

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

VÝVOJ SYSTÉMU PRO OVĚŘOVÁNÍ JÍZDNÍ STABILITY SILNIČNÍHO  
VOZIDLA VE VZTAHU K ADHEZNÍM PODMÍNKÁM

Petr Jilek

Disertační práce

2018

**Doktorand**

Ing. Petr Jilek

**Studijní program**

P3710 Technika a technologie v dopravě a spojích

**Studijní obor**

3706V005 Dopravní prostředky a infrastruktura

**Školitel**

doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

**Školitel specialista**

Ing. Marie Sejkorová, Ph.D.

**Školící pracoviště**

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 11. 1. 2018

Ing. Petr Jilek

Na tomto místě chci poděkovat školiteli doc. Ing. Miroslavu Tesařovi, CSc. Poděkování věnuji také Ing. Tomáši Zikmundovi, Ph.D., za jeho věcné rady, školení při práci s měřicí aparaturou. Současně děkuji společnosti Eurovia – Oblast Železniční stavby, jmenovitě Ing. Miroslavu Trnkovi a společnosti Calypso Group s.r.o. jmenovitě Ing. Tomáši Hruškovi za pronájem plochy k realizaci experimentálního měření. Poděkování patří v neposlední řadě také Ing. Ivo Šefčíkovi, Ph.D. a Martě Mikyskové podílející se na realizaci experimentálních měření a dále technikům Výukového a výzkumného centra v dopravě.

Ing. Petr Jilek

## **ANOTACE**

Práce se zaměřuje na vytvoření zařízení, které umožňuje měnit velikost adhezní síly přenášené mezi kolem silničního vozidla a vozovkou. Současně je řešena oblast, zda je možné snížit adhezní sílu snížením radiální reakce připadající na kolo vozidla, za účelem vyvolání smyku vozidla při „bezpečné“ rychlosti. V práci jsou uvedené jednotlivé aktuálně užívané způsoby pro změnu adhezní síly i unikátní způsob v podobě autorem navrženého systému SlideWheel. Chování automobilu je odzkoušeno třemi typy jízdních zkoušek, které jsou následně vzájemně porovnány a vyhodnoceny. Práce uvádí i možnosti dalšího vývoje navrženého systému za účelem zpřesnění výsledků z experimentů.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

silniční automobil, adheze, pneumatiky, adhezor

## **TITLE**

**Development of the road vehicle's drive stability check system in relation to adhesion conditions**

## **ANNOTATION**

The work focuses on adhesion force reduction in the contact between experimental vehicle's wheels and the road to bring the vehicle into a skid, driving with a safe speed. There are individual currently used ways of adhesion force change and unique way designed by the author – system SlideWheel stated in this work. The behavior of the car is tested by three types of drive tests which are afterwards mutually compared and evaluated. The work states further system development possibilities for making the experiment outcomes more accurate.

## **KEYWORDS**

road vehicle, adhesion, tyres, adhesor

# OBSAH

<b>ÚVOD .....</b>	<b>19</b>
<b>1 ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU V OBLASTI TÉMATU DISERTAČNÍ PRÁCE .....</b>	<b>21</b>
1.1 Zkoušky automobilu .....	21
1.1.1 Zkoušky dané koridorem .....	21
1.1.2 Zkoušky se změnou brzdě/hnací síly .....	22
1.2 Simulační zkoušky .....	23
1.3 Jednotné zkoušky stability .....	23
1.4 Zkoušky založené na simulaci a experimentu .....	24
1.5 SkidCar .....	25
1.6 Skid Tyres a Easydrift Ring .....	27
1.7 Volné směrové natáčení přídavných zadních kol .....	28
1.8 Kluzné povrchy .....	29
1.9 Shrnutí současného stavu .....	32
<b>2 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE .....</b>	<b>34</b>
<b>3 PŘEHLED ZVOLENÝCH METOD ZPRACOVÁNÍ .....</b>	<b>35</b>
3.1 Metoda teoretického rozboru adhezního principu přenosu sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou .....	35
<b>4 POSTUP ŘEŠENÍ.....</b>	<b>39</b>
4.1 Technické parametry experimentálního vozidla a vozovky .....	40
4.1.1 Rozměrové a hmotnostní parametry vozidla .....	41
4.1.2 Souřadnice těžiště experimentálního vozidla.....	42
4.1.3 Příčná deformace pneumatiky .....	43
4.1.4 Určení maximální radiální reakce vozidlového kola.....	43
4.1.5 Umístění kolové jednotky SlideWheel na experimentální vozidlo .....	44
4.1.6 Zatížení podpěrných kolových jednotek SlideWheel.....	46
4.1.7 Geometrie postavení kol experimentálního automobilu .....	48
4.1.8 Deformační charakteristika pružin pérování.....	49
4.1.9 Tuhost zavěšení náprav automobilu .....	49
4.1.10 Vliv zdvihu kolové jednotky SlideWheel na zdvih karoserie .....	49
4.1.11 Výpočet minimální radiální reakce pro rozjezd vozidla .....	49
4.1.12 Převodový poměr řízení .....	50
4.1.13 Svislá změna polohy karoserie a spodního ramena nápravy v závislosti na velikosti přenášené radiální reakce kolovou jednotkou SlideWheel.....	50
4.1.14 Svislá změna polohy spodního ramena nápravy v závislosti na úhlu natočení rejdových kol.....	51
4.1.15 Určení úhlu klopení karoserie na sklopné plošině .....	52
4.1.16 Určení příčných souřadnic osy klopení karoserie .....	52
4.1.17 Stanovení statické radiální tuhosti pneumatiky.....	52
4.1.18 Vliv teploty na změnu statické radiální tuhosti pneumatiky .....	52
4.1.19 Kontaktní plocha pneumatiky ve stopě.....	53
4.1.20 Technické parametry vozovky.....	53
4.2 Systém alternativní SkidCar.....	53
4.2.1 Výpočet polohy těžiště experimentálního vozidla se systémem alternativního SkidCaru .....	54

4.2.2	Deformační charakteristika kolových jednotek .....	55
4.2.3	Údržba zařízení alternativního SkidCaru .....	56
4.3	Systém SlideWheel .....	56
4.3.1	Výpočet polohy těžiště systému SlideWheel .....	57
4.3.2	Výhody a nevýhody systému SlideWheel .....	65
4.4	Vývoj systému SlideWheel .....	66
4.4.1	Vývoj kolové jednotky .....	66
4.4.2	Vývoj hydraulického okruhu .....	67
4.4.3	Vývoj elektronického ovládání systému SlideWheel .....	68
4.4.4	Vývojový diagram elektronického ovládání systému SlideWheel .....	72
4.5	Experimentální měření .....	74
4.6	Metodika .....	75
4.6.1	Měřené veličiny při jízdách zkouškách .....	75
4.6.2	Systém pro měření vybraných charakteristik experimentálního automobilu .....	76
4.6.3	Technické podmínky experimentálního měření .....	83
4.6.4	Ověřovací měření .....	85
4.6.5	Volba jízdni zkoušky .....	86
4.6.6	Vyhodnocení jízdni zkoušek .....	93
4.6.7	Zpracování naměřených dat .....	93
<b>5</b>	<b>VYHODNOCENÍ A DISKUZE ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ .....</b>	<b>101</b>
<b>6</b>	<b>PŘÍNOS PRO VĚDU A PRAXI .....</b>	<b>107</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>110</b>
	<b>SUMMARY .....</b>	<b>112</b>
	<b>POUŽITÁ LITERATURA .....</b>	<b>114</b>
	<b>PUBLIKAČNÍ ČINNOST DOKTORANDA SOUVISEJÍCÍ S TÉMATEM DISERTAČNÍ PRÁCE .....</b>	<b>120</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>122</b>

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Součinitele adheze pryže.....	36
Tab. 2 Rozměrové parametry experimentálního vozidla .....	41
Tab. 3 Hmotnostní a tíhové parametry experimentálního vozidla .....	42
Tab. 4 Souřadnice těžiště automobilu – vypočtené hodnoty.....	43
Tab. 5 Maximální radiální reakce pro automobil o celkové hmotnosti.....	44
Tab. 6 Umístění kolové jednotky SlideWheel na experimentální vozidlo – experimentálně zjištěné hodnoty .....	45
Tab. 7 Zatížení podpěrných kolových jednotek – experimentálně naměřené hodnoty .....	48
Tab. 8 Souřadnice těžiště automobilu se systémem alternativního SkidCaru – vypočtené hodnoty .....	55
Tab. 9 Souřadnice těžiště automobilu se systémem SlideWheel – vypočtené hodnoty .....	57
Tab. 10 Realizované jízdní zkoušky.....	87



## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1	Systém SKIDCAR .....	25
Obr. 2	Skid Tyres .....	27
Obr. 3	EASYDRIFT Ring .....	27
Obr. 4	Volné natáčení přídavných zadních kol.....	28
Obr. 5	Kluzná folie.....	29
Obr. 6	Kluzný nátěr.....	30
Obr. 7	Odrhová plošina .....	31
Obr. 8	Hydraulická rampa.....	31
Obr. 9	Přenos tečné a příčné síly ve styku kola s vozovkou .....	36
Obr. 10	Návrh SlideWheel s odlehčením odpružených hmot.....	37
Obr. 11	Návrh SlideWheel s odlehčením neodpružených hmot .....	38
Obr. 12	Souřadný systém silničního automobilu.....	40
Obr. 13	Pracovní prostor řídicích kol automobilu .....	45
Obr. 14	Umístění kolových jednotek na přední a zadní nápravě .....	45
Obr. 15	Zatížení kolové jednotky pro jízdu zatáčkou na hranici překlopení .....	46
Obr. 16	Statické ověření zatížení kolové jednotky pro plné odlehčení vozidlového kola.....	47
Obr. 17	Změna radiální reakce na zdvihu kolové jednotky .....	48
Obr. 18	Průběh natočení kol do rejdu v závislosti na úhlu natočení volantu .....	50
Obr. 19	Změna svislé polohy ramena nápravy a karoserie na velikosti radiální reakce kolové jednotky .....	51
Obr. 20	Zjištění charakteristiky kolových jednotek na statickém adhezoru.....	55
Obr. 21	Deformační charakteristika kolových jednotek .....	56
Obr. 22	Schématické zobrazení kompaktní kolové jednotky.....	59
Obr. 23	Zjištění deformační charakteristiky kolečka kolové jednotky na statickém adhezoru .....	59
Obr. 24	Deformační charakteristika kolečka kolové jednotky.....	60
Obr. 25	Schéma hydraulického okruhu systému SlideWheel .....	61
Obr. 26	Umístění hydraulického agregátu.....	62
Obr. 27	Umístění hydraulického čerpadla, rozvaděče a dvojice hydraulických zámků.....	64
Obr. 28	Návrh optimalizace kolové jednotky .....	67
Obr. 29	Inovované schéma hydraulického okruhu systému SlideWheel .....	68
Obr. 30	Elektronické ovládání dynamického systému SlideWheel .....	69
Obr. 31	Blokové schéma elektronického ovládání SlideWheel.....	71
Obr. 32	Členění vývojového diagramu.....	72
Obr. 33	Kluzný povrch.....	74
Obr. 34	Snímače Correvit na vozidle .....	77
Obr. 35	Výstupní veličiny snímače Correvit S-CE v rovině „xy“ .....	78
Obr. 36	Osazení vozidla pro měření příčného a podélného zrychlení .....	78
Obr. 37	Osazení snímačů výšky na vozidle pro měření polohy karoserie a ramena nápravy .....	79
Obr. 38	Rovinný model klonění karoserie.....	80
Obr. 39	Osazení snímačů výšky na vozidle pro měření klonění karoserie .....	80
Obr. 40	Rovinný model klonění karoserie.....	81
Obr. 41	Osazení snímače natočení volantu na vozidle .....	81
Obr. 42	Osazení optické závory na vozidle .....	82
Obr. 43	Umístění měřicí aparatury na vozidle s využitím notebooku.....	82
Obr. 45	Použití nájezdových ramp .....	84
Obr. 46	Příprava k nastavení radiálních reakcí u alternativního SkidCaru .....	85
Obr. 44	Realizace ověřovacího měření pro alternativní SkidCar a SlideWheel.....	86

Obr. 47 Brzdění v přímém směru – zkušební koridor.....	88
Obr. 48 Brzdění v přímém směru .....	88
Obr. 49 Brzdění na sněhu v přímém směru .....	89
Obr. 50 Brzdění v přímém směru – zkušební koridor pro SkidCar .....	89
Obr. 51 Jízda po kruhové dráze o konstantním poloměru – zkušební koridor .....	90
Obr. 52 Jízdní zkouška za snížených adhezních podmínek .....	91
Obr. 53 Jízda po kruhové dráze o konstantním poloměru – zkušební koridor SkidCar .....	91
Obr. 54 Koridor pro slalomovou zkoušku .....	92
Obr. 55 Koridor pro slalomovou zkoušku SkidCar .....	92
Obr. 56 Inovovaný SlideWheel s teleskopickou příčkou.....	103
Obr. 57 Inovovaný SlideWheel s kolovým rámem.....	104

## SEZNAM ZKRATEK

$A$	[-]	bod klopení karoserie
$a$	[m]	poloha těžiště vozidla od zadní nápravy
$\dot{a}$	[m·s <sup>-2</sup> ]	zrychlení vozidla
$A'$	[-]	pomocný referenční bod
$A''$	[-]	pomocný referenční bod
$A_i$	[-]	označení $i$ -tého plnicího el.mg. ventilu
$\alpha$	[°]	úhel sklonu klopné plošiny
$\alpha$	[°]	úhel natočení vnitřního předního kola při průjezdu zatáčkou
$\alpha_i$	[°]	úhel klonění karoserie při deceleraci
$\alpha_\sigma$	[°]	úhel náklonu prázdného sedadla
$\alpha_{\sigma o}$	[°]	úhel náklonu obsazeného sedadla
$A_x$	[m]	vzájemná vzdálenost ultrazvukových snímačů v podélné rovině vozidla
$a_x$	[m·s <sup>-2</sup> ]	podélné zrychlení vozidla
$a_y$	[m·s <sup>-2</sup> ]	příčné zrychlení vozidla
$\beta$	[°]	příčný sklon vozovky
$b$	[m]	poloha těžiště automobilu od pravého předního kola v ose přední nápravy
$b'$	[m]	vzdálenost těžiště automobilu o celkové hmotnosti od podélné osy souměrnosti automobilu v místě osy přední nápravy
$B''$	[m]	příčná vzdálenost mezi snímači výšky při zjišťování osy (bodu) klopení karoserie
$b^\circ$	[m]	poloha těžiště automobilu s pohotovostní hmotností od pravého předního kola v ose přední nápravy
$b^{\circ'}$	[m]	vzdálenost těžiště automobilu o pohotovostní hmotnosti od podélné osy souměrnosti automobilu v místě osy přední nápravy
$B_1$	[m]	rozchod přední nápravy
$B_1^*$	[m]	vnější šíře stop pneumatik vozidla na přední nápravě
$B_2$	[m]	rozchod zadní nápravy
$B_2^*$	[m]	vnější šíře stop pneumatik vozidla na zadní nápravě
$B_i$	[-]	označení $i$ -tého odtokového elektromagnetického ventilu
$\beta_i$	[°]	úhel klopení karoserie při deceleraci vozidla o celkové hmotnosti
$B_{ki}$	[m]	bod (osa) klopení karoserie pro $i$ -tý úhel sklonu karoserie
$B_{kj}$	[m]	rameno kolové jednotky od podélné roviny souměrnosti automobilu
$B_p$	[m]	šířka pneumatiky
$B_p$	[m]	rameno kolové podpěry od podélné roviny souměrnosti automobilu
$BS$	[V]	signál o průběhu brzdění
$B_{SC}$	[m]	rozchod kolových jednotek alternativního SkidCaru
$b_{SC}$	[m]	vzdálenost osy předních kol alternativního SkidCaru od osy předních kol experimentálního vozidla
$b_{SW}$	[m]	vzdálenost osy předních kol SlideWheel od osy předních kol experimentálního vozidla
$B_{SW1}$	[m]	rozchod předních kolových jednotek SlideWheel
$B_{SW2}$	[m]	rozchod zadních kolových jednotek SlideWheel
$\beta$	[°]	úhel natočení vnějšího předního kola při průjezdu zatáčkou
$\beta_\sigma$	[°]	úhel natočení volantu
$\beta_{\sigma o}$	[°]	úhel natočení volantu při ověřovacím měření
$B_x$	[m]	vzájemná vzdálenost ultrazvukových snímačů v příčné rovině vozidla

$c$	[m]	poloha těžiště automobilu o celkové hmotnosti v ose zadní nápravy od pravého zadního kola
$c'$	[m]	vzdálenost těžiště automobilu o celkové hmotnosti od podélné osy souměrnosti automobilu v místě osy zadní nápravy
$c^\circ$	[m]	poloha těžiště automobilu o pohotovostní hmotnosti v ose zadní nápravy od pravého zadního kola
$c^{\circ'}$	[m]	vzdálenost těžiště automobilu o pohotovostní hmotnosti od podélné osy souměrnosti automobilu v místě osy zadní nápravy
$c_{SC}$	[m]	momentové rameno – poloha těžiště vozidla $T_{SC}$ s celkovou hmotností a alternativním SkidCarem od zadní nápravy
$d$	[m]	pomocná souřadnice pro výpočet příčné souřadnice těžiště vozidla o celkové hmotnosti
$D$	[m]	průměr pístu hydraulického válce kolové jednotky
$d^\circ$	[m]	pomocná souřadnice pro výpočet příčné souřadnice těžiště vozidla o pohotovostní hmotnosti
$\delta$	[°]	směrová úchylna rychlosti vozidla od podélné osy vozidla
$\delta_i$	[°]	směrová úchylna $i$ -tého kola
$\dot{\delta}$	[°·s <sup>-1</sup> ]	stáčivá rychlost
$\Delta F_{so}$	[N]	přírůstek síly na vážném bodě vlivem naklonění sedadla s řidičem
$\Delta F_{sso}$	[N]	přírůstek síly na vážném bodě vlivem naklonění sedadla se spolujezdcem
$d_k$	[m]	průměr pístu hydraulické kolové jednotky
$d_{k\ min}$	[m]	minimální průměr pístu hydraulické kolové jednotky
$\Delta T_{\gamma\gamma}$	[m]	změna příčné souřadnice těžiště vlivem klopení karoserie při působení odstředivé síly
$\varepsilon$	[°]	úhel vychýlení vozidla z požadovaného směru
$\dot{\varepsilon}$	[°·s <sup>-1</sup> ]	stáčivá rychlost
$\ddot{\varepsilon}$	[°·s <sup>-1</sup> ]	stáčivé zrychlení
$F_{B13o}^*$	[N]	příčná síla kol levé strany vozidla o celkové hmotnosti při průjezdu levotočivou zatáčkou $R = 10$ m na hranici překlpení
$F_{B24o}^*$	[N]	příčná síla kol pravé strany vozidla o celkové hmotnosti při průjezdu levotočivou zatáčkou $R = 10$ m na hranici překlpení
$F_{o\ max}^*$	[N]	odstředivá síla při pohybu vozidla o celkové hmotnosti na hranici překlpení vozidla v levotočivé zatáčce $R = 10$ m pro vypočtenou maximální rychlost $v_{max}^*$
$F''_{so}$	[N]	tíhová složka zatíženého sedadla řidičem připadající na referenční bod A
$F''_{sso}$	[N]	tíhová složka zatíženého sedadla spolujezdcem připadající na referenční bod A
$F'_s$	[N]	složka svislé síly připadající na vážný bod pro prázdné sedadlo a nulový náklon]
$F'_{s\alpha}$	[N]	složka svislé síly připadající na vážný bod pro nakloněné prázdné sedadlo
$F'_{so}$	[N]	složka svislé síly připadající na vážný bod pro obsazené sedadlo řidičem a nulovým náklonem
$F'_{so\alpha}$	[N]	složka svislé síly připadající na vážný bod pro nakloněné sedadlo obsazené řidičem
$F'_{sso}$	[N]	složka svislé síly připadající na vážný bod pro obsazené sedadlo spolujezdcem a nulovým náklonem
$F'_{sso\alpha}$	[N]	složka svislé síly připadající na vážný bod pro nakloněné sedadlo obsazené spolujezdcem
$F_{ad}$	[N]	adhezní síla
$F_{adj}$	[N]	adhezní síla $j$ -tého kola
$F_{AD\ min}$	[N]	minimální adhezní síla na jednom kole pro uvedení vozidla do pohybu

$F_{B12id}$	[N]	ideální brzdná síla na přední nápravě
$F_{B13o}$	[N]	příčná síla kol levé strany vozidla o celkové hmotnosti při průjezdu levotočivou zatáčkou
$F_{B24o}$	[N]	příčná síla kol pravé strany vozidla o celkové hmotnosti při průjezdu levotočivou zatáčkou
$F_{B34id}$	[N]	ideální brzdná síla na zadní nápravě
$F_{fi}$	[N]	odpor valení $i$ -tého kola
$F_{fSCi}$	[N]	odpor valení $i$ -tého kola alternativního SkidCaru
$F_{fSWi}$	[N]	odpor valení $i$ -tého kola SlideWheel
$F_i$	[N]	setrvačná síla
$F_o$	[N]	odstředivá síla
$F_{o\ max}$	[N]	odstředivá síla při pohybu vozidla o celkové hmotnosti na hranici smyku v levotočivé zatáčce pro vypočtenou maximální rychlost $v_{max}$
$F_s$	[N]	tíhová složka prázdného sedadla
$F_{so}$	[N]	tíhová složka zatíženého sedadla řidičem
$F_{so}$	[N]	složka svislé síly připadající na vážný bod pro sedadlo obsazené řidičem
$F_{sso}$	[N]	tíhová složka zatíženého sedadla spolujezdcem
$F_{sso}$	[N]	složka svislé síly připadající na vážný bod pro sedadlo obsazené spolujezdcem
$f_{vz}$	[-]	perioda vzorkování
$F_x$	[N]	tečná síla
$F_y$	[N]	příčná síla
$G$	[N]	celková tíha vozidla
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$\gamma$	[°]	relativní náklon karoserie vůči sklopné plošině
$\gamma$	[°]	sklon opěradla sedadla
$G^*_{SC}$	[N]	tíha alternativního SkidCaru
$G^*_{SW}$	[m]	tíha SlideWheel
$G^*_{SW12}$	[N]	tíhová složka předních hydraulických jednotek s držáky
$G^*_{SW34}$	[N]	tíhová složka zadních hydraulických jednotek s držáky
$G^\circ$	[N]	tíha vozidla o pohotovostní hmotnosti
$G^\circ_{jk}$	[N]	tíha vozidla o pohotovostní hmotnosti připadající na $j$ -té a $k$ -té kolo
$G^\circ_{SC}$	[N]	tíha vozidla se systémem alternativního SkidCaru o pohotovostní hmotnosti
$G^\circ_{SW}$	[N]	tíha vozidla se systémem SlideWheel o pohotovostní hmotnosti
$G^\circ_{SWjk}$	[N]	tíha $j$ -tého a $k$ -tého kola vozidla se systémem SlideWheel o pohotovostní hmotnosti
$G_{ad}$	[N]	adhezní tíha
$G_{jk}$	[N]	tíha vozidla o celkové hmotnosti připadající na $j$ -té a $k$ -té kolo
$G_{SC}$	[N]	tíha $j$ -tého a $k$ -tého kola vozidla se systémem alternativního SkidCaru o celkové hmotnosti
$G_{SCjk}$	[N]	tíha vozidla se systémem alternativního SkidCaru o celkové hmotnosti
$G_{SW}$	[N]	tíha vozidla se systémem SlideWheel o celkové hmotnosti
$G_{SWjk}$	[N]	tíha $j$ -tého a $k$ -tého kola vozidla se systémem SlideWheel o celkové hmotnosti
$H'_3$	[m]	příčná deformace pneumatiky zjištěná měřením na sklopné plošině
$h_1$	[m]	výšková souřadnice horního ultrazvukového snímače vzdálenosti
$H_{10}$	[m]	je svislá vzdálenost měřicího bodu na vozidle o celkové hmotnosti od vozovky na přídi vozidla odpovídající ustálené rychlosti pohybu vozidla
$H_{1i}$	[m]	svislá vzdálenost měřicího místa na vozidle o celkové hmotnosti od vozovky na přídi karoserie v čase $t_i$
$g$	[-]	vliv rotujících hmot

$h_2$	[m]	výšková souřadnice spodního ultrazvukového snímače vzdálenosti
$H_{20}$	[m]	je svislá vzdálenost měřícího bodu na vozidle o celkové hmotnosti od vozovky na zádi vozidla odpovídající ustálené rychlosti pohybu vozidla
$H_{2i}$	[m]	svislá vzdálenost měřícího místa na vozidle o celkové hmotnosti od vozovky na zádi karoserie v čase $t_i$
$H_3$	[m]	příčná deformace pneumatiky
$H_{30}$	[m]	svislá vzdálenost měřícího bodu na vozidle o celkové hmotnosti od vozovky na levé straně vozidla odpovídající ustálené rychlosti pohybu vozidla
$H_{3i}$	[m]	svislá vzdálenost měřícího místa na vozidle o celkové hmotnosti od vozovky na levé straně karoserie v čase $t_i$
$H_{40}$	[m]	svislá vzdálenost měřícího bodu na vozidle o celkové hmotnosti od vozovky na pravé straně vozidla odpovídající ustálené rychlosti pohybu vozidla
$H_{4i}$	[m]	svislá vzdálenost měřícího místa na vozidle o celkové hmotnosti od vozovky na pravé straně karoserie v čase $t_i$
$I_T$	[kg·m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti
$J$	[-]	logická proměnná pro vypnutí systému SlideWheel
$\varphi_i$	[-]	součinitel adheze $i$ -tého kola
$\dot{\varphi}$	[°·s <sup>-1</sup> ]	uhlová rychlost
$\ddot{\varphi}$	[°·s <sup>-2</sup> ]	uhlové zrychlení
$k$	[-]	koeficient bezpečnosti
$k$	[-]	označení kužele při vytyčení koridoru
$K$	[-]	kužel
$K'_i$	[-]	aktuální požadavek na adhezní podmínky $i$ -tého kola
$k_i$	[N·m <sup>-1</sup> ]	tuhost $i$ -té pneumatiky
$K_i$	[-]	pomocná proměnná pro vyjádření změny adhezních podmínek
$L$	[m]	rozvor náprav experimentálního vozidla
$l_\varepsilon$	[l·s <sup>-1</sup> ]	průtok hydraulického čerpadla
$l_l$	[m]	vysunutí lanka ze snímače úhlu natočení volantu
$L_{SC}$	[m]	rozvor kolových jednotek alternativního SkidCaru
$L_{SW}$	[m]	rozvor kolových jednotek SlideWheel
$m$	[kg]	celková hmotnost automobilu
$M$	[-]	korekční faktor na akceleraci u zadních kol
$m^*$	[kg]	celková hmotnost sedadla s řidičem
$m^*_{SC}$	[kg]	hmotnost alternativního SkidCaru
$m^*_{SW}$	[kg]	celková hmotnost prvků systému SlideWheel
$m'^*$	[kg]	celková hmotnost sedadla se spolujezdcem
$m'^{**}$	[kg]	hmotnost sedadla se spolujezdcem připadající na váhu
$m^\circ_j$	[kg]	hmotnost vozidla o pohotovostní hmotnosti připadající na $j$ -té kolo
$m^\circ_{jk}$	[kg]	hmotnost vozidla o pohotovostní hmotnosti připadající na $j$ -té a $k$ -té kolo
$m^\circ_{SC}$	[kg]	hmotnost vozidla o pohotovostní hmotnosti s alternativním SkidCarem
$m^\circ_{SCj}$	[kg]	hmotnost vozidla s alternativním SkidCarem o pohotovostní hmotnosti připadající na $j$ -té kolo
$m^\circ_{SCjk}$	[kg]	hmotnost vozidla s alternativním SkidCarem o pohotovostní hmotnosti připadající na $j$ -té a $k$ -té kolo
$m^\circ_{SWj}$	[kg]	hmotnost vozidla se SlideWheel o pohotovostní hmotnosti připadající na $j$ -té kolo
$m^\circ_{SWjk}$	[kg]	hmotnost vozidla se SlideWheel o pohotovostní hmotnosti připadající na $j$ -té a $k$ -té kolo
$M_0$	[N·m]	moment v globálním souřadném systému
$m_H$	[kg]	hmotnost hydrauliky systému SlideWheel a ASC

