženou kvadratickou funkcí – funkční test Zeltweg & ETCC Car (Minitab)

**Výsledný čas jednoho kola pak byl 97.58 sec**, což představuje **zlepšení 0.01 sec** oproti času 97.59 sec dosaženého v nejrychlejších kole úvodních simulací. Jako varianta byl rovněž otestován set-up u kterého byla mírně zvýšena tuhost zadního stabilizátoru na hodnotu 18 N/mm tak, aby byl zachován klopový balanc náprav ve stejném poměru jako v nejrychlejší testovací jízdě. **Výsledný čas jednoho kola 97.58 sec** byl takto identický s časem optimalizovaného nastavení, což spolu se zanedbatelným rozdílem od maxima dosaženého v úvodním testu naznačuje, že v tomto případě již bylo dosaženo prakticky nejlepšího možného řešení i bez optimalizace prováděné pomocí aplikace regresního modelu. Tento fakt potvrdila i série dalších ověřovacích experimentů jejichž kompletní výsledky zde již nejsou uváděny a které prokázaly majoritní vliv na časovou diferenci pouze u parametru změny světlé výšky. Pro úplnost je nutno dodat, že hodnota nejhoršího dosaženého času v těchto testech byla 97.84 sec, což v tomto rozsahu nastavení vozidla představuje vůči času nejlepšímu diferenci 0.26 sec.

- Protože tento příklad je typickým představitelem analýz, kde význam mnoha prvků nastavení je velmi zanedbatelný nebo těžce identifikovatelný, byl pro porovnání v programu *Minitab 16* naplánován a vyhodnocen také řízený experiment (DOE) s *plným faktorovým plánem*, což v případě šesti parametrů znamenalo 64 simulačních jízd. Cílem bylo ověření, zda i v této situaci (tj. nastavených podmínkách) dokáže navržená metodika poskytnout přijatelné odhady a predikce v porovnání s testem, kde jsou závěry postaveny na větším množství kombinací. Protože se odhady významového smyslu hlavních efektů (obr.6.22) ve dvou případech liší (vliv přední stabi a diferenciál), byl rovněž i v tomto případě proveden ověřovací test s nastaveními jednotlivých

prvků, které reflektovalo kombinaci predikující maximální výkonnost. **Výsledný čas 97.59 sec** (identický s nejlepším časem úvodního testu) byl **o 0,01sec horší** než čas s nastavením na základě predikce provedené pomocí metodiky využívající LRM. Jako další krok pak byla rovněž provedena jízda s nastavením snížené tuhosti předního stabilizátoru zohledňující hodnotu poměru klopné tuhosti vpředu a vzadu stejné jako v nejrychlejším kole úvodního testu, přičemž **dosažený čas 97.58 sec** představuje drobné zlepšení.



Obr. 6.22 Význam vlivu (efektů) jednotlivých prvků nastavení odhadnutý řízeným experimentem podle úplného faktorového plánu – funkční test Zeltweg & ETCC Car (Minitab)

- Posouzením grafu vlivu vzájemných interakcí (viz. Příloha V) jako výstupu z DOE je rovněž i zde možno identifikovat přítomnost nelineárního chování při vzájemných interakcích funkce pružin a stabilizátorů na obou nápravách. Tyto situace pak značně komplikuje správnost odhadu skutečného vlivu jednotlivých prvků nastavení, což v praxi znamená přistupovat k odhadům a změnám spíše konzervativnějším přístupem. tj. u parametrů s velmi nízkým odhadnutým regresním koeficientem a vysokou korelací minimalizovat prováděné změny na nezbytně nutné.
- Přestože se odhady vlivu parametrů vytvořené pomocí navržené metodiky a DOE mírně liší, lze konstatovat, že díky identické resp. mírně lepší predikci s ohledem na čas dosažený v jednom kole jsou vlastní závěry uspokojivé. Je nutno také podotknout, že odhady DOE vychází přímo z úrovně změn nastavení jednotlivých prvků, zatímco v případě navržené metodiky se jedná o hodnocení vlivu transformovaných parametrů, které např. v případě ukazatele vlivu klopné tuhosti funkci prvků kombinují (pružina a stabilizátor). Tato skutečnost pak nepochybně může přinést poněkud odlišné náhledy u interpretace významu vlivu samotných prvků na výkonnost vozidla.

- Zajímavým poznatkem z tohoto druhého funkčního testu je praktická analýza vlivu parametrů, u nichž je predikován minimální vliv a zároveň nalezeny výrazné korelace s dalšími prvky. Závěry ukazují, že v těchto případech je důležitá především kontrola vzájemných interakcí, která může mít v některých případech větší význam, než samotná velikost odhadnutého regresního koeficientu. V reálné praxi se pak nezřídka vyskytují vozidla, jejichž nastavení resp. nalezení optima z hlediska výkonnosti je krajně obtížné právě z důvodu nízké nebo špatně predikovatelné odezvy na změny jednotlivých parametrů a těmto situacím je nutno aplikaci metodiky uzpůsobit.

## 7. ZÁVĚR

### 7.1 Splnění cílů práce

Souhrn týkající se návrhu a ověření funkčnosti metodiky vícedimenzionální analýzy vlivu nastavení sportovního vozidla na jeho výkonnost (dynamiku) je stručně zformulován v následujících bodech. Shrnutí se týká především zhodnocení splnění hlavních a vedlejších cílů této práce.

Hlavní cíle:

- Byla vytvořena metodika využívající vícerozměrnou lineární regresi pro hodnocení vlivu změn vybraných parametrů nastavení vozidla na výkonnost vozidla reprezentovanou časem dosaženým v měřeném úseku. Zvolená aplikace lineární regrese se jeví vhodná k těmto účelům především díky své relativní jednoduchosti a při dodržení některých základních podmínek i přijatelné robustnosti. Podobné způsoby aplikace vícerozměrné regrese na tuto problematiku zatím ještě nebyly publikovány.
- Navržená metodika v souladu s požadavkem dovoluje v uspokojivém rozsahu provádět analýzu vlivu souběžných změn více parametrů. Díky hodnocení vybraných veličin jízdní dynamiky resp. transformovaných parametrů (5.4.2) reprezentujících vlastnosti jednotlivých prvků nastavení a současně zaručujících míru vzájemné korelace  $\rho < 1$ , lze provádět analýzu i v případech, kdy změna dvou a více nastavovacích parametrů sebou nese výrazné rysy multikolinearity.
- Implementací korelační analýzy do navržené metodiky lze provést odhad vlivu kombinací nastavovacích prvků. Korelační matice v grafické podobě je rovněž užitečným nástrojem při odhalování možné přítomnosti nelinearity, které je pak nutno zohlednit při hodnocení skutečného významu regresního koeficientu resp. vlivu nastavovacího prvku v prováděném testu.
- Hodnocení vlivu změny v nastavení vozidla na jeho výkonnost lze provádět jednak komplexně tj. na základě statistických analýz (primární evaluace), rovněž však také dle potřeb s využitím vypočtených vstupních parametrů i jako standardní analýzu na časové ose (sekundární evaluace). Ta dovoluje vizuální hodnocení výhodné zejména jako pomocný nástroj v případech upřesňování primárních výsledků (regrese) nebo při identifikaci klíčových úseků na testovací/závodní dráze.
- Zvolením postupu využívajícího integrace transformovaných parametrů jako pre-processing dat vstupujících do vícerozměrné regresní analýzy byla dosažena vyšší míra synchronizace mezi příčinou (vlivem nastavovacího parametru a následkem (diference času v měřeném úseku).

- Příprava a formátování dat před vlastní regresní analýzou (jednotková normalizace) dovoluje přímé srovnání koeficientů regresního modelu což napomáhá snadno identifikovat skutečnou úroveň vlivu změny nastavovacího parametru.
- Pro zpracování zdrojových dat získaných záznamem testovacích jízd byl vytvořen jednoduchý skript zahrnující výpočet transformovaných parametrů i jejich zpracování (včetně základních grafických výstupů). Takto zpracovaná data ve formátu (\*.XLS) jsou pak kompatibilní s požadavky na vstupy pro vytvoření regresního modelu ve většině komerčně dostupných statistických software.
- Oproti původnímu záměru je s ohledem na svůj účel vytvořený skript spíše experimentálního charakteru pro omezený počet vstupních prvků a transformovaných parametrů. Důvodem této filozofie při jeho tvorbě pak byla především potřeba výstupů definovaného charakteru určených pro tvorbu a odladění regresního modelu.
- Metodika vytvořená na základě poznatků z interaktivního procesu analýz a ověřovacích procedur u dat z experimentálního testu (5.4.1) byla aplikována i na dalších příkladech zahrnujících odlišné podmínky (vozidlo a trať). Výsledky ukázali dostatečnou schopnost metodiky vytvořit predikci vlivu jednotlivých parametrů nastavení v souladu se záměrem této práce.

#### Dílčí cíle :

- Pro návrhovou fázi metodiky byla k tvorbě skriptu pro zpracování dat zvolena platforma *NI DIAdem 2012* a to především díky své dostupnosti, univerzálnosti a flexibilitě nutné při častých úpravách. Její výhodou se ukázala rovněž možnost vytváření rychlých analýz potřebných k hodnocení mezivýsledků nebo funkcí jednotlivých transformovaných parametrů. Z tohoto pohledu je tedy možno ji považovat za velmi vhodnou i při využití v dalším rozvoji metodiky.
- Pro ověření a optimalizaci interpretace výstupů regresního modelu resp. k ověřování funkce navrhované metodiky byla uskutečněna série definovaných testů (jízd) a provedena potřebná analýza získaných dat. V této fázi se ukázala výhodou volba simulačního programu *BOSCH LapSim V2003.6* ve kterém lze realizovat na rozdíl od omezení daných reálným prostředím (čas, finance) libovolný počet přesně definovaných virtuálních testovacích jízd, z jejichž výsledků bylo možno získat poměrně velké množství užitečných informací.
- Virtuální testy rovněž přinesly cenné vedlejší poznatky (např. způsob vhodné volby transformovaných parametrů), jež bude možno využít při dalším rozvoji navržené metodiky.

## 7.2 Praktický význam dosažených výsledků

Výsledky, resp. postupy, které byly v této práci uvedeny mají primárně za cíl aplikaci především v procesech analýzy vlivu změn nastavení seřizovacích prvků sportovního vozidla na jeho celkovou výkonnost resp, jízdní dynamiku. Reálné využití a význam dosažených výsledků je pak možno shrnout do následujících bodů:

- Byl vytvořen relativně jednoduchý praktický nástroj, který lze využít k získávání dalších cenných informací pro komplexní analýzu charakteristik většího počtu parametrů ovlivňujících celkovou výkonnost sportovního vozu.
- V porovnání s klasickou datovou analýzou (2-D charakteristiky), lze vytvářet kvalifikovaný odhad o vzájemné korelaci nebo kombinovaném či individuálním vlivu jednotlivých parametrů v omezeném počtu kroku. To přináší významnou úsporu času při zpracování dat.
- Principiálně je možno provádět dostatečně korektní analýzy dat z testovacích jízd, kde dochází k souběžné změně několika parametrů a které nejsou z nejrůznějších důvodů zrealizovány podle vhodného plánu (např. DOE). Toto je výhodné zejména v případech, kde je vyžadována minimalizace času u prováděných testů např. s ohledem na jejich vysoké finanční náklady.
- Základní filozofii metodiky lze uplatnit kromě oblasti motosportu také pro vyhodnocování testů u běžných produkčních automobilů. Zaměření těchto testů se pak nemusí týkat pouze jízdní dynamiky, ale i jiných oblastí jako je např. NVH problematika.
- Vícerozměrná regresní analýza je poměrně rozšířený a publikovaný přístup k rozboru dat především v některých specifických oborech (např. chemie, ekonomika, sociologie atd.). Zkušenosti získané tvorbou metodiky však ukazují, že obecné postupy navržené v této práci mohou mít po vhodné modifikaci poměrně dobré uplatnění rovněž při hodnocení úrovně vlivu kombinovaných změn vstupů na odezvy také u nejrůznějších dynamických technických systémů.

## 7.3 Další doporučení pro rozšíření výzkumu

Výzkum v oblastech aplikací vícerozměrné analýzy dat na hodnocení vlivu změn nastavení sportovního vozidla na jeho výkonnost lze dále rozvíjet v následujících oblastech.

- Doplnění a rozšíření modelu vozidla o další vazby a závislosti definující vliv všech hlavních nastavovacích prvků vozidla (podvozek, transmise, aero-prvky), včetně tvorby odpovídajících transformovaných parametrů

- Provádět průběžnou optimalizaci již vytvořených transformovaných parametrů
- Rozvinout funkci resp. adaptaci metodiky pro zpracování reálných dat, jejichž kvalita může být ovlivněna např. vlivem jezdce, degradací funkce komponent (např. pneumatik), proměnnými podmínkami apod.
- Metodika je prozatím poměrně náročná na jisté zkušenosti při hodnocení vlivu nelinearit systému. Je tedy žádoucí kromě korelační analýzy navrhnout a implementovat některé další vhodné nástroje nebo postupy podporující správnou interpretaci výsledků.
- Ověření dalších možností (např. krokové regrese apod.) vedoucích k potenciálnímu zpřesnění regresního modelu
- Aplikace některých sofistikovanějších statistických metod (např. SEM)

---

**SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ**

---

- [1] McBEATH, S. *Competition Car Data Logging*. Haynes Publishing, 2002, 160 pp., ISBN: 185960 6539
- [2] SEGERS, J. *Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition*. SAE International, 2008, 198 pp, ISBN: 978-0-7680-1655-0
- [3] FEY, B. *Data Power: Using Racecar Data Acquisition*. Towery Publishing, Inc., 1997, 176pp, ISBN: 1881096017
- [4] TEMPLEMAN, G. *The Competition Car Data Logging Manual*. Veloce Publishing Plc, 2008, 128 pp, ISBN-13: 9781845841621
- [5] VAN VALKENBURG, G. *Race Car Engineering and Mechanics*. HP Books, 1993, 176 pp, ISBN-0-9617425 -0-X
- [6] VADURI S, J. *Development of Computer Tools for Analysis of Track Test Data and for Prediction of Dynamic Handling Response for Winston Cup Cars*. Ph.D. Dissertation, Dept. Of Mechanical Engineering, Clemson University, Clemson, 1999
- [7] VADURI, S., LAW, E.H. *Development of an Expert System for the Analysis of Track Test Data*. SAE Transactions, 2000, vol. 109, no 6, pp. 2086-2090, ISSN 0096-736X
- [8] MARTIN, B.T, LAW, E.H. *Development of an Expert System for Race Car Driver & Chassis Diagnostic*. SAE 2002 Automotive Dynamics & Stability Conference and Exhibition, Paper Number: 2002-01-1574, DOI: 10.4271/2002-01-1574
- [9] MITCHELL,C., UNGER, M., SCHROER, R.,GRISEZ. D.B. *Training Test Drivers with Data Acquisition*. SAE 2000 Motorsports Engineering Conference & Exposition, Paper Number: 2000-01-3568, DOI: 10.4271/2000-01-3568
- [10] REPLOGLE, D.L. *A Model Driven Approach to Racecar Data Acquisition*. SAE 1994 Motorsports Engineering Conference & Exposition, Paper Number: 942483, DOI: 10.4271/942483
- [11] MILLIKEN, W.F., WRIGHT, P., MILLIKEN, D.L. *Moment Method – A Comprehensive Tool for Race Car Development*. SAE 1994 Motorsports Engineering Conference & Exposition, Paper Number: 942538, DOI: 10.4271/942538
- [12] MILLIKEN, W.F., MILLIKEN, D.L. *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International, 1995, 892 pp, ISBN: 1-56091-526-9
- [13] MONTGOMERY, D.C. *Design and Analysis of Experiment*. John Wiley & Sons, New York, NY, 2005, 638 pp, ISBN: 0-471-48735-X
- [14] HILL, J. *Design of Experiment - Test of Time*. Racecar Engineering, October 2001, vol. 11, no. 10, s. 57-62.
- [15] HILL, J., *Design of Experiment - Mind Games*. Racecar Engineering, November 2001, vol. 11, no. 11, s. 74-80.
- [16] HILL, J. *Design of Experiment – Learning curve*. Racecar Engineering, December 2001, vol. 11, no. 12, s. 65-70.
- [17] KOWALSKI, S.,LANDMAN, D., SIMPSON, J. *Design of Experiments Enhances Race Car Performance*. Scientific Computing & Instrumentation, June 2003, vol. 4, no. 6, s. 21-22.