$M_I$	[N·m]	moment působící proti stáčení vozidla
$M_i$	[N·m]	klopný moment naklánějící karoserii při změně podélného zrychlení
$m_j$	[kg]	hmotnost vozidla o celkové hmotnosti připadající na $j$ -té kolo
$m_{jk}$	[kg]	hmotnost vozidla o celkové hmotnosti připadající na $j$ -té a $k$ -té kolo
$M_{př}$	[N·m]	klopný moment vozidla o celkové hmotnosti při průjezdu zatáčkou
$m_s^*$	[kg]	hmotnost sedadla
$m_s^{**}$	[kg]	složka hmotnosti sedadla připadající na vážný bod při nulovém sklonu sedadla
$m_{SC}$	[kg]	hmotnost vozidla o celkové hmotnosti s alternativním SkidCarem
$m_{SCj}$	[kg]	hmotnost vozidla s alternativním SkidCarem o celkové hmotnosti připadající na $j$ -té kolo
$m_{so}^{**}$	[kg]	složka hmotnosti sedadla obsazeného řidičem připadající na vážný bod při nulovém sklonu sedadla
$m_{ss}^*$	[kg]	celková hmotnost sedadla se spolujezdcem
$m_{sso}^{**}$	[kg]	složka hmotnosti sedadla obsazeného spolujezdcem připadající na vážný bod při nulovém sklonu sedadla
$M_{st}$	[N·m]	stabilizační moment vozidla o celkové hmotnosti při průjezdu zatáčkou
$m_{SWj}$	[kg]	hmotnost vozidla se SlideWheel o celkové hmotnosti připadající na $j$ -té vozidlové kolo
$m_{SWjk}$	[kg]	hmotnost vozidla se SlideWheel o celkové hmotnosti připadající na $j$ -té a $k$ -té vozidlové kolo
$M_z$	[N·m]	příčný vratný moment $i$ -tého kola (pneumatiky)
$M_{zSC}$	[N·m]	příčný vratný moment $i$ -tého kola (pneumatiky) alternativního SkidCaru
$M_{zSWi}$	[N·m]	příčný vratný moment $i$ -tého kola (pneumatiky) SlideWheel
$N$	[-]	korekční faktor na deceleraci u předních kol
$N$	[-]	celkový počet změřených hodnot veličiny $x_j$
$n$	[-]	počet kol přenášejících sílu
$OB$	[-]	označení optické brány a její umístění při jízdě zkoušce
$p$	[Pa]	hydraulický tlak v systému SlideWheel
$p$	[m]	šířka opěrného prvku
$P$	[-]	proměnná pro korekci na levotočivou zatáčku
$p$	[m]	šířka opěrného prvku
$p$	[Pa]	provozní tlak v hydraulickém systému SlideWheel
$p_{oi}$	[Pa]	statický tlak oleje ve válci $i$ -té kolové jednotky
$p_1$	[Pa]	tlak kapaliny v horní komoře kolové jednotky
$P_2$	[Pa]	tlak kapaliny v dolní komoře kolové jednotky
$p_{max}$	[Pa]	maximální tlak dodávaný hydraulickým čerpadlem
$q$	[m]	výška opěrného prvku
$R$	[-]	korekční parametr na pravotočivou zatáčku
$R$	[m]	jmenovitý poloměr kruhového koridoru
$R^2$	[-]	hodnota spolehlivosti
$R'_{max}$	[m]	vnější poloměr jízdního koridoru SkidCar
$R'_{min}$	[m]	vnitřní poloměr jízdního koridoru SkidCar
$r_{kj}$	[m]	rameno kolové jednotky od střední roviny vozidlového kola
$R_{max}$	[m]	vnější poloměr jízdního koridoru
$R_{min}$	[m]	vnitřní poloměr jízdního koridoru
$r_v$	[m]	poloměr hřídele sloupku volantu
$S$	[m <sup>2</sup> ]	plocha pístku kolové jednotky
$s_i$	[s]	časový interval pohybu ramena nápravy v závislosti na úhlu rejdu kol
$T$	[-]	označení těžiště vozidla obsazeného řidičem

$T$	[-]	perioda vzorkování
$T^*_{SC}$	[m]	těžiště alternativního SkidCar
$T^*_{SCz}$	[m]	výšková souřadnice těžiště systému alternativního SkidCaru
$T^*_{SW}$	[m]	těžiště systému SlideWheel
$T^*_{SW12z}$	[m]	výšková souřadnice těžiště předních hydraulických jednotek s držáky
$T^*_{SW34z}$	[m]	výšková souřadnice těžiště zadních hydraulických jednotek s držáky
$T^*_{SWčx}$	[m]	podélná souřadnice těžiště hydraulického agregátu SlideWheel
$T^*_{SWčz}$	[m]	výšková souřadnice těžiště hydraulického agregátu SlideWheel
$T^*_{SWrz}$	[m]	výšková souřadnice hydraulického rozvaděče se zámky
$T^*_{SWz}$	[m]	výšková souřadnice těžiště systému SlideWheel
$t'_4$	[m]	šířka jízdního koridoru pro brzdění v přímém směru v modifikaci pro alternativní SkidCar
$t'_5$	[m]	šířka jízdního koridoru pro jízdu po kruhové dráze v modifikaci pro alternativní SkidCar
$t'_7$	[m]	přesazení kuželů u slalomové zkoušky pro alternativní SkidCar
$T'_{sox}$	[m]	referenční rozměr při zjišťování souřadnice těžiště sedadla
$T'_{SWz}$	[m]	výšková souřadnice automobilu se systémem SlideWheel bez kolových jednotek
$T'_z$	[m]	výšková souřadnice těžiště vozidla o pohotovostní hmotnosti od vozovky
$T^{\circ}$	[-]	symbol těžiště automobilu s pohotovostní hmotností
$T^{\circ}_{Iy}$	[m]	příčná souřadnice těžiště automobilu o pohotovostní hmotnosti v ose přední nápravy
$T^{\circ}_{2y}$	[m]	příčná souřadnice těžiště automobilu o pohotovostní hmotnosti v ose zadní nápravy
$T^{\circ}_x$	[m]	podélná souřadnice těžiště vozidla o pohotovostní hmotnosti od osy přední nápravy
$T^{\circ}_y$	[m]	příčná souřadnice těžiště vozidla o pohotovostní hmotnosti od levého předního kola
$T^{\circ}_z$	[m]	výšková souřadnice těžiště vozidla o pohotovostní hmotnosti od vozovky
$t_1$	[m]	šířka první části jízdního koridoru
$T_{Iy}$	[m]	příčná souřadnice těžiště automobilu o celkové hmotnosti v ose přední nápravy
$t_2$	[m]	šířka druhé části jízdního koridoru
$T_{2y}$	[m]	příčná souřadnice těžiště automobilu o pohotovostní hmotnosti v ose zadní nápravy
$t_3$	[m]	šířka třetí části jízdního koridoru
$t_4$	[m]	šířka jízdního koridoru pro brzdění v přímém směru
$t_5$	[m]	šířka jízdního koridoru pro jízdu po kruhové dráze
$t_6$	[m]	rozteč kuželů slalomové zkoušky
$T_i$	[-]	logická proměnná pro identifikaci poruchy odtokového ventilu
$t_i$	[s]	$i$ -tý časový okamžik
$t_k$	[m]	vzdálenost mezi kuželů
$t_{kj}$	[s]	čas vysunutí všech kolových jednotek systému SlideWheel současně
$T_{pv}$	[m]	svíslá souřadnice kotvícího bodu sedadla od vozovky
$T_{SC}$	[-]	symbol těžiště automobilu s alternativní SkidCar a celkovou hmotností
$T_{SC}$	[m]	těžiště vozidla s alternativním SkidCar o celkové hmotnosti
$T_{SC1y}$	[m]	příčná souřadnice těžiště automobilu s celkovou hmotností a alternativní SkidCar v ose přední nápravy
$T_{SC2y}$	[m]	příčná souřadnice těžiště automobilu s celkovou hmotností a alternativní SkidCar v ose zadní nápravy



$T_{SCx}$	[m]	podélná souřadnice těžiště vozidla s alternativním SkidCarem o celkové hmotnosti od osy přední nápravy
$T_{SCy}$	[m]	příčná souřadnice těžiště vozidla s alternativním SkidCarem o celkové hmotnosti od levého předního kola
$T_{SCz}$	[m]	výšková souřadnice těžiště vozidla s alternativním SkidCarem od vozovky
$T_{so}$	[-]	těžiště sedadla s řidičem
$T_{sox}$	[m]	podélná souřadnice těžiště sedadla obsazeného řidičem
$T_{soz}$	[m]	výšková souřadnice těžiště sedadla obsazeného řidičem
$T_{sozz}$	[m]	výšková souřadnice těžiště sedadla obsazeného spolujezdcem
$T_{sso}$	[-]	těžiště sedadla se spolujezdcem
$T_{ssox}$	[m]	podélná souřadnice těžiště sedadla obsazeného spolujezdcem
$T_{SW}$	[-]	symbol těžiště automobilu se SlideWheel a celkovou hmotností
$T_{SW1y}$	[m]	příčná souřadnice těžiště automobilu s celkovou hmotností a SlideWheel v ose přední nápravy
$T_{SW2y}$	[m]	příčná souřadnice těžiště automobilu s celkovou hmotností a SlideWheel v ose zadní nápravy
$T_{SWx}$	[m]	podélná souřadnice těžiště vozidla se SlideWheel o celkové hmotnosti od osy přední nápravy
$T_{SWy}$	[m]	příčná souřadnice těžiště vozidla se SlideWheel o celkové hmotnosti od levého předního kola
$T_{SWz}$	[m]	výšková souřadnice těžiště vozidla se SlideWheel od vozovky
$T_{sx}$	[m]	podélná souřadnice těžiště sedadla
$T_{sz}$	[m]	výšková souřadnice těžiště sedadla
$T_x$	[m]	podélná souřadnice těžiště vozidla o celkové hmotnosti od osy přední nápravy
$T_y$	[m]	příčná souřadnice těžiště vozidla o celkové hmotnosti od levého předního kola
$T_z$	[m]	výšková souřadnice těžiště obsazeného vozidla od vozovky
$u$	[m]	příčná vzdálenost snímačů výšky při měření na sklopné plošině
$v$	[km·h <sup>-1</sup> ]	rychlost vozidla při experimentální zkoušce
$v^*_{max}$	[km·h <sup>-1</sup> ]	maximální rychlost pohybu vozidla o celkové hmotnosti na mezi překlopení v pravotočivé zatáčce o poloměru 10 m
$v^*_{max}$	[km·h <sup>-1</sup> ]	maximální rychlost vozidla o celkové hmotnosti pro průjezd danou zatáčkou na hranici překlopení automobilu
$V_c$	[l]	celkový objem kolových jednotek při maximálním zdvihu
$v_{max}$	[km·h <sup>-1</sup> ]	maximální rychlost pro průjezd vozidla o celkové hmotnosti levotočivou zatáčkou $R = 10$ m na hranici smyku
$v_x$	[km·h <sup>-1</sup> ]	dopředná rychlost
$v_y$	[km·h <sup>-1</sup> ]	příčná rychlost
$\omega$	[°·s <sup>-1</sup> ]	rychlosti stáčení vozidla o celkové hmotnosti
$\omega_t$	[°·s <sup>-1</sup> ]	rychlost stáčení vozidla v čase $t_i$
$x_0$	[-]	globální souřadný systém
$\ddot{x}$	[m·s <sup>-2</sup> ]	podélné zrychlení
$x_{ji}$	[-]	$i$ -tá hodnota veličiny $x_j$ změřená v čase $t_i = T \cdot i$ , kde $i = 1, 2, \dots, N$
$X_{Ti}$	[N]	tečná síla $i$ -tého kola
$y_0$	[-]	globální souřadný systém
$Y_i$	[N]	příčná vodící síla $i$ -tého kola
$\ddot{y}$	[m·s <sup>-2</sup> ]	příčné zrychlení
$Y_{KLi}$	[m]	příčná souřadnice osy klopení karoserie pro levou stranu a $i$ -tý úhel sklonu karoserie

$Y_{KLPi}$	[m]	příčná souřadnice osy klopení karoserie pro pravou stranu a $i$ -tý úhel sklonu karoserie
$Y_{SCi}$	[N]	příčná vodící síla $i$ -tého kola alternativního SkidCaru
$Y_{SWi}$	[N]	příčná vodící síla $i$ -tého kola SlideWheel
$\Psi_t$	[°]	okamžitý úhel stáčení vozidla v čase
$\Psi_o$	[°]	výchozí stočení vozidla na počátku měření
$\Psi_{SCt}$	[°]	úhel natočení $i$ -tého kola alternativního SkidCaru při průjezdu zatáčkou
$\Psi_{SWt}$	[°]	úhel natočení $i$ -tého kola SlideWheel při průjezdu zatáčkou
$Z$	[N]	součet radiálních reakcí vozidla o celkové hmotnosti
$Z_{13o}^*$	[N]	radiální reakce levých kol při průjezdu vozidla o celkové hmotnosti levotočivou zatáčkou $R = 10$ m na hranici překlpení
$Z_{24o}^*$	[N]	radiální reakce pravých kol při průjezdu vozidla o celkové hmotnosti levotočivou zatáčkou $R = 10$ m na hranici překlpení
$Z_{SWmaxF}^*$	[N]	maximální možná síla vyvozená hydraulickým válcem SlideWheel při maximálním tlaku
$Z_{SWi max}^*$	[N]	maximální radiální reakce na $i$ -té kolové jednotce SlideWheel při jízdě vozidla na hranici překlpení
$Z_{SWj}^*$	[N]	radiální reakce $j$ -té kolové jednotky systému SlideWheel u vozidla s celkovou hmotností
$Z_{SWjk}^*$	[N]	radiální reakce $j$ -té a $k$ -té kolové jednotky systému SlideWheel u vozidla s celkovou hmotností
$Z_{SWmax}^*$	[N]	maximální radiální reakce kolové jednotky systému SlideWheel
$Z_{2o}^*$	[N]	radiální reakce pravého předního kola při průjezdu vozidla o celkové hmotnosti levotočivou zatáčkou $R = 10$ m na hranici překlpení
$Z_{4o}^*$	[N]	radiální reakce pravého zadního kola při průjezdu vozidla o celkové hmotnosti levotočivou zatáčkou $R = 10$ m na hranici překlpení
$Z'$	[N]	složka tíhové síly rovnoběžná s povrchem plošiny při naklápění vozidla na sklopné plošině
$Z''$	[N]	složka tíhové síly kolmá na plošinu při naklápění vozidla na sklopné plošině
$Z^\circ$	[N]	součet radiálních reakcí vozidla o pohotovostní hmotnosti
$Z^{\circ'}_{13}$	[N]	radiální reakce levé strany vozidla o pohotovostní hmotnosti při jeho naklápění na sklopné plošině
$Z^{\circ'}_{24}$	[N]	radiální reakce pravé strany vozidla o pohotovostní hmotnosti při jeho naklápění na sklopné plošině
$Z_j^\circ$	[N]	radiální reakce $j$ -tého kola vozidla o pohotovostní hmotnosti
$Z_{jk}^\circ$	[N]	radiální reakce $j$ -tého a $k$ -tého kola vozidla o pohotovostní hmotnosti
$Z_{SCj}^\circ$	[N]	radiální reakce $j$ -tého kola vozidla s alternativním SkidCar o pohotovostní hmotnosti
$Z_{SCjk}^\circ$	[N]	radiální reakce $j$ -tého a $k$ -tého kola vozidla s alternativním SkidCar o pohotovostní hmotnosti
$Z_{SW}^\circ$	[N]	součet radiálních reakcí kol vozidla se SlideWheel o pohotovostní hmotnosti
$Z_{13o}$	[N]	radiální reakce levých kol při průjezdu vozidla o celkové hmotnosti levotočivou zatáčkou $R = 10$ m na mezi smyku
$Z_{24o}$	[N]	radiální reakce pravých kol při průjezdu vozidla o celkové hmotnosti levotočivou zatáčkou $R = 10$ m na mezi smyku
$Z_{2o}$	[N]	radiální reakce pravého předního kola při průjezdu vozidla o celkové hmotnosti levotočivou zatáčkou $R = 10$ m na mezi smyku

$Z_{4o}$	[N]	radiální reakce pravého zadního kola při průjezdu vozidla o celkové hmotnosti levotočivou zatáčkou $R = 10$ m na mezi smyku
$Z_{B1}$	[N]	radiální reakce levého předního kola při brzdění vozidla o celkové hmotnosti
$Z_{B12}$	[N]	radiální reakce přední nápravy při brzdění vozidla o celkové hmotnosti
$Z_{B12k}$	[N]	radiální reakce přední nápravy vozidla o celkové hmotnosti při brzdění násobena koeficientem bezpečnosti
$Z_{B2}$	[N]	radiální reakce pravého předního kola při brzdění vozidla o celkové hmotnosti
$Z_{B34}$	[N]	radiální reakce zadní nápravy při brzdění vozidla o celkové hmotnosti
$Z_{B34k}$	[N]	radiální reakce přední nápravy vozidla o celkové hmotnosti při brzdění násobena koeficientem bezpečnosti
$Z_i$	[N]	radiální reakce $i$ -tého kola vozidla o celkové hmotnosti
$Z_{ik}$	[N]	radiální reakce $i$ -tého a $k$ -tého kola vozidla o celkové hmotnosti
$Z_{io}$	[N]	radiální reakce $i$ -tého kola vozidla o celkové hmotnosti při průjezdu zatáčkou
$Z_j$	[N]	radiální reakce $j$ -tého kola experimentálního vozidla o celkové hmotnosti
$z_k$	[m]	maximální zdvih kolové jednotky
$Z_{k\ max}$	[N]	maximální radiální reakce kola vozidla o celkové hmotnosti
$Z_{kj\ max}$	[N]	maximální radiální reakce kola vozidla o celkové hmotnosti vozidla násobená součinitelem bezpečnosti
$z_{kjj}$	[m]	zdvih $j$ -té kolové jednotky
$z_{kjj\ max}$	[m]	maximální zdvih $j$ -té kolové jednotky
$Z_{kkj\ hmin}$	[N]	minimální přípustná síla vyvozená hydraulickým válcem při daném tlaku kapaliny
$Z_{ksti}$	[N]	statická radiální reakce na $i$ -tém kole vozidla o celkové hmotnosti
$Z_{min}$	[N]	minimální teoretická velikost radiální reakce na jednom kole pro uvedení vozidla do pohybu
$Z_{SC}$	[N]	součet radiálních reakcí vozidla s alternativním SkidCarem o celkové hmotnosti
$Z_{SCj}$	[N]	radiální reakce $j$ -tého kola vozidla s alternativním SkidCarem o celkové hmotnosti
$Z_{SCjk}$	[N]	radiální reakce $j$ -tého a $k$ -tého kola vozidla s alternativním SkidCarem o celkové hmotnosti
$Z_{SW}$	[N]	součet radiálních reakcí kol vozidla se SlideWheel o celkové hmotnosti
$z_{SW}$	[m]	závlek kolové jednotky SlideWheel
$Z_{SWi}$	[N]	radiální reakce $i$ -tého kola vozidla o celkové hmotnosti se SlideWheel
$Z_{SWjk}$	[N]	radiální reakce $j$ -tého a $k$ -tého kola vozidla s alternativním SlideWheel o celkové hmotnosti

# ÚVOD

Jedním z důležitých parametrů silničního vozidla, kterému mohou zákazníci přikládat velký význam při rozhodování o koupi vozidla, je na stále zvyšující maximální, resp. cestovní rychlost automobilu, rostoucí komfortnost a bezpečnost. Nárůst rychlosti má za následek zvýšené nároky na schopnosti řidiče. Proto již v šedesátých letech minulého století se výrobci automobilů začali soustředit také na zlepšení chování automobilu v kritických situacích, jako je panické brzdění a náhlá změna směru jízdy. Pro zvyšování ovladatelnosti automobilů postupně výrobci automobilů přichází s jízdními zkouškami a se simulačními modely.

Ovladatelnost vozidel se snižuje nejen se zhoršením technického stavu dopravního prostředku a komunikace, ale především je závislá na dovednostech a předvídatelnosti řidiče. V neposlední řadě je jízdní stabilita vozidla dána kontaktními podmínkami mezi pneumatikou a vozovkou.

Ovládání silničního vozidla za snížených adhezních podmínek klade na řidiče zvýšené nároky, zejména v podobě, že řidiči se ne vždy povede správně vyhodnotit aktuální situaci. Nebezpečí spočívá ve vzniku smyku vozidla, který může vést v mnoha případech až k havárii. O tomto stavu svědčí rostoucí počty dopravních nehod při měnících se klimatických podmínkách nebo při náhlém nástupu zimního období.

Eliminace vzniku nebezpečné situace vlivem snížené adheze je možná dvěma zásadními způsoby. Výrobce bude chování vozidla optimalizovat pro vysokou ovladatelnost za snížených adhezních podmínek již při jeho návrhu a současně i řidiči si budou moci zvyšovat své dovednosti v ovládání vozidla za hraničních podmínek.

V současné době musí výrobce pro uvedení automobilu na trh prokázat, že je v souladu s požadavky na něj kladenými. Požadavky jsou uvedeny v mezinárodních předpisech, které jsou součástí homologačních zkoušek.

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky je postavena před problémem spočívajícím v podobě umožnit změnu adhezních podmínek u experimentálního vozidla za účelem přivedení vozidla na mezní jízdní stav. Jedná se o dílčí krok pro řešení navazujícího úkolu spočívajícího v podobě návrhu, optimalizace a odladění systému 4WS přebírající funkci systému ESP. Proto jsem ve své práci navrhl a sestavil zařízení pro změnu adhezní síly v podobě statického SlideWheel, který má předpoklady dalšího využití při výzkumné i výukové činnosti katedry.

Téma práce vychází z dlouhodobého zaměření školícího pracoviště, které se zabývá obecně stabilitou silničních vozidel. Směr školícího pracoviště byl koncipován již v roce 1993, kdy byl na školícím pracovišti úspěšně realizován projekt MD ČR, MD č. 803/110/101 s názvem „*Vývoj a výzkum hodnocení klopné stability cisternových automobilů*“. V dalších letech se této problematice věnovala řada diplomových prací, ale i několik disertačních prací např.

Ing. M. Kubant, Ph.D. s názvem „*Modelování chování silničních vozidel v závislosti na změnách v systémech jejich podvozkových částí*“ (2003), Ing. T. Zikmund, Ph.D. s názvem „*Dynamika podvozkových částí silničních vozidel*“ (2006), nebo Ing. M. Weiner, Ph.D. s názvem „*Teoretické řešení dynamiky jízdy vozidla řízeného všemi koly*“ (2009). Oblast stability vozidel se také zabývala habilitační práce doc. Ing. M. Tesaře, CSc. s názvem „*Posuzování a hodnocení stability těžkých nákladních vozidel z hlediska překlápění*“, která byla obhájena v roce 2004. V té době se stále jasněji ukazovalo, že pouze teoretické řešení nestačí a bude nutné přistoupit k experimentům. První práce, která posunula tuto oblast do experimentální oblasti, byla disertační práce Ing. P. Svobody s názvem „*Problematika experimentálního zjišťování inerciálních charakteristik silničních vozidel*“, úspěšně obhájená v roce 2014.

Za významný mezník ve směřování odborné činnosti pracoviště je možné považovat řešení projektu GAČR č. GA101/06/1703 s názvem „*Inteligentní systém směrového řízení vozidla STEER-BY-WIRE*“, na kterém v období 2006–2008 školící pracoviště spolupracovalo s TU v Liberci. Význam tohoto úspěšně ukončeného projektu je hlavně v tom, že v rámci řešení bylo navrženo a realizováno experimentální vozidlo. Toto vozidlo bylo svým konstrukčním řešením navrženo primárně k experimentálnímu řešení problematiky spojené s jízdou stabilitou. Tím se vytvořily předpoklady k dalšímu rozvoji činnosti pracoviště v oblasti stability vozidel s mnohem většími možnostmi experimentálního řešení.

Tato disertační práce je tak logickým pokračováním odborného směřování školícího pracoviště, s využitím možnosti experimentálního přístupu k řešení dané problematiky.

# 1 ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU V OBLASTI TÉMATU DISERTAČNÍ PRÁCE

Přesto, že v současné době je výpočetní technika na velmi dobré úrovni, tak se automobilky společně se svými dodavateli soustředí především na testování chování automobilů v reálných podmínkách. Tato myšlenka platí především u zkoušení automobilů ve vztahu k adhezním podmínkám. Automobilky využívají pro testování především kluzné povrchy, které velmi přesně simulují vozovku se sníženou adhezí. Oblast přizpůsobení adhezních vlastností daným požadavkům za využití konstrukčního zásahu do stavby automobilu se dnes využívá pouze za účelem výcviku řidičů. Za tímto účelem se používá zařízení SkidCar, Skid Tyres, Easydrift Ring a v amatérských podmínkách vlečná kola na zadní nápravě. V současné době se na testování automobilů klade velký důraz. Testování automobilů je realizováno v oblasti návrhu, vývoje i v oblasti výroby. Specifickou kategorií testování automobilů je ověřování jejich chování z pohledu stability.

Pro zjišťování chování automobilu z pohledu stability se používá mnoho experimentálních metod, které je možné rozdělit do tří základních kategorií [44], [49]:

- objektivní zkoušky,
- subjektivní zkoušky,
- čistě subjektivní zkoušky.

Podle vstupního parametru je možné zkoušky pro ověření jízdní stability rozdělit do následujících kategorií [51]:

- zkoušky dané koridorem,
- zkoušky dané povely řízení,
- zkoušky změnou trakční síly,
- zkoušky vlivu prostředí,
- simulační zkoušky.

## 1.1 Zkoušky automobilu

Jízdními zkouškami jsou myšleny veškeré experimentální zkoušky automobilu, kde se v reálných podmínkách zaznamenávají (ať subjektivně nebo objektivně) charakteristické fyzikální veličiny, které popisují chování zkoušeného automobilu.

### 1.1.1 Zkoušky dané koridorem

Jak již z názvu vyplývá, je dominantně stanoven tvar trajektorie pohybu vozidla. Prostor jízdní zkoušky je vytyčen pásem, který zahrnuje i případné odchylky při pohybu vozidla a tím definuje zkušební prostor daného tvaru a šířky. Podstatou zkoušky je, aby vozidlo projelo

vytyčený koridor co možná nejvyšší rychlostí bez ztráty stability a vychýlení žádné z jeho částí nebylo mimo zkušební koridor. Řidič ovládá řízení vozidla a tím zkoušku zatěžuje subjektivní chybou. Mezi zkoušky dané koridorem patří např. jízda po kruhové dráze nebo vyhýbací manévr.

### **Jízda po kruhové dráze konstantní rychlostí**

V podstatě se jedná o jízdu vozidla po kruhové dráze o neměnném poloměru. Při této zkoušce se sleduje velikost sil působících na vozidlo. Současně se bude sledovat maximální rychlost, při které je vozidlo schopno se ještě udržet na daném poloměru, resp. v koridoru, vytyčeném kužely. Současně se zaznamenávají měřené veličiny jako je rychlost jízdy, úhel otočení volantu, příčné zrychlení a úhel klopení vozidla.

### **Zkouška náhlou změnou jízdního pruhu**

Tato zkouška patří současně do kategorie subjektivních zkoušek zjišťování jízdní stability silničních vozidel. Podstatou zkoušek je, že se vozidlo pohybuje stanovenou rychlostí v přímém směru a náhle změní jízdní pruh a po ujetí definované vzdálenosti se vrátí zpět do původního pruhu. Změnou jízdního pruhu se rozumí jízda v pruhu, který je vychýlený o danou hodnotu od původního pruhu a současně je s ním rovnoběžný. Hodnotícím parametrem je průměrná rychlost vozidla, při které vozidlo žádnou svojí částí nevybočí z vytyčeného koridoru.

### **Slalomová zkouška**

Podle plánu zkoušení se stanoví minimální rychlost, kterou je vozidlo schopno projet mezi kužely vzájemně vzdálenými 10 m. Průjezd vytyčeným koridorem se dále opakuje s vyšší rychlostí až po dosažení kritérií v podobě dosažení maximální rychlosti, při které není možné koridor projet bez sražení alespoň jednoho kužele nebo při dosažení maximální rychlosti stanovené plánem zkoušky. Třetím limitujícím bodem je rychlost, při které hrozí převrácení vozidla [35]. Existuje několik variant výše zmíněné zkoušky:

- slalom s konstantní vzdáleností překážek,
- slalom se zmenšující se vzdáleností překážek,
- slalom se zvětšující se vzdáleností překážek.

Pro ověřování jízdní stability automobilů existují i jiné zkoušky. Těmito zkouškami se ale nezabývám, jelikož nejsou v přímé vazbě na téma disertační práce.

### **1.1.2 Zkoušky se změnou brzdě/hnací síly**

Zkoušky se změnou brzdě/hnací síly jsou zkouškami, které se velmi blíží reálnému provozu na pozemních komunikacích. Podstatou zkoušek je vyvození změny hnací (ISO 9816) nebo brzdící (ISO 7975) síly při průjezdu zatáčkou, kdy řidič náhle uvolní nebo stlačí pedál

akcelerátoru/brzdy. Zkoušky se změnou brzdě/hnací síly se realizují také i pro jízdu v přímém směru [26].

Výhody jízdniczkoušek:

- ověřuje se chování vozidla v reálných podmínkách,
- část zkoušek je normována,
- možnost použít řídicího robota,

Nevýhody jízdniczkoušek:

- nutnost rozlehlé zkušební plochy,
- není legislativně podloženo zkoušení za snížené adheze,
- nelze použít při prvotním ověřování návrhu elektronických podpůrných systémů,
- nižší přesnost při opakování měření.

## 1.2 Simulační zkoušky

Simulační zkoušky spočívají ve zkoušení skutečných vozidel v podmínkách, které jsou odlišné od podmínek v reálném provozu. Podmínky svým působením alespoň ve svých základních rysech odpovídají reálným situacím, se kterými je možné se setkat při provozu vozidel. Reprezentačním příkladem simulační zkoušky je zkoušení reálného vozidla na sklopné plošině, kdy je zkouška popsána předpisem EHK/OSN č. 111 [51].

Výhody:

- nenáročnost na zkušební podmínky,
- jednoduché porovnání různých vozidel.

Nevýhody:

- odlišné podmínky zkoušení od reálných,
- nutnost použít jednoúčelových zařízení.

## 1.3 Jednotné zkoušky stability

Jedná se o výběr zkoušek, u kterých se povedlo prosadit jejich celosvětovou závaznost z pohledu posuzování stability vozidel, a to zásluhou přesně stanovených objektivních kritérií a požadovaných limitů pro jejich splnění. Jednotnými zkouškami jsou:

- výpočetní zkouška příčné stability,
- hodnocení podle faktoru statické stability,
- hodnocení podle dynamických vlivů.



Výhody:

- celosvětová závaznost zkoušek,
- přesně stanovená objektivní kritéria,
- jednotnost zkoušek.

Nevýhody:

- jedná se jen o vybrané zkoušky s omezeným rozsahem,
- nejsou schopny podchytit celkové chování vozidla.

## 1.4 Zkoušky založené na simulaci a experimentu

Do této kategorie patří zkoušky, které jsou založeny na základě softwarových produktů s označením MBS (Multi-Body-System) [32]. Mezi nejvýznamnější MBS programy patří ADAMS a SIMPACK.

V následujícím odstavci shrnu nejdůležitější body z MBS ADAMS od společnosti MSC.Software, s.r.o. Na rozdíl od většiny CAD systémů, ADAMS pracuje na základě reálných fyzikálních dějů tím, že současně řeší rovnice z pohledu statiky, kinematiky, kvazistatiky a dynamiky. Matematický model je vytvořen maticovými metodami ve vázaných mechanických systémech za použití teorie základních pohybů. Software lze úspěšně použít pro vývojové a výzkumné úlohy směřující k vyšetřování stability modelovaných soustav (MSC Software 2017). Předností programů je skutečnost, že umožňují ověřování chování daných komponent, případně celých automobilů ještě v okamžiku raného vývoje. Velkou devízou je skutečnost, že je umožněna velmi přesná opakovatelnost virtuální zkoušky. Velkou výhodou simulací je možnost zjišťovat veličiny, které by se na reálném objektu zjišťovaly obtížně, případně jejich zjištění by bylo nemožné. Jako je tomu například při pohybu vozidla na mezi adheze. Nutností je do každého virtuálního modelu zadat reálné okrajové podmínky, které byly získány měřením na obdobném reálném zařízení při realizaci experimentu. Dle výsledků z programů MBS je možné provést úpravy na zařízení ještě před jeho vlastním vyrobením. Tím programy umožňují zkrácení vývoje automobilu a snížení nákladů na jeho vývojovou fázi.

Výhody:

- zkoušky je možné realizovat v oblasti vývoje vozidla bez existence reálného vozidla,
- jednoduchá úprava modelu za účelem ověření vlivu změny na stabilitu vozidla,
- výborná opakovatelnost měření,
- snadné zjištění veličin, které není možné na reálném objektu jednoduše měřit, silný nástroj při návrhu a vývoji vozidla.

Nevýhody:

- jedná se pouze o obraz reálného chování vozidla,
- existence odlišností v chování vozidla od reality z pohledu zjednodušení modelu.

## 1.5 SkidCar

V současné době je možné se setkat i se SKIDCAR systémem. Výrobce je společnost Cedergrens Klintehamn Sweden, která působí na světových trzích již více jak 20 let [52]. V podstatě se jedná o elektrohydraulický kolový rám, jenž umožňuje jedoucímu vozidlu dosáhnout různých typů smyků. Rám je připevněn k podlaze automobilu a pomocí elektronicky řízeného hydraulického okruhu umožňuje dílčí odlehčení přední nápravy nebo zadní nápravy nebo obou náprav současně, a to v libovolném rozsahu. Tímto zásahem dojde k možnosti navození situace smyku automobilu na přední, nebo zadní nápravě při zohlednění různého stupně adheze mezi kolem a vozovkou. Dle výrobce se jedná o univerzální zařízení, které je možné použít pro různá osobní vozidla s podobnými rozměry. Vlastní ovládání kontaktních podmínek mezi koly vozidla a vozovkou je řízeno pomocí ovladače z interiéru automobilu. SKIDCAR SYSTEM není schválen pro provoz na pozemních komunikacích. Pořizovací náklady jsou v době psaní práce cca. 1,25 mil Kč [52], a to dle typu vozidla, pro který má být určen. Pro nákladní automobily a autobusy existuje SKIDTRUCK.



Obr. 1 Systém SKIDCAR [52]

SKIDCAR SYSTÉM je primárně určen jako základní výcvikové zařízení k ovládní silničního vozidla při snížené adhezi pro policisty, začínající řidiče, instruktory autoškol a pro mnohé jiné oblasti. V současné době je systém využíván již ve více jak 35 zemích světa [52]. Výrobce udává, že je možné nebezpečnou situaci v podobě smyku zažít při nízkých rychlostech, proto je systém bezpečný jak pro řidiče, náklad, tak i pro vlastní automobil.

Výhody:

- systém je možné použít na libovolný automobil,
- spolehlivý s minimálním opotřebením,
- možnost plynule nastavitelné trakce pro libovolnou nápravu,
- možnost měnit adhezivní podmínky během jízdy,
- možnost uložení adhezivního nastavení pro opakovatelné zkoušky,
- zachovává v činnosti elektronické systémy automobilu,
- komunikace nenesé žádné optické a jiné informace o změně adhezivních podmínek,
- možnost uložení adhezivního nastavení pro opakovatelné zkoušky,
- lze použít u vozidel s přední, zadní i s oběma hnacími nápravami,
- takřka nemožnost převrácení automobilu,
- možnost použít libovolné pneumatiky,
- je zajištěna opakovatelnost adhezních podmínek při různých zkouškách.

Nevýhody:

- vozidlo je po stranách doplněno pomocnými koly – větší šířka zkoušeného automobilu negativní vlastnost při jízdách manévrech,
- karoserie automobilu připevněna k rámu SkidCar – není umožněn náklon hmot odpružených vůči hmotám neodpruženým, neklopí a nepředklání se karoserie při jízdách manévrech,
- ve vozidle je slyšet činnost elektrohydraulického agregátu a elektromagnetů, řidič je upozorněn na změnu adhezivních podmínek,
- nárůst hmotnosti automobilu a snížení výškové souřadnice těžiště automobilu,
- potřeba relativně rovného povrchu o dostatečných rozměrech dle uvažovaného testování,
- změna odporu valení a směrových vlastností pneumatiky kola vlivem snížení radiální reakce přenášené kolem.

## 1.6 Skid Tyres a Easydrift Ring

Skid Tyres od finské společnosti SkidTyre Oy jsou v podstatě speciální pneumatiky, které mají nižší součinitel adheze než klasické pneumatiky. Součinitel adheze mezi Skid Tyres Obr. 2 a asfaltovým povrchem je 0,2 pro hladký asfalt a 0,3 pro asfalt hrubý [60]. Pneumatiky Skid Tyres nekladou žádné speciální požadavky na automobil a zkušební plochu. Na vozidlo se instalují stejným způsobem jako běžné pneumatiky. Doprovodným jevem je skutečnost, že hluková emise produkovaná sklouzáním pneumatiky po vozovce je velmi nízká. Skid Tyres jsou pneumatiky, které nemají schválení pro provoz na pozemních komunikacích a pro jednoduchou identifikaci má běhoun pneumatik výrazné oranžové zbarvení. Maximální doporučená rychlost pohybu vozidla s těmito pneumatikami je  $50\text{--}70\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Pro správnou funkci je třeba dodržet, aby tlak v pneumatice byl o 0,05 – 0,1 MPa větší než u klasické pneumatiky. Skid Tyres jsou v provedení i pro nákladní automobily.



Obr. 2 Skid Tyres [60]

U Easydrift Ring se jedná o obdobu Skid Tyres. Výrobce je americká společnost EasyDrift, kde jako nosný prvek se používá standardní pneumatika. Na její horní části bočnice a na běhounu je nasazena kluzná obruč ze speciálního materiálu s nízkým součinitelem adheze ve vztahu k vozovce.



Obr. 3 EASYDRIFT Ring [59]

Výhody:

- úprava automobilu spočívá pouze ve výměně kol za Skid Tyres nebo Easydrift Ring,
- nezmění se rozměrové, ani hmotnostní parametry automobilu,
- lze použít u vozidel s přední, zadní i s oběma hnacími nápravami,
- do jisté míry je zajištěna opakovatelnost adhezních podmínek při různých zkouškách.

Nevýhody:

- nutnost použít relativně kvalitní povrch vozovky,
- možnost nastavení součinitele adheze pouze diskrétně výměnou jednotlivých Skid Tyres nebo Easydrift Ring,
- nemožnost měnit součinitel adheze během jízdy,
- změna tlaku v pneumatice – automobil je tvrdší a mění se součinitel valení kola.

## 1.7 Volné směrové natáčení přídavných zadních kol

Jedná se o systém, s nímž je možné se setkat pod anglickým označením Skid Monster (Obr. 4), kdy zadní kola automobilu se usadí na otočné plošiny osazené čtveřicí vlečných koleček, případně místo zadních kol se připevní vždy po jednom vlečném kole.



Obr. 4 Volné natáčení přídavných zadních kol [64]

Jedná se o zařízení, které je schopno přiblížit chování automobilu ke stavu, při kterém na vozidle dojde ke smyku zadních kol. Zařízení je možné použít pouze u vozidel s předním pohonem a není možné jej použít u kol přední nápravy.

Výhody:

- minimální úprava automobilu,
- není potřeba speciálního zkušebního prostoru,
- nezmění se rozměrové parametry automobilu, hmotnostní parametry se mění jen nepatrně.

Nevýhody:

- není možná žádná změna adhezních podmínek,
- zadní kola mají „součinitel adheze“ velmi nízký za libovolných podmínek,
- chování automobilu není příliš realistické,
- nefunkčnost elektronických systémů jízdní stability a kontroly trakce,
- nemožnost použít u vozidel se zadním pohonem a u vozidel 4x4 s elektronicky připojitelnou zadní nápravou,
- nemožnost zajištění shodných podmínek při opakování experimentu.

## 1.8 Kluzné povrchy

V současné době se nejčastěji pro testování stability automobilů využívají kluzné povrchy Wet Skid Pads. Podoba kluzných povrchů je dvojí, a to buď kluzná folie, nebo kluzný nátěr.

**Kluzná folie**, jak z názvu vyplývá, jedná se o speciální folii nejčastěji bílé barvy, která se umístí na rovnou plochu (Obr. 5). Podkladem velmi často bývá asfaltová plocha. Při skrápění se její hodnota součinitele adheze snižuje a blíží se hodnotě odpovídající uježděnému sněhu ( $\mu \doteq 0,1-0,2$ ), nebo pro letní období odpovídá čerstvě zmoklému zaprášenému asfaltu ( $\mu \doteq 0,3$ ). Kluzná folie se nesmí používat při teplotách nižších jak  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  a na podkladovém povrchu nesmí být ostré výstupky. Kluzná plocha tvořená folií je v provedení souvislé plochy anebo pásu rovnoběžného s pohybem vozidla, což ne vždy je stav vyhovující jízdní zkoušce. Výhodou folie je její mobilita.



Obr. 5 Kluzná folie [56]

**Kluzný nátěr** je v podstatě úsek asfaltu s naneseným speciálním nátěrem, který při svém zkrápění mění svůj součinitel adheze obdobně jako kluzná folie. Výhodou kluzného povrchu (Obr. 6) je o poznání delší životnost. Kluzný povrch může být umístěn jak v přímém směru, tak i v zatáčce, a to dle požadavku na jízdní zkoušku. Kluzná plocha může být realizována v podobě souvislé plochy, případně se skokově střídajícími se prvky s vyšší a nižší hodnotou součinitele adheze. Tyto dílčí plochy mohou být provedeny v podobě pásů (příčných nebo

podélných k pohybu vozidla), nebo v podobě šachovnice, kdy kola téže nápravy jsou v daný okamžik vždy na rozdílném součiniteli adheze.



Obr. 6 Kluzný nátěr

Výhody:

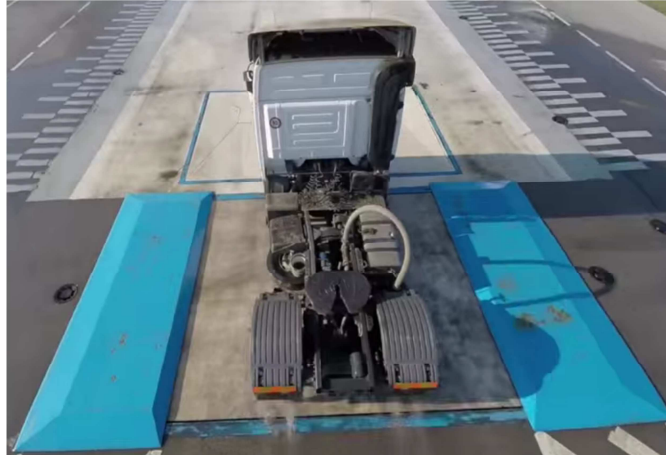
- nulové úpravy automobilu,
- použitelnost jakéhokoli sériového automobilu či prototypu,
- možnost použít libovolné pneumatiky,
- stav vozovky se velmi blíží reálným podmínkám,
- nezmění se rozměrové ani hmotnostní parametry automobilu,
- lze použít u vozidel s přední, zadní i s oběma hnacími nápravami,
- do jisté míry je zajištěna opakovatelnost adhezních podmínek při různých zkouškách.

Nevýhody:

- nutnost dodatečné úpravy zkoušeného povrchu,
- nutnost obnovy/výměny zkoušeného povrchu,
- možnost realizovat zkoušky pouze za teplot vyšších jak +1 °C,
- potřeba zajistit neustálé skrápění zkoušeného prostoru,
- řidič pomocí zrakového vnímání je schopen identifikovat povrch s rozdílnou adhezí,
- není možná plynulá změna adhezivních podmínek,
- přesně daná hodnota součinitele adheze,
- není možné dosáhnout rozdílného součinitele adheze pro jednotlivé nápravy ani kola.

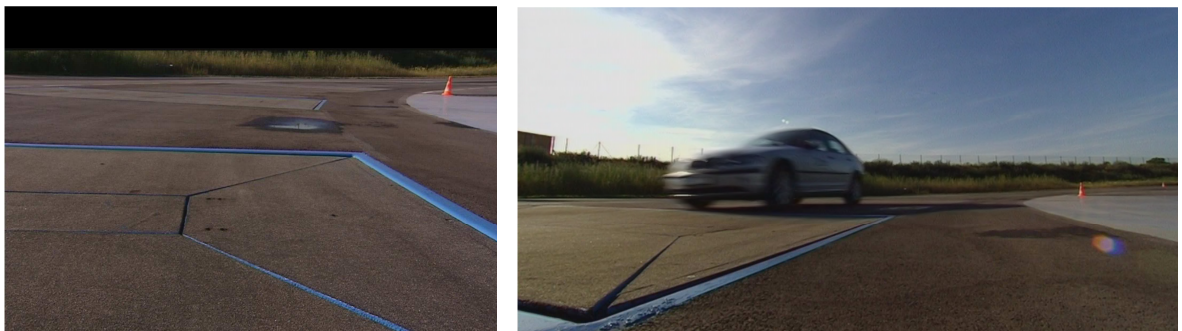
**Odtrhová plošina** doplněná o kluznou plochu se používá pro ověření schopnosti vozidla opětovně se vrátit do stabilní oblasti. Vychýlení automobilu z rovnovážné polohy je způsobeno vnější vodorovnou silou, kterou vyvodí odtrhová plošina. Jedná se o zařízení, které v okamžiku při svém přejezdu danou nápravou vyvolá náhlý příčný pohyb ve vztahu

k podélné ose automobilu. Takto vyvolaný pohyb způsobí na vozidle přetáčivý nebo nedotáčivý smyk. Maximální nájezdová rychlost na odtrhovou plošinu je  $60 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  [64]. Odtrhová plošina může být i v provedení rotační plochy, jak je použito na zkušebním polygonu v Pachfurtu.



Obr. 7 Odtrhová plošina [64]

**Hydraulická rampa** umožňuje simulovat výškově nastavitelnou příčnou nerovnost vozovky (Obr. 8). Příčná nerovnost vozovky může být simulována jak ve stavu nad úroveň vozovky, tak současně i pod úroveň vozovky. Rampa dovede nejen vychýlit vozidlo z rovnovážné polohy, ale zároveň dovede takřka eliminovat elektronické asistenty vozidla (např. společně s odtrhovou plošinou odlehčí zadní nápravu a tím sníží účinnost ESP systému).



Obr. 8 Hydraulická rampa [64]

Z pohledu zkoušení stability silničních vozidel se způsob zkoušení v České republice a ve světě takřka neliší. Ke zkoušení stability automobilů se nejčastěji využívají zkoušky uvedené výše, a to i s mírnou modifikací, jelikož dnes žádné normy striktně nedefinují žádnou jízdní zkoušku.

Převážná většina zkoušek je realizována za specifických podmínek na zkušebním okruhu. Tyto zkušební okruhy jsou nejčastěji ohraničená asfaltová plocha a dle své významnosti jsou vybaveny i dalšími prvky, sloužící k testování vozidel a ke zdokonalování řidičů.

V současné době jsem při studiu materiálů se zvolenou problematikou nedohledal literaturu, která by měla význam pro zpracování zadaného tématu.



## 1.9 Shrnutí současného stavu

Současný stav zkoušek k ověření jízdní stability silničních vozidel se odehrává na prostranstvích, kde je ke zkoušení uzpůsobena vozovka. Výhodou současného stavu zkoušení vozidel je skutečnost, že vozidlo se k jízdní zkoušce nemusí nikterak zvláště připravovat, stačí běžná kontrola před jízdou, a tedy chování vozidla není ovlivněno jinými přídatnými zařízeními. Nevýhodou je nutnost upravit testovací povrch. Obvykle tento povrch má jiné zbarvení, případně je patrný odlesk. Takovéto provedení vozovky není na závadu, pokud jízdní zkouška je realizována řídicím automatem. Pokud je vozidlo ovládáno řidičem, tak tato plocha nepřímo ovlivňuje zkoušku, jelikož člověk podvědomě reaguje na změnu prostředí. Zkouška je tedy zatížena větším podílem subjektivity, jelikož se řidič na danou situaci dovede předem připravit.

Jízdní stabilita a její výzkum má významný vliv na bezpečnost silničního provozu. Vzhledem ke stále vzrůstajícímu počtu dopravních prostředků, dle mého názoru, bude řešení problematiky stability silničních vozidel stále aktuální problematikou, kterou bude třeba řešit v globálním měřítku. Současně spatřuji i stále větší význam stability silničních vozidel z pohledu autonomních dopravních prostředků.

Snaha řešit bezpečnost silničního provozu je také i ze strany zákonodárných institucí. Jelikož jízdní stabilita je oblastí relativně složitou, je nutné hlavní aktivity směřovat do oblastí jejího výzkumu a společně také i na odpovědnost výrobců automobilů.

Ve skutečnosti existuje celá řada zkoušek stability silničních vozidel. Ale pouze některé zkoušky jsou alespoň částečně podloženy normou. V normě je uvedeno především provedení a postup realizace zkoušky. Jsou zde postrádány limitní hodnoty pro úspěšné absolvování zkoušky. Správné zvolení zkoušky stability z pohledu legislativy není z výše uvedených důvodů jednoduché.

Pro co možná nejlepší poznání principů, které mají dominantní vliv na ztrátu stability automobilu, je třeba realizovat experimenty v podobě jízdních zkoušek s co možná maximálním počtem zaznamenávaných vzájemně nezávislých veličin popisujících chování vozidla. Následným vyhodnocením získaných informací je možné zjistit skutečné chování vozidel a z tohoto chování definovat takové zkoušky, které budou mít potřebná kritéria pro jednoznačné hodnocení automobilů. V současné době existují jednoznačná kritéria pouze pro statickou stabilitu cisternových vozidel, a to pouze pro evropský kontinent [51].

Protože při pohybu vozidla na mezi stability jsou jízdní zkoušky nebezpečné, je zapotřebí vozidla dovybavit prvky zabraňující plnému překlopení automobilu. Každé dodatečné zařízení, které se umístí na vozidlo, může významně ovlivnit i jeho setrvačné a hmotnostní charakteristiky. U některých vozidel dokonce přídatné bezpečnostní prvky na vozidlo nejdou umístit.

Pro ověřování jízdní stability na hranici ztráty stability se využívá při jízdách zkouškách různých povrchů. V minulosti se testovala stabilita automobilu především na suché vozovce. Přičemž volba této podoby zkoušky není příliš vhodná, jelikož je zapotřebí relativně vysoké jízdní rychlosti, aby se vozidlo dostalo na mez ztráty stability. Posléze se pro testování využívalo klimatických podmínek daných zimním ročním obdobím. Nevýhodou těchto zkoušek byla skutečnost, že bylo možné testovat pouze v daném ročním období, případně v odlehlých částech kontinentu.

Jízdní zkoušky je možné realizovat při reálném součiniteli adheze suché vozovky, kde pro asfaltovou plochu je  $\mu \doteq 0,7-0,9$  a při použití skrápěné kluzné plochy je možné jízdní zkoušku realizovat při součiniteli adheze  $\mu \doteq 0,1-0,2$  [5] odpovídající ujetému sněhu, případně náledí. Nevýhodou skrápěné plochy je nemožnost měnit adhezní podmínky dle potřeby jízdní zkoušky a není možné realizovat tyto zkoušky při teplotě okolí nižší jak  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  aniž by byla vybavena zkušební dráha vyhříváním.

## 2 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Cílem práce jsou návrh, vývoj a realizace systému pro změnu radiálních kolových sil experimentálního vozidla.

### Hlavní cíl práce:

- metodika jízdní zkoušky při proměnlivých adhezních podmínkách vyvozených pomocí systému pro změnu radiálních kolových sil.

### Dílčí cíle práce:

- navrhnout experimentální systém pro silniční vozidlo umožňující změnu adhezní síly,
- sestavit prototyp navrženého systému SlideWheel<sup>\*1</sup>,
- realizaci vybraných jízdních zkoušek,
- porovnat experimentálně naměřená data u navrženého systému a systému SkidCar,
- porovnat výsledky experimentů dle navržené metodiky s výsledky experimentů na kluzné ploše,
- provést optimalizaci vytvořeného systému za účelem minimalizace difference výsledků experimentů dle navržené metodiky a výsledků experimentů na kluzné ploše.

---

<sup>\*1</sup> jedná se o název autorem navrhnutého a vytvořeného zařízení

### 3 PŘEHLED ZVOLENÝCH METOD ZPRACOVÁNÍ

#### 3.1 Metoda teoretického rozboru adhezního principu přenosu sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou

Při kontaktu pneumatiky s vozovkou dochází vlivem pružnosti pneumatiky k její deformaci a tím ke vzniku dílčích tečných sil působících v kontaktní ploše [24]. Maximální hodnota tečné síly  $F_T$  je omezena silou adhezní  $F_{ad}$ . Adhezní síla je maximální silou, která může být přenesena kolem vozidla ve styku s vozovkou při dané pneumatice, daném povrchu vozovky a v neposlední řadě při dané adhezní tíze  $G_{ad}$ . Hodnoty součinitele adheze jsou závislé na vlastnostech běhounu pneumatiky, kvalitě povrchu vozovky a na podmínkách ve stopě. Podmínky ve stopě jsou ovlivněny huštěním pneumatiky, zatížením kola a rychlostí jízdy, odklonem kola, typem dezénu a hloubkou dezénové figury.

Velikost adhezní síly kola  $F_{ad}$  je v teoretické rovině dána dle vztahu (1).

$$F_{ad} = G_{ad} \cdot \varphi = \sum_{i=1}^n Z_i \cdot \varphi \quad (1)$$

kde:

$G_{ad}$	– adhezní tíha vozidla [N],	$\varphi$	– součinitel adheze [-],
$Z_i$	– radiální reakce $i$ -tého kola [N],	$n$	– počet kol automobilu [-].

Ze vztahu (1) je zřejmé, že adhezní sílu je možné měnit změnou součinitele adheze  $\varphi$  nebo změnou adhezní tíhy  $G_{ad}$ . Změny součinitele adheze  $\varphi$  se využívá při jízdách na kluzných površích a při zkouškách za změněných povětrnostních podmínkách. Pro dosažení cílů práce využijí změny adhezní tíhy  $G_{ad}$ . Adhezní tíha je přitom síla, kterou působí kolo na vozovku při konkrétním jízděním režimu a rovná se aktuální velikosti radiální reakce kola  $Z_i$ .

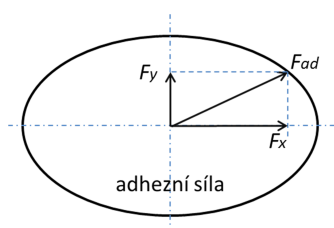
Změnou materiálových vlastností pneumatiky je taktéž možné realizovat změnu adhezní síly, ale pro každý jízdění režim by bylo třeba použít jiné pneumatiky, přičemž vlastnosti pryže jsou taktéž limitovány. Z tohoto pohledu jsem se rozhodl pro dosažení cíle práce jít cestou změny adhezní tíhy, jak jsem uvedl v předešlém odstavci. Přenos sil z pneumatiky na vozovku a obráceně je omezen adhezní kružnicí, resp. Kammovou frikční elipsou (Obr. 9). Elipsa je z toho důvodu, protože pneumatiky mají jiné přenosové schopnosti v přímém a příčném směru. Pokud působí ve styku pneumatiky s vozovkou tečná síla  $F_x$  a příčná síla  $F_y$  současně, nesmí vektorový součet těchto sil překročit Kammovu elipsu, jinak nastává smyk. Pneumatika je schopna přenést omezenou maximální hodnotu adhezní síly, proto přenášená síla v přímém směru se sníží v závislosti na velikosti sil přenášených v příčném směru dle vztahu (2). Velikost Kammovy elipsy je dána přilnavostí. Při nižší přilnavosti jsou osy elipsy menší a naopak.

$$F_{adi} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = Z_i \cdot \varphi \quad , \quad (2)$$

kde:

$F_x$  – tečná síla [N],

$F_y$  – příčná síla [N].



Obr. 9 Přenos tečné a příčné síly ve styku kola s vozovkou

Pro přenos sil pro celé vozidlo platí, že adhezní síla je dána součtem adhezních sil na všech kolech přenášejících hnací / brzdovou a příčnou sílu, jak je uvedeno ve vztahu (3).

V Tab. 1 je uveden přehled součinitele adheze mezi pryží a danými povrchy

Tab. 1 Součinitele adheze pryže [41]

druh povrchu	součinitel adheze $\varphi$ [-]
beton suchý	0,7–1,0
beton mokrý	0,7–0,8
asfalt suchý	0,7–0,9
asfalt mokrý	0,3–0,5
makadam suchý	0,8
makadam mokrý	0,4
dlažba suchá	0,7
dlažba mokrá	0,3
hlinitá polní cesta suchá	0,8
hlinitá polní cesta mokrá	0,7
písek mokrý	0,4
písek suchý	0,3
uježděný sníh	0,1–0,2
náledí	0,1

$$F_{ad} = \sum_{i=1}^n F_{ad_i} = \sum_{i=1}^n Z_{k_i} \cdot \varphi_i \quad , \quad (3)$$

kde:

$F_{ad_i}$  – adhezní síla  $i$ -tého kola [N],       $\varphi_i$  – součinitel adheze  $i$ -tého kola [-],  
 $Z_{k_i}$  – zatížení  $i$ -tého kola [N],       $n$  – počet kol přenášejících sílu [-].