- [18] BYAM B., COPPENS G., DISSETE, M., JANSON K., McCLAIN J., RUEDIGER, J., ZETTEL B. *Formula SAE Design, Test, Tune, and Setup: A Design of Experiment Approach*. SAE 2003 World Congress & Exhibition, Paper Number: 2003-01-1320, DOI: 10.4271/2003-01-1320
- [19] RENDON, C. *Design of Experiments in Racing*. Dostupné z URL: <<http://www.statease.com/pubs/doeinracing.pdf>>, [cit. 2011-05-04]
- [20] THEANDER, A. *Design of a Suspension for a Formula Student Race Car*. MSc. Thesis, Dept. of Aeronautical and Vehicle Engineering, KTH, Stockholm, 2004, s. 46-61
- [21] KHAN, S.S. *Analysis of Simulation Techniques & Taguchi Methods as Applied to Optimise the Setup of a Formula 3 Race Car*. MSc. Thesis, School of Applied Sciences, Cranfield University, Cranfield, 2007
- [22] STEVENS, G., PETERSON, D., EICHHORN, U. *Optimization of Vehicle Dynamics Through Statistically Designed Experiments on Analytical Vehicle Models*. 1997 European ADAMS Users' Conference (12th), Dostupné z URL: <[http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/uc97\\_papers.cfm](http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/uc97_papers.cfm)>, [cit. 2011-05-04]
- [23] BISHOP, L., FREDRIKSSON D. *Response Surface Methodology (RSM) and Design of Experiments (DOE) Applied to Racecar Vehicle Dynamics Simulation and Development*, 2000 North America ADAMS Users' Conference Dostupné URL: <[http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/na/2000/na00\\_day2.cfm](http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/na/2000/na00_day2.cfm)>, [cit. 2011-05-04]
- [24] AL-TAANI, A.T. *An Expert System for Car Failure Diagnosis*. Transaction on Engineering, Computing and Technology V7, August 2005, s. 457-460, ISSN 1305-5313
- [25] SUCHAR, R., SCHALLING, B., CIOCOIU, I., BREZULIANU, A., BONCIU C. *Noise Analysis and Modeling with Neural Network and Genetic*. Proceedings of 2000 FISITA - World Automotive Congress. Seoul: Korea Society of Automotive Engineers 2000. 5 s. ISBN 89-85000-00-4 [CD-ROM]
- [26] ANDERSON, J.R. *Fuzzy Logic Approach to Vehicle Stability Control*, MSc Thesis, Dept. Of Mechanical Engineering, Clemson University, Clemson, 2010
- [27] ANTONINI P., CORRADINI M.L., IPPOLITI G., LONGHI S., STRONATIC., *Race car performance evaluation by a Neuro-Fuzzy Inference System*. American Control Conference 2006, 6 pp., ISBN: 1-4244-0209-3, E-ISBN: 1-4244-0210-7
- [28] BUTTLER, V., KARRI V. *Race Car Chassis Tuning Using Artificial Neural Networks*. AI 2003: Advances in Artificial Intelligence, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003, s. 866-877, ISBN 3-540-20646-9
- [29] ABDULRAHIN, M. *On the Dynamics of Automobile Drifting*, SAE 2006 World Congress & Exhibition, Paper Number: 2006-01-1019, DOI: 10.4271/2006-01-1019
- [30] MILITKÝ, J., MELOUN, M. *Analýza vícerozměrných dat*. Sborník přednášek z konference Zajištění kvality analytických výsledku, 2004, s.19-28, ISBN 80-86380-22-X
- [31] PEREDA, E., QUIROGA, R.Q., BHATTACHARIA, J. *Nonlinear multivariate analysis of neurophysiological signals*. Progress in Neurobiology, 2005, vol. 77, no. 1-2, s. 1-37, ISSN: 0301-0082

- [32] PLAŠIL M., VLACH, P. J., MELOUN, M. *Grafická analýza vícerozměrných dat*. Acta Oeconomica Pragensia, 2007, roč. 15, č. 1, s. 97-113. ISSN 0572-3043
- [33] MATKOVIC, K., GRACANIN, D., SPLECHTNA, R., HAUSER H. *Interactive Visual Analysis of Families of Surfaces: An Application to Car Race and Car Setup*. Proceedings of EuroVAST 2010, pp. 1-7.
- [34] AIGNER, W., MIKSCH, S., MÜLLER, W., SCHUMANN, H., TOMINSKI, C. *Visual methods for analyzing timeoriented Data*. IEEE Transactions on Visualization and Computer Graphics, 2008, vol. 14, no. 1, p. 47-60.
- [35] HEE, G.L., CHONG, J.W., JUNG, W.K. *Design Sensitivity Analysis and Optimization of McPherson Suspension Systems*. Proceedings of the WCE, 2009, Vol II, p. 1532-1537, ISBN: 978-988-18210-1-0
- [36] AVALLE, M., BELINGARDI, A.I., KAYVANTASH, K., DELCROIX, F. *Stochastic Crash Analysis of Vehicle Models for Sensitivity Analysis and Optimization*. In Proceedings of the 20th ESV Conference, 2008, p. 7-10, Paper No. 07-0335
- [37] JÖRESKOG, K. SÖRBOM, D. *LISREL 8: User's Reference Guide*. Lincolnwood: Scientific Software International, Inc., 2001. p 6. ISBN: 0-89498-040-8
- [38] HOYLE, R.H. *Handbook of Structural Equation Modeling*. New York: The Guilford press, 2012. p.7. ISBN: 978-1-10623-077-0
- [39] MELOUN, M. MILITKÝ J. *Statistická analýza experimentálních data*. Praha: Academia, 2004. 954 s. ISBN: 80-200-1254-0
- [40] HEBÁK, P. HUSTOPECKÝ, J. MALÁ, I. *Vícerozměrné statistické metody (2)*. Praha: Informatorium, 2005. 240 s. ISBN: 80-7333-036-9
- [41] MITSCHKE, M. *Dynamik der Kraftfahrzeuge: Band B: Schwingungen*. Berlin: Springer, 1997. 315 s. ISBN-13: 9783540561620
- [42] GILLESPIE, T. *Fundamental of Vehicle Dynamics*. SAE International, 1992, 315 s. ISBN-13: 978-1560911999

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a_i$	[-]	- člen polynomu
$a_T$	[m.s <sup>-2</sup> ]	- celkové zrychlení
$a_x$	[m.s <sup>-2</sup> ]	- podélné zrychlení
$a_y$	[m.s <sup>-2</sup> ]	- příčné zrychlení
$cov$	[-]	- kovariance
$D$	[-]	- rozptyl
$E$	[-]	- střední hodnota
$F$	[-]	- hodnota celkového F-testu
$F_i$	[-]	- plocha integrálu
$f_n$	[-]	- faktor (DOE)
$F_{FB}$	[N]	- brzdná síla na přední nápravě
$F_y$	[N]	- příčná síla v důsledku zatáčení
$F_{yi}$	[N]	- příčná síla působící na vnitřní pneumatiku
$F_{yo}$	[N]	- příčná síla působící na vnější pneumatiku
$F_{zo}$	[N]	- svislé zatížení vnějšího kola
$F_{zi}$	[N]	- svislé zatížení vnitřního kola
$G$	[N]	- tíha vozidla
$\Delta G_x$	[N]	- celk. změna zatížení nápravy v důsledku podélného zrychlení
$\Delta G_{VB}$	[N]	- vertikální síla na přední nápravě při brzdění
$\Delta G_{xB}$	[N]	- změna zatížení přední nápravy při zpomalení daná kloněním
$\Delta G_y$	[N]	- celk. změna zatížení kol v důsledku příčného zrychlení
$\Delta G_{yC}$	[N]	- podíl změny zatížení nápravy způsobená příčnou silou
$\Delta G_{yR}$	[N]	- podíl změny zatížení nápravy způsobený naklopením vozidla
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	- tíhové zrychlení
$h$	[m]	- výška těžiště
$h_a$	[m]	- výška středu klonění nápravy
$h_r$	[m]	- výška středu klopení nápravy
$h_{sv}$	[m]	- světlá výška vozidla
$ICD$	[-]	- okamžitý střed klonění přední nápravy
$ICS$	[-]	- okamžitý střed klonění zadní nápravy
$MS$	[-]	- střední součet čtverců
$MSR$	[-]	- střední kvadratické odchylka regrese
$MSE$	[-]	- střední kvadratická odchylka reziduí
$N$	[N.m]	- stáčivý moment vozidla
$K_{FSS}$	[N.m <sup>-1</sup> ]	- tuhost pružiny přední nápravy
$K_{RSS}$	[N.m <sup>-1</sup> ]	- tuhost pružiny zadní nápravy
$K_s$	[N.m <sup>-1</sup> ]	- součet tuhost pružiny a stabilizátoru
$K_{us}$	[-]	- koeficient nedotáčivosti
$K_\phi$	[N.m.rad <sup>-1</sup> ]	- klopná tuhost nápravy
$l$	[m]	- rozvor vozidla
$l_a$	[m]	- vzdálenost okamžitého středu klonění
$n$	[-]	- počet pozorování
$\Delta P_R$	[-]	- diference v hodnotě parametru pro dvě nezávislé jízdy

$P_{Ru}$	[-]	- hodnota parametru pro jednotlivou jízdu
$PFI$	[-]	- ukazatel vlivu klonivé tuhosti vpředu
$PŘI$	[-]	- ukazatel vlivu klonivé tuhosti vzadu
$P$	[-]	- pravděpodobnost chyby I.řádu (p-value)
$p$	[-]	- počet regresorů
$Q$	[-]	- počet jízd
$R$	[-]	- odezva systému (DOE)
$R^2$	[-]	- koeficient determinace (R-sq)
$R^2_{adj}$	[-]	- upravený koeficient determinace (R-sq-adj.)
$R_{ave}$	[m]	- poloměr zatačky
$R_I$	[m]	- poloměr zatačení vnitřního kola
$R_O$	[m]	- poloměr zatačení vnějšího kola
$RHI$	[-]	- ukazatel vlivu světlé výšky
$RI$	[-]	- ukazatel vlivu klopné tuhosti
$S$	[-]	- směrodatná odchylka rezidua
$S_E$	[-]	- reziduální součet čtverců
$S_R$	[-]	- regresní součet čtverců
$S_S$	[-]	- součet čtverců celkových odchylek (SS)
$SE\ Coeff$	[-]	- směrodatná odchylka reziduí regresního koeficientu
$Seq\ SS$	[-]	- sekvenční součet čtverců
$S$	[m]	- vzdálenost bodů uchycení odpružení na nápravě
$T$	[-]	- hodnota studentova t-testu
$T_c$	[s]	- čas dosažený v měřeném úseku
$t$	[m]	- rozchod nápravy
$X$	[-]	- nezávislá / vstupní proměnná
$x_n$	[-]	- nastavení seřizovacího prvku vozidla
$x_i$	[m]	- zdvih vnitřního kola
$x_o$	[m]	- zdvih vnějšího kola
$\Delta x_{xF}$	[m]	- změna zdvihu na přední nápravě
$\Delta x_{xR}$	[m]	- změna zdvihu na přední nápravě
$x_{FS}$	[m]	- zdvih odpružení na přední nápravě při statickém zatížení
$x_F$	[m]	- zdvih odpružení na přední nápravě při dynamickém zatížení
$x_{RS}$	[m]	- zdvih odpružení na zadní nápravě při statickém zatížení
$x_R$	[-]	- zdvih odpružení na zadní nápravě při dynamickém zatížení
$\Delta x_y$	[m]	- rozdíl zdvihu kol nápravy při naklopení
$x_z$	[m]	- vertikální pohyb
$\bar{x}$	[-]	- střední hodnota odhadu
$y$	[-]	- závislá / výstupní proměnná
$\hat{y}_i$	[-]	- odhad lineární funkce
$y_i$	[-]	- naměřená hodnota
$\bar{y}$	[-]	- střední hodnota odhadu
$VIF$	[-]	- faktor změny variability
$v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	- rychlost vozidla
$v_x$	[m.s <sup>-1</sup> ]	- rychlost podélném směru
$v_o$	[m.s <sup>-1</sup> ]	- rychlost vnějšího kola hnané nápravy při zatačení
$v_I$	[m.s <sup>-1</sup> ]	- rychlost vnitřního kola hnané nápravy při zatačení
$v_{rel}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	- relativní rozdíl rychlosti kol v zatačce

$\alpha$	[-]	- hladina pravděpodobnosti
$\alpha_F$	[rad]	- směrová úchylka přední nápravy
$\alpha_R$	[rad]	- směrová úchylka zadní nápravy
$\beta$	[rad]	- směrová úchylka těžiště vozidla
$\beta_i$	[-]	- regresní koeficient
$\delta$	[rad]	- úhel natočení volantu
$\varepsilon$	[-]	- náhodná veličina, chyba měření – modelu
$\varepsilon_c$	[rad]	- stáčení vozidla
$\varphi_c$	[rad]	- klopení vozidla
$\Phi$	[rad]	- úhel naklopení vozidla
$\tilde{\sigma}$	[-]	- směrodatná odchylka
$\rho$	[-]	- Pearsonův korelační koeficient
$\psi_c$	[-]	- klonění vozidla
$CG$		- těžiště
$DF$		- počet stupňů volnosti
$\theta$		- střed otáčení

## SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

<b>Obr. 2.1</b> Příklad jednoduché sensoriky v závodním voze [1].....	12
<b>Obr. 2.2</b> Ukázka masky analytického software MoTec pro vizualizaci a vyhodnocení dat (rychlost vozidla – nahoře, poloha akceleračního pedálu – uprostřed, příčné a podélné zrychlení – dole).....	14
<b>Obr. 2.4</b> Indikátory přetáčivého chování vozidla pro analýzu reálných dat [7] ....	16
<b>Obr. 2.3</b> Vstupní (korekce řízení, pokles příčného zrychlení) a výstupní (míra přetáčivosti) členské funkce – MF [6] .....	16
<b>Obr.2.5</b> Vývojový diagram logiky pro identifikaci případu nedotáčivého <i>chování</i> vozidla [7].....	17
<b>Obr. 2.6</b> Profil podélného zrychlení pro optimální (nahore) a nesprávnou volbu řadicích otáček [8].....	18
<b>Obr. 2.7</b> Zobrazení indikátoru “excess steer angle“ pro dvě navazující zatáčky. Vyznačeny jsou moment ukazující na přetáčivost vozidla při výjezdu ze zatáčky (F) a přílišná sensitivita na drobnou korekci řízení (E) v přímém směru [11] .....	19
<b>Obr. 2.8</b> Modifikovaný „stability index“ dokáže identifikovat drobný pokles v rovnováze vozidla (G) v zatáčce 1 a přetáčivé chování (H) na výjezdu ze zatáčky 2 [10].....	20
<b>Obr. 2.9</b> Základní silově-momentový diagram vyjadřující závislost příčného zrychlení vozidla ( $A_y$ ), stáčivého momentu (N) pro různé hodnoty směrové úchylnosti vozidla ( $\beta$ ) a úhlu natočení volantu ( $\delta$ ) pro normální zatížení a rychlost vozidla 225 km/hod [11].....	21
<b>Obr.2.10</b> Grafické znázornění potenciálu jednotlivých pneumatik při zatáčení v rychlosti 160 km/hod [11].....	22
<b>Obr. 2.12</b> Silově-momentový diagram pro průjezd zatáčkou s nerovností rychlostí 200km/hod. Změna svislého zatížení kol způsobené nedostatkem aerodynamického prvku při poklesnutí příděl (vlevo) způsobí větší ztrátu ovladatelnosti než je tomu v případě nadzvednuté příděl (vpravo). Skutečné příčné zrychlení vozidla získané z dat je označeno v grafu kroužkem [11] .....	23
<b>Obr.2.13</b> Obecný model procesu nebo systému [13].....	24
<b>Obr. 2.14</b> Procesní mapa pro přípravu experimentu k nalezení optimálního nastavení vozidla pro kvalifikační jízdy [14].....	26
<b>Obr. 2.15</b> Úroveň nastavení faktoru vs čas měřeného kola [13].....	26

<b>Obr.2.16</b> Úroveň nastavení faktoru vs. čas $2^{8-4}$ neúplný faktorový plán pro osm nastavovacích parametrů podvozku ve dvou úrovních – maximum (+) a minimum (-) [15] .....	27
<b>Obr.2.17</b> Grafické znázornění individuálního vlivu jednotlivých faktorů [15].....	27
<b>Obr. 2.19</b> Citlivost na velikost útlumu pro stlačení tlumičů přední nápravy při akceleračním testu (maximální vliv) [18].....	29
<b>Obr. 2.18</b> Citlivost na velikost útlumu pro stlačení tlumičů přední nápravy při akceleračním testu (minimální vliv) [18] .....	29
<b>Obr. 2.20</b> Hodnocení citlivosti interakce předního a zadního stabilizátoru [18].....	29
<b>Obr. 2.21</b> Hodnocení citlivosti interakce záklonu rejdového čepu a příklonu předního kola [18] .....	29
<b>Obr. 2.23</b> Parametry zavěšení přední nápravy použité pro studii [20].....	31
<b>Obr. 2.22</b> L8 ortogonální soustava úrovně V. [18].....	31
<b>Obr. 2.24</b> Příklad studie vlivu změny parametru a jejich vzájemné interakce (nahore) na základě charakteristiky změny příklonu kola přední nápravy při naklápění vozu (dole) [20].....	31
<b>Obr. 2.25</b> Příklad plochy odezvy (naklopení vozu) pro dva faktory (tuhost pružiny, poloha uchycení spodního ramene nápravy) [22].....	33
<b>Obr. 2.26</b> Pareto graf pro DOE screening zaměřená na odezvu vozidla [22] .....	34
<b>Obr. 2.27</b> Graf reziduí pro RSM experiment. Rovnoměrný rozptyl je charakteristický pro správně navrženy experiment i model plochy [22] .....	34
<b>Obr. 2.28</b> Takagi-Sugeno-Kang Fuzzy Inference System [27] .....	36
<b>Obr. 2.29</b> Trojúhelníkové funkce příslušnosti definované tuhostí pružin a stabilizátoru [27].....	37
<b>Obr. 2.30</b> Snížení tuhosti vzadu (vlevo) nebo naopak zvýšení tuhosti pružin vpředu (vpravo) o 100N/m oproti původnímu nastavení dovoluje zkracovat odezvu vozidla na natočení volantu pomocí tuhosti stabilizátoru [27].....	37
<b>Obr. 2.31</b> Architektura vícevrstvé dopředné ANN [28] .....	38
<b>Obr. 2.32</b> ANN model použitý pro analýzu [28].....	39
<b>Obr. 2.33</b> Analýza důležitosti vstupních parametrů ANN [28].....	39
<b>Obr. 2.34</b> Generická uspořádaná n-tice. Každá položka může být skalár, ale také charakteristika. Datová sada s atributy obsahuje několik uspořádaných sub n-tic, jejichž součástí je skupina nebo skupiny křivek či povrchu [33].....	42

<b>Obr. 2.35</b> Zobrazení jednotlivých segmentů závodního okruhu [33] .....	43
<b>Obr. 2.36</b> Interaktivní vizuální analýza příbuzných povrchů prostřednictvím násobných křivek (metoda paralelních souřadnic) [33].....	43
<b>Obr. 2.37</b> Interaktivní vizuální analýza:vyhledávání vozidla, jehož nastavení umožňuje dobrý čas na jedno kolo a nízkou úroveň poškození [33].....	44
<b>Obr. 5.1</b> Příklad struktury vazeb mezi dynamikou vozidla (výstupy) a vybranými prvky seřízení/ovládání (vstupy) pomocí síťového grafu.....	48
<b>Obr. 5.2</b> Neuronová predikční síť bez časových posunů včetně grafů predikce. Data jízdní dynamiky zpracovaná za využití software QC Expert (Trilobyte).....	49
<b>Obr. 5.3</b> Obecný strukturální model vyjádřený v grafické podobě s parametry $X, Y$ (měřitelné vstupní/výstupní proměnné) $\xi, \eta$ (skryté proměnné – nezávislá/závislá) $\gamma, \beta$ (strukturální koeficienty) $\Phi, \psi$ (kovariační parametry) $\zeta$ (strukturální chyba) $\delta, \varepsilon$ (chyba naměřených hodnot) $\lambda$ (regresní koeficienty) [37] .....	51
<b>Obr. 5.4</b> Proces implementace SEM [38] .....	52
<b>Obr. 5.5</b> Geometrické znázornění lineárního regresního modelu pro případ dvou nezávislých proměnných [39].....	53
<b>Obr. 5.6</b> Příklad okna šablony v prostředí <i>MoTeC i2 Pro</i> určené k úvodnímu zpracování dat a standardní analýze pro interaktivní proces. Zdroj zobrazených dat – simulátor <i>GTR2</i> .....	56
<b>Obr. 5.7</b> Srovnání v časech dosažených na jedno kolo jezdce a autopilotem pro stejné změny v nastavení vozidla (nahore) na simulátoru <i>GTR2</i> . Rozdíly v dosaženém času pro opakované měření s identickým nastavením (jízda 1 a 4) jsou označeny pro oba případy ve spodním grafu .....	57
<b>Obr. 5.8</b> Masky simulačního programu <i>BOSCH LapSim V2003.6</i> zobrazující grafický výstup vybraného parametru pro analýzu.....	59
<b>Obr. 5.9</b> Odhad regresní přímky jako funkce minimalizace součtu čtverců odchylek .....	60
<b>Obr. 5.10</b> Celkovou chybu $\varepsilon$ je možno rozložit na dvě složky : chybu modelu $\varepsilon_T$ a chybu měření $\varepsilon_M$ [39].....	62
<b>Obr. 5.11</b> ANOVA při regresi ( $\bar{x}, \bar{y}$ – střední hodnota odhadu; $\hat{y}_i$ - odhad lineární funkce ; $y_i$ – naměřená hodnota ) .....	63
<b>Obr. 5.12</b> Příklad grafu reziduí jejichž rozložení bez výraznějších odchylek naznačuje správnou volbu regresního modelu (Minitab) .....	64
<b>Obr. 5.13</b> Příklad maticového grafu k vizuálnímu posouzení párových vztahů pro jednotlivé nezávislé proměnné (Statistica) .....	66

<b>Obr. 5.14</b> Layout závodního okruhu Zeltweg (BOSCH LapSim).....	70
<b>Obr. 5.15</b> Změna jednotlivých parametrů nastavení vozidla pro jízdy 1-5 (Zeltweg&Sport Car).....	71
<b>Obr. 5.16</b> Vybrané dynamické veličiny popisující chování vozidla během jízdy..	74
<b>Obr. 5.17</b> Příklad charakteristiky diferenciálu s nastavením 40% svornosti. Míra svornosti / Differential force je vyjádřena jako funkce trakční síly / Traction force a prokluzu diferenciálu / Diff.Speed pro brzdění i akceleraci (BOSCH LapSim) .	75
<b>Obr. 5.18</b> Geometrické poměry při průjezdu vozidla zatáčkou. Rychlosti jednotlivých kol hnané nápravy $v_o$ , $v_l$ pak odpovídají jednotlivým poloměřům zatáčení $R_o$ , $R_l$ [12] .....	76
<b>Obr. 5.19</b> Rozdíl rychlosti vnitřního a vnějšího kola relativně k rychlosti vozidla při nastavení svornosti diferenciálu 40% (bílá) a 15 % (červená) pro identický úsek okruhu (BOSCH LapSim) .....	77
<b>Obr. 5.20</b> Celkový přenos váhy při zatáčení vozidla (nahore) nebo při zrychlení resp. zpomalení vozidla (dole) [12].....	78
<b>Obr. 5.21</b> Změna přenosu váhy na přední nápravě vozidla pro světlou výšku 100 mm (bílá) a 110 mm (červená) při zatáčení vozidla (BOSCH LapSim) .....	79
<b>Obr. 5.22</b> Analýza sil a naklopení neodpružených hmot kolem středu klopení (Roll Center) při průjezdu vozidla zatáčkou [42].....	80
<b>Obr. 5.23</b> Změna přenosu váhy na přední (nahore) a zadní nápravě (dole) při změně tuhosti předního stabilizátoru z 79 N/mm (bílá) na 99 N/mm (červená) a stejné tuhosti stabilizátoru nápravy zadní (BOSCH LapSim) .....	81
<b>Obr. 5.24</b> Zobrazení okamžitého středu klonění vozidla pro předklánění (ICD) resp. zaklánění (ISC) . Podle polohy lze hovořit o hodnotách antidive resp .antisquat v rozmezí 0-100% .....	82
<b>Obr. 5.25</b> Stlačení pružící jednotky na přední nápravě pro různé tuhosti pružin . 35 N/mm (bílá) a 65 N/mm (červená) při předklonění vozidla během brzdění (BOSCH LapSim) .....	83
<b>Obr. 5.26</b> Grafické znázornění elementárního rozdílu hodnot parametru <i>Diff_Speed</i> jednotlivých jízd (2-5) vůči nejrychlejší jízdě (1) .....	88
<b>Obr. 5.27</b> Dopravní zpoždění ukazatele vlivu změny nastavení (Diff Time) při průjezdu a výjezdu ze zatáčky pro dvě různé hodnoty klopné tuhosti nápravy (BOSCH LapSim) .....	89

<b>Obr. 5.28</b> Porovnání průběhu (korelace) křivek diferencí ukazatele vlivu klopné tuhosti <i>rear_roll_1-2</i> a měřeného času <i>dxtime_1-2</i> před integrací (nahore) a po integraci (dole), kde je patrná eliminace posunu mezi vrcholy na ose ujeté vzdálenosti .....	90
<b>Obr. 5.29</b> Vliv předčasného brzdění (5) oproti jízdám předchozím (1,2) se projevuje rozdílem v zatížení přední nápravy <i>front_d-l_itp_abs</i> (nahore). Nežádoucí extrém v diferenci této hodnoty <i>front_d-l_1-5</i> ve srovnání s <i>front_d-l_1-2</i> (uprostřed) lze částečně eliminovat integrací.....	91
<b>Obr. 5.30</b> Parametry <i>front_roll_1-2_abs_itp</i> a <i>dxtime_diff_1-2</i> před (nahore) a po integraci (dole) kde je patrný rozdíl v přehlednosti pro hodnocení jejich trendu v závislosti na ujeté vzdálenosti.....	92
<b>Obr. 5.31</b> Příklad vizualizace datové řady po sumarizaci a normalizaci diferencí času ( <i>dxtime_sum</i> ) a ukazatele vlivu klopné tuhosti na přední nápravě ( <i>front_roll_stiff_infl_integr_sum</i> ) pro test Zeltweg & Sports Car.....	94
<b>Obr. 5.32</b> Vývojový diagram metodiky .....	97
<b>Obr. 6.1</b> Graf reziduí pro hodnocení kvality proložení modelu – experimentální test Zeltweg&Sports Car (Minitab).....	104
<b>Obr. 6.2</b> Korelační matice transformovaných parametrů a difference času s vypočtenou lineární i kvadratickou regresní funkcí a rozložením četnosti výskytu – experimentální test Zeltweg & Sport Car (Statistica).....	106
<b>Obr. 6.3</b> Porovnání relativní významnosti jednotlivých nastavovacích prvků na základě predikce z regresního modelu – experimentální test Zeltweg&Sport Car .....	108
<b>Obr. 6.4</b> Souhrn průběhu normalizovaných diferencí u transformovaných parametrů a času v závislosti na celkové ujeté vzdálenosti – experimentální test Zeltweg & Sport Car.....	109
<b>Obr. 6.5</b> Vliv změny single parametrů na dosažený čas v jednom kole – experimentální test Zeltweg &Sport Car .....	110
<b>Obr. 6.6</b> Vliv změn dvou parametrů na dosažený čas v jednom kole – Zeltweg & Sport Car.....	112
<b>Obr. 6.7</b> Vliv změny souběžného nastavení tuhosti předních pružin a stabilizátoru na dosažený čas v jednom kole s proloženou regresní přímkou – Zeltweg & Sport Car .....	113
<b>Obr. 6.8</b> Porovnání normalizovaných hodnot regresních koeficientů a ukazatele síly parametru pro jednotlivé testy a parametry – Zeltweg & Sport Car.....	116