V následující části práce se zabývám pouze změnou adhezní tíhy připadající na vozidlové kolo, nikoli změnou součinitele adheze.

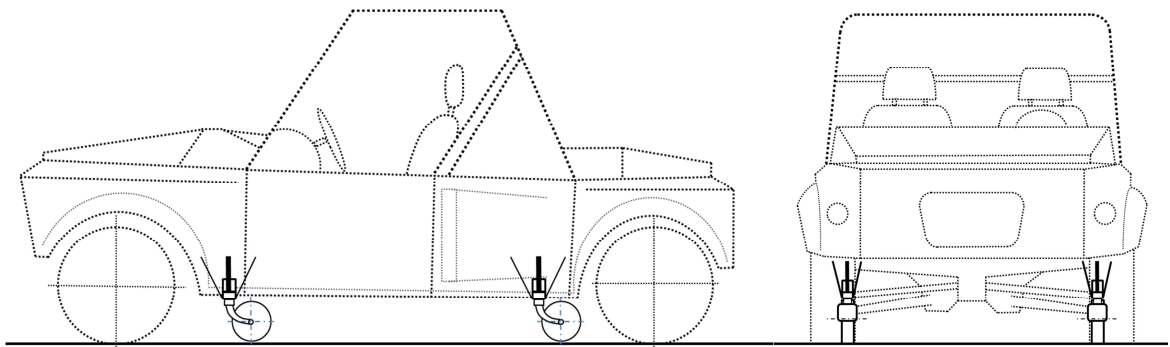
Prvním způsobem snížení adhezní síly, je snížení tíhové složky přenášené vozidlovým kolem za pomoci **odlehčení hmot odpružených** Obr. 10. Nadzvednutím karoserie se sice sníží tíhová složka na kolo, ale současně je znemožněno klonění a klopení karoserie při různých režimech jízdy, v čemž spatřuji významné ovlivnění chování vozidla. Nadzvednutí karoserie je možné realizovat v podobě bezrámového provedení, kdy podpěrné kolové jednotky budou umístěny k nosným dílům podlahy.

Výhodou daného řešení je:

- relativně jednoduchá konstrukce,
- jsou zachovány půdorysné obrysy vozidla, což je důležité při jízdách daných koridorem,
- relativně malá přidaná hmotnost celého zařízení.

Nevýhodou tohoto způsobu realizace je:

- přídavná podpěrná kolečka neumožňují klonění a klopení karoserie.



Obr. 10 Návrh SlideWheel s odlehčením odpružených hmot

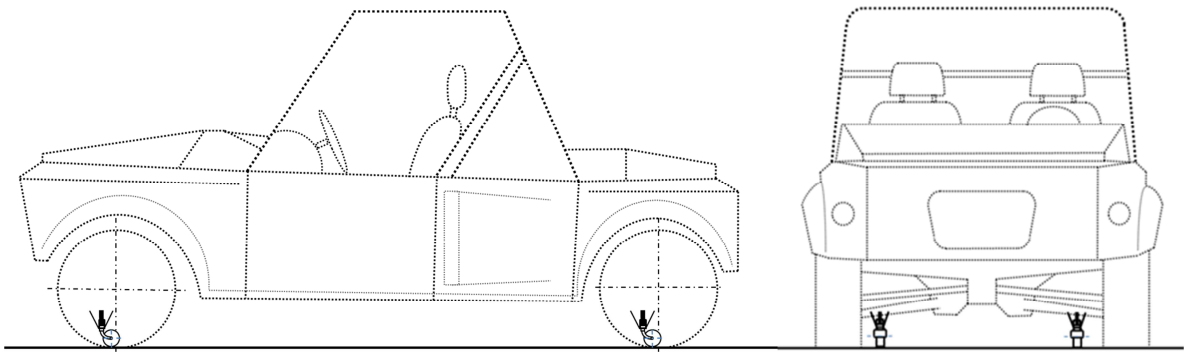
Druhým způsobem, jak docílit snížení radiální reakce kola vozidla je **odlehčením hmot neodpružených** Obr. 11.

Výhody:

- přídavné zařízení je kompletně umístěno pod vozidlem, tedy nezvětšuje půdorysný profil zkoušeného vozidla,
- umožnění klonění a klopení karoserie,
- relativně nízká přidaná hmotnost.

Nevýhody:

- složitější konstrukce,
- nutnost využití hydraulického ovládání systému.



Obr. 11 Návrh SlideWheel s odlehčením neodpružených hmot

Pro dosažení cílů disertační práce použiji druhou metodu, kdy ke snížení adhezní tíhy využiji přizvednutí hmot neodpružených systém SlideWheel, současně vytvořím systém alternativního SkidCaru, který snižuje radiální reakci vozidlových kol za pomoci odlehčením hmot odpružených. Provedu experimentální měření a vzájemné porovnání SlideWheel s alternativním SkidCarem a s kluzným povrchem. Následně sestavím metodiku pro realizaci a vyhodnocení experimentálního měření.

## 4 POSTUP ŘEŠENÍ

Pro dosažení cílů jsem rozdělil zpracování práce na dvě části, teoretickou a experimentální část.

### **Teoretická část:**

- návrh metodiky experimentálního měřicího systému pro změnu adhezní síly,
- volba a návrh reprezentativních jízdnic zkušek,
- porovnat experimentálně naměřená data u navrženého systému SlideWheel se systémem SkidCar,
- vzájemné porovnání naměřených charakteristik systému SlideWheel a SkidCar s vozidlem na kluzném povrchu.

### **Experimentální část:**

- realizace systému SlideWheel pro experimentální vozidlo,
- uzpůsobení systému SkidCar pro experimentální vozidlo,
- ověření chování systému SlideWheel při vybraných jízdnicích zkuškách,
- ověření chování systému alternativního SkidCaru při vybraných jízdnicích zkuškách,
- ověření chování experimentálního automobilu na kluzném povrchu a suchém asfaltu.

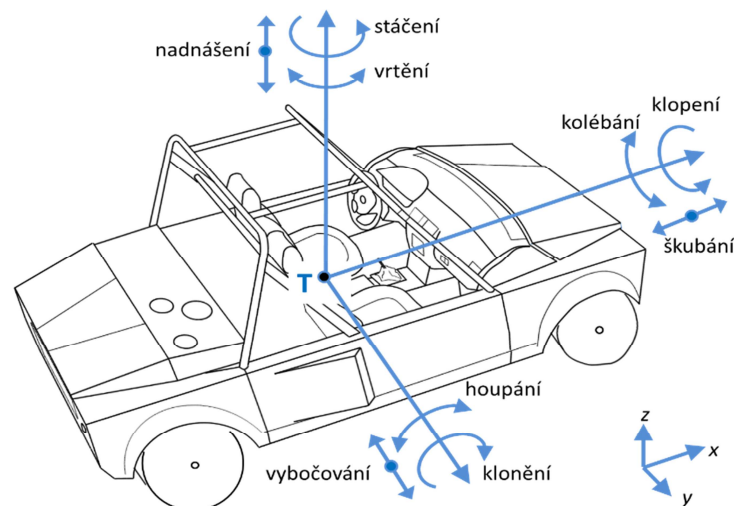
V prvním kroku jsem realizoval rešerši zaměřenou na zmapování současného stavu pro oblast zabývající se problematikou změny adhezních vlastností ve styku kol osobních vozidel s vozovkou a také možnostmi zkoušení silničních vozidel. Následně jsem přistoupil k prostudování odborné literatury zabývající se danou problematikou. Cílem tohoto kroku bylo zvolení jízdnic zkušek, které by bylo vhodné realizovat vzhledem k povaze vozidla a dostupných prostorových podmínkách. Podmínkou pro výběr jízdnic zkušek byla jedna zkouška v přímém směru a jedna zkouška se změnou směru pohybu automobilu. Současně jsem vybral veličiny, které jednoznačně popisují chování vozidla.

V další etapě jsem řešil získání technických parametrů. Z pohledu realizace porovnávacích zkušek jsem získal hlavní parametry automobilu, jak uvádím v *Příloze 1 - Určení souřadnic těžiště vozidla* a v *Příloze 2 - Technické parametry a charakteristiky experimentálního vozidla*. V podstatě se jedná o okrajové, koncové a výchozí podmínky pro výhledovou realizaci modelu. U automobilu to byly především parametry rozměrové, hmotnostní a poloha těžiště. Jako výchozí vozovka byla volena uzavřená komunikace se živičným povrchem se zanedbatelným podélným a příčným sklonem do 2°.



Chování automobilu při pohybu po vozovce a s tím spojená teorie je z mého pohledu propracovaný obor. Pohybem vozidla se zabývá velké množství odborné literatury, viz [22], [15], [14], ale vlastní problematikou změny adhezní síly u vozidla se literatura zabývá jen okrajově [8]. Popis rovinného případu chování automobilu uvádím v **Příloze 3 - Teoretický rozbor řízení vozidla**. Jednotlivé parametry experimentálního vozidla, systému SlideWheel a alternativního SkidCaru jsem zjišťoval za účelem výhledového využití jako vstupních hodnot do připravovaného simulačního modelu. Kdy se touto problematikou hodlám hlouběji zabývat při dalším působení na školícím pracovišti.

Pro hodnocení chování automobilu jsem použil zažitý souřadný systém. Pro monitorování pohybu vozidla využívám lokálního a globálního souřadného systému, kdy pohyb karoserie je patrný z Obr. 12. Chování automobilu významně ovlivňují kontaktní poměry mezi pneumatikou a vozovkou.



Obr. 12 Souřadný systém silničního automobilu

#### 4.1 Technické parametry experimentálního vozidla a vozovky

Pro věrohodné chování vozidla za různých adhezních podmínek je bezpodmínečně nutné znát hlavní technické parametry experimentálního vozidla. Tyto získané parametry využiji pro nalezení správné polohy pro umístění měřicí aparatury a taktéž je využiji jako vstupní hodnoty pro výhledově připravovaný softwarový model. Mezi hlavní rozměrové parametry patří celkové rozměry vozidla (šířka, délka, výška), rozvor  $L$  a rozchod kol přední nápravy  $B_1$ , rozchod kol zadní nápravy  $B_2$ , poloha těžiště automobilu  $T_x$ ,  $T_y$ ,  $T_z$  a hmotnost automobilu  $m$ .

V závislosti dle zažitých pravidel jednotlivá kola vozidla označuji indexy v následujícím pořadí. Levé přední kolo indexem 1, pravé přední kolo indexem 2, levé zadní kolo indexem 3 a pravé zadní kolo indexem 4. Automobil vybavený měřicí aparaturou, ale bez osádky, označuji jako automobil o pohotovostní hmotnosti, pokud je ve vozidle osádka (řidič a spolujezdec), označuji toto vozidlo jako vozidlo o celkové hmotnosti.

### 4.1.1 Rozměrové a hmotnostní parametry vozidla

Základní rozměrové parametry vozidla jsou uvedeny v Tab. 2.

Tab. 2 Rozměrové parametry experimentálního vozidla

parametr	označení	rozměr [mm]
rozchod	$B_1$	1435
rozchod zadní nápravy	$B_2$	1435
vnější šíře stop přední nápravy	$B_1^*$	1620
vnější šíře stop zadní nápravy	$B_2^*$	1620
šíře pneumatik	$B_p$	185
rozvor náprav	$L$	2580

#### Radiální reakce kol

Velikost radiálních sil jsem vypočetl z hmotnosti vozidla připadající na dané kolo, kdy hmotnost vozidla jsem zjistil pomocí nájezdových váhových platform s typovým označením Dini Argeo Dfwkr. Protože je přesnost jedné vážné platformy 1 kg, tak výsledné hodnoty síly uvádím zaokrouhlené na desítky newtonů. Podrobnější informace o zařízení jsou dostupné v [58].

Při jízdách zkouškách je vozidlo obsazeno řidičem a spolujezdcem, který obsluhuje měřící aparaturu. Proto je zapotřebí hmotnostní rozměry vozidla vyhodnocovat při obsazeném místě řidiče i spolujezdce. Jako referenční osoba byl použit řidič o tělesné hmotnosti 69 kg a výšce 175 cm a spolujezdec o tělesné hmotnosti 50 Kg a výšce 160 cm. Poloha těžiště obsazeného automobilu je dána souřadnicemi  $T_x$ ,  $T_y$ ,  $T_z$ . Kde  $T_x$  je podélná souřadnice,  $T_y$  je příčná souřadnice a  $T_z$  je výšková souřadnice těžiště automobilu.

Celková tíha vozidla  $G$  (pohotovostní hmotnost vozidla + hmotnost řidiče a spolujezdce) a radiální reakce kol  $Z_i$  se vypočtou podle vztahu (4), kde  $g$  je tíhové zrychlení. Obsazené vozidlo řidičem a spolujezdcem dále označuji jako vozidlo o celkové hmotnosti. Tíha vozidla působí v jeho těžišti  $T$  a je v rovnováze se součtem radiálních reakcí kol  $Z_1, Z_2, Z_3$  a  $Z_4$ .

$$G^\circ = m^\circ_i \cdot g = \sum Z^\circ_i \quad G = m_i \cdot g = \sum Z_i \quad (4)$$

kde:

$m_i$  – hmotnost vozidla o celkové hmotnosti,

$m^\circ_i$  – hmotnost vozidla o pohotovostní hmotnosti,

$Z_i$  – radiální reakce  $i$ -tého kola u vozidla s celkovou hmotností,

$Z^\circ_i$  – radiální reakce  $i$ -tého kola u vozidla s pohotovostní hmotností.

Hmotnostní parametry experimentálního automobilu uvádím v Tab. 3.

Tab. 3 Hmotnostní a tíhové parametry experimentálního vozidla

	vozidlo o pohotovostní hmotnosti				vozidlo o celkové hmotnosti			
	hmotnost [kg]		radiální reakce kol [N]		hmotnost [kg]		radiální reakce kol [N]	
levé přední	$m^{\circ}_1$	234	$Z^{\circ}_1$	2300	$m_1$	278	$Z_1$	2730
pravé přední	$m^{\circ}_2$	244	$Z^{\circ}_2$	2390	$m_2$	278	$Z_2$	2730
levé zadní	$m^{\circ}_3$	264	$Z^{\circ}_3$	2590	$m_3$	300	$Z_3$	2940
pravé zadní	$m^{\circ}_4$	270	$Z^{\circ}_4$	2650	$m_4$	296	$Z_4$	2900
přední náprava	$m^{\circ}_{12}$	478	$G^{\circ}_{12}$	4690	$m_{12}$	556	$G_{12}$	5460
zadní náprava	$m^{\circ}_{34}$	534	$G^{\circ}_{34}$	5240	$m_{34}$	596	$G_{34}$	5840
$\Sigma$	$m^{\circ}$	1012	$G^{\circ}$	9930	$m$	1152	$G$	11300

#### 4.1.2 Souřadnice těžiště experimentálního vozidla

Určení souřadnice těžiště experimentálního automobilu jsem provedl, viz *Příloha 1 - Určení souřadnic těžiště vozidla* disertační práce. Proto zde uvádím jen významné body.

##### Podélná souřadnice těžiště experimentálního vozidla

Pro zjištění podélné souřadnice těžiště vycházím z rozměrů vozidla (Tab. 2) a současně se ze známých radiálních reakcí kol  $Z^{\circ}_i$  pro vozidlo s pohotovostní hmotností a  $Z_i$  pro vozidlo o celkové hmotnosti.

##### Příčná souřadnice těžiště experimentálního vozidla

Při vlastním řešení jsem úlohu rozdělil na tři dílčí části. V prvním kroku jsem řešil polohu těžiště automobilu o celkové, resp. pohotovostní hmotnosti v ose přední nápravy a ve druhém kroku jsem vypočetl polohu těžiště automobilu v ose zadní nápravy. V posledním kroku jsem zjistil příčnou souřadnici těžiště automobilu v těžištní rovině. Za referenční bod pro výpočet souřadnice těžiště  $T_y$ , resp.  $T^{\circ}_y$  je volen bod působení radiální reakce  $Z_1$ , resp.  $Z^{\circ}_1$  tedy opět levé přední kolo v kontaktu s vozovkou v místě svislé polohy osy kola a středu šířky pneumatiky.

##### Výšková souřadnice těžiště

Pro zjištění výškové souřadnice těžiště jsem zvolil metodu s využitím sklopné plošiny s pomocí určení nulové radiální reakce horních kol. Takto jsem zjistil výškovou souřadnici těžiště  $T^{\circ}_z$ . Výškovou souřadnici pro vozidlo o celkové hmotnosti  $T^{\circ}_z$  jsem vypočetl, protože pro dodržení bezpečnosti práce není možné sklápět vozidlo na plošinu včetně osádky. Výpočet jsem realizoval při rozdělení celkového objektu na dvě, resp. tři části – automobil, řidič a sedadlo + spolujezdec a sedadlo.

Při naklápění vozidla na sklopné plošině dochází k příčnému posunu vozidla vlivem příčné deformace pneumatik. Tuto problematiku jsem taktéž zohlednil při určování výškové souřadnice těžiště vozidla, tak jak uvádím v *Příloze 1 - Velikost příčného posunu vozidla při naklápění*.

Výsledné vypočtené souřadnice těžiště automobilu o pohotovostní a celkové hmotnosti uvádím v Tab. 4.

Tab. 4 Souřadnice těžiště automobilu – vypočtené hodnoty

parametr	označení	rozměr [mm]
podélná souřadnice těžiště vozidla o pohotovostní hmotnosti	$T_x^o$	1361
příčná souřadnice těžiště vozidla o pohotovostní hmotnosti	$T_y^o$	729
výšková souřadnice těžiště vozidla o pohotovostní hmotnosti	$T_z^o$	674
podélná souřadnice těžiště vozidla o celkové hmotnosti	$T_x$	1335
příčná souřadnice těžiště vozidla o celkové hmotnosti	$T_y$	715
výšková souřadnice těžiště vozidla o celkové hmotnosti	$T_z$	682

#### 4.1.3 Příčná deformace pneumatiky

Při pohybu vozidla zatáčkou za působení příčné síly dochází k příčné deformaci pneumatiky. Skutečnou příčnou deformaci pneumatiky použité na experimentálním vozidle jsem zjišťoval na sklopné plošině, jak uvádím v *Příloze 2 - Příčná deformace pneumatiky*. Deformace pneumatiky bez protiskluzového prvku je dána rovnicí (5), kterou jsem získal dle Obr. P2-1. Při průjezdu vozidla zatáčkou na hranici smyku je deformace pneumatiky  $H_3 = 43$  mm.

$$H_3 = 0,0054 \cdot \alpha^2 + 0,5609 \cdot \alpha \quad ; \quad R^2 = 0,9993 \quad (5)$$

kde:

$H_3$  – příčná deformace pneumatiky,

$\alpha$  – úhel sklonu plošiny.

#### 4.1.4 Určení maximální radiální reakce vozidlového kola

Pro potřeby určení zatížení, na které budu muset navrhnout kolovou jednotku, budu vycházet z mezního stavu pohybu vozidla z pohledu podélné a příčné stability experimentálního vozidla, kdy vyberu vždy ten nejméně příznivý stav. Výpočet maximální radiální reakce uvádím v *Příloze 2 - Maximální radiální reakce vozidlového kola*.

Radiální reakce kol automobilu pro příčnou stabilitu uvádím v Tab. 5.

Tab. 5 Maximální radiální reakce pro automobil o celkové hmotnosti

<b>radiální reakce kol automobilu</b>	<b>statická radiální reakce [N]</b>	<b>jízda na mezi překlopení [N]</b>	<b>brzdění ve smyku v přímém směru [N]</b>
levé přední kolo	2730	-	4230
pravé přední kolo	2730	5790	4210
levé zadní kolo	2940	-	-
pravé zadní kolo	2900	6210	-

#### **4.1.5 Umístění kolové jednotky SlideWheel na experimentální vozidlo**

Již v úvodní části jsem nastínil umístění kolové jednotky pod spodní ramena náprav. Před vlastní realizací systému na experimentálním vozidle jsem realizoval prototyp kolové jednotky na zadní klikové spřažené nápravě svého soukromého vozidla Škoda Felicia, kde chování automobilu bylo uspokojivé.

Experimentální vozidlo při jízdách zkouškách budu využívat jako klasické vozidlo, bez využití natáčení kol zadní nápravy. Přesto jsem se rozhodl kolové jednotky SlideWheelu na zadní nápravě umístit tak, aby v budoucnu natáčení zadních kol do rejdu nebylo omezeno a vlivem použití systému SlideWheel nebyly omezeny současné možnosti vozidla.

Ze stavby vozidla neexistují podrobné SlideWheel modely, proto jsem musel přistoupit k experimentálnímu zjištění bezkolizní polohy mezi podpěrným kolečkem a vozidlovým kolem. Při volbě polohy kolové jednotky přední nápravy jsem musel zohlednit nejen pracovní prostor řídicích kol v maximálních rejdech, ale taktéž stanovit pracovní rádius vlastní kolové jednotky (Obr. 13). Proto poloha předních kol v rejdu není dána pouze velikostí úhlu v rejdu, ale má na ni vliv i velikost záklonu rejdivé osy. Na vozidle jsem realizoval plné natočení kol do pravého rejdu, kde jsem zakreslil na podložku hraniční polohu pneumatiky. Následně jsem ustavil kola přední nápravy do opačného rejdu a opětovně jsem realizoval vynesení hraniční polohy na podložku. Jako pracovní rádius kolové jednotky jsem volil kružnici o vnějším poloměru 80 mm. Velikost vlečného ramena kolové jednotky je 80 mm a šíře běhounu podpěrného kolečka je 82 mm. Takto je zajištěno, že kolová jednotka nebude kolidovat s vozidlovým kolem natočeným do plného rejdu ani po deformaci pneumatiky.

Proto jsem přistoupil k experimentálnímu zjištění pracovního prostoru předních kol. Polohu podpěrné jednotky před osou nápravy jsem zvolil z důvodu většího možného zástavbového prostoru než za osou nápravy, a to vlivem natočení kol automobilu do rejdu. Současně jsem měl požadavek, aby příčná osa podpěrných koleček byla co nejbližší příčné ose nápravy.



Obr. 13 Pracovní prostor řídicích kol automobilu

Za vhodnou polohu osy kolové jednotky, kolem které se jednotka vykyvuje, jsem zvolil místo vzdálené příčně  $r_{kj} = 238$  mm směrem k podélné ose experimentálního vozidla od střední roviny kola automobilu (Obr. 15). Podélná souřadnice svislé osy rotace vlečného kolečka jsem posunul o 70 mm před osu nápravy (Obr. 14). Základní rozměrové parametry systému SlideWheel uvádím v tabulce Tab. 6.



Obr. 14 Umístění kolových jednotek na přední a zadní nápravě

Tab. 6 Umístění kolové jednotky SlideWheel na experimentální vozidlo – experimentálně zjištěné hodnoty

parametr	označení	rozměr [mm]
rozchod SlideWheel přední nápravy	$B_{SW1}$	960
rozchod SlideWheel zadní nápravy	$B_{SW2}$	960
rozvor SlideWheel	$L_{SW}$	2580

#### 4.1.6 Zatížení podpěrných kolových jednotek SlideWheel

Kolové jednotky jsem navrhl na nejvyšší teoreticky dosažitelné zatížení. Tímto je zatížení  $Z^*_{40}$ , které odpovídá levému přednímu kolu při průjezdu pravotočivou zatáčkou na hranici překlpení.

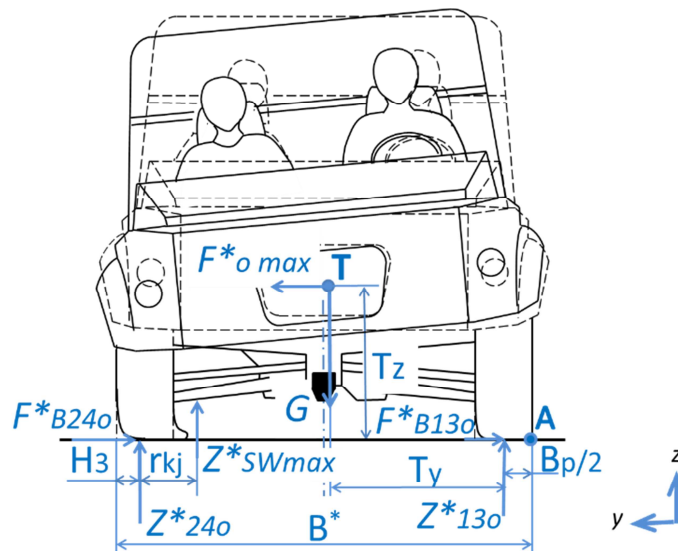
Podpěrná kolová jednotka musí být z hlediska konstrukčního provedení uložena pod vozidlem, a tedy její příčná souřadnice umístění od podélné osy vozidla je menší než polovina rozchodu kol. Proto jsem výslednou hodnotu radiálního zatížení kola  $Z^*_{40}$  vypočtenou dle vztahu (30), uvedeného v *Příloze 2 – Určení úhlu klopení karoserie na sklopné plošině*, dále upravil, aby odpovídala poměru ramen. Úprava spočívá v zohlednění velikosti ramena kolové jednotky od podélné roviny souměrnosti automobilu, která je rovna polovině rozchodu kolových jednotek, tedy  $B_{SW}/2 = 480$  mm.

Výsledné maximální zatížení kolových jednotek  $Z^*_{SWmax}$  vypočítám k bodu A dle Obr. 15 a platí vztah (6).

$$Z^*_{SWmax} = Z^*_{240} \cdot \frac{B^* - H_3}{B^* - H_3 - r_{kj}} \doteq 14\,130 \text{ N} \quad (6)$$

kde:

$r_{kj}$  – rozměr ramena kolové jednotky od středu stopy pneumatiky.



Obr. 15 Zatížení kolové jednotky pro jízdu zatáčkou na hranici překlpení

Určení velikosti ramena kolové jednotky jsem zpracoval v kapitole 4.1.5 *Umístění kolové jednotky SlideWheel na experimentální vozidlo*.

Velikost výsledné maximální radiální reakce na kolové jednotce SlideWheel při průjezdu automobilu levotočivou zatáčkou na mezi překlpení pro přední pravé kolo  $Z^*_{SW2max}$  určím ze vztahu (8) a pro zadní pravé kolo  $Z^*_{SW4max}$  určím ze vztahu (9).

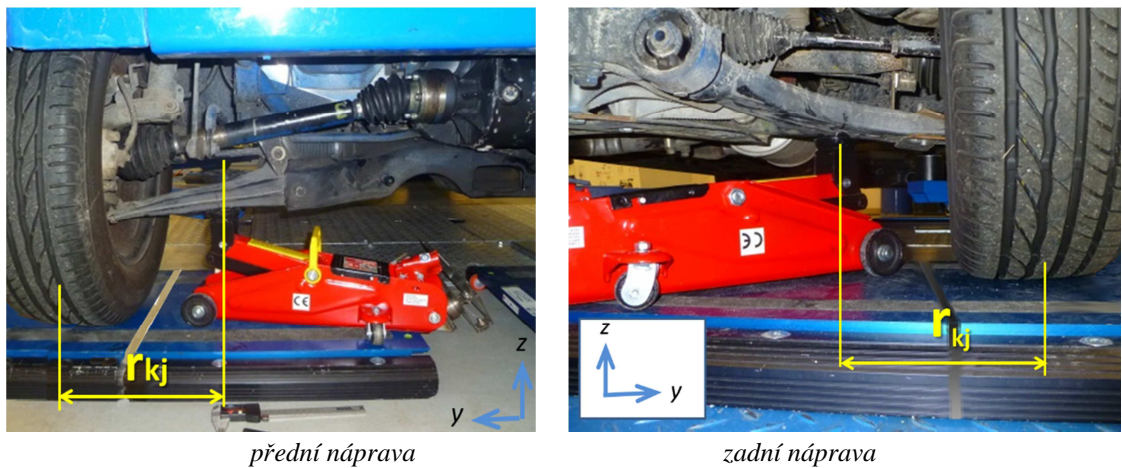
$$Z^*_{SW4 \max} = \frac{Z^*_{SW \max} \cdot T_x}{L} \doteq 7\,310 \text{ N} \quad (7)$$

$$Z^*_{SW2 \max} = Z^*_{SW \max} - Z^*_{SW4 \max} \doteq 6\,820 \text{ N} \quad (8)$$

Protože se jedná o zařízení, u kterého předpokládám používání pouze na kvalitním rovném povrchu a současně nepředpokládám trvalé používání, volím koeficient bezpečnosti  $k = 1,2$ . Pak maximální radiální reakce kolové jednotky  $Z^*_{SWk \max}$  vychází ze zatížení kolové jednotky pravého zadního kola  $Z^*_{SW4 \max}$  a je dána vztahem (9).

$$Z^*_{SW \max} = k \cdot Z^*_{SW4 \max} \doteq 8\,770 \text{ N} \quad (9)$$

Pro dosažení efektivní výroby navrhuji kolové jednotky pro všechna čtyři kola totožné, a to navržené na maximální možné zatížení  $Z^*_{SW \max}$ .