<b>Obr. 6.9</b> Porovnání normalizovaných hodnot koeficientů vícerozměrného regresního modelu (Metodika) a normalizovaného průměru zahrnující hodnoty z jednotlivých ověřovacích testů a ukazatele síly parametru – Zeltweg & Sport Car.....	116
<b>Obr. 6.10</b> Porovnání layoutu okruhu Zeltweg (vpravo) a Zandvoort (vlevo) – (BOSCH LapSim) .....	118
<b>Obr. 6.11</b> Porovnání rychlostního profilu okruhu Zeltweg a Zandvoort – (BOSCH LapSim) .....	11118
<b>Obr. 6.12</b> Změna jednotlivých parametrů nastavení vozidla pro jízdy 1-5 (Zandvoort & Sport Car) .....	119
<b>Obr. 6.13</b> Graf reziduí pro hodnocení kvality proložení modelu – funkční test Zandvoort & Sport Car (Minitab).....	122
<b>Obr. 6.14</b> Souhrn průběhu normalizovaných diferencí u transformovaných parametrů a času v závislosti na celkové ujeté vzdálenosti – funkční test Zandvoort & Sport Car.....	124
<b>Obr. 6.15</b> Porovnání relativní významnosti jednotlivých nastavovacích prvků na základě predikce z regresního modelu – funkční test Zandvoort & Sport Car ...	125
<b>Obr. 6.16</b> Korelační matice s vyznačenou závislostí změny času $dxtime\_sum$ na jednotlivých transformovaných parametrech a proložením kvadratickou funkcí – funkční test Zandvoort & Sport Car (Minitab).....	126
<b>Obr. 6.17</b> Změna jednotlivých parametrů nastavení vozidla pro jízdy 1-5 (Zeltweg & ETCC Car) .....	127
<b>Obr. 6.18</b> Graf reziduí pro hodnocení kvality proložení modelu – funkční test Zeltweg & ETCC Car (Minitab) .....	131
<b>Obr. 6.19</b> Souhrn průběhu normalizovaných diferencí u transformovaných parametrů a času v závislosti na celkové ujeté vzdálenosti – funkční test Zeltweg & ETCC Car .....	132
<b>Obr. 6.20</b> Porovnání relativní významnosti jednotlivých nastavovacích prvků na základě predikce z regresního modelu – funkční test Zeltweg & ETCC Car.....	133
<b>Obr. 6.21</b> Korelační matice transformovaných parametrů a difference času s proloženou kvadratickou funkcí – funkční test Zeltweg & ETCC Car (Minitab) .....	135
<b>Obr. 6.22</b> Význam vlivu (efektů) jednotlivých prvků nastavení odhadnutý řízeným experimentem podle úplného faktorového plánu – funkční test Zeltweg & ETCC Car (Minitab).....	136

---

**SEZNAM TABULEK**

<b>Tab.5. 1</b> Časy na jedno kolo dosažené v jednotlivých jízdách (Zeltweg & Sport Car) .....	72
<b>Tab. 5.2</b> Seznam snímaných parametrů pro analýzu dle označení kanálů v BOSCH LapSim .....	85
<b>Tab. 5.3</b> Seznam proměnných reprezentující nastavení vozidla .....	86
<b>Tab. 5.4</b> Seznam transformovaných a pomocných proměnných .....	86
<b>Tab.6.1</b> Hodnocení kvality regresního modelu včetně analýzy vlastnosti reziduí pro experimentální test – Zeltweg&Sport Car .....	103
<b>Tab. 6.2</b> Hodnota Pearsonových korelačních koeficientů dvojic transformovaných parametrů pro experimentální test – Zeltweg&Sport Car .....	105
<b>Tab. 6.3</b> Normalizovaný odhad koeficientů lineární regresní funkce závislosti času na jedno kolo a single změny prvku v celém rozsahu nastavení vs. omerezném rozsahu nastavení pro experimentální test – Zeltweg&Sport Car .....	111
<b>Tab.6.4</b> Normalizované hodnoty odhadů koeficientů lineární regresní funkce závislosti času na jedno kolo a změny dvou prvku v celém rozsahu nastavení a normalizované síly parametru – Zeltweg&Sport Car .....	114
<b>Tab. 6.5</b> Časy na jedno kolo dosažené v jednotlivých jízdách – funkční test Zandvoort &Sport Car .....	119
<b>Tab. 6.6</b> Hodnocení kvality regresního modelu včetně analýzy vlastnosti reziduí pro funkční test – Zandvoort&Sport Car .....	122
<b>Tab.6.7</b> Hodnota Pearsonových korelačních koeficientů dvojic transformovaných parametrů pro funkční test – Zandvoort & Sport Car .....	123
<b>Tab. 6.8</b> Časy na jedno kolo dosažené v jednotlivých jízdách – funkční test Zeltweg & ETCC Car .....	128
<b>Tab. 6.9</b> Hodnocení kvality regresního modelu včetně analýzy vlastnosti reziduí pro funkční test – Zeltweg&ETCC Car .....	130
<b>Tab. 6.10</b> Hodnota Pearsonových korelačních koeficientů dvojic transformovaných parametrů pro funkční test – Zeltweg&ETCC Car .....	131

## **PUBLIKACE AUTORA**

---

STRECKER, Z. ; RŮŽIČKA, B. The Application of MR Dampers in the Field of Semiactive Vehicle Suspension. In *Mechatronics*. Berlin Heidelberg: Springer - Verlag, 2011. s.149-154. ISBN: 978-3-642-23243- 5.

SUCHOMEL, O., RŮŽIČKA, B. Technical Note on Design of Suspension Parameters for FSAE Vehicle. *TRANSACTIONS ON TRANSPORT SCIENCES*, 2011, roč. 3, č. 4, ISSN: 1802- 971X.

---

## **SEZNAM PŘÍLOH**

**Příloha I** - Úvodní experimentální test

**Příloha II** - Vliv single změny parametru

**Příloha III** - Vliv kombinované změny parametrů

**Příloha IV** - Porovnání výsledků ověřovacích testů

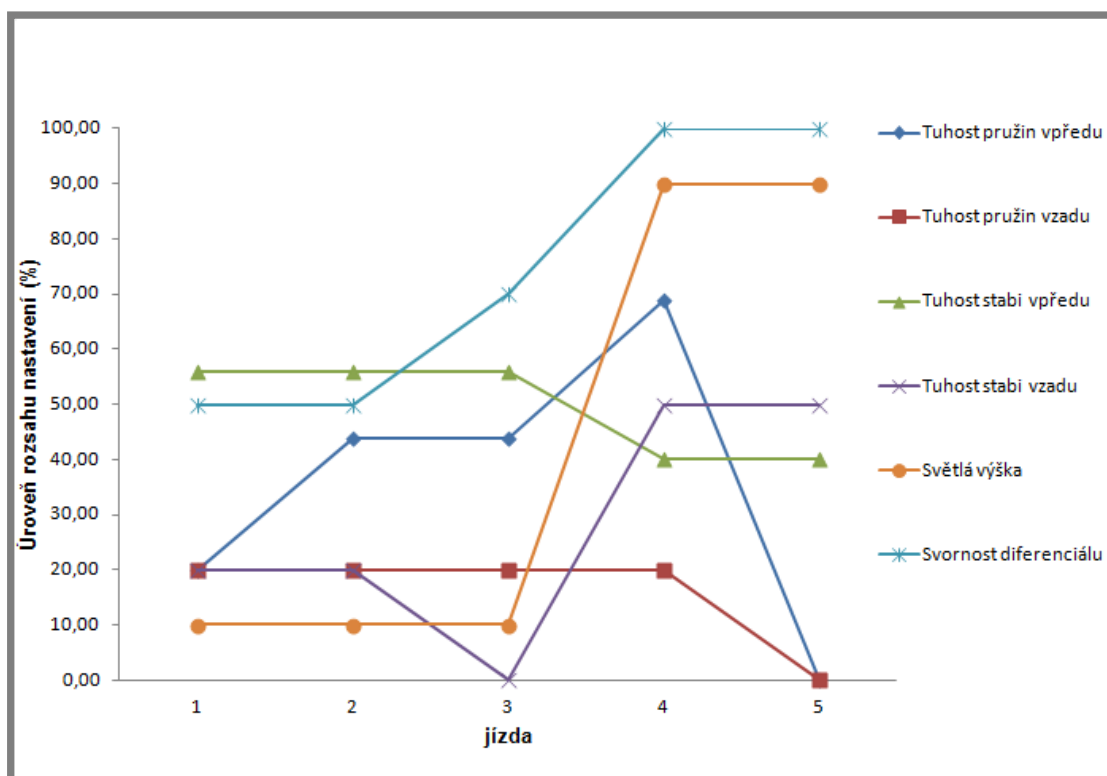
**Příloha V** - Funkční testy Zeltweg & Zandvoort

## PŘÍLOHA I – ÚVODNÍ EXPERIMENTÁLNÍ TEST

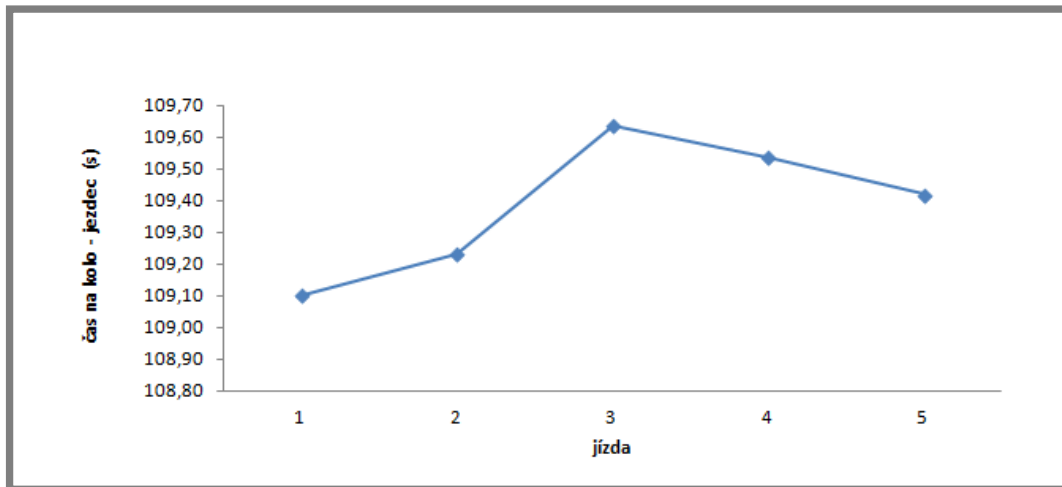
Pro vytvoření základního souboru dat, které jsou určeny na ověření funkcí a výsledků aplikace vícerozměrné regresní analýzy byl proveden základní test s kombinovanou změnou všech nastavovacích prvků. Test byl proveden jako soubor pěti jízd a změny nastavení byly generovány náhodně s cílem vytvořit soubor dat s potenciální přítomností multikolinearity.

Jízda #	Čas na kolo (s)	Tuhost pružin vpředu (N/mm)	Tuhost pružin vpředu (% rozsahu)	Tuhost pružin vzadu (N/mm)	Tuhost pružin vzadu (% rozsahu)	Tuhost stabi vpředu (N/mm)	Tuhost stabi vpředu (% rozsahu)	Tuhost stabi vzadu (N/mm)	Tuhost stabi vzadu (% rozsahu)	Svornost diferenciálu (%)	Svornost diferenciálu (% rozsahu)	Světlá výška (mm)	Světlá výška (% rozsahu)
1	109,100	36	20,00	36	20,00	140	56,00	20	20,00	25	50,00	100	10,00
2	109,230	55	43,75	36	20,00	140	56,00	20	20,00	25	50,00	100	10,00
3	109,640	55	43,75	36	20,00	140	56,00	0	0,00	35	70,00	100	10,00
4	109,540	75	68,75	36	20,00	100	40,00	50	50,00	50	100,00	180	90,00
5	109,420	20	0,00	20	0,00	100	40,00	50	50,00	50	100,00	180	90,00

Souhrn provedených změn nastavení pro úvodní experimentální test (Zeltweg & Sport Car)

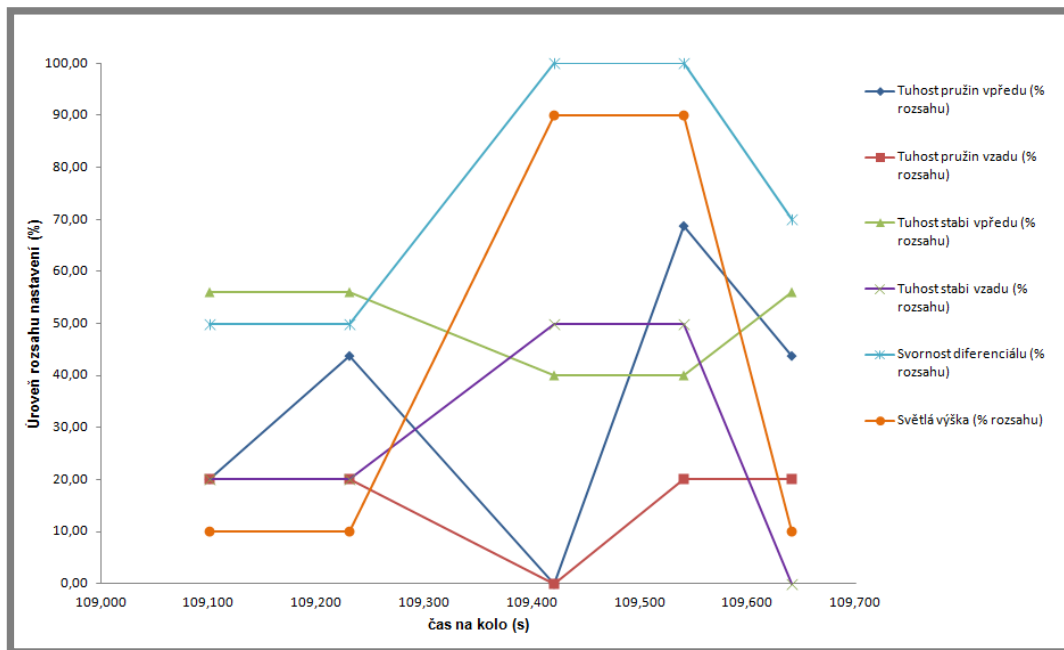


Souhrn provedených změn nastavení pro úvodní experimentální test (Zeltweg & Sport Car)



Časy dosažené v jednom kole pro jednotlivé nastavení experimentálního testu (Zeltweg & Sport Car)

Náhodný proces (tj. absence alespoň částečného plánu) změny nastavovacích parametrů v sobě skrývá riziko neplánované násobné korelace, které je u provedeného experimentálního testu viditelná v případě, kdy je velikost změn jednotlivých prvků seřazena v závislosti na čase dosaženého v jednom okruhu.