Obr. 16 Statické ověření zatížení kolové jednotky pro plné odlehčení vozidlového kola

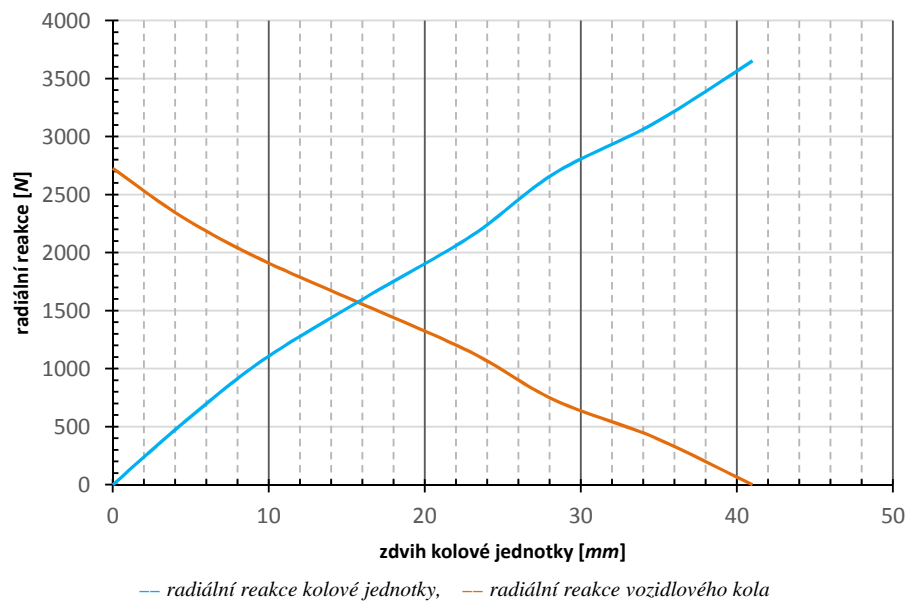
Ověření zatížení přenášeného kolovou jednotkou je patrné z Tab. 7 a bylo realizováno dle Obr. 16. Měření odpovídá stavu, který reprezentuje stojící vozidlo o celkové hmotnosti.



Tab. 7 Zatížení podpěrných kolových jednotek – experimentálně naměřené hodnoty

statická radiální reakce kolové jednotky [N]	statická radiální reakce vozidlového kola [N]
0	2 730
540	2 300
1 070	1 930
1 610	1 550
2 150	1 140
2 680	730
3 120	410
3 650	0

Vlivem umístění kolové jednotky na rameni experimentálního automobilu blíže k jeho podélné ose, při nulové radiální reakci na kole automobilu přenáší kolová jednotka o 930 N větší zatížení, než odpovídá klidové statické radiální reakci vozidlového kola. Průběh změny radiální reakce na vozidlovém kole a kolové jednotce je patrný na Obr. 17.



Obr. 17 Změna radiální reakce na zdvihu kolové jednotky

#### 4.1.7 Geometrie postavení kol experimentálního automobilu

Pro vstupní data do připravovaného modelu experimentálního automobilu je nezbytně nutné získat parametry z postavení kol automobilu. Experimentální automobil je individuální stavba, proto nemohu vycházet z hodnot databáze výrobce. Výsledné hodnoty geometrie náprav uvádím v *Příloze 2 - Geometrie postavení kol experimentálního automobilu*.

#### 4.1.8 Deformační charakteristika pružin pérování

Charakteristika pružin použitých na vozidle neodpovídá hodnotám udávaným výrobcem, protože při stavbě experimentálního vozidla došlo k jejich zkrácení. Proto jsem charakteristiku vinutých pružin experimentálně zjišťoval na Dynamickém zkušebním stavu Výukového a výzkumného centra v dopravě. Postup zjištění charakteristiky předních a zadních pružin řeším v *Příloze 2 - Charakteristika pružin pérování*.

Výsledné charakteristiky pružin jsou na zdvihu 100 mm dvakrát lomené, a to vlivem postupného dosedání závitů pružiny do spodní misky. Druhý lom je způsoben dosedáním tlumiče na horní polyuretanový doraz.

#### 4.1.9 Tuhost zavěšení náprav automobilu

Jelikož síly z hmot odpružených se na hmoty neodpružené nepřenášejí jen přes pružiny podvěsů, ale přes celou sestavu zavěšení nápravy, přistoupil jsem ke stanovení tuhosti podvěsů na přední a zadní nápravě. Postup realizace měření uvádím v *Příloze 2 - Tuhost zavěšení náprav automobilu*.

Charakteristika tuhosti předního podvěsu je popsána rovnicí (10) a je sestavena dle *Přílohy 2 - Obr. P2-12*. Pro charakteristiku tuhosti zadního podvěsu platí rovnice (11), která vychází z *Obr. P2-13*, který uvádím v *Příloze 2*.

$$F = 0,125 \cdot z^2 + 9,0014 \cdot z \quad ; \quad R^2 = 0,9964 \quad (10)$$

$$y = 0,0684 \cdot x^2 + 16,793 \cdot x \quad ; \quad R^2 = 0,9997 \quad (11)$$

kde:

$F$  – síla pružiny,

$z$  – deformace pružiny.

#### 4.1.10 Vliv zdvihu kolové jednotky SlideWheel na zdvih karoserie

Protože změnu radiální síly přenášené vozidlovým kolem na vozovku realizují nadzvednutím hmot neodpružených, tak tento pohyb se přes uspořádání podvěsů přenáší na pohyb hmot odpružených. Vlastní průběh a postup ověřovacího měření uvádím v *Příloze 2 - Vliv zdvihu kolové jednotky na zdvih karoserie*.

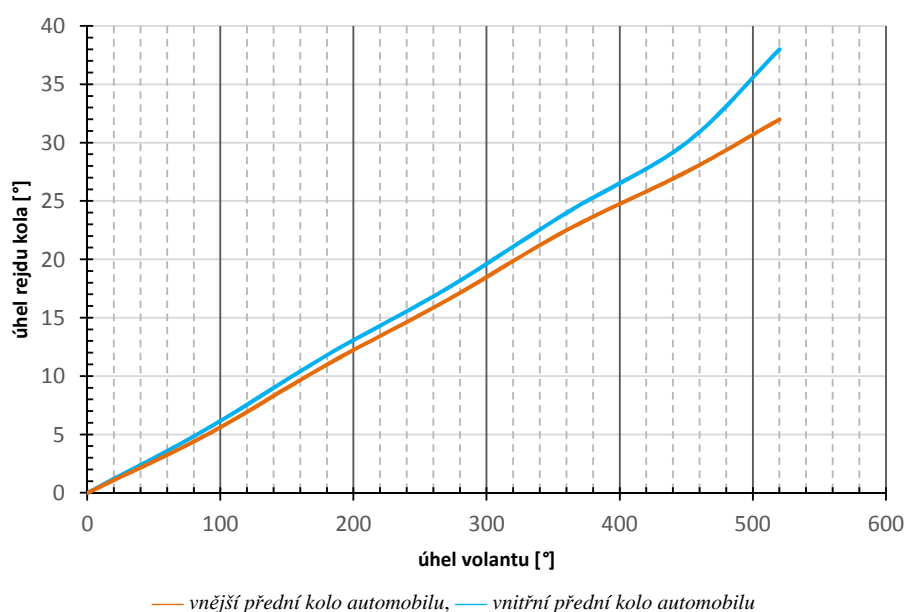
#### 4.1.11 Výpočet minimální radiální reakce pro rozjezd vozidla

Jedná se o výpočet minimální radiální reakce na libovolném vozidlovém kole, aby bylo možné automobil vlastní silou uvést do pohybu. Kolovou jednotku jsem navrhl na zdvih, který odpovídá nulové radiální reakci vozidlového kola. Vlastní řešení uvádím v *Příloze 2 - Výpočet minimální radiální reakce pro rozjezd vozidla*, kde jsem zjistil, že pro

rozjezd vozidla je zapotřebí minimální radiální reakce libovolného vozidlového kola a velikosti 460 N. Tato hodnota je za předpokladu, že kola kolových jednotek mají svoji osu rotace kolmou na podélnou osu vozidla a kola přední nápravy jsou v přímém směru. Pokud je osa kolových jednotek odlišná, je odpor valení pro rozjezd vozidla výrazně vyšší.

#### 4.1.12 Převodový poměr řízení

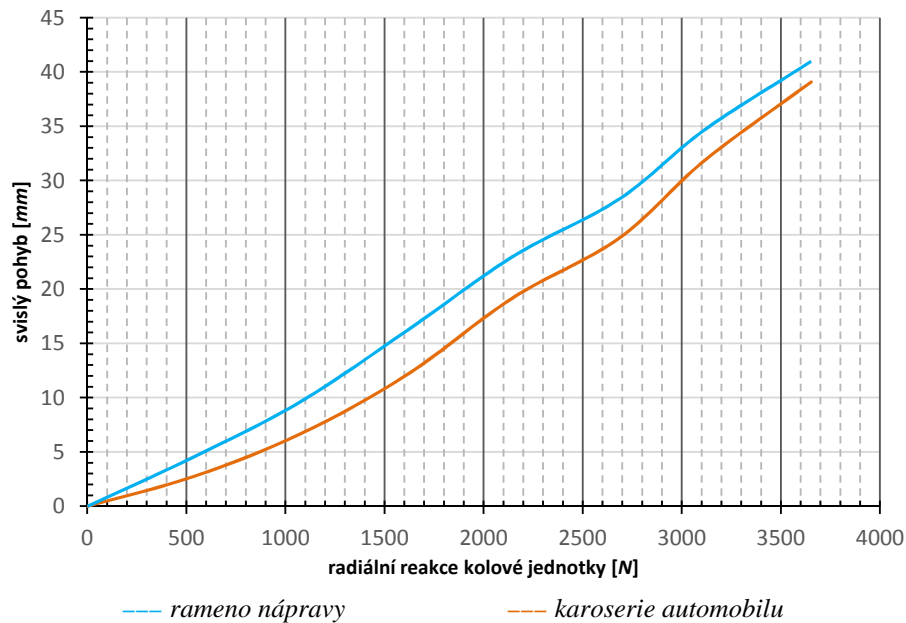
Převodový poměr mezi natočením kol do rejdu a úhlem natočení volantu je důležitou vstupní hodnotou pro validaci připravované simulace experimentálního vozidla. Zpracování uvádím v *Příloze 2 – Převodový poměr řízení*. Závislost je patrná na Obr. 18.



Obr. 18 Průběh natočení kol do rejdu v závislosti na úhlu natočení volantu

#### 4.1.13 Svislá změna polohy karoserie a spodního ramena nápravy v závislosti na velikosti přenášené radiální reakce kolovou jednotkou SlideWheel

Pro snížení radiální reakce vozidlového kola jsou spodní ramena náprav nadzvedávána kolovou jednotkou. S nárůstem radiální reakce přenášení kolovou jednotkou dochází ke změně svislé polohy spodního ramena nápravy. Tento pohyb se přes uchycení ramena nápravy ke karoserii a tlumičovou jednotku přenáší na karoserii. Realizaci experimentu společně s dosaženými výsledky uvádím v *Příloze 2 – Svislá změna polohy karoserie a spodního ramena nápravy v závislosti na velikosti přenášené radiální reakce kolovou jednotkou*. Průběh závislosti uvádím na Obr. 19.



Obr. 19 Změna svislé polohy ramena nápravy a karoserie na velikosti radiální reakce kolové jednotky

#### 4.1.14 Svislá změna polohy spodního ramena nápravy v závislosti na úhlu natočení rejdových kol

Vlivem záklonu rejdové osy dochází při natáčení kol do rejdu ke změně svislé polohy spodního ramena nápravy a tím i karoserie [12]. Při zvednutí ramena nápravy jsem musel zohlednit při následném vývoji dynamického systému SlideWheel pro potřeby nadzvedávání kolovou jednotkou, aby nedocházelo k nárůstu nebo poklesu přenášené radiální reakce vozidlovým kolem při průjezdu zatáčkou při současném částečném nadzvednutí kolovou jednotkou. Pohyb karoserie je sekundárním pohybem, který je vyvolán svislou změnou polohy spodního ramena nápravy, jak jsem uvedl v kapitole 4.1.13. *Svislá změna polohy karoserie a spodního ramena nápravy v závislosti na velikosti přenášené radiální reakce kolovou jednotkou. Zjišťování závislosti uvádím v Příloze 2 - Svislá změna polohy spodního ramena nápravy v závislosti na úhlu natočení rejdových kol.*

Pro eliminaci změny radiální reakce na vozidlovém kole vlivem záklonu rejdové osy při natočení kol do rejdu je třeba u dynamického SlideWheel realizovat korekci na vnitřní kolo při jeho natáčení do rejdu v podobě rovnice (12). Pro vnější kolo má korekční rovnice tvar (13), a obdoba platí i pro natočení kol do opačného rejdu. Rovnice (12) a (13) jsou sestaveny dle *Přílohy 2* a to Obr. P2-20.

$$y = 7 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 + 0,0043x \quad ; \quad R^2 = 0,9984 \quad (12)$$

$$y = 9 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 + 0,0035x \quad ; \quad R^2 = 0,9386 \quad (13)$$

#### 4.1.15 Určení úhlu klopení karoserie na sklopné plošině

Protože k experimentálnímu vozidlu neexistují žádné podklady, které by popisovaly charakteristiky automobilu, musel jsem přistoupit k zjištění klopení karoserie vůči hmotám neodpruženým. Tohoto poznatku využiji při určení osy klopení pro experimentální automobil. Blíže zpracovávám v kapitole 4.1.16 *Určení příčných souřadnic osy klopení karoserie*.

Podrobnou realizaci experimentu ke zjištění úhlu klopení karoserie uvádím v **Příloze 2** - *Určení úhlu klopení karoserie na sklopné plošině*. Velikost relativního náklonu karoserie experimentálního vozidla je  $\gamma = 5,2^\circ$  vůči rovině sklopné plošiny, jež je naklopena o úhel  $\alpha = 54^\circ$ .

#### 4.1.16 Určení příčných souřadnic osy klopení karoserie

Pro potřeby připravované simulace a doplnění databáze technických parametrů experimentálního vozidla jsem přistoupil ke zjištění příčné souřadnice osy klopení karoserie automobilu pro pravou  $Y_{KLP}$  a levou stranu  $Y_{KLL}$ . Skutečnou osu (bod) klopení jsem získal na základě experimentální zkoušky za pomoci sklopné plošiny. Postup realizace experimentu uvádím v **Příloze 2** - *Určení příčných souřadnic osy klopení karoserie*.

#### 4.1.17 Stanovení statické radiální tuhosti pneumatiky

Protože svislá souřadnice ramena nápravy je dána tuhostí pneumatik, proto jsem přistoupil ke zjištění radiální tuhosti použitých vozidlových kol [30], [33]. Získaná data jsem využil pro stanovení tuhosti podvěsů automobilu, kdy jsem je odečetl od celkové deformace při daném zatížení. Dále je plánuji použít do výhledově připravovaného modelu experimentálního vozidla s danými systémy pro změnu adhezní síly. Za tímto účelem jsem použil statický adhezor a nájezdové váhy. Měření popisují v **Příloze 2** - *Stanovení statické radiální tuhosti pneumatiky*. Měřenou pneumatikou je pneumatika Barum Polaris3 o rozměru 185/65 R14 s hloubkou dezénu 8 mm, kterou jsem nahustil na provozní tlak 0,2 MPa při 20 °C. Rovnice popisující tuhost pneumatiky je dána (14).

$$y = 1,3643x^2 + 167,91x \quad ; \quad R^2 = 0,9999 \quad (14)$$

#### 4.1.18 Vliv teploty na změnu statické radiální tuhosti pneumatiky

Jelikož pneumatika je pružné těleso, naplněné vzduchem nebo dusíkem, se změnou teploty mění svoji tuhost. Problematiku jsem zpracoval v **Příloze 2** - *Vliv teploty na změnu statické radiální tuhosti pneumatiky*.

Výsledek celkové tuhosti vozidlového kola je závislý na konstrukci pneumatiky a také na plynu, kterým je pneumatika nahuštěna [21]. V případě plnění pneumatiky dusíkem je

závislost tuhosti pneumatiky oproti plnění pneumatiky vzduchem nižší. Současně ale platí, že s rostoucí teplotou kola se statická radiální tuhost pneumatiky plněné dusíkem mění méně, než tomu je při plnění vzduchem.

#### **4.1.19 Kontaktní plocha pneumatiky ve stopě**

Protože velikost adhezní síly je dána nejen velikostí radiální síly, součinitelem adheze, ale i poměry v kontaktní ploše mezi danými tělesy, tak jsem přistoupil k zmapování, jak se mění kontaktní plocha pneumatiky v závislosti na způsobu a velikosti změny radiální kolové síly [20], [1]. Problematiku řeším v *Příloze 2 - Kontaktní plocha pneumatiky ve stopě*.

Dle zjištěné velikosti a tvaru kontaktní plocha je patrné, že kolo, které je odlehčováno pomocí kolové jednotky systému SlideWheel, má kontaktní plochu více nesouměrnou, než je u systému alternativního SkidCaru. Z tohoto pohledu je patrné, že kola se odvalují v závislosti na velikosti odlehčení s různě velkým odklonem. [43], [36]. Proto dochází ve stopě ke smýkání dezénových figur pneumatiky po povrchu vozovky.

#### **4.1.20 Technické parametry vozovky**

Pro zjištění vlastností vozovky jsem zamýšlel využití normy ČSN 736177 *Měření a hodnocení protismykových vlastností povrchů vozovek* [67]. Tato norma je v podstatě základním dokumentem pro oblast protismykových vlastností povrchů. V normě je obsaženo, jakým způsobem se měření provádí a jak se vyhodnocují naměřená data. K vlastnímu experimentálnímu zjištění daných adhezních podmínek na komunikaci a kluzném povrchu, kde jsem realizoval jízdní zkoušky, jsem měl předjednáno využít služeb společnosti East Bohemian Airport, a.s. Tato společnost vlastní zařízení pro měření adhezních vlastností letištní plochy Airport surface friction osazený na vozidle Škoda Octavia.

Součinitel adheze na zkušebních plochách a kluzném povrchu jsem z důvodu vytíženosti Airport surface friction testeru a jeho následných technických problémů spojených s omezením pohybu mimo areál společnosti East Bohemian Airport, a.s. nebyl schopen odměřit. Pro případ bližšího seznámení s problematikou měření vlastností vozovky je možné použít [46]. Dle naměřených hodnot z experimentálních zkoušek jsem zpětně vypočetl reálnou hodnotu adheze na kluzném povrchu, která je 0,9 pro suchý asfalt. Současně stav kluzného povrchu nebyl ideální, kluzná plocha (Obr. 6 a Obr. 33) byla na několika místech poškozena, což se promítlo i do výsledků měření.

## **4.2 Systém alternativní SkidCar**

Pro potřeby vzájemného porovnání chování automobilu jsem prvotně zamýšlel využít komerčně dodávaný SkidCar s menšími úpravami. Při bližším seznámení s nabízenými variantami (Systém SkidCar, 2016) jsem došel k závěru, že žádný ze současně nabízených

rámů není kompatibilní s experimentálním vozidlem. Možností by bylo realizace rámu přímo dle parametrů experimentálního vozidla, ale tuto možnost jsem zamítl, jelikož byla mimo finanční rozpočet školícího pracoviště.

O systému hovořím jako o alternativním z důvodu, že u komerční podoby je nastavování radiální reakce kol automobilu hydraulické, dle aktuálního požadavku obsluhy. U systému alternativního SkidCaru se aktuální hodnota dané radiální reakce vozidlového kola nastavuje vždy před zahájením jízdní zkoušky pomocí šnekového převodu. Současně hovořím o alternativním SkidCaru z toho pohledu, že koncepce a uspořádání rámu jsou odlišné, než je řešeno u komerčně dostupného SkidCaru.

Rám alternativního SkidCaru jsem navrhl záměrně tak, aby nepřekračoval půdorys nákladního přívěsu určeného pro přepravu automobilů. Přední kolové jednotky alternativního SkidCaru jsem umístil za osou přední nápravy a zadní kolové jednotky před osou zadní nápravy. Účelem je, aby se karoserie vozidla, ke které je rám přichycen, mohla snadněji klonit v podélném směru. Při návrhu alternativního SkidCaru jsem postupoval tak, aby jeho montáž a demontáž byla možná bez zvedacího zařízení přímo na zkušební komunikaci.

Při realizaci experimentálních zkoušek jsem použil provizorní kolové jednotky. U těchto kolových jednotek jsem provedl optimalizaci pro dlouhodobější zatížení. Úprava spočívá v kluzném ložisku, u kterého jsem původní čep nahradil novým s maznicí pro postupné přimazání. Současně jsem přistoupil ke zkrácení závleku předních kolových jednotek o 20 mm vůči sériové hodnotě. Vlastní podoba alternativního SkidCaru namontovaného na experimentální vozidlo je zobrazena na Obr. 46.

#### **4.2.1 Výpočet polohy těžiště experimentálního vozidla se systémem alternativního SkidCaru**

Pro potřebu připravovaného modelování experimentálního vozidla se systémem alternativního SkidCaru jsem zjistil polohu těžiště celé sestavy automobilu včetně rámu SkidCar. Jelikož již znám výškovou souřadnici těžiště experimentálního automobilu ( $0$

*Souřadnice těžiště experimentálního vozidla*) a při experimentech realizuji jízdní zkoušky pouze s vozidlem o celkové hmotnosti, proto jsem nezjišťoval souřadnice těžiště pro vozidlo o pohotovostní hmotnosti [40]. Souřadnice těžiště experimentálního automobilu se systémem alternativního SkidCaru jsem zjišťoval pro případ, kdy radiální reakce kolových jednotek  $Z^*_{SCj}$  jsou rovny 0 N. Podrobný výpočet je uveden v **Příloze 1 - Výpočet polohy těžiště experimentálního vozidla se systémem alternativního SkidCaru**.

Při výpočtu souřadnic těžiště jsem postupoval obdobným způsobem jako u těžiště experimentálního vozidla. Vypočtené hodnoty uvádím v Tab. 8.

Tab. 8 Souřadnice těžiště automobilu se systémem alternativního SkidCaru – vypočtené hodnoty

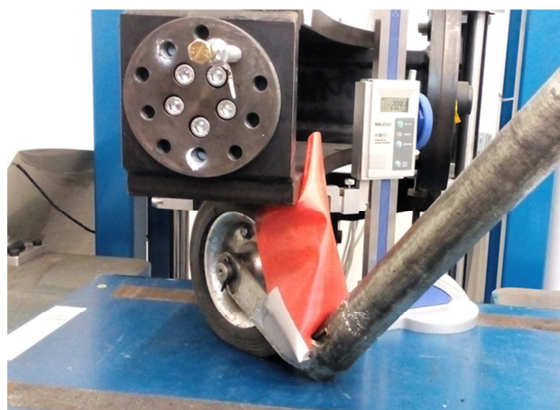
souřadnice těžiště vozidla s alternativním SkidCar	označení	rozměr [mm]
podélná souřadnice těžiště vozidla o celkové hmotnosti	$T_{SCx}$	1328
příčná souřadnice těžiště vozidla o celkové hmotnosti	$T_{SCy}$	711
výšková souřadnice těžiště vozidla o celkové hmotnosti	$T_{SCz}$	636

#### 4.2.2 Deformační charakteristika kolových jednotek

Obdobným způsobem, jak jsem zjišťoval radiální statickou tuhost vozidlového kola (*Příloha 2 - Stanovení statické radiální tuhosti pneumatiky*), jsem přistoupil i ke zjištění radiální statické tuhosti koleček podpěrných jednotek Alternativního SkidCaru. Velikost radiálního zatížení jsem měřil za pomoci jedné platformy nájezdové váhy a velikost deformace jsem zjišťoval za pomoci digitálního výškoměru. Protože alternativní SkidCar má přední a zadní kolové jednotky odlišné, tak jsem přistoupil ke zjištění zatěžující deformační charakteristiky u obou jednotek. Protože z hlediska konstrukčního uspořádání statického adhezeru není umožněna změna zatížení v podobě odlehčení, přistoupil jsem pouze k sestavení zatěžující charakteristiky. Realizaci měření na statickém adhezeru uvádím na Obr. 20.



*přední kolová jednotka*



*zadní kolová jednotka*

Obr. 20 Zjištění charakteristiky kolových jednotek na statickém adhezeru

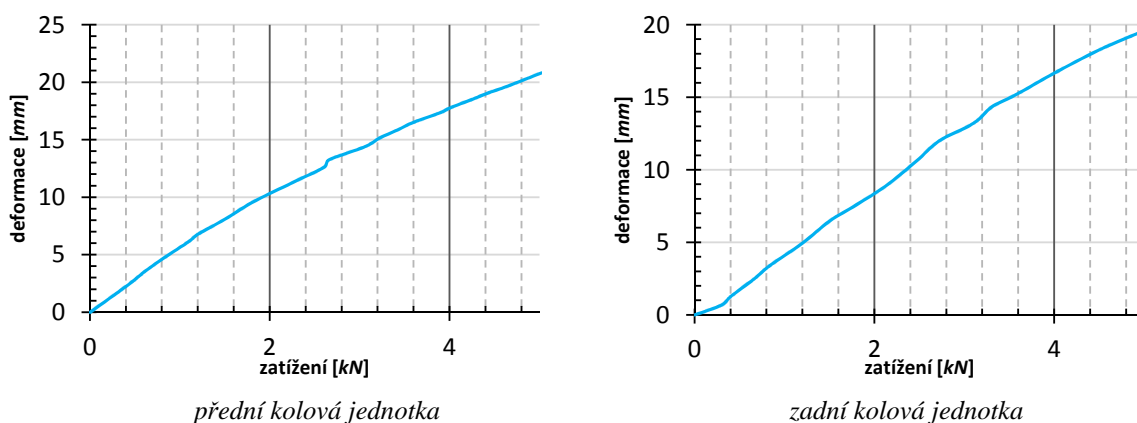
Deformační charakteristika pro přední kolovou jednotku je popsána rovnicí (15) a pro zadní kolovou jednotku rovnicí (16). Obě deformační charakteristiky vychází z Obr. 21.

$$y = -0,3441x^2 + 5,8352x \quad ; \quad R^2 = 0,9996 \quad (15)$$

$$y = -0,0991x^2 + 4,5265x \quad ; \quad R^2 = 0,9969 \quad (16)$$



Na Obr. 21 uvádím deformační charakteristiky kolových jednotek alternativního SkidCaru.



Obr. 21 Deformační charakteristika kolových jednotek

### 4.2.3 Údržba zařízení alternativního SkidCaru

System alternativního SkidCaru jsem navrhl takovým způsobem, aby byla zajištěna maximální robustnost a životnost konstrukce i přesto, že zařízení zamýšlím použít jen pro krátkodobé testy. V současné době jsou nejslabším článkem systému mechanické kolové jednotky. Tyto také vyžadují maximální údržbu.

Údržba celého systému spočívá v kontrole šroubových spojů, kterými je rám alternativního SkidCaru připevněn k experimentálnímu vozidlu. Současně doporučuji kontrolu šroubových spojů jednotlivých dílů rámu a připevnění objímek kolových jednotek. Údržba kolových jednotek spočívá v kontrole vůlí a pravidelném mazání ložisek kol. Současně je nutné zajistit pravidelné mazání ovládacího šroubového převodu a výsuvné části svislého čepu kolové jednotky a její udržování v čistotě. Za tímto účelem jsem kolové jednotky doplnil provizorními lapači nečistot. Automobil je připraven pro hydraulické ovládání, kdy přibudou úkony údržby v podobě kontroly hladiny hydraulického oleje, kontrola těsnosti hydraulického okruhu a kontrola elektronického okruhu ovládání ventilů.

## 4.3 Systém SlideWheel

Požadavky na systém jsou zajistit potřebný zdvih vozidlového kola, při kterém musí dojít k minimálnímu nadzvednutí hmot odpružených. Současně může dojít k minimálnímu ovlivnění chování automobilu.

Vlastní systém SlideWheel mám navržený tak, že se skládá ze tří okruhů. Prvním okruhem je mechanická část kolové jednotky, druhý okruh je tvořen v podobě hydraulického systému a třetí okruh je elektrický systém sloužící k řízení zdvihu kolové jednotky prostřednictvím hydraulického systému.

Mechanický systém s integrovaným hydraulickým válcem jsem navrhl ve dvou provedeních. Po zhodnocení technické realizace jsem vybral dle mého názoru ten nejvhodnější. Prvním

typem byla jednotka v provedení jednozvrtné páky. Ve druhém provedení jsem navrhl kompaktní kolovou jednotku. Zdvih kolové jednotky by bylo možné realizovat i elektromotorem s využitím vhodné převodovky. Tuto možnost jsem ale z důvodu vysokých pořizovacích nákladů zavrhnul.

### 4.3.1 Výpočet polohy těžiště systému SlideWheel

Pro nalezení vhodné pozice pro umístění snímačů a pro potřebu připravovaného modelu experimentálního vozidla se systémem SlideWheel jsem vypočítal souřadnice těžiště celé sestavy automobilu. Při zjištění souřadnic těžiště automobilu se SlideWheel jsem vyšel z aktuálně naměřených hodnot polohy těžiště automobilu a to z Tab. 4. Souřadnice těžiště zjišťuji pro případ, kdy radiální reakce kolových jednotek SlideWheel  $Z^*_{swj}$  jsou rovny 0 N.

Výpočet souřadnic těžiště jsem zpracoval v *Příloze 1 - Výpočet polohy těžiště systému SlideWheel*. Vypočtené výsledné hodnoty uvádím v tabulce Tab. 9.

Tab. 9 Souřadnice těžiště automobilu se systémem SlideWheel – vypočtené hodnoty

souřadnice těžiště vozidla se SlideWheel	označení	rozměr [mm]
podélná souřadnice těžiště vozidla o celkové hmotnosti	$T_{SWx}$	1326
příčná souřadnice těžiště vozidla o celkové hmotnosti	$T_{SWy}$	709
výšková souřadnice těžiště vozidla o celkové hmotnosti	$T_{SWz}$	670

#### A. Mechanický okruh systému „SlideWheel“

Jak uvádím v kapitole 3 *Přehled zvolených metod zpracování*, existují pro dosažení cíle práce dva způsoby snížení radiální reakce vozidlového kola. Abych zajistil minimální hmotnost systému SlideWheel, rozhodl jsem se pro řešení s nadzvednutím hmot neodpružených přes spodní ramena náprav. Dominantním omezením mechanické části systému je nutnost se s celou kolovou jednotkou vejít do značně omezeného zástavbového prostoru pod ramena automobilu.

Nežádoucím jevem vlečného kolečka je jeho náchylnost k „třepetání“ při dosažení kritické rychlosti. Nejjednodušším způsobem zabránění „třepetání“ kolečka je volit osu natáčení kolečka s vidlicí kolem čepu, který bude mít alespoň minimální záklon. Použití záklonu svislé osy kolové jednotky je v tomto případě nepřijatelná, jelikož při natočení kolové jednotky kolem svislé osy by docházelo k nežádoucímu přídatnému zvedávání kola automobilu a tím by se nežádoucím způsobem měnila velikost radiální síly mezi kolem automobilu a vozovkou.

Druhou možností, jak zabránit třepetání vlečného kolečka, je volit větší závlek kola kolové jednotky  $z_{sv}$ . Velikost závleku nežádoucím způsobem ovlivňuje přirozený pohyb automobilu, zejména pak při velmi nízkých rychlostech za působení stáčivého pohybu. Druhou nežádoucí vlastností je, že se zvětšujícím se závlekiem dochází k nárůstu požadavku na zástavbový

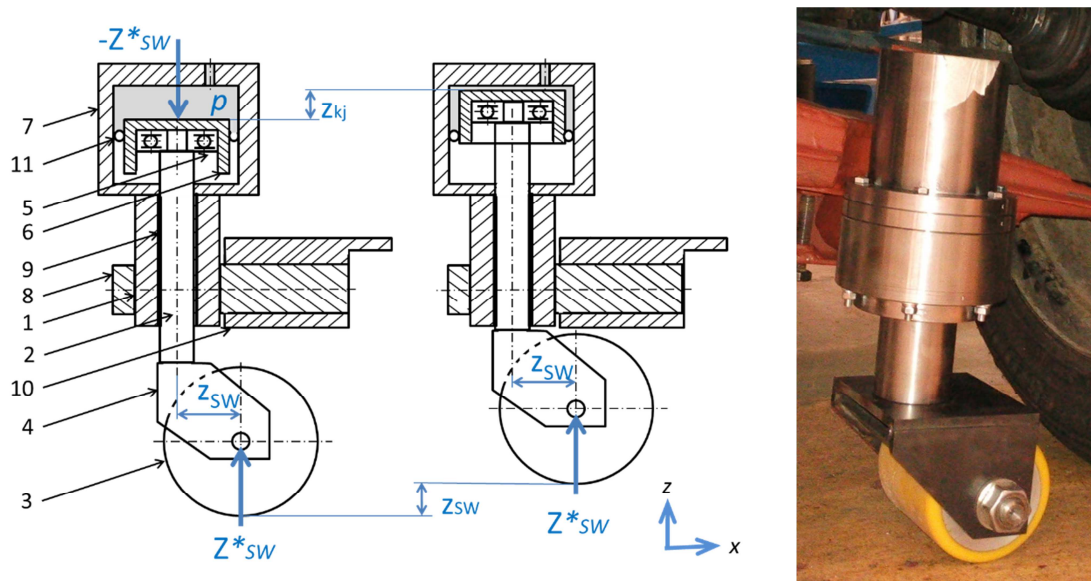
prostor ve směru podélné i příčné souřadnice. S nárůstem příčné souřadnice dochází k posunutí osy otáčení kolové jednotky směrem k podélné ose vozidla. Proto je kolová jednotka zatěžována větší svislou silou a současně je zapotřebí zajistit i její vyšší zdvih pro dané odlehčení vozidlového kola. Současně dochází i k intenzivnějšímu nadzvedávání hmot neodpružených, jelikož se opěrný bod kolové jednotky blíží k místu uchycení spodního ramena nápravy ke karoserii, tedy blíže k podélné těžištní rovině automobilu. Možností k zabránění třepetání vlečného kolečka je do svislého čepu kolové jednotky zavést přídavné předpětí, čímž dojde ke zvýšení potřebného momentu k natočení kolové jednotky. Tato skutečnost je taktéž nevhodná, jelikož s rostoucím třením v čepu dochází k nárůstu potřebné síly pro natočení podpěrného kolečka, čímž je ovlivněno přirozené chování vozidla. Pro správnou činnost systému volím kompromis mezi závlekm a nárůstem čepového tření.

Další nutnou podmínkou je, že osa čepu kolové jednotky svůj sklon nesmí měnit za žádných podmínek, ani v závislosti na zdvihu ramena nápravy. Vychýlení čepu kolové jednotky ze svislé polohy má za následek vychýlení vidlice vlečného kolečka kolem osy tohoto čepu a tímto dochází k nežádoucímu poklesu nebo přizvednutí kola automobilu. Při příčném pohybu automobilu pak dochází ke smýkání kolečka po vozovce.

- **Kompaktní kolová jednotka**

Kompaktní kolovou jednotku (Obr. 22) jsem navrhl takovým způsobem, aby při nadzvednutí kola automobilu nedocházelo ke změně sklonu vodícího čepu (2), s nímž se natačí vidlice vlečného kola (4). Podpěrné kolečko kolové jednotky (3) je vedeno vidlicí podpěrného kola (4), jejíž součástí je vodící čep (2). Horní část vodícího čepu je uložena přes axiální ložisko (5) do dna hydraulického pístu (6). Hydraulický píst je veden hydraulickým válcem (7), který má drážku pro umístění pryžového těsnění pístu (11). Rotační pohyb vodícího čepu vůči kolové jednotce je umožněn pomocí axiálního ložiska uloženého ve dně hydraulického válce. Radiální reakce jsou zachyceny kluznými ložisky (9) v tělese kolové jednotky (1). Těleso kolové jednotky je pevně spojeno s rotačním čepem (8). Tento je uložen v držáku kolové jednotky (10) a je přivařen ke spodnímu ramenu nápravy experimentálního vozidla. Jelikož při propružení vozidla a nadzvednutí vozidlového kola přes kolovou jednotku dochází ke změně sklonu spodního ramena v rozsahu  $10^\circ$ , je třeba tento výkyv eliminovat. Eliminaci jsem navrhl s možností příčného vykývnutí kolové jednotky vůči spodnímu rameni nápravy a to maximálně  $\pm 20^\circ$  ze střední rovnovážné polohy. Krajiní poloha je dle potřeby nastavena dvojicí šroubů, které se opírají o dosedací místa spodního ramena nápravy.

Kompaktní kolovou jednotku jsem navrhl tak, že podpěrné kolečko se společně s vidlicí otáčí kolem osy vodícího čepu. Změna svislého posunutí je umožněna kluzným uložením mezi vodícím čepem a tělesem kolové jednotky. Kolová jednotka je zatížena silou  $Z^*_{sw}$  a její zdvih je označuji  $z_{kj}$ .



1 – těleso kolové jednotky, 2 – vodící čep, 3 – podpěrné kolo, 4 – vidlice podpěrného kola, 5 – axiální ložisko, 6 – hydraulický píst, 7 – hydraulický válec, 8 – rotační čep, 9 – kluzné ložisko, 10 – držák kolové jednotky, 11 – těsnění

Obr. 22 Schématické zobrazení kompaktní kolové jednotky

### • Deformační charakteristika kolové jednotky

Obdobným způsobem, jak jsem zjišťoval radiální statickou tuhost u kolových jednotek alternativního SkidCaru (4.2.2 Deformační charakteristika kolových jednotek), jsem přistoupil i ke zjištění radiální statické tuhosti kolečka systému SlideWheel. Velikost radiálního zatížení jsem měřil za pomoci jedné platformy nájezdové váhy a velikost deformace jsem zjišťoval za pomoci digitálního výškoměru. Protože z hlediska konstrukčního uspořádání statického adhezoru není umožněna změna zatížení v podobě odlehčení, přistoupil jsem pouze k sestavení zatěžující charakteristiky. Realizaci měření na statickém adhezoru uvádím na Obr. 23.

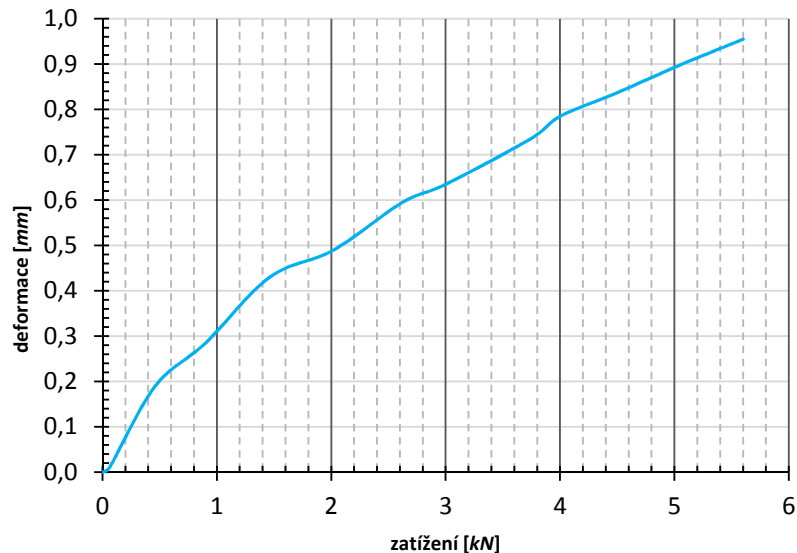


Obr. 23 Zjištění deformační charakteristiky kolečka kolové jednotky na statickém adhezoru

Deformační charakteristika pro přední kolovou jednotku vychází z Obr. 24 a je popsána rovnicí (17).

$$y = -0,0219x^2 + 0,2873x \quad ; \quad R^2 = 0,99 \quad (17)$$

Na Obr. 24 uvádím deformační charakteristiku kolečka kolové jednotky SlideWheelu.



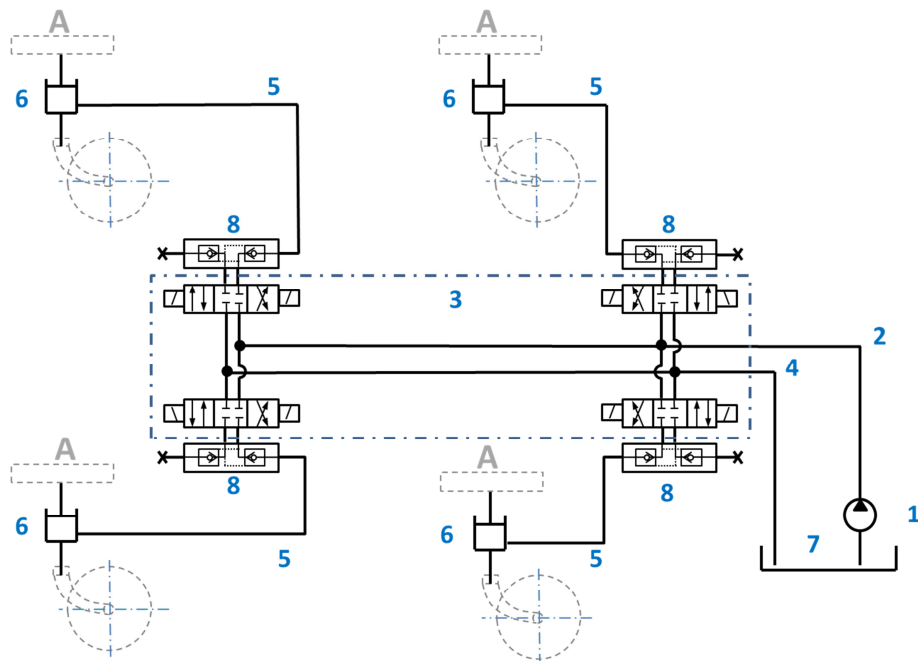
Obr. 24 Deformační charakteristika kolečka kolové jednotky

## B. Hydraulický okruh systému SlideWheel

Úkolem hydraulického okruhu je zajistit přizvednutí vozidlového kola na požadovanou hodnotu jeho radiálního zatížení. Prvotně jsem zamýšlel jako zdroj tlaku použít elektrohydraulický posilovač řízení, kterým je automobil vybaven. Tlak dodávaný posilovačem je v rozsahu 0,35–8,5 MPa a to dle polohy volantu. Kdybych využil posilovače, musel bych zajistit jeho trvalou činnost na předepsaném tlaku. Takto by došlo k nežádoucímu ovlivnění řízení, kdy v přímé jízdě by bylo řízení „přeposilováno“ a v oblasti plných rejďů by byl posilový účinek nedostačující. Z tohoto pohledu jsem tuto variantu zamítl. Současně dodávka oleje dle informací ze Škoda Auto je nedostatečná, a to jen 2 litry za minutu při tlaku 5,0 MPa.

Jako druhou možnost jsem uvažoval použití hydraulické jednotky systému ABS z vozidla Škoda Fabia nesoucí označení 6Q0 907 379 AQ 0002. Maximální dosažitelný tlak kapaliny dodávaný jednotkou je 25,0 MPa, který je regulován na tlak 10,0 MPa [70]. Při bližším seznámením jsem objevil problém s elektromagnetickými ventily, u kterých jsem nebyl schopen zajistit jejich ovládání. Současně si nejsem jistý, jestli by byla jednotka schopna dodat požadovaný objem tlakové kapaliny. Z tohoto pohledu jsem přistoupil k použití

hydraulického čerpadla, jež není primárně určeno pro automobily. Schématické zobrazení hydraulického okruhu je patrné na Obr. 25.



1 – hydraulické čerpadlo, 2 – plnicí hydraulické potrubí, 3 – šoupátkový rozvaděč, 4 – vratné potrubí, 5 – plnicí a odlehčovací větve kolové jednotky, 6 – hydraulický válec kolové jednotky, 7 – zásobník oleje, A – rameno nápravy vozidla

Obr. 25 Schéma hydraulického okruhu systému SlideWheel

Zdrojem tlaku hydraulického oleje je hydraulické čerpadlo (1). Olej je z čerpadla přiveden plnicím hydraulickým potrubím (2) do čtyřsekčního elektrohydraulického šoupátkového rozvaděče (3). Účelem rozvaděče je dle potřeby směřovat tlakový olej k daným kolovým jednotkám, resp. k jednočinným hydraulickým válcům (6) kolových jednotek. Ovládání rozvaděče je pomocí elektrických vypínačů a elektrického signálu 12 V [62]. V každé větvi kolové jednotky jsem použil hydraulický zámek (8). Účelem hydraulického zámku je udržení tlaku oleje ve větvi s hydraulickým válcem, kdy k poklesu by došlo vlivem netěsností šoupátka rozvaděče. Proto je umístěn co nejbližší u šoupátkového rozvaděče. Jelikož hydraulické kolové válce jsou jednočinné, stačí k plnění a odlehčování těchto válců jen jedna hydraulická větev (5) mezi nimi a hydraulickým zámkem. Proto jeden výstup z hydraulického zámku jsem pro správnou činnost systému zaslepil. Hydraulický rozvaděč je za pomoci plnicího potrubí (2) spojen s čerpadlem a vratným potrubím (4) spojen se zásobníkem oleje (7).

Výchozím bodem pro návrh hydraulického systému je volba čerpadla. Jako hydraulický agregát jsem použil FESTO TN 152962 [61]. Čerpadlo tvoří vnější ozubená kola a je opatřeno pojistným škrťícím ventilem, jenž je schopen spojitě regulovat tlak v rozmezí 0–6 MPa. Při maximálním tlaku je dodávka oleje  $l_{\varepsilon} = 2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Velikost čerpadla společně se zásobníkem oleje na 5 litrů jsou šířka 580 mm, hloubka 300 mm a výška 180 mm. Hmotnost

bez náplně je 19 kg. Jako zástavbovou pozici jsem vybral místo za levou přední sedačkou (Obr. 26). Umístění pod přední nebo zadní kapotu není možné z důvodu využitého prostoru již jinými komponenty experimentálního vozidla. Elektromotor má parametry 230 V a výkon 650 W. Napájení 230 V z napěťového měniče, který je primárně určen k napájení elektromotoru pro natáčení zadních říditelných kol experimentálního vozidla.



Obr. 26 Umístění hydraulického agregátu

- **Výpočet parametrů hydraulických válců kolových jednotek**

Hydraulickou kolovou jednotku jsem navrhl podle tlaku a dodávky oleje z hydraulického čerpadla a podle maximálního možného zatížení vypočteného v kapitole 4.1.6 *Zatížení podpěrných kolových jednotek*. Maximální radiální reakce, kterou přenáší kolová jednotka je dle (9)  $Z_{SW\ max}^* = 8\ 770\ N$ . Minimální průměr pístu kolové jednotky  $d_{k\ min}$  pro maximální tlak čerpadla  $p_{max}$  určím ze vztahu (18).

$$d_{k\ min} = 2 \cdot \sqrt{\frac{Z_{SW\ max}^*}{p_{max} \cdot \pi}} \doteq 43\ mm \quad (18)$$

Pro snížení výrobních nákladů jsem za píst kolové jednotky volil brzdový pístek z kotoučových brzd Škoda Felicia. Průměr pístku je  $d_k = 54\ mm$ . Pro zvolený průměr pístku kolové jednotky je dle (19) velikost maximální síly  $Z_{SW\ maxF}^* = 13\ 740\ N$ .

$$Z_{SW\ maxF}^* = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \doteq 13\ 740\ N \quad (19)$$

Zpětně jsem dle (20) ověřil, že systém nemusí pracovat s maximálním dodávaným tlakem, ale k bezchybné činnosti systému SlideWheel je plně dostačující provozní tlak hydraulického oleje  $p = 3,8\ MPa$ .

$$p = \frac{Z_{SW}^* \max}{S} \doteq 3,8 \text{ MPa} \quad (20)$$

Vyšší hodnota tlaku je přínosem ve vztahu ke zlepšení rychlosti plnění kolových jednotek, ale má za následek vyšší energetickou náročnost systému SlideWheel.

- **Výpočet dodávky hydraulického oleje**

Jelikož dodávka oleje z hydraulického čerpadla je u systému SlideWheel použita pouze pro ovládání kolových jednotek, jejichž maximální zdvih  $z_k = 40 \text{ mm}$  je při maximálním vysunutí jednotek (Obr. 17) požadavek na dodávaný celkový objem hydraulického oleje  $V_c$  dán vztahem (21).

$$V_c = 4 \cdot \pi \cdot z_k \cdot \frac{d_k^2}{4} \doteq 0,37 \text{ l} \quad (21)$$

Čas potřebný k současnému vysunutí všech kolových jednotek  $t_{kj}$  systému SlideWheel je dán poměrem mezi objemem všech kolových jednotek  $V_c$  a dodávkou čerpadla  $l_{\xi}$  (22).

$$t_{kj} = \frac{V_c}{l_{\xi}} \doteq 11 \text{ s} \quad (22)$$

Pro případ, že se budou plnit všechny kolové jednotky společně a současně budu uvažovat maximální zatížení na všech kolových jednotkách, je doba pro plné vysunutí kolových jednotek  $t_{kj} = 11 \text{ s}$ . Tato situace je extrémní, a v reálných jízdních podmínkách nemůže nastat. Ve skutečnosti je plné vysunutí všech kolových jednotek za 4 s (zjištěno experimentálně po sestavení systému) a to je způsobeno nižším zatížením kolových jednotek (pouze statická složka radiální reakce) a tedy čerpadlo při nižším tlaku je schopno dodat větší objem oleje. V současné době je změna radiální reakce vozidlových kol řešena při stojícím vozidle na vážících platformách, proto není rychlost plnění kolové jednotky omezujícím faktorem. Proto systém ovládání SlideWheelu označuji jako statický.

- **Volba hydraulických hadic**

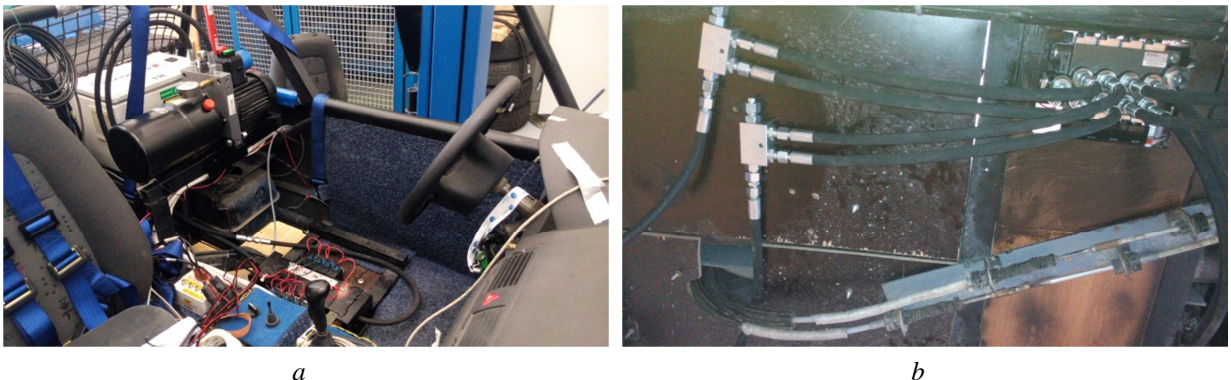
Volba průměru hadice je důležitá z pohledu zajištění dopravy požadovaného množství oleje ke kolovým jednotkám a zpět do nádrže. Jelikož hydraulické čerpadlo je schopno dodávat  $2 \text{ l min}^{-1}$ , tak je vyhovující již nejmenší dodávané hydraulické potrubí o velikosti  $3/16''$ . Pro plánované budoucí využití ovládání hydraulického systému volím potrubí, které je ekvivalentem pro šoupátkový rozvaděč o průměru  $3/4''$ , tedy  $19 \text{ mm}$ .

Dle literatury [53] existují doporučené průtokové rychlosti proudění hydraulického oleje v potrubí. Při tlaku v rozmezí  $2,5\text{--}5,0 \text{ MPa}$  je doporučená rychlost proudění oleje  $4 \text{ ms}^{-1}$ . Tento požadavek je splněn.



- **Hydraulický rozvaděč**

Prvotní požadavek na volbu rozvaděče je nutnost ovládat nezávisle čtyři hydraulické sekce. Druhým požadavkem je nutnost plně elektronického ovládání. Po seznámení se s nabídkou rozvaděčů jsem zvolil hydraulický rozvaděč elektricky ovládaný s tlakově zatížitelným výstupem nesoucí označení BADESTNOST 4/50 12V DC. Průtok šoupátkového rozvaděče je  $50 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Bližší technické parametry jsou uvedeny v literatuře [62]. Ovládání rozvaděče je elektromagneticky, kdy v klidové poloze je volně průchozí kanál mezi čerpadlem a nádrží, čerpadlo pracuje bez zátěže. Při aktivaci elektromagnetického ventilu dojde k přepouštění oleje k požadované kolové jednotce přes hydraulický zámek. Po odeznění napěťového signálu se elektromagnet vlivem vratné středící pružiny vrátí do klidové polohy a hydraulický zámek se uzavře. V kolové jednotce je udržen nastavený tlak. Pro snížení zdvihu kolové jednotky se aktivuje druhý elektromagnet hydraulického rozvaděče dané sekce, kdy dojde k dodávce tlakového oleje do druhé větve daného hydraulického zámku, takto se olej postupně vypouští z válce kolové jednotky. Hydraulický válec kolové jednotky je koncipován jako jednočinný válec, tedy píst je do výchozí polohy vracen vlastní tíhou automobilu. Umístění hydraulického rozvaděče je pod sedadlem řidiče (Obr. 27a), kdy jsem vyrobil speciální držák nad úrovní podlahy. Hydraulické zámky jsou umístěny zespoda podlahy experimentálního vozidla (Obr. 27b).



Obr. 27 Umístění hydraulického čerpadla, rozvaděče a dvojice hydraulických zámků

### C. Elektronické ovládání

Elektronické ovládání je pouze v základním provedení, kdy jeden vypínač slouží k plnění (snížování radiální reakce na vozidlovém kole) kolové jednotky a druhý k vypouštění (opětovnému nárůstu radiální reakce na vozidlovém kole). Ovládání příslušných okruhů je z místa řidiče. Značení sekcí k ovládání kolových jednotek je stejné jako značení, které jsem použil u vážení vozidla. Tedy první okruh je pro levé přední kolo, druhý okruh pro pravé přední kolo, třetí okruh pro levé zadní kolo a čtvrtý okruh pro pravé zadní kolo. Současně je možné jednotlivé okruhy dle potřeby vzájemně kombinovat.

### 4.3.2 Výhody a nevýhody systému SlideWheel

Výhody:

- možnost plynule nastavitelné trakce pro libovolnou nápravu i libovolné kolo,
- náklon karoserie odpovídá reálným podmínkám,
- nemění se vnější obrysové rozměry automobilu, veškeré díly jsou umístěny uvnitř automobilu, nebo pod rameny náprav,
- nízká hmotnost celého systému,
- ke změně adhezních podmínek dochází primárním nadzvednutím hmot neodpružených, čímž je umožněno klopení a klonění karoserie automobilu,
- systém je možné s drobnými úpravami použít na libovolný automobil,
- možnost měnit adhezivní podmínky během jízdy,
- zachovává v činnosti elektronické systémy automobilu,
- možnost uložení adhezivního nastavení pro opakovatelné zkoušky,
- lze použít u vozidel s přední, zadní i s oběma hnacími nápravami,
- možnost použít libovolné pneumatiky,
- je zajištěna opakovatelnost změny adhezních podmínek při různých zkouškách,
- činnost hydraulického okruhu je tichá, řidič nevnímá sluchem změnu adhezivních podmínek,
- pohyb vozidla po klasické vozovce, bez zjevných vizuálních odlišností míst s různými adhezivními povrchy.

Nevýhody:

- systém je pro nižší jízdní rychlosti,
- nárůst hmotnosti automobilu, ale je nižší než u SkidCar,
- snížení výškové souřadnice těžiště automobilu,
- potřeba relativně rovného povrchu bez významných povrchových nerovností a o dostatečných rozměrech dle uvažovaného testování,
- změna odporu valení kola vlivem snížení radiální reakce,
- nutnost systém kalibrovat na dané vozidlo.