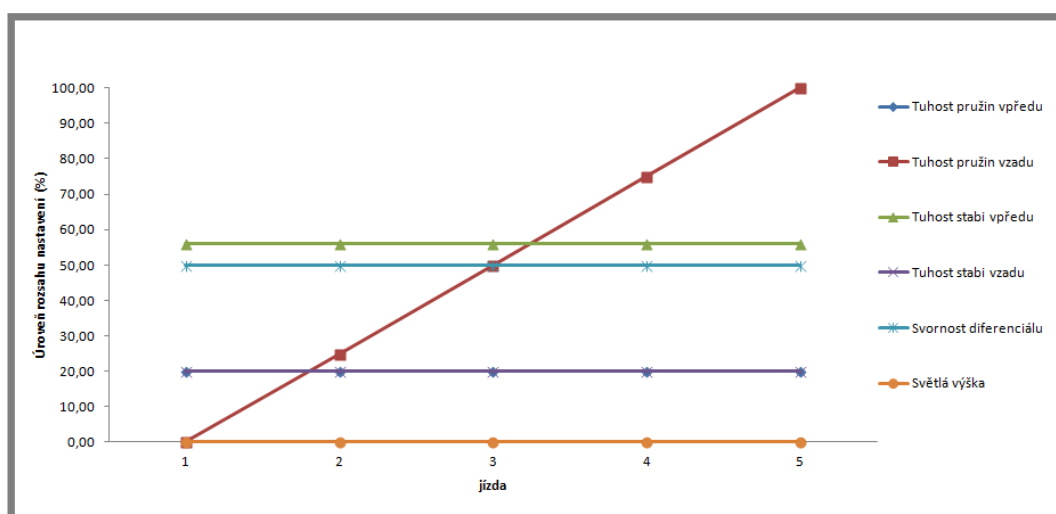


Průběh změn nastavení v závislosti na dosaženém čase (Zeltweg & Sport Car)

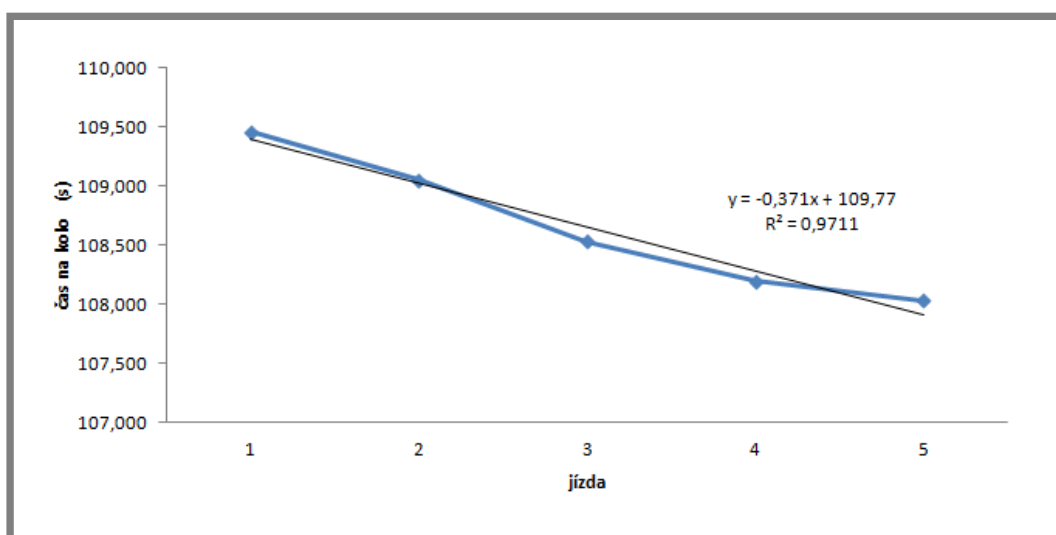
## PŘÍLOHA II – VLIV SINGLE ZMĚNY PARAMETRU

Významnost provedených single změn u jednotlivých prvků nastavení na výkonnost vozidla byla experimentálně ověřena podle následujícího schématu:

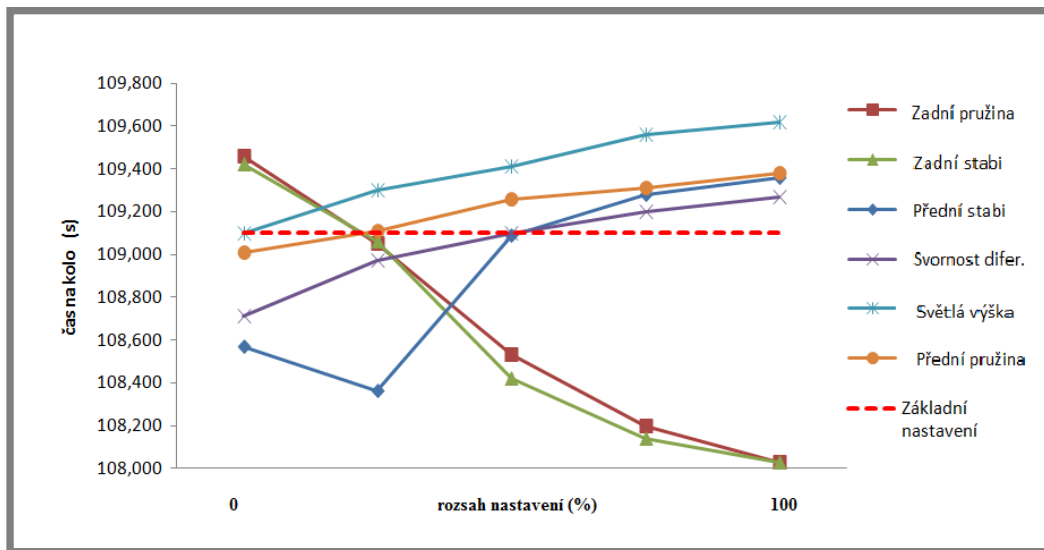
### 1. V celém rozsahu tj. 0-100% možných mezí nastavení



Příklad provádění single změn nastavení parametru (Zeltweg & Sport Car)

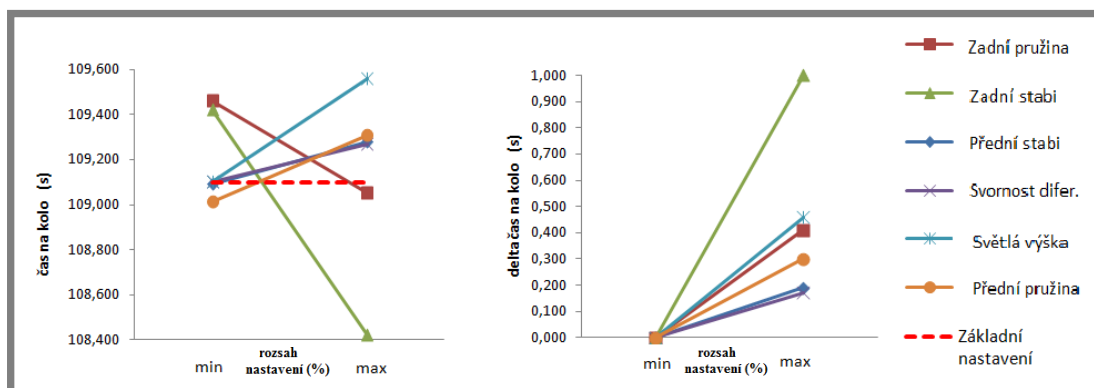


Příklad vyhodnocení vlivu na čas dosažený v jednom kole - proložení regresní přímky u průběhu závislosti pro jeden parametr „tuhost zadní pružiny“ (Zeltweg & Sport Car)

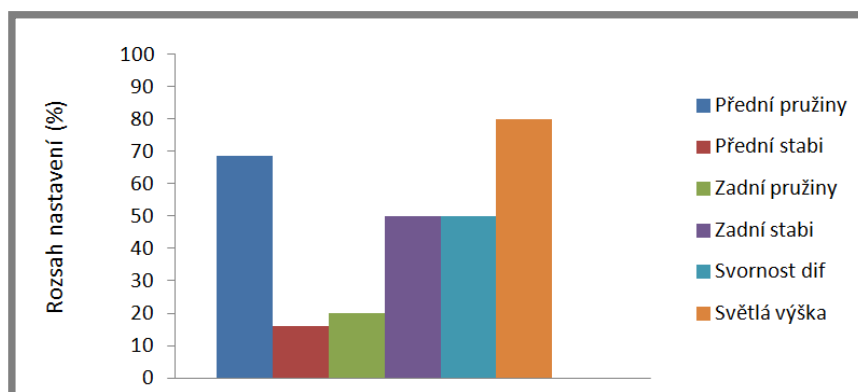


Vliv změny jednotlivých single parametrů v celém rozsahu nastavení na čas dosažený v jednom kole (Zeltweg & Sport Car)

## 2. Pouze v rozsahu odpovídajícím experimentálnímu testu



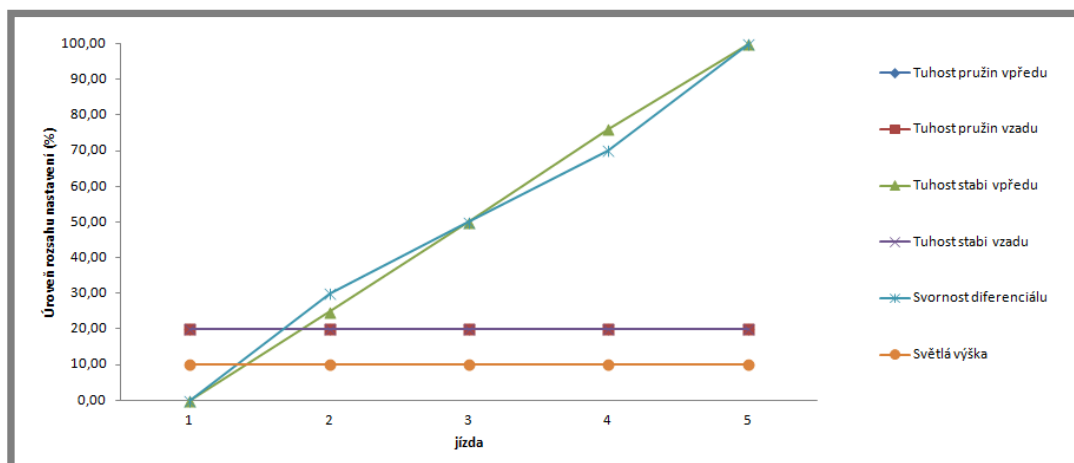
Vliv single změny jednotlivých parametrů v rozsahu přibližně odpovídajícímu „min-max“ hodnotě experimentálního testu na čas dosažený v jednom kole. Skutečná hodnota –vlevo, absolutní hodnota vztahovaná k maximální časové diferenci –vpravo (Zeltweg & Sport Car)



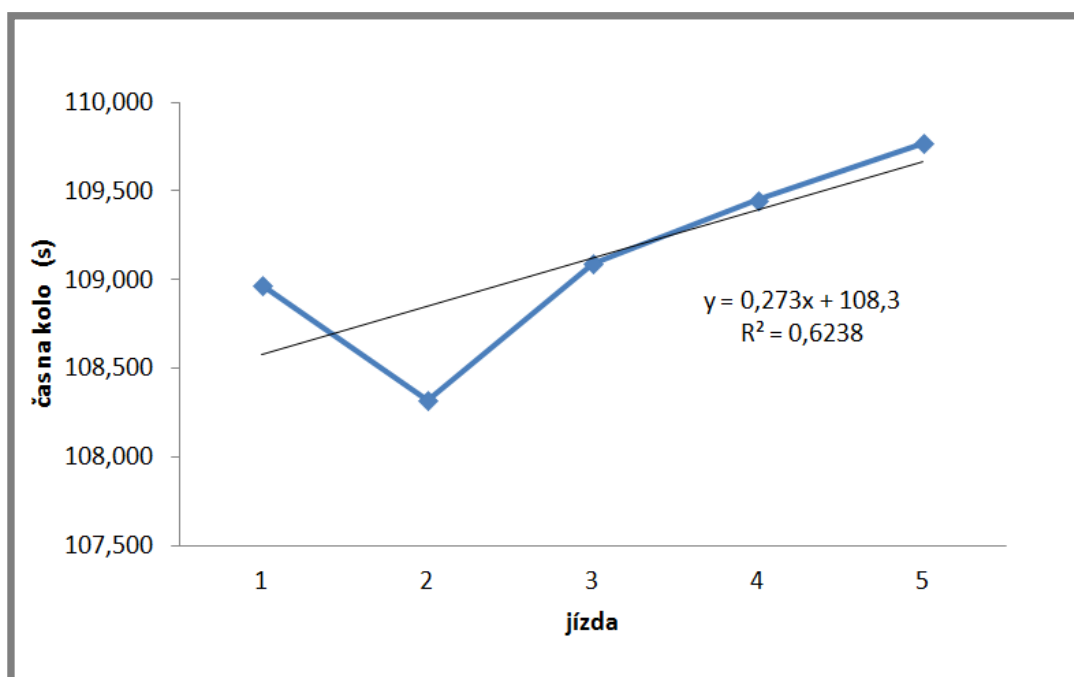
Podíl z celkového rozsahu nastavení využitý v experimentálním testu Zeltweg & Sport car

## PŘÍLOHA III – VLIV KOMBINOVANÉ ZMĚNY PARAMETRŮ

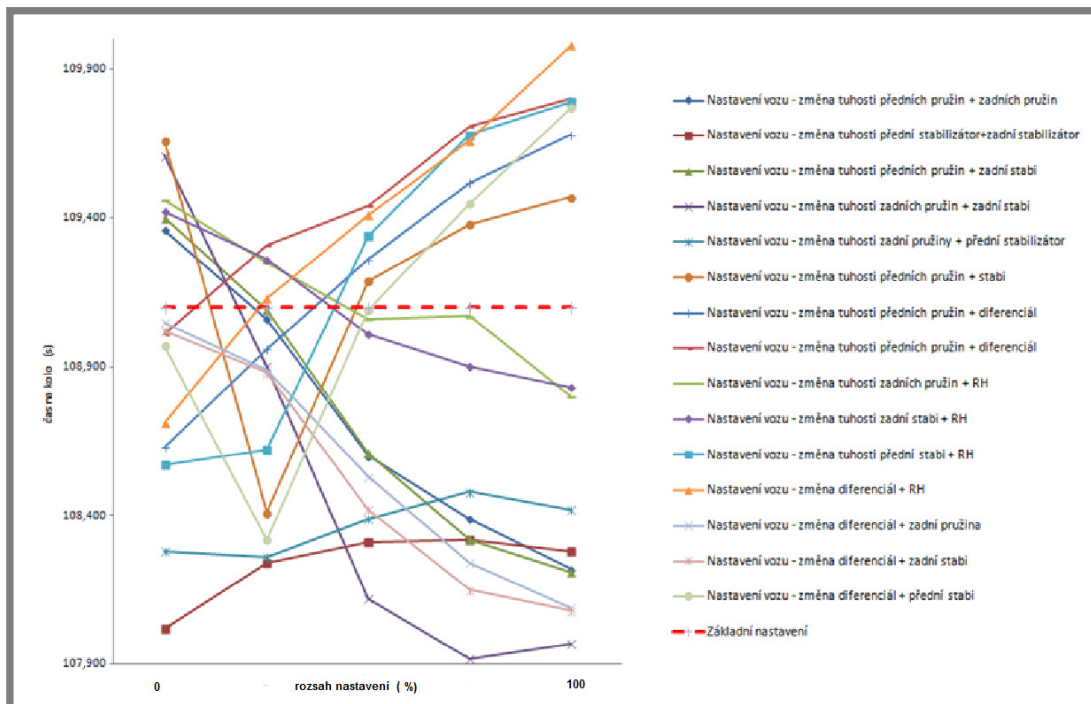
Významnost vlivu provedených kombinací změn pro dvojice jednotlivých prvků na výkonnost vozidla byla ověřena podle následujícího schématu:



Příklad provádění kombinace změn nastavení dvou parametrů (Zeltweg & Sport Car)



Příklad vyhodnocení vlivu na čas dosažený v jednom kole - proložení regresní přímky u průběhu závislosti pro kombinaci dvou parametrů „tuhost stabilizátoru vpředu + svornost diferenciálu“ (Zeltweg & Sport Car)



Vliv kombinace změn dvojice parametrů v celém rozsahu nastavení na čas dosažený v jednom kole (Zeltweg & Sport Car)

Pro stanovení významnosti jednotlivých prvků nastavení bylo definováno pomocné kritérium „*Síla parametru*“ jehož hodnota je spolu s odhadnutými regresními koeficienty uvedena v následující tabulce

$$\text{síla parametru} = \frac{\text{aritm. průměr regr. koeficientů kombin. změn parametru}}{\text{hodn. regr. koeficientu single změny parametru}}$$

	Zadní pružina	Zadní stabi	Přední stabi	Svornost dif.	Světlá výška	Přední pružina
Zadní pružina	-0,371	-0,426	0,050	-0,257	-0,150	-0,295
Zadní stabi	-0,426	-0,370	0,060	-0,261	-0,154	-0,315
Přední stabi	0,050	0,060	0,250	0,273	0,350	0,037
Svornost dif.	-0,257	-0,261	0,273	0,135	0,307	0,266
Světlá výška	-0,150	-0,154	0,350	0,307	0,130	0,198
Přední pružina	-0,295	-0,315	0,037	0,266	0,198	0,094
Aritm. průměr	-0,242	-0,244	0,170	0,077	0,114	-0,002
Aritm. průměr bez single	-0,216	-0,219	0,154	0,066	0,110	-0,022
<b>Síla parametru</b>	<b>0,581</b>	<b>0,592</b>	<b>0,616</b>	<b>0,486</b>	<b>0,848</b>	<b>-0,232</b>

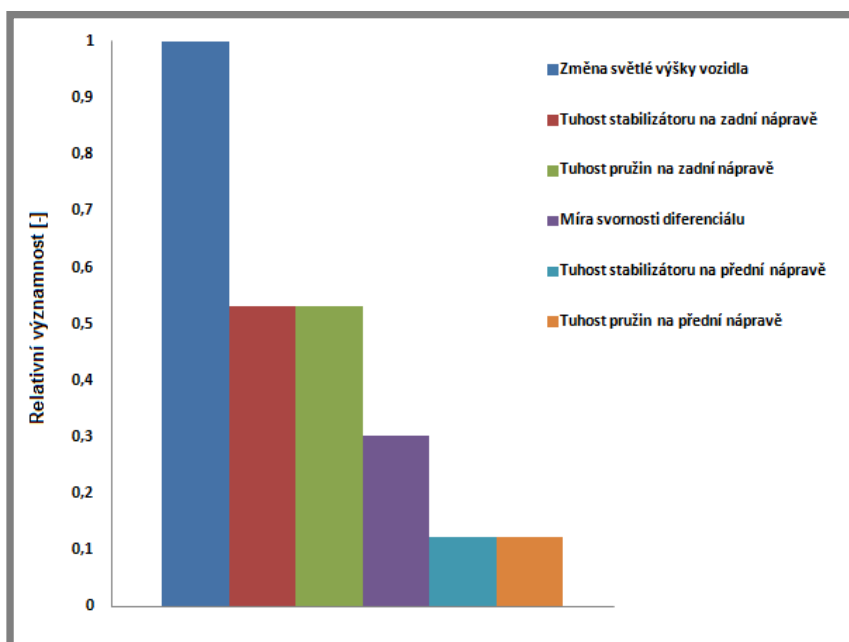
Hodnoty odhadnutých koeficientů lineární regrese pro single i kombinované změny a vypočtené hodnoty síly jednotlivých parametru (Zeltweg & Sport Car)

## PŘÍLOHA IV – POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ OVĚŘOVACÍCH TESTŮ

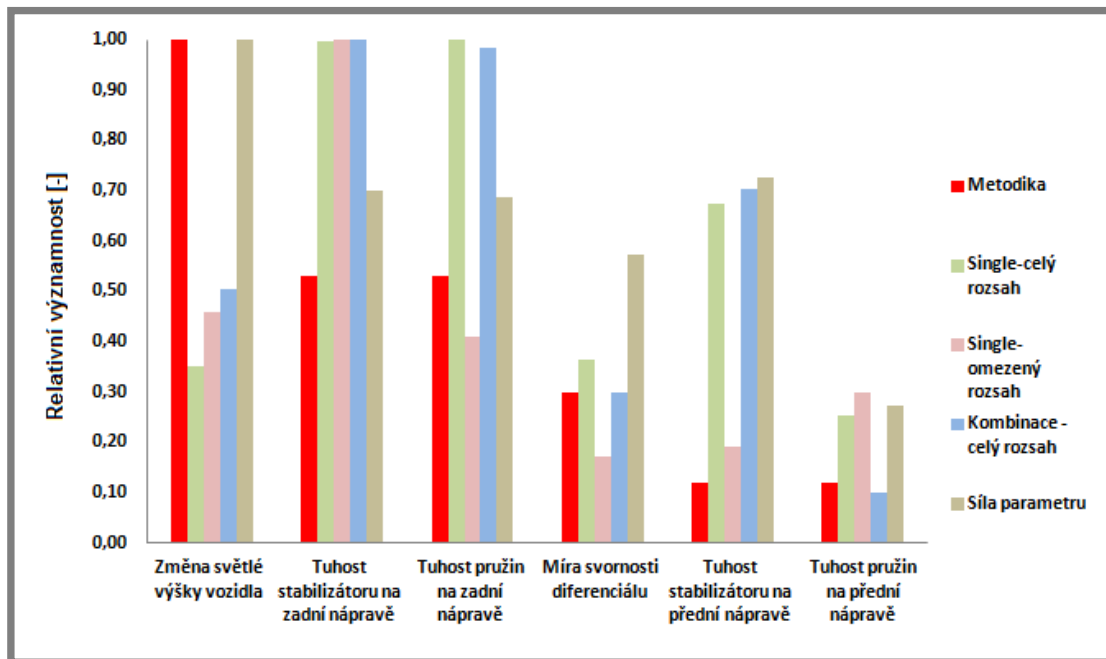
Pro porovnání významu jednotlivých parametrů nastavení jsou vypočteny normalizované hodnoty regresních koeficientů pro jednotlivé ověřovací testy a síly parametru. Tyto hodnoty jsou zprůměrovány, normalizovány a porovnány s normalizovanými regresními koeficienty z vícerozměrného regresního modelu.

	Metodika	Single-celý rozsah	Single-omezený rozsah	Kombinace - celý rozsah	Síla parametru	Průměr ověření	Průměr ověření norm.
Změna světlé výšky vozidla	1,00	0,35	0,460	0,503	1,000	0,578	0,626
Tuhost stabilizátoru na zadní nápravě	0,53	0,997	1,000	1,000	0,699	0,924	1,000
Tuhost pružin na zadní nápravě	0,53	1,000	0,410	0,984	0,686	0,770	0,833
Míra svornosti diferenciálu	0,30	0,364	0,170	0,299	0,573	0,352	0,381
Tuhost stabilizátoru na přední nápravě	0,12	0,674	0,190	0,703	0,727	0,573	0,621
Tuhost pružin na přední nápravě	0,12	0,253	0,300	0,099	0,273	0,231	0,250

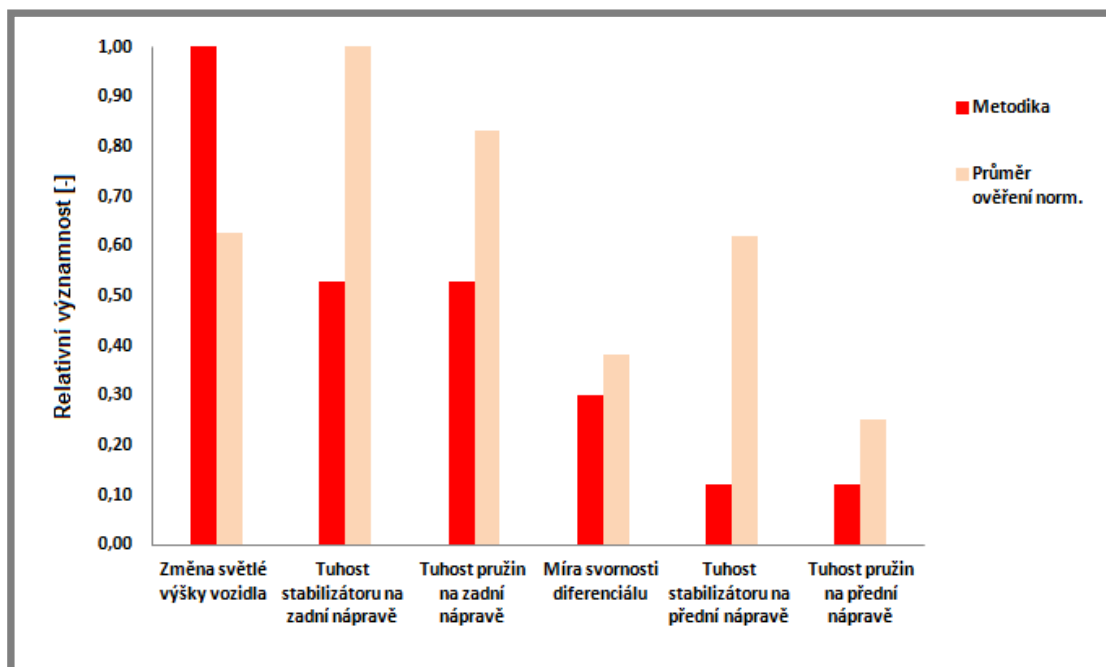
Tabulka normalizovaných odhadů regresních koeficientů, síly parametru a průměru ověření (Zeltweg & Sport Car)



Normalizované odhady vlivu parametrů predikované pomocí vícerozměrné regrese (Zeltweg & Sport Car)



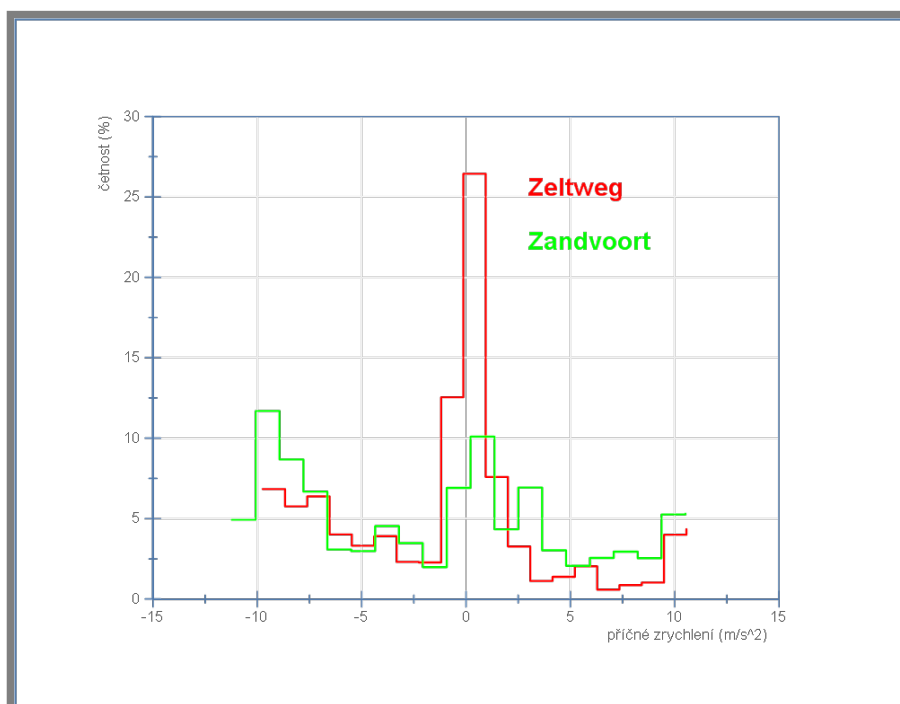
Normalizované odhady vlivu parametrů pro regresní model (Metodika), jednotlivé testy a ukazatel síly parametru (Zeltweg & Sport Car)



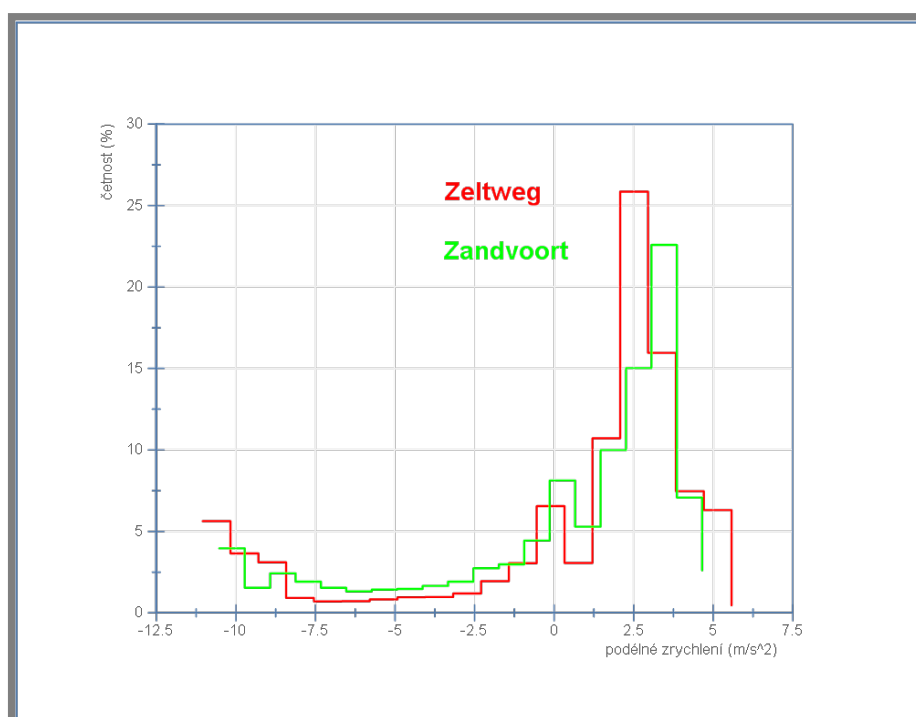
Porovnání normalizovaného odhadu vlivu parametrů pro regresní model (Metodika) a průměrnou hodnotou sestavenou z výsledků jednotlivých ověřovacích testů a ukazatele síly parametru (Zeltweg & Sport Car)