## 4.4 Vývoj systému SlideWheel

Výše prezentovaný systém SlideWheel jsem označil jako statický. Označení vyplývá ze současné podoby, kdy uživatel za pomoci vypínačů ovládání hydraulického okruhu a nájezdových vah nastaví požadovanou hodnotu radiální reakce na vozidlových kolech. Takto nastavený systém SlideWheel zůstává po celou dobu realizace experimentální zkoušky. Případně je možné velikost radiální síly během zkoušky upravit, ale to pouze a jen na základě subjektivního pocitu a požadavku obsluhy. Systém lze zdokonalit tak, aby fungoval jako dynamický. Dynamický systém SlideWheel spočívá v tom, že budou aktivně ovládány kolové jednotky v závislosti na jízdním režimu tak, aby umožnily při brzdění přetížení kol přední nápravy a odlehčení kol zadní nápravy, při jízdě zatáčkou umožní přetížení vnějších kol a odlehčení vnitřních kol. Případně velikost radiální síly bude měněna objektivně dle požadavku obsluhy na danou hodnotu součinitele adheze. Za účelem tohoto vývoje jsem již při jízdních zkouškách monitoroval polohu ramena nápravy automobilu za využití snímače vzdálenosti. Klíčovým prvkem dynamického systému je elektronický okruh, který je zpracován v kapitole 4.4.3 *Vývoj elektronického ovládání systému SlideWheel*.

U dynamického systému SlideWheel doporučuji použít huštění pneumatik dusíkem, jelikož se změnou teploty dochází k nižší změně tuhosti, jako při huštění vzduchem, a proto není třeba realizovat elektronické ovládání s korekcí na teplotu (4.1.18 *Vliv teploty na změnu statické radiální tuhosti pneumatiky*).

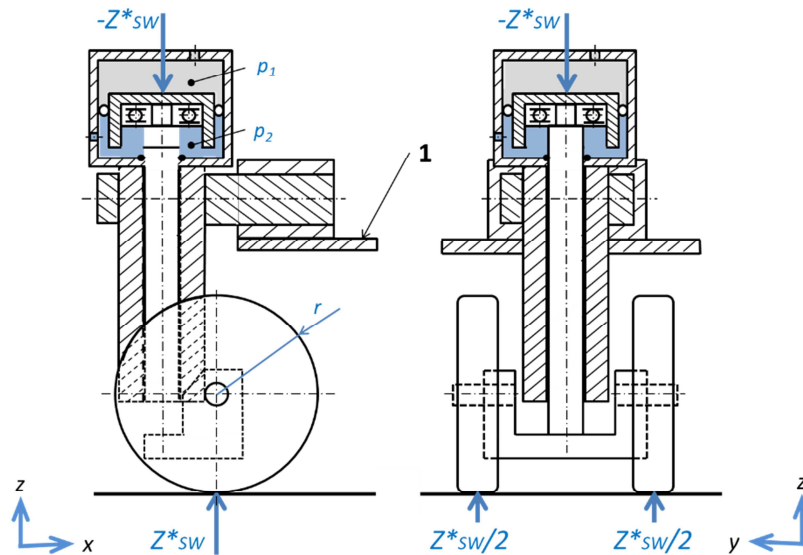
### 4.4.1 Vývoj kolové jednotky

Zkušenosti z realizovaných experimentů ukazují na to, že místo jednoho podpěrného kolečka je vhodnější použít dvojici koleček (Obr. 28). Tato jsou umístěna paralelně podél vodícího čepu. Současně musí dojít i k úpravě vidlice podpěrného kola. Takto je možné dosáhnout vyššího zdvihu kolové jednotky při zachování stejného průměru vlečného kolečka. Současně velikost momentu pro natočení vozidla kolem svislé osy při nízké jízdní rychlosti nebo stojícím vozidle (otočení podpěrného kolečka a vidlice kolem vodícího čepu), do jiného směru bude o poznání nižší. Důvodem je skutečnost, že současná kolečka při své šířce 82 mm se při otáčení kolem vodícího čepu smýkají, kdežto při použití dvojice koleček (každé přenáší polovinu radiálního zatížení) dojde k jejich vzájemnému odvalování v opačném smyslu a takto je jejich smýkání po vozovce omezeno.

Při využití většího průměru podpěrných koleček je další výhodou, že systém SlideWheel je schopen lépe překonávat případné terénní nerovnosti vyskytující se na zkušebním povrchu.

Druhým vylepšením je umístění vodorovného otočného čepu společně s držákem kolové jednotky nikoli k tělesu kolové jednotky, ale k hydraulickému válci. Takto je možné připojení držáku kolové jednotky k rameni nápravy experimentálního vozidla na horní plochu a tímto se otevírá možnost realizace vyššího zdvihu kolové jednotky.

Jelikož při experimentálním měření jsem došel ke zjištění, že kolová jednotka umístěná ke spodnímu rameni nápravy McPherson velmi eliminuje vypružení experimentálního automobilu, lze ještě na základě zkušeností z experimentů provést úpravy tak, aby bylo zajištěno, že k odlehčení kola dochází na vnějším konci v místě uchycení těhlice k rameni a vnitřní strana ramena má umožněn přirozený pohyb.



$p_1$  – tlak v horní komoře (zvedací tlak),  $p_2$  – tlak ve spodní komoře (spouštěcí tlak), 1 – rameno nápravy

Obr. 28 Návrh optimalizace kolové jednotky

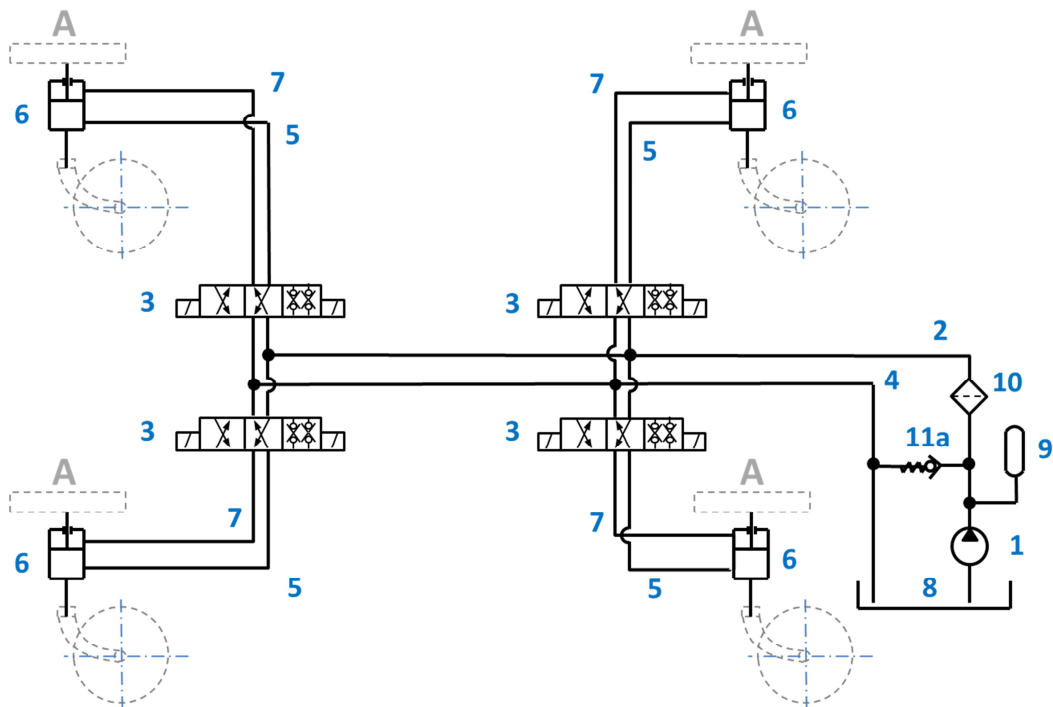
#### 4.4.2 Vývoj hydraulického okruhu

Poznatky z provedených experimentů ukazují na to, že i hydraulický okruh je nutné vylepšit v podobě nahrazení každé sekce šoupátkového rozvaděče trojičným elektromagnetickým sedlovým ventilem. Jako vhodný typ lze použít elektromagnetický sedlový ventil ROE3-042S5(S6) na od společnosti AGRO HYTOS [66]. Podrobná technická specifikace je uvedena na stránkách výrobce [53]. Při užití těchto ventilů odpadne z okruhu hydrauliky použití hydraulických zámků a systém se stane pružnější v reakci na požadovaný zdvih kolové jednotky. Využití sedlových ventilů je nezbytné pro dynamický systému SlideWheel.

Druhou důležitou optimalizací je použití dvojčinných kolových válců. V současném provedení není systém možné použít pro dynamické řízení zdvihu kolové jednotky z důvodu, že při minimálním zdvihu již hmotnost radiální reakce kola automobilu  $Z^*_{swi}$  přenášená kolovou jednotkou SlideWheel je tak malá, že nezajistí plné zasunutí pístu kolové jednotky do výchozí polohy. Stávající kolovou jednotku je možné jednoduchým způsobem přestavět na dvojčinnou. Nutností je utěsnit vodící čep vůči hydraulickému válci pomocí těsnícího kroužku a současně dodělat plnicí otvor pro připojení hadice s tlakovým olejem pro spodní komoru (Obr. 28).

Současně by bylo vhodné použít zásobník tlaku hydraulického oleje, navrhuji typ membránový akumulátor ELM ACCU 0.075-250/00/AF [53]. V případě jeho použití bude

system hydrauliky pracovat s vypínáním elektromotoru čerpadla, čímž se stane energeticky méně náročný a bude rychlejší odezva systému SlideWheel na požadovanou změnu zdvihu kolové jednotky. Inovovaná podoba hydraulického okruhu je patrná na Obr. 29.



1 – hydraulické čerpadlo, 2 – plnicí hydraulické potrubí, 3 – elektromagnetický sedlový ventil, 4 – vratné potrubí, 5 – plnicí větev kolové jednotky, 6 – hydraulický válec kolové jednotky, 7 – odlehčovací větev kolové jednotky, 8 – zásobník oleje, 9 – zásobník tlaku, 10 – tlakový pojistný ventil, 11a – přetlakový ventil, A – rameno nápravy vozidla

Obr. 29 Inovované schéma hydraulického okruhu systému SlideWheel

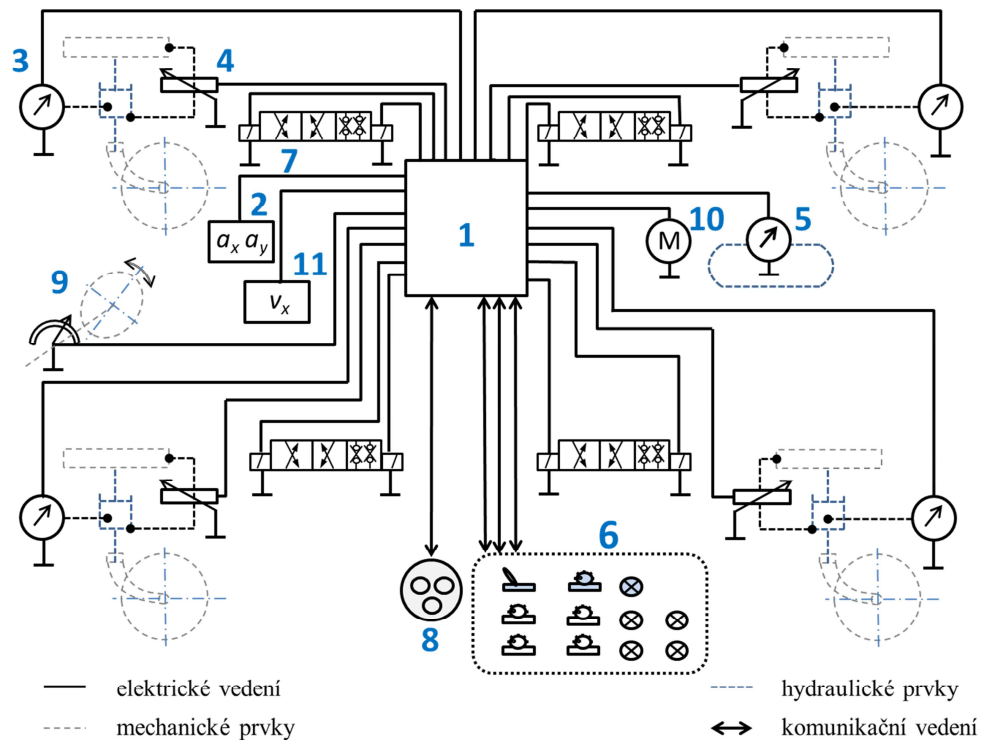
#### 4.4.3 Vývoj elektronického ovládání systému SlideWheel

Rovněž elektronické ovládání systému SlideWheel je třeba dle zkušeností z jízdních zkoušek doplnit o elektronickou jednotku, skupinu snímačů a akčních členů. Navrhované uspořádání komponent elektronického okruhu řízení uvádím na Obr. 30. Jako prvotní základní obměnu v ovládání doporučuji použít k ovládání každé větve třípolohový tlačítkový prvek, který ovládá systém jak za účelem zvýšení, tak i snížení adhezivní síly na kolech vozidla.

Velikost nadzvednutí kol automobilu je sledováno za pomoci potenciometrického snímače polohy s označením CLPR13 [58].

Snímač úhlu natočení volantu a snímač příčného zrychlení budou vytvářet korekční vstupní veličinu pro změnu nadzvednutí kolové jednotky. Korekce je zapotřebí, aby při průjezdu vozidla zatáčkou došlo ke snížení zdvihu vnějších kol o přesně definovanou hodnotu získanou z reálného měření na kluzném povrchu. Takto je zajištěno přítěžování vnějších kol při průjezdu zatáčkou. Současně podle změny velikosti podélného zrychlení  $a_x$  (v závislosti na nárůstu) by měl být zajištěn pokles zdvihu předních kolových jednotek a nárůst zdvihu

u zadních kolových jednotek. Vlivem snížení radiální reakce přenášené vozidlovým kolem dojde taktéž ke snížení odporu valení pneumatiky, jelikož tento je závislý na její deformaci.



1 – řídicí jednotka, 2 – snímač podélného a příčného zrychlení, 3 – snímač tlaku kolové jednotky, 4 – snímač zdvihu kolové jednotky, 5 – centrální snímač tlaku kapaliny, 6 – komunikační rozhraní, 7 – elektromagnetický sedlový ventil, 8 – diagnostická zásuvka, 9 – snímač úhlu natočení volantu, 10 – elektromotor čerpadla, 11 – snímač rychlosti

Obr. 30 Elektronické ovládání dynamického systému SlideWheel

Pro řízení a ovládání hydraulického systému navrhuji použít elektronický okruh, jehož základní prvky jsou uvedeny v blokovém schématu na Obr. 31.

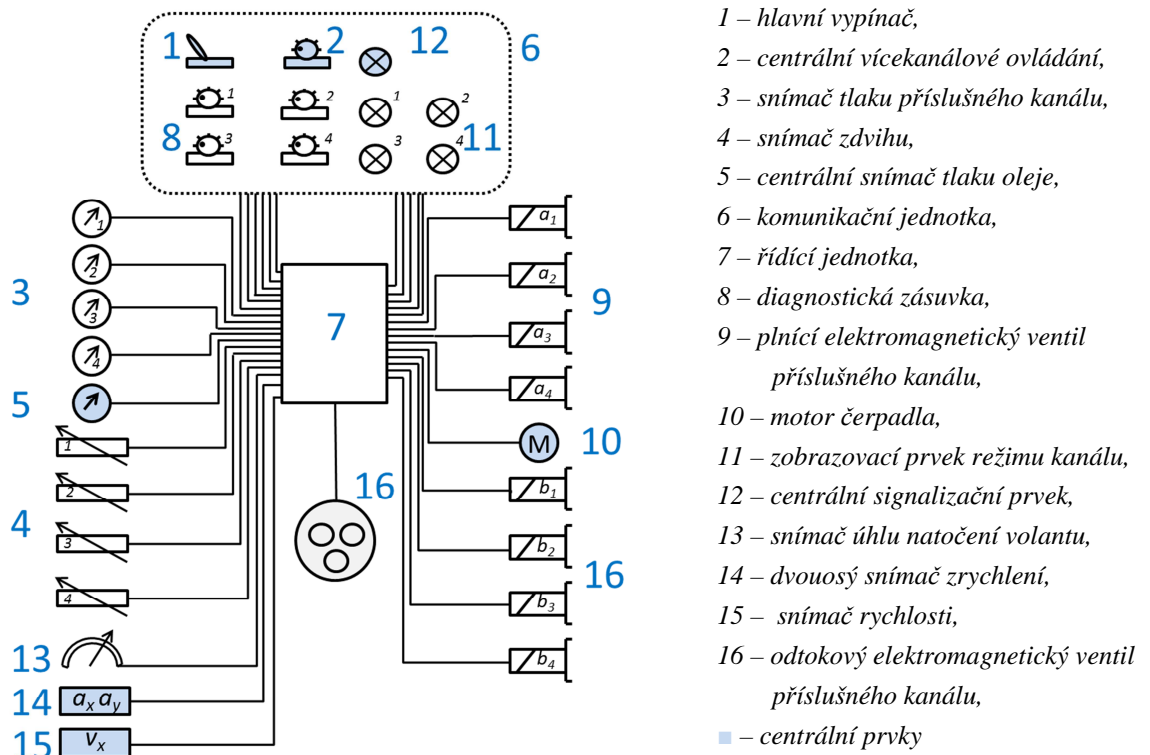
Před aktivací systému SlideWheel za pomoci ovladače (1) je nezbytně nutné, aby se vozidlo nacházelo na komunikaci bez příčného i podélného sklonu. Sklon vozovky je sledován pomocí snímače zrychlení (14), kdy složky v podélném a příčném směru musí mít nižší hodnoty, než jsou maximální povolené hodnoty z pohledu přesnosti měření. Pokud tomu tak není, nepůjde systém SlideWheel zapnout a obsluha bude informována hláškou o sklonu vozovky rozsvícením signalizačního prvku (12). Pokud je sklon komunikace vyhovující, připravenost systému je signalizována příslušným kontrolním prvkem. Sklon vozovky je sledován z důvodu získání validních hodnot statického zatížení jednotlivých kolových jednotek a k zabránění nechtěnému pohybu vozidla při plném vysunutí kolových jednotek vlivem tíhové složky vlastní hmotnosti. Následně je nutné s vozidlem popojet minimálně 1 m v přímém směru, aby bylo možné zajistit výchozí ustavení kolových jednotek, kdy jejich osa symetrie je rovnoběžná s podélnou osou vozidla. Současně je sledován sklon vozovky. Přímý směr pohybu vozidla je sledován pomocí snímače úhlu natočení volantu (13). Ujetí předepsané vzdálenosti je odečteno z Hallova snímače rychlosti osazeného již z výroby

vozidla v převodovce. Po zapnutí SlideWheel systému hlavním vypínačem (1) dojde ke spuštění elektrického hydraulického čerpadla (10). Dále následuje prvotní test, který otestuje funkčnost akčních členů a vyhodnotí věrohodnost signálů od snímačů. Pokud je vše v pořádku, centrální signalizační prvek svítí oranžově, v opačném případě svítí přerušovaným červeným světlem a druh závady se zapíše do paměti závad v řídicí jednotce a systém se uvede do výchozího nastavení. Takto zůstane až do vypnutí systému. V následujícím kroku aktivace systému dojde k získání statických hodnot radiálních reakcí kol automobilu. Řídicí jednotka (7) uzavře odtokové elektromagnetické ventily  $b_1, b_2, b_3, b_4$  (16) a otevře plnicí elektromagnetické ventily  $a_1, a_2, a_3, a_4$  (9) a za pomoci proudění tlakové kapaliny do komor hydraulických válců kolových jednotek se celé experimentální vozidlo nadzvedne. Aktuální hodnota zdvihu kolových jednotek  $z_{SW1}, z_{SW2}, z_{SW3}, z_{SW4}$  je monitorována odporovými snímači vzdálenosti (4). Při zaznamenání maximálního vysunutí kolové jednotky řídicí jednotka ukončí napájení plnicího elektromagnetu, čímž zůstává ve větvi konstantní tlak. Snímače tlaku (3) poskytují řídicí jednotce informaci o aktuálních hodnotách statického zatížení ( $p_1, p_2, p_3, p_4$ ) připadajícího na kolové jednotky v jednotlivých okruzích. Nyní se aktuální hodnoty tlaku oleje v hydraulických jednotkách rovnají výchozím hodnotám statického radiálního zatížení na kolové jednotce  $p_{01}, p_{02}, p_{03}, p_{04}$ , jež se uloží do paměti řídicí jednotky. Centrální ovladač (2) umožňuje současně nastavit zatížení vozidlových kol tak, aby byly adhezní podmínky shodné pro všechna kola automobilu, a to dle požadované velikosti. Přes voliče režimu kanálu (8) se nastavují individuální podmínky pro každé kolo. Pro nastavování snížení adhezní síly se vychází z poměrového navýšení aktuálního tlaku hydraulického oleje  $p_i$  v hydraulickém válci dané kolové jednotky vůči statické poloze  $p_{oi}$ . Obsluha je o aktuálně nastaveném stavu systému SlideWheel informována pomocí komunikační jednotky (6). Pro ověření technického stavu systému a získávání informací z paměti závad plánuje systém oprávit diagnostickou zásuvkou (16) umožňující připojení OFF-line diagnostického zařízení.

Ovládání plnicích elektromagnetických ventilů jsem zvolil tak, aby bez přívodu elektrického proudu na elektromagnet zůstaly v poloze zavřeno a odtokové elektromagnetické ventily zůstaly v poloze otevřeno do odtokové větve. Takto jsem zajistil, že systém hydraulické kolové jednotky má horní komory kolových jednotek bez tlaku hydraulické kapaliny a je nulové vysunutí kolové jednotky. Kola automobilu přenáší plnou radiální reakci. Výše uvedené z pohledu bezpečnosti provozu systému SlideWheel v případě jakéhokoli nestandardního stavu vytvoří ze zkušebního zařízení klasický automobil a kolové jednotky nejsou v kontaktu s vozovkou.

Změna adhezních podmínek při jízdách zkouškách je realizována pomocí komunikační jednotky. Zde si uživatel může nastavit různé adhezní podmínky dle aktuální potřeby. Je možné měnit adhezní podmínky pro všechna kola jako celek, případně pro přední a zadní nápravu nezávisle na sobě. Současně elektronické ovládání systému SlideWheel umožňuje měnit dle požadavku uživatele adhezní podmínky nezávisle pro libovolné kolo

experimentálního automobilu. Snížení adhezních podmínek je realizováno v podobě poměrného snížení radiální reakce přenášené vozidlovým kolem.



Obr. 31 Blokové schéma elektronického ovládání SlideWheel

Při zapnutí dynamického systému SlideWheel dojde k zjištění radiálních reakcí na kolech, a to při nadzvednutí každého kola automobilu, tak jak je uvedeno výše. Takto je zajištěno, že se eliminuje vliv aktuálního zatížení automobilu. Vždy podle požadavku na volený příslušný jízdní režim (resp. adhezní podmínky) se velikost radiální reakce kola sníží dle vztahu (3). Tedy jednoduše lze říct, v jakém poměru požaduje uživatel změnit součinitel adheze vůči výchozí pozici, v takovém poměru dojde k poklesu radiální reakce kola. Tedy kolová jednotka bude přenášet potřebný podíl radiálního zatížení daného kola v závislosti na poměru změny součinitele adheze.

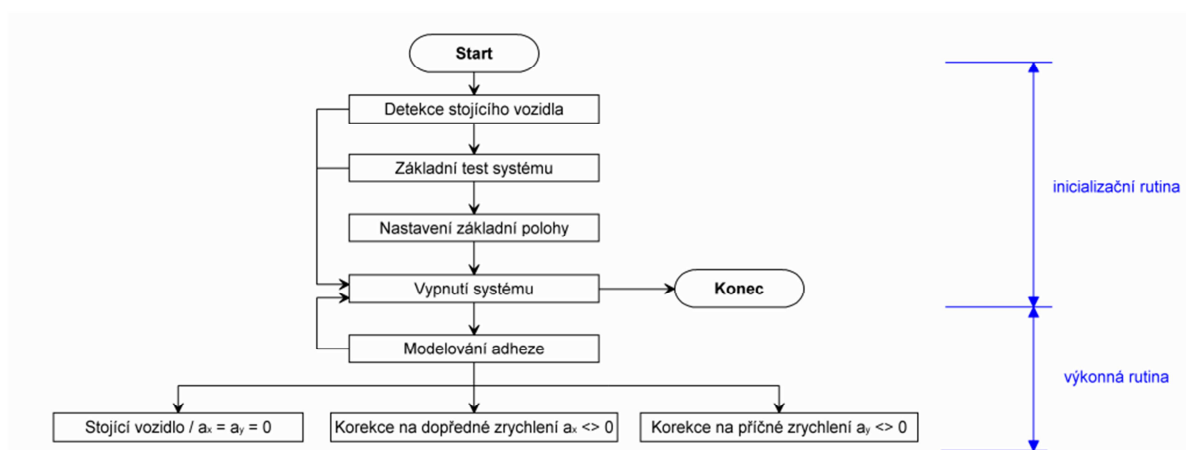
Pro eliminace vlivu záklonu rejdové osy je třeba realizovat korekci na vnitřní kolo při jeho natáčení do rejdu v podobě rovnice (12). Pro vnější kolo má korekční rovnice tvar (13) a obdoba platí i pro natočení kol do opačného rejdu, jak jsem uvedl v kapitole 4.1.14 *Svislá změna polohy spodního ramena nápravy v závislosti na úhlu natočení rejdových kol*. Eliminace na velikost záklonu osy rejdového čepu z pohledu stability systému řízení SlideWheel je nutná až při úhlu natočení volantu vyšším než  $250^\circ$ .



#### 4.4.4 Vývojový diagram elektronického ovládání systému SlideWheel

Vývojový diagram symbolicky zobrazuje logickou návaznost jednotlivých úrovní ovládání systému. Pro přehlednost systému jsem ovládání rozdělil do skupin dle Obr. 32.

Do oblasti inicializační rutiny jsem zařadil jednotlivé kroky, které souvisí s přípravou celého systému. Jedná se o základní otestování a nastavení do výchozí – startovací polohy. Celý vývojový diagram je uveden v **Příloze 7 - Vývojový diagram ovládání SlideWheel**. Pro přehlednost vývojového diagramu jsem již nevytvářel větve pro eliminaci záklonu rejdové osy a na eliminaci teploty pneumatiky.



Obr. 32 Členění vývojového diagramu

- **Detekce stojícího vozidla**

Úkolem této části řetězce je otestovat, jestli je vozidlo v klidové poloze, bez pohybu. Jedná se o nezbytný úkon z pohledu bezpečnosti pro případ přípravy a testování systému. Výchozím prvkem jsou otáčky pravého zadního kola  $n_4$ , které musí být nulové. Zdvih kolové jednotky je značen  $z_i$ . Výchozí zdvih kolové jednotky je poloha, při které je podpěrné kolečko kolové jednotky v kontaktu s vozovkou při nulovém hydraulickém tlaku. Výchozí poloha je mimo jiné závislá na tlaku v pneumatice a na užitečném zatížení, které jsou proměnná v závislosti na aktuálních podmínkách, proto této výchozí poloze  $z_i$  odpovídá interval  $\langle -0; +0 \rangle$ . Označení  $T_i$  je logickou proměnnou pro identifikaci poruchy odtokového ventilu. Logickou proměnnou  $J$  jsem použil pro identifikaci požadavku k vypnutí systému.

- **Základní test systému**

V základním testu systému se zkouší činnost odtokových elektromagnetických ventilů. Pod označením  $A_i$  jsou uvedeny elektromagnetické dvoupolohové plnicí ventily,  $B_i$  jsou uvedeny odtokové dvoupolohové elektromagnetické ventily.

- **Nastavení základní polohy**

Cílem nastavení základní polohy je zjistit, jaká radiální zatížení připadají na kola experimentálního automobilu. Za tímto účelem je vozidlo nadzvednuto kolovými jednotkami do polohy maximálního zdvihu minus 3 mm. Aby byla vyloučena chyba vlivem stojícího vozidla na vozovce s příčným nebo podélným sklonem, systém si hlídá hodnotu podélného a příčného zrychlení, které mohou být pouze v rozsahu definovaného intervalu  $a_x = \langle -0; +0 \rangle$  a  $a_y = \langle -0; +0 \rangle$ . Při nadzvednutí experimentálního automobilu hodnota tlaku v kolových jednotkách  $p_{0i}$  je úměrná statické radiální reakci kol automobilu.  $K_i$  je pomocná proměnná pro vyjádření změny adhezních podmínek.

- **Vypnutí systému**

Cílem vypnutí systému je v případě výskytu chyby systému nebo při požadavku uživatele korektní vypnutí systému SlideWheel. Před vlastním vypnutím systému je nezbytně nutné, aby vozidlová kola experimentálního automobilu přenášela plné radiální zatížení. Proto jsem elektromagnety  $B_i$  nastavil do otevřené polohy, tedy volného průtoku tlakové kapaliny z hydraulické jednotky do zásobníku kapaliny.