**PŘÍLOHA V – FUNKČNÍ TESTY ZELTWEG & ZANDVOORT**

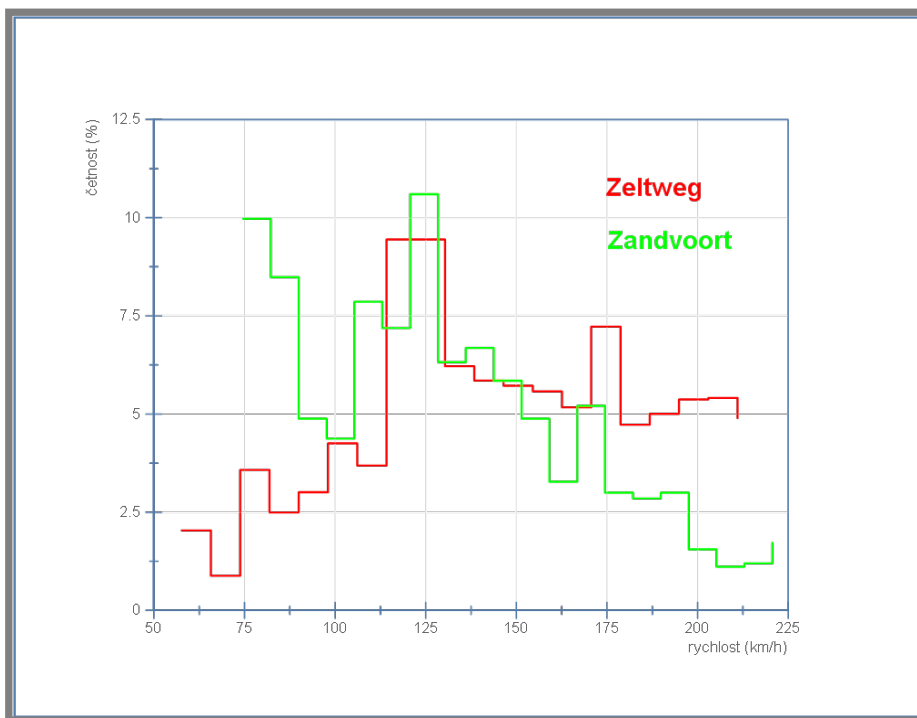
Porovnání charakteristik jízdní dynamiky - okruh Zeltweg vs. Zandvoort &amp; SportCar



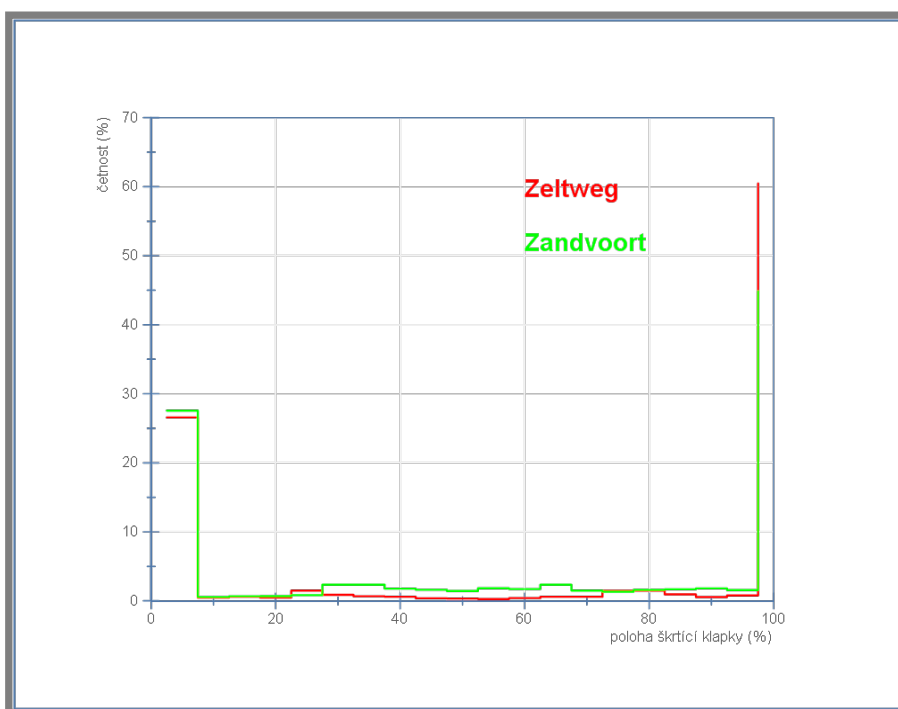
Porovnání profilu příčného zrychlení okruhu Zeltweg vs. Zandvoort (BOSCH LapSim)



Porovnání profilu podélného zrychlení okruhu Zeltweg vs. Zandvoort (BOSCH LapSim)



Porovnání rychlostního profilu okruhu Zeltweg vs. Zandvoort (BOSCH LapSim)

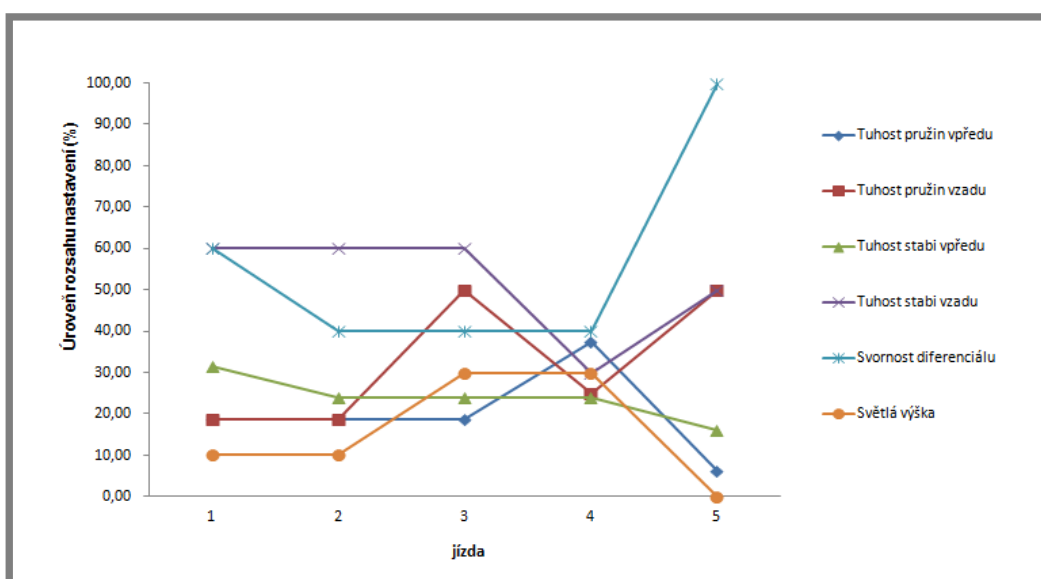


Porovnání četnosti míry otevření škrťací klapky - okruh Zeltweg vs. Zandvoort (BOSCH LapSim)

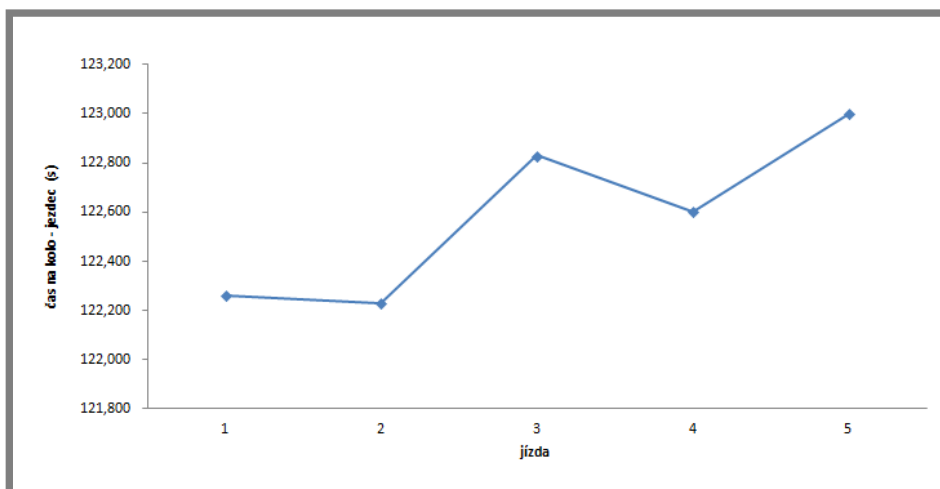
Optimalizační test pro kombinaci okruhu Zandvoort a vozidla – Sport Car

Jízda #	Čas na kolo (s)	Tuhost pružin vpředu (N/mm)	Tuhost pružin vpředu (% rozsahu)	Tuhost pružin vzadu (N/mm)	Tuhost pružin vzadu (% rozsahu)	Tuhost stabi vpředu (N/mm)	Tuhost stabi vpředu (% rozsahu)	Tuhost stabi vzadu (N/mm)	Tuhost stabi vzadu (% rozsahu)	Svornost diferenciálu (%)	Svornost diferenciálu (% rozsahu)	Světlá výška (mm)	Světlá výška (% rozsahu)
1	122,260	35	18,75	35	18,75	79	31,60	60	60,00	30	60,00	100	10,00
2	122,230	35	18,75	35	18,75	60	24,00	60	60,00	20	40,00	100	10,00
3	122,830	35	18,75	60	50,00	60	24,00	60	60,00	20	40,00	120	30,00
4	122,600	50	37,50	40	25,00	60	24,00	30	30,00	20	40,00	120	30,00
5	123,000	25	6,25	60	50,00	40	16,00	50	50,00	50	100,00	90	0,00

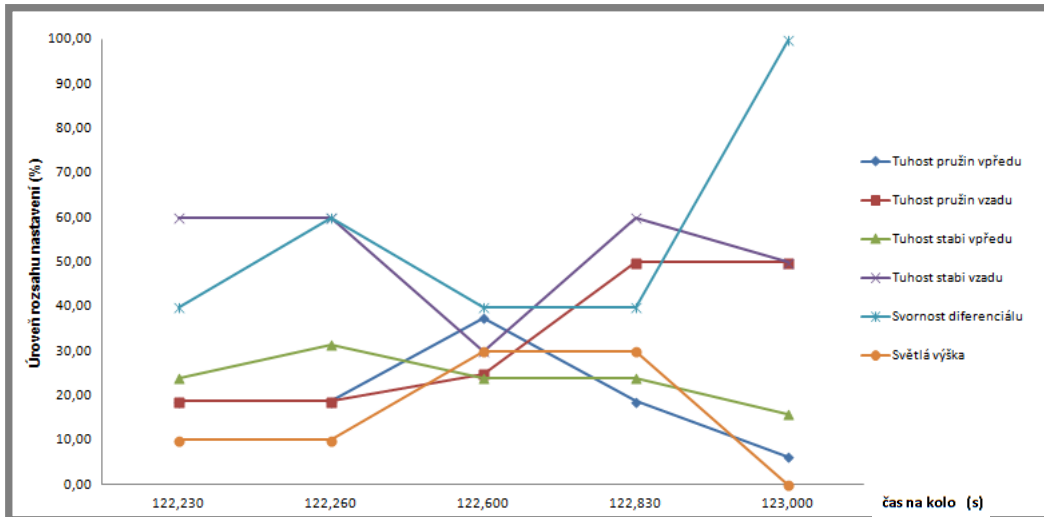
Souhrn provedených změn nastavení pro funkční test Zandvoort & Sport Car



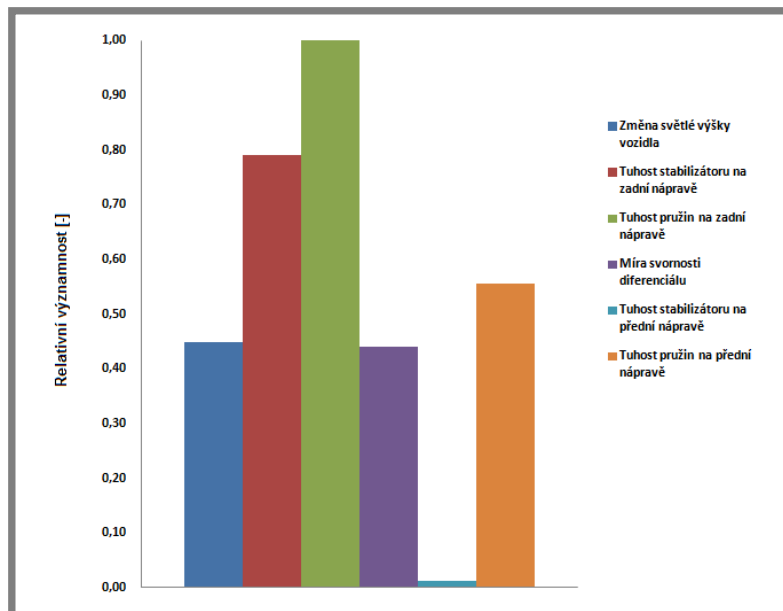
Souhrn provedených změn nastavení pro funkční test Zandvoort & Sport Car



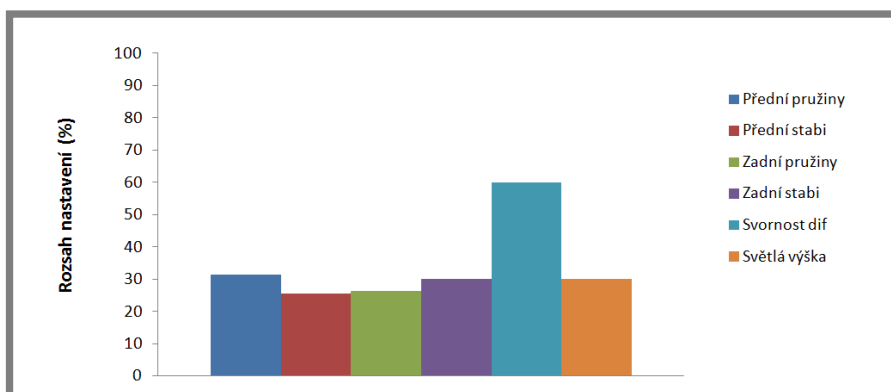
Časy dosažené v jednotlivých jízdách - optimalizační test Zandvoort & Sport Car



Průběh změn nastavení v závislosti na dosaženém čase - optimalizační test Zandvoort & Sport Car



Normalizované odhady vlivu parametrů predikované pomocí vícerozměrné regrese (Zandvoort & Sport Car)



Podíl z celkového rozsahu nastavení využitý ve funkčním testu Zandvoort & Sport Car

## Optimalizační test pro kombinaci okruhu Zeltweg a vozidla – ETTC Car

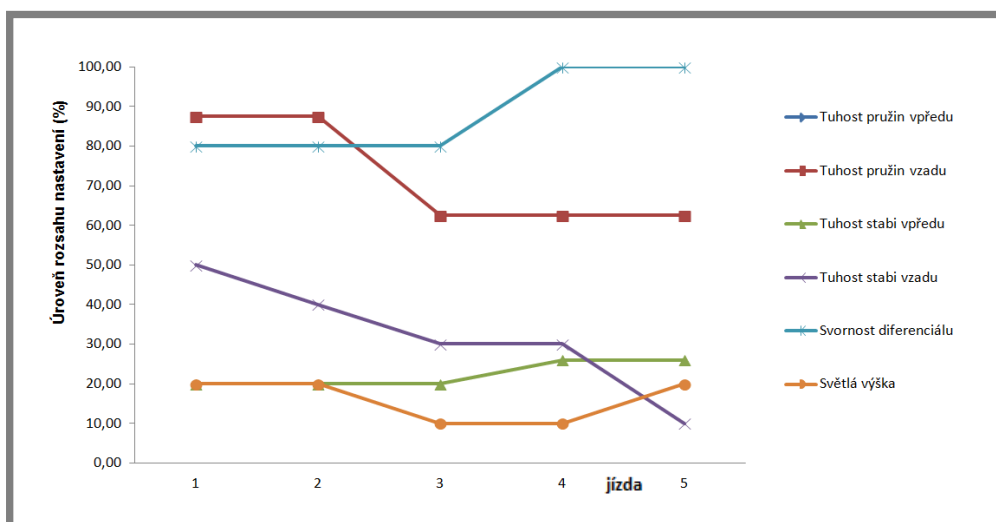
Rozsahy použitelného nastavení vozidla ETCC Car:

- Tuhost předních pružin (20 ÷ 150 N/mm)
- Tuhost zadních pružin (20 ÷ 100 N/mm)
- Tuhost předního stabilizátoru (0 ÷ 250 N/mm)
- Tuhost zadního stabilizátoru (0 ÷ 100 N/mm)
- Svornost diferenciálu (0 ÷ 50 %)
- Světlá výška vozidla identická vpředu i vzadu (30 ÷ 130 mm)

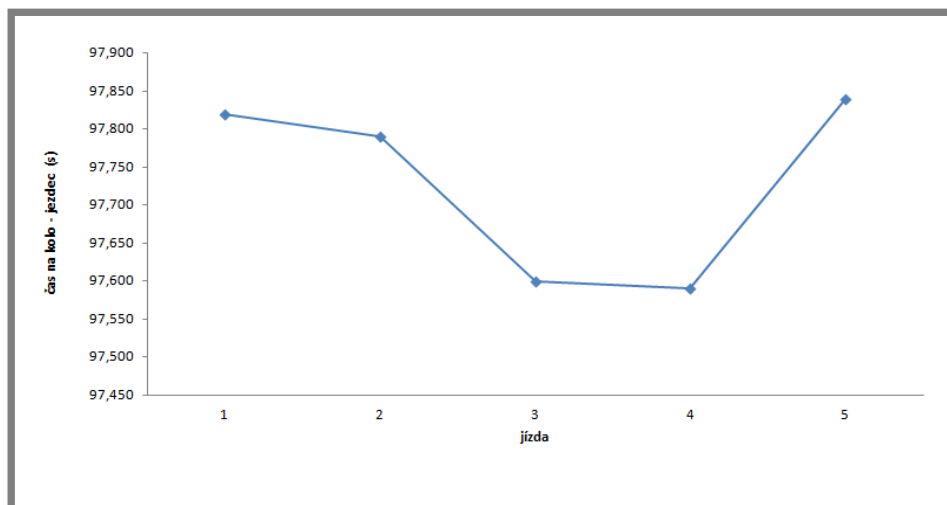
Pozn: Parametry jsou zde uvedeny kvůli úplnosti z důvodu drobné odlišnosti od hodnot pro Sport Car uvedených v kapitole 5.4.1.

Jízda #	Čas na kolo (s)	Tuhost pružin vpředu (N/mm)	Tuhost pružin vpředu (% rozsahu)	Tuhost pružin vzadu (N/mm)	Tuhost pružin vzadu (% rozsahu)	Tuhost stabi vpředu (N/mm)	Tuhost stabi vpředu (% rozsahu)	Tuhost stabi vzadu (N/mm)	Tuhost stabi vzadu (% rozsahu)	Svornost diferenciálu (%)	Svornost diferenciálu (% rozsahu)	Světlá výška (mm)	Světlá výška (% rozsahu)
1	97,820	120	76,92	90	87,50	50	20,00	50	50,00	40	80,00	50	20,00
2	97,790	120	76,92	90	87,50	50	20,00	40	40,00	40	80,00	50	20,00
3	97,600	120	76,92	70	62,50	50	20,00	30	30,00	40	80,00	40	10,00
4	97,590	120	76,92	70	62,50	65	26,00	30	30,00	50	100,00	40	10,00
5	97,840	150	100,00	70	62,50	65	26,00	10	10,00	50	100,00	50	20,00

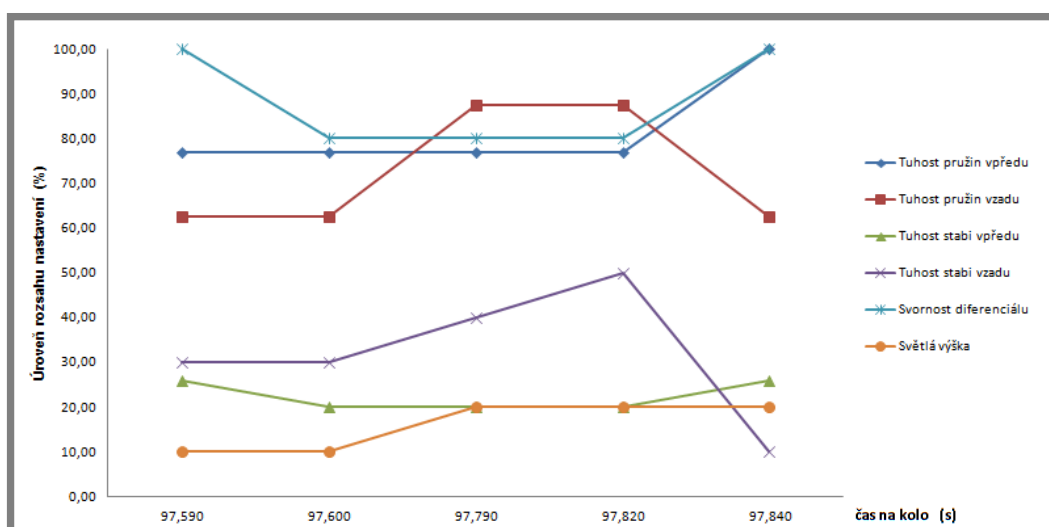
Souhrn provedených změn nastavení pro funkční test Zeltweg & ETCC Car



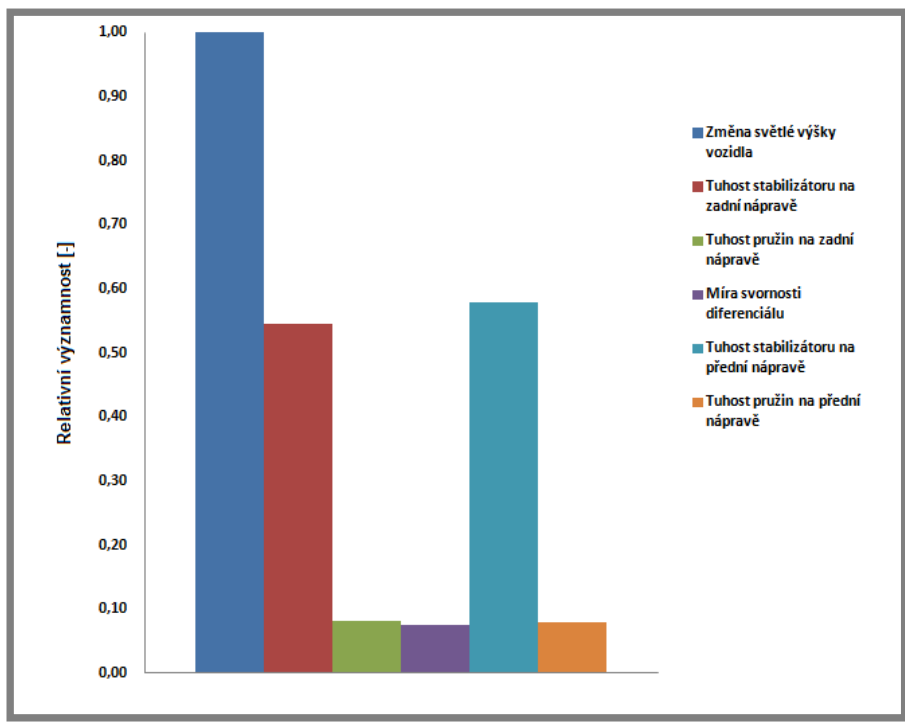
Souhrn provedených změn nastavení pro funkční test Zeltweg & ETCC Car



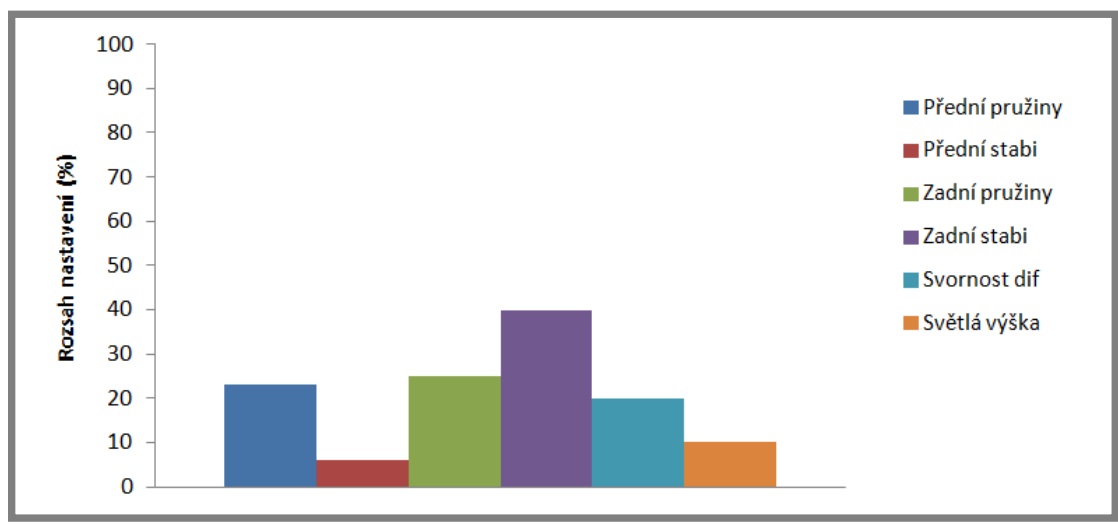
Časy dosažené v jednotlivých jízdách - optimalizační test Zeltweg & ETCC Car



Průběh změn nastavení v závislosti na dosaženém čase - optimalizační test Zeltweg & ETCC Car

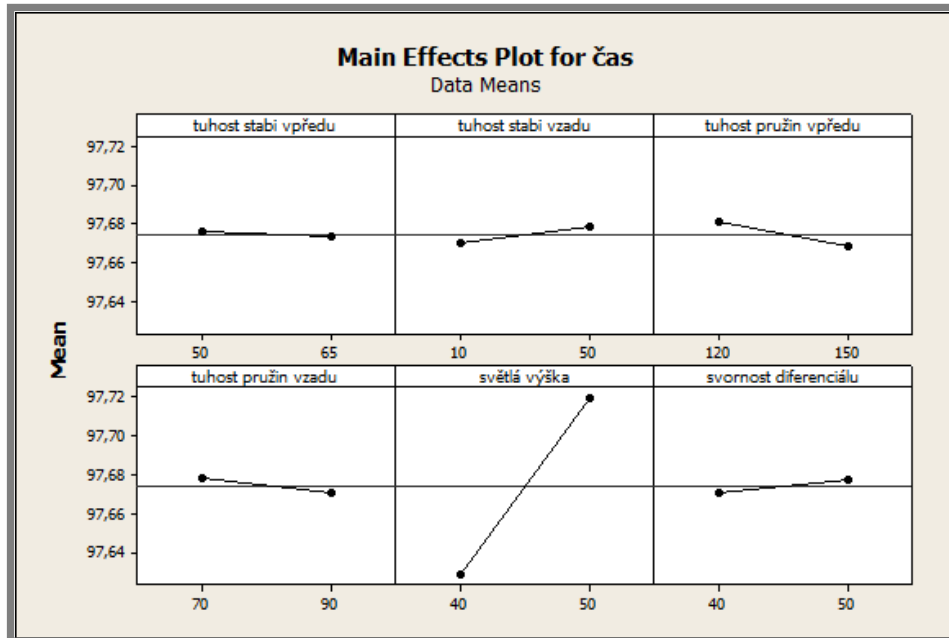


Normalizované odhady vlivu parametrů predikované pomocí vícerozměrné regrese (Zeltweg & ETCC Car)

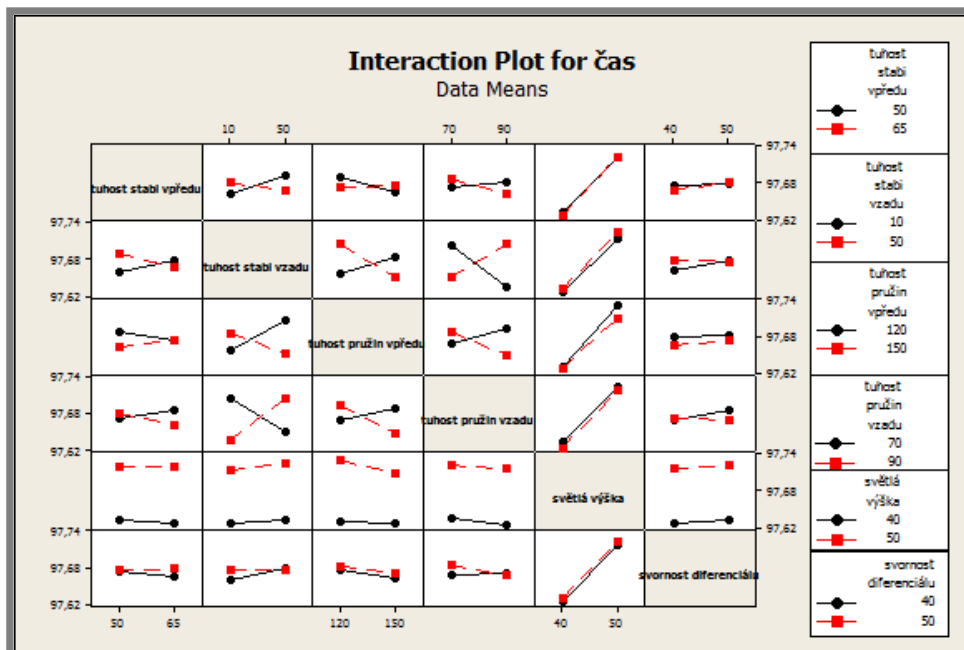


Podíl z celkového rozsahu nastavení využitý ve funkčním testu Zeltweg & ETCC Car

Výstupy řízeného experimentu (DOE) podle plného faktorového plánu pro dvě úrovně nastavení (min./max.) jednotlivých prvků v rozsahu nastavení aplikovaném v průběhu testu



Přehled hlavních efektů jednotlivých faktorů (prvků nastavení) ve funkčním testu Zeltweg & ETCC Car (Minitab)



Přehled interakci jednotlivých faktorů (prvků nastavení) ve funkčním testu Zeltweg & ETCC Car (Minitab)