- **Modelování adhezní síly**

Aktuální požadavek na adhezní podmínky  $K'_i$  zadává uživatel za pomoci komunikačního panelu. Pro případ, že je vozidlo v klidu, případně je hodnota příčného a podélného zrychlení neměnná dochází ke korekci pouze na adhezní podmínky dle požadavku obsluhy. Pokud má dojít ke snížení adhezních podmínek, dojde k nárůstu tlaku v příslušných kolových jednotkách, při zvýšení adhezní síly je tlak v příslušné kolové jednotce snížen.

Pro případ jízdy vozidla do zatáčky, je nutné korekcí tlaku v hydraulické kolové jednotce zohlednit přitěžování vnějších kol. Z tohoto důvodu jsem jako korekční faktor použil proměnnou  $P$  pro korekci na levotočivou zatáčku a proměnnou  $R$  pro korekci na pravotočivou zatáčku. Právě o hodnotu těchto proměnných dojde ke snížení tlaku v hydraulické kolové jednotce vnějších kol. Korekci odlehčení vnitřních kol experimentálního automobilu nezohledňuji. Případnou nutnost zohlednění zjistím až experimentálními zkouškami.

Pro případ jízdy vozidla s proměnnou hodnotou podélného zrychlení, je nutné mimo korekci tlaku v hydraulické kolové jednotce zohlednit při akceleraci přitěžování zadních kol a při deceleraci přitěžování předních kol. Z tohoto důvodu jsem jako korekční faktor na akceleraci použil proměnnou  $M$  pro snížení tlaku u kolových jednotek zadní nápravy a proměnnou  $N$  pro snížení tlaku u kolových jednotek přední nápravy při brzdění. Korekci na odlehčení kol přední nápravy experimentálního automobilu vlivem akcelerace a korekci na odlehčení kol zadní nápravy experimentálního automobilu vlivem decelerace nezohledňuji. Případnou korekci zohledním až na základě experimentálního měření dynamického systému SlideWheel.

## 4.5 Experimentální měření

V následující části přiblížím jednotlivé kroky, které jsem realizoval za účelem dosažení cíle práce v oblasti praktických experimentů v podobě jízdních zkoušek.

Pro potřeby realizace experimentálního měření jsem zvolil záměrně vozidlo, které bylo za účelem experimentálních testů sestaveno na Katedře dopravních prostředků a diagnostiky. Mezním stavem, ve kterém dochází k překonání hranice stability, je smyk vozidla, případně jeho překlpení. Na vozidle nejsou použity žádné elektronické systémy zvyšující jeho stabilitu. Tedy chování automobilu je plně dáno povely od řidiče.

V následné etapě jsem realizoval tři typy jízdních zkoušek experimentálního automobilu po zkušební – účelové komunikaci. Při volbě experimentálních zkoušek jsem vycházel z [10], které jsem přizpůsobil aktuálním prostorovým možnostem zkušební plochy. Při experimentech jsem měřil charakteristické veličiny popisující chování vozidla, jak uvádím v kapitole 4.6 *Metodika*. První skupina jízdních zkoušek byla realizována na suchém asfaltu, kde součinitel adheze byl dle teoretických znalostí  $\varphi = 0,9$ . Ve skupině jízdních zkoušek jsem tytéž jízdni manévry (vyjma jízdy v kruhu) realizoval na zkušební ploše opatřené kluzným povrchem se součinitelem adheze  $\varphi \doteq 0,4$  [54]. Ve třetí skupině jízdních zkoušek jsem výchozí jízdni manévry opakoval na suchém asfaltu, a to se systémem alternativního SkidCaru a systémem SlideWheel. Každou zkoušku jsem opakoval 7x při dvou stupních radiálního zatížení vozidlových kol a to 50 % a 20 % původní hodnoty. Současně jsem provedl experimentální měření pro nerovnoměrné zatížení vozidlových kol v podobě automobilu s odlehčenou levou a pravou stranou a s odlehčenou přední i zadní nápravou.



Obr. 33 Kluzný povrch

## 4.6 Metodika

Převedení testů do laboratorních nebo modelových podmínek obnáší mnoho zjednodušení a odlišností od reálného provozu. I přes tyto odlišnosti si myslím, že je možné při dodržení navržené metodiky dosáhnout vzájemně srovnatelných výsledků. Vyhodnocení naměřených dat je v metodice provedeno na základě sledování změn časových průběhů fyzikálních veličin jednoznačně popisujících chování automobilu při změně adhezní síly mezi kolem automobilu a vozovkou.

Navržená metodika slouží k jednoznačnému stanovení úkonů souvisejících s realizací experimentálního měření pro systém SlideWheel a alternativní SkidCar. Tedy pro systémy, které snižují adhezní sílu na vozidlových kolech za pomoci snížení tíhové složky připadající na kola vozidla. Snížení tíhové složky přenášené kolem vozidla je možné právě tehdy, když požadovaný podíl tíhové složky je přenášen na vozovku jiným způsobem (zařízením), a to právě mimo kolo vozidla. Metodika současně zaručuje, aby aktuálně použitý systém byl schopen navodit kontaktní podmínky odpovídající nižšímu součiniteli adheze, jako je např. uježděný sníh. Přičemž měřené parametry mapující chování automobilu (zejména síly působící na vozidlo) se blíží reálným zkouškám provedeným na kluzném povrchu.

Účelem metodiky je stanovení jednotného postupu měření pro zařízení umožňující změnu adhezních sil z pohledu řízení velikosti radiální reakce vozidlových kol. Platnost metodiky je stanovena pro systémy (alternativní SkidCar, SlideWheel) umožňující změnu radiální reakce vozidlových kol při měření charakteristických veličin popisujících chování vozidla. Metodika je použitelná pro porovnávací měření. Metodika popisuje obecné i specifické požadavky ovlivňující výsledek experimentu za účelem maximální věrohodnosti a opakovatelnosti naměřených výsledků.

### 4.6.1 Měřené veličiny při jízdách zkouškách

**Rychlost vozidla**  $v$  je výsledná velikost vektoru rychlosti přesně definovaného bodu vůči globálnímu souřadnému systému  $(x_0, y_0, z_0)$ . Rychlost vozidla je měřena jako časový průběh daného bodu vozidla. Při měření rychlosti vozidla beru vozidlo včetně měřícího řetězce jako jedno tuhé těleso.

**Úhel natočení volantu**  $\beta_v$  je úhel popisující polohu volantu při jízdě manévru vůči poloze pro přímý směr jízdy. Polohu volantu pro přímou jízdu  $\beta_{v_0}$  jsem určil z ověřovacího měření.

Při určení **rychlosti stáčení vozidla**  $\omega$  se jedná o měření uhlové rychlosti okolo svislé osy vozidla  $z$ .

**Úhel stáčení vozidla**  $\Psi$  je úhel, který svírá průmět podélné osy vozidla  $x$  do roviny vozovky  $x_0y_0$  s osou  $x_0$  globálního souřadného systému. Úhel stáčení vozidla jsem měřil nepřímo ze signálu rychlosti stáčení vozidla  $\omega$ . Výstupem měření je časový průběh stáčení vozidla.

**Rychlost stáčení vozidla**  $\omega$  je uhlová rychlost pohybu vozidla kolem svislé osy vozidla  $z$ .

**Úhel směrové úchylky**  $\varphi$  je úhel, který svírá průmět podélné osy vozidla  $x$  v rovině vozovky  $x_0y_0$  k průmětu vektoru výsledné rychlosti vozidla rovněž v téže rovině a v místě upevnění předního Correvitu ke karoserii vozidla.

**Podélné zrychlení vozidla**  $a_x$  je vektor popisující časovou změnu rychlosti vozidla v podélném směru. Podélné zrychlení má vliv na klonění karoserie vozidla.

**Příčné zrychlení vozidla**  $a_y$  je vektor udávající časovou změnu rychlosti vozidla v příčném směru. Příčné zrychlení má vliv na klopení karoserie vozidla.

**Úhel klonění karoserie**  $\alpha_i$  je úhel, který svírá podélná osa vozidla s rovinou vozovky. Úhel klonění karoserie jsem vypočítal ze změny výškové souřadnice dvou snímačů výšky umístěných na přední a zadní automobilu. Má smysl zjišťovat jen u jízdni zkoušky, kde se objevuje změna podélného zrychlení.

**Úhel klopení karoserie**  $\beta_i$  udává, o jaký úhel se karoserie vozidla naklopila při změně směru jízdy. Úhel klopení karoserie jsem vypočítal ze změny výškové souřadnice dvou snímačů výšky umístěných pod bočnicí automobilu. Má smysl zjišťovat u jízdni zkoušky, kde se objevuje změna příčného zrychlení.

**Poloha ramena nápravy HLI**, je výšková souřadnice pravého předního ramena. Polohu jsem měřil za účelem optimalizace systému SlideWheel. Polohu ramena na pravé straně a na zadní nápravě jsem neměřil z důvodu aktuálně nedostupného rozšíření měřící aparatury.

**Brzdový signál BS** je signál, který udává okamžik počátku brzdění a dobu působení ovládací síly na brzdový pedál.

**Puls z optické závory** poskytuje informaci, kdy vozidlo projelo kolem referenčního měřícího bodu.

#### 4.6.2 Systém pro měření vybraných charakteristik experimentálního automobilu

Pro měření charakteristik experimentálního automobilu jsem využil měřícího systému, který je ve Výukovém a výzkumném centru v dopravě. Systém jsem doplnil o snímač úhlu natočení volantu a snímač brzdového světla. Bližší specifikace o měřícím řetězci jsou uvedeny v [51].

Za snímač pro **měření rychlosti**  $v$  vozidla jsem použil snímač Correvit S-CE, který současně měří obě složky rychlosti. Jak dopřednou rychlost  $v_x$ , tak i příčnou rychlost  $v_y$ . Pro potřeby měření jsem použil dvojici těchto snímačů, kdy jeden je umístěn na přední (Obr. 34a) a druhý na zadní (Obr. 34b) experimentálního automobilu. Technická specifikace snímače je uvedena v [50].



a – na přídě vozidla



b – na zádi vozidla

Obr. 34 Snímače Correvit na vozidle

Významné omezení při použití snímače je jeho nepřesná funkčnost při monitorování rychlosti vozidla pohybujícího se po vozovce pokryté souvislou vrstvou čerstvého sněhu, ledem nebo po vozovce pokryté větší vrstvou vody. Proto je třeba tuto vlastnost zohlednit při měření na kluzném povrchu a na vozovce pokryté vrstvou sněhu a naměřeným průběhům věnovat dostatečnou pozornost, aby byla vyloučena chyba měření. Símač rychlosti musí být na vozidle umístěn ve vzdálenosti  $330 \pm 70$  mm nad povrchem vozovky a před měřením je nutné zabezpečit, aby se snímač zahřál na provozní teplotu alespoň pětiminutovou činností.

Pro měření **rychlosti stáčení**  $\omega$  jsem využil optický gyroskop VG910S [48] pracující na principu Sagnacova efektu. Gyroskopický snímač stáčivé rychlosti je součástí snímače rychlosti Correvit S-CE. Umístění snímačů dopředné a stáčivé rychlosti Correvit jsem realizoval v podélné ose vozidla s dodržением vzájemné rovnoběžnosti os. Pro přichycení je nutné použít jednoúčelové tuhé držáky, které zajistí, že snímače s vozidlem tvoří tuhý celek.

**Úhel stáčení vozidla**  $\Psi$ , určím nepřímo výpočtem dle (23) z naměřeného průběhu rychlosti stáčení  $\omega$ .

$$\Psi_i = \Psi_{i-1} + \Delta\Psi_i = \Psi_{i-1} + \omega_i \cdot T = \Psi_0 + T \cdot \sum_{i=1}^N \omega_i \quad (23)$$

kde:

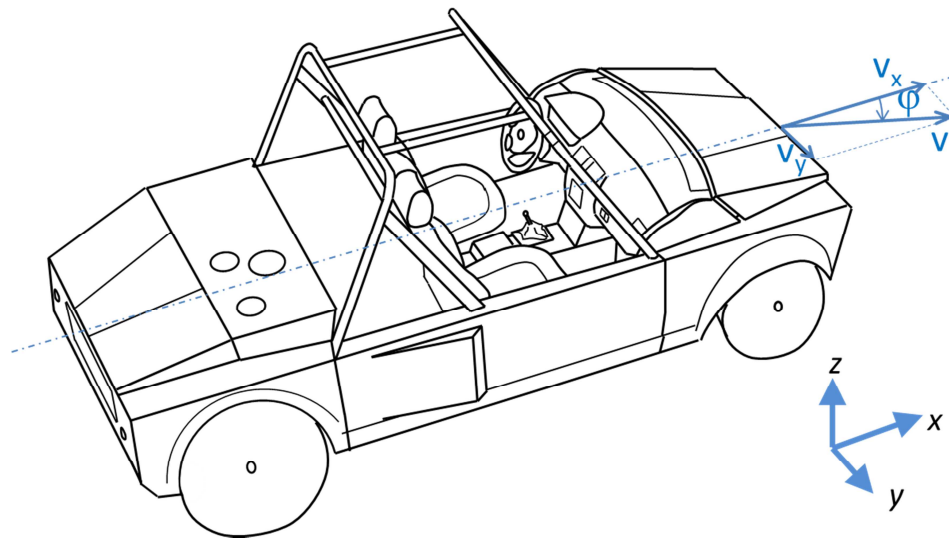
$\Psi_i$  – okamžitý úhel stáčení vozidla v čase  $t_i = \frac{i}{f_{vz}}$ , kde  $i = 1, 2, \dots, N$ ,

$\Psi_0$  – výchozí stočení vozidla na počátku měření,

$\omega_i$  – rychlost stáčení vozidla v čase  $t_i$ ,

$f_{vz}$  – frekvence vzorkování.

Velikost **směrové úchylky** měřím za využití snímače Correvit S-CE. Protože realizuji porovnávací měření mezi jednotlivými způsoby změny adhezní síly, není potřeba naměřený průběh přepočítávat na polohu umístění snímače vůči poloze těžiště.



$v_x$  – dopředná rychlost,  $v_y$  – příčná rychlost

Obr. 35 Výstupní veličiny snímače Correvit S-CE v rovině „xy“

Pro monitorování **zrychlení** experimentálního vozidla při jízdách zkouškách je použit tříosý snímač zrychlení iMEMS typu ADXL311. Snímač jsem za pomoci podkladové desky pevně přišrouboval ke středovému tunelu vozidla (Obr. 36). Způsob připevnění umožňoval nulování podélného a příčného sklonu při změně polohy karoserie vozidla vlivem nadzvednutí kolovými jednotkami. Nutností je, aby podélná osa snímače byla rovnoběžná s podélnou osou vozidla a příčná osa snímače byla rovnoběžná s příčnou osou vozidla. Umístění snímače zrychlení jsem volil na středovém panelu mezi sedadly experimentálního vozidla. Zvolené umístění snímače je v těžištní rovině experimentálního vozidla, proto není třeba realizovat off-time korekci naměřeného průběhu zrychlení na umístění. Eliminaci drobné nepřesnosti montáže jsem eliminoval za pomoci off-time korekce, ke které jsem využil výsledků z ověřovacího měření.



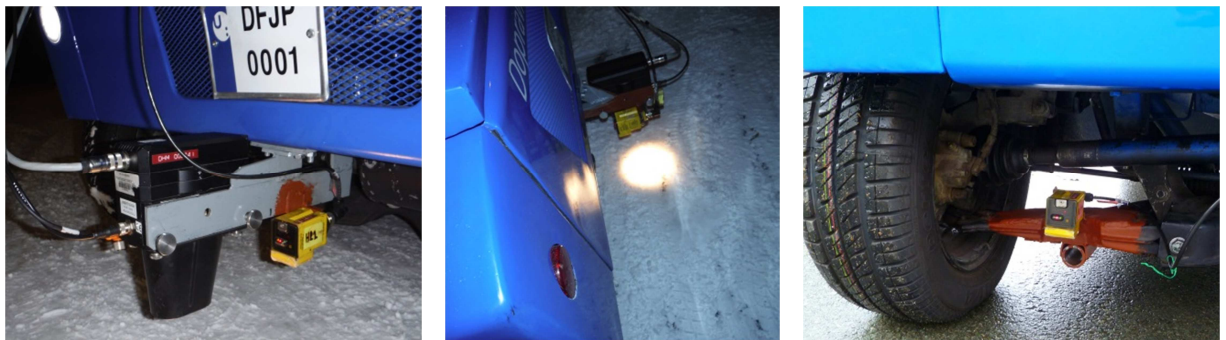
Obr. 36 Osazení vozidla pro měření příčného a podélného zrychlení

Pro měření **úhlů klopení a klonění** karoserie jsem použil nepřímý způsob měření za pomoci dvojice snímačů vzdálenosti. Jako snímače vzdálenosti jsem použil ultrazvukové snímače vzdálenosti U-GAGE Q45U od společnosti Banner. Technické parametry jsou uvedeny v [50]. Tentýž snímač vzdálenosti jsem použil i pro měření svislého pohybu spodních ramen náprav. Nevýhodou snímače je, že není jej možné použít na vozovce s čteně narušeným povrchem.

Klonění karoserie se měří za pomoci dvojice ultrazvukových snímačů. Snímač *HL2* (Obr. 37a) je umístěn na přídi vozidla a snímač *HP2* (Obr. 37b) je umístěn na držáku na zádi vozidla.

Svislý pohyb spodního ramena daného kola měřím pomocí ultrazvukového snímače *HLL*, který jsem umístil do držáku na spodním rameni dané části nápravy (Obr. 37c).

Snímače polohy karoserie jsou umístěny ve střední podélné rovině vozidla. Není třeba uvažovat svislé odchýlení snímače od měřicí roviny při jízdě s natočeným volantem.



a – snímač HL2

b – snímač HP2

c – snímač HLL

Obr. 37 Osazení snímačů výšky na vozidle pro měření polohy karoserie a ramena nápravy

Velikost úhlu **klonění karoserie**  $\alpha_i$  vozidla vypočítám z průběhů signálu z ultrazvukových snímačů vzdálenosti. Velikost úhlu klonění karoserie určím dle Obr. 38 ze vztahu (24).

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left( \frac{(H_{1i} - H_{10}) - (H_{2i} - H_{20})}{A_x} \right) \quad (24)$$

kde:

$H_{1i}$  – svislá vzdálenost měřícího místa od vozovky na přídi karoserie v čase  $t_i$ ,

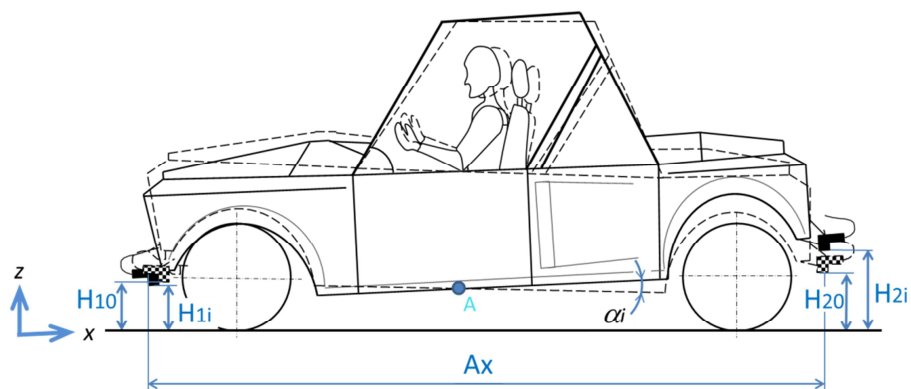
$H_{2i}$  – svislá vzdálenost měřícího místa od vozovky na zádi karoserie v čase  $t_i$ ,

$H_{10}$  – svislá vzdálenost měřícího bodu od vozovky na přídi vozidla odpovídající ustálené rychlosti pohybu vozidla,

$H_{20}$  – svislá vzdálenost měřícího bodu od vozovky na zádi vozidla odpovídající ustálené rychlosti pohybu vozidla,

$A_x$  – vzájemná vzdálenost snímačů výšky v podélné rovině vozidla.





Obr. 38 Rovinný model klonění karoserie

**Klopení karoserie**  $\beta_i$  se měří obdobně jako klonění za pomoci dvojice ultrazvukových snímačů výšky U-GAGE Q45U. Snímač s označením *HL2* (Obr. 39a) je umístěn na levé straně vozidla a snímač s označením *HP2* (Obr. 39b) na pravé straně vozidla. Vlastní poloha snímačů je v příčné těžištní rovině automobilu. Svislá poloha spodních ramen náprav je měřena stejně jako při měření klonění karoserie.

Velikost úhlu klopení karoserie  $\beta_i$  určím dle Obr. 40, a to ze vztahu (25).



a – snímač *HL2*

b – snímač *HP2*

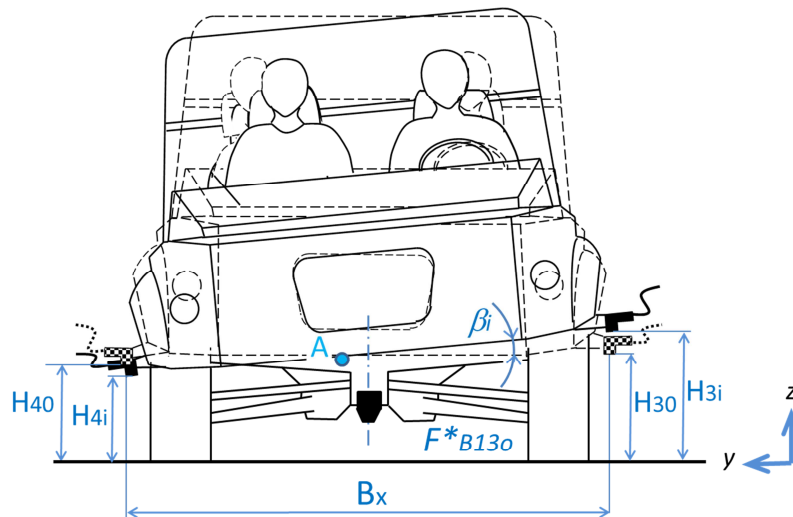
c – spodní pohled *HP2*

Obr. 39 Osazení snímačů výšky na vozidle pro měření klopení karoserie

$$\beta_i = \tan^{-1} \left( \frac{(H_{3i} - H_{30}) - (H_{4i} - H_{40})}{B_x} \right) \quad (25)$$

kde:

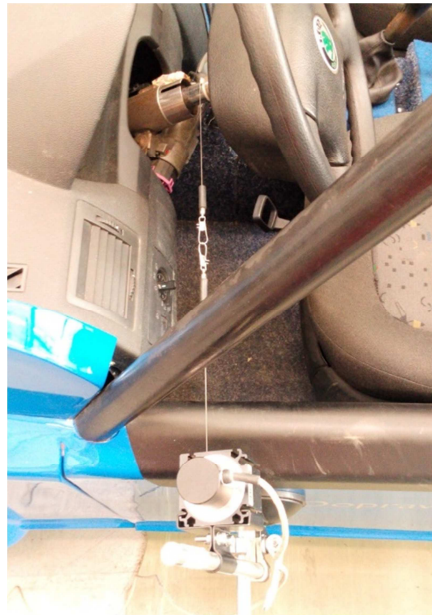
- $H_{3i}$  – svislá vzdálenost měřícího místa od vozovky na levé straně karoserie v čase  $t_i$ ,
- $H_{4i}$  – svislá vzdálenost měřícího místa od vozovky na pravé straně karoserie v čase  $t_i$ ,
- $H_{30}$  – svislá vzdálenost měřícího bodu od vozovky na levé straně karoserie vozidla odpovídající ustálené rychlosti pohybu vozidla,
- $H_{40}$  – svislá vzdálenost měřícího bodu od vozovky na pravé straně karoserie vozidla odpovídající ustálené rychlosti pohybu vozidla,
- $B_x$  – vzájemná vzdálenost snímačů výšky v příčné rovině vozidla.



*A – bod klopení karoserie*

Obr. 40 Rovinný model klonění karoserie

**Úhel natočení volantu** jsem zvolil měřit lankovým potenciometrickým snímačem WDS-P60 analog od společnosti Micro-Epsilon [58]. Snímač je připevněn za pomoci držáku z vnějšku karoserie automobilu (Obr. 41), tak aby byl chráněn před nechtěným poškozením řidičem při ovládání vozidla. Úhel natočení volantu je dán vysunutím lanka snímače, které se navíjí na hřídel volantu s poloměrem  $r_v = 22$  mm. Při natočení volantu vpravo se lanko ze snímače navíjeno na sloupek volantu, při natáčení volantu vlevo je navíjení lanka opačné.



Obr. 41 Osazení snímače natočení volantu na vozidle

Jelikož při měření je pro usnadnění zpracování výsledků vhodné přesně identifikovat začátek měřeného manévru, použil jsem v měřicím řetězci značkovač v podobě **optické závory**. Na začátek prostoru vytyčeného pro jízdní zkoušku je umístěn sloupek s referenční odrazovou plochou. Při průjezdu vozidla kolem sloupku se na záznamu objeví puls o velikosti 10 V, a tedy v záznamu měřených dat je toto místo přesně identifikovatelné. Jako optický prvek je

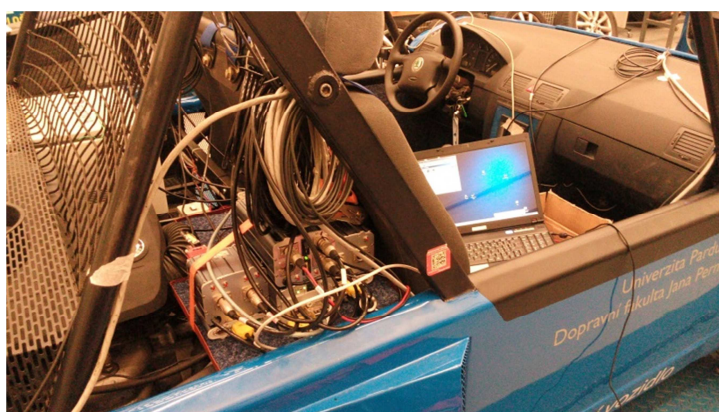
použit snímač BOS 36K od společnosti Balluff [31]. Snímač jsem umístil na horní ploše předního Correvitu (Obr. 42). Umístění referenčního odrazového sloupku z důvodu bezpečného odražení optického paprsku ze snímače je maximálně ve vzdálenosti 500 mm od okraje koridoru.



Obr. 42 Osazení optické závory na vozidle

Vozidlo při brzdění je provozováno až za hranicí smyku, proto není nutné měřicí systém doplňovat o pedometr monitorující sílu působení na brzdový pedál. Aby byl zřejmý časový interval, kdy dochází k brzdění, byl na vstup měřicí ústředny Cronos 74 přiveden napěťový signál o 12 V z napájení elektrického obvodu brzdových světel, který je nositelem informace o **počátku a době brzdění**.

Za měřicí ústředny je použita sestava tří navzájem propojených měřících ústředn Cronos 74, Cronos 94 a Cansas od společnosti IMC [65]. Tyto ústředny navzájem komunikují přes sběrnici CAN. Jediným prostorem na vozidle, kam je možné bezpečně umístit měřicí aparaturu, je prostor za sedadlem spolujezdce Obr. 43. Napájení měřicí aparatury a Correvitů je realizováno z gelového akumulátoru, umístěného na podlaze u spolujezdce (hmotnost akumulátoru připadá do pohotovostní hmotnosti automobilu).



Obr. 43 Umístění měřicí aparatury na vozidle s využitím notebooku

Přesto, že užití měřicího notebooku při jízdách zkouškách není příliš bezpečné, tak jej přesto doporučuji využít, aby byla možnost rychlé kontroly průběhu naměřených dat. A to především při měření na kluzných površích nebo na sněhu, kde je velká pravděpodobnost

chybového průběhu ze snímače rychlosti a ze snímačů výšky. Tento notebook obsluhuje při jízdách zkoušek spolujezdec. Současně jsem pro on-line monitorování vybraných veličin použil LCD displej doplněný tlačítkem START/STOP pro zahájení a ukončení záznamu dat.

#### **4.6.3 Technické podmínky experimentálního měření**

- **Technické požadavky na vozidlo**

Vozidlo musí bezpodmínečně odpovídat vyhovujícímu technickému stavu. Pneumatiky vozidla musí druhem a rozměry odpovídat předepsanému typu, který je pro experimentální vozidlo určen, nesmí být vizuálně patrná poškození. Příprava vozidla před zkouškou dále spočívá v kontrole, která je běžnou kontrolou před jízdou pro klasické vozidlo.

- **Atmosférické podmínky**

Protože se nejedná o normované zkoušky, tak atmosférické podmínky pouze doporučuji, aby byly v souladu s měřicími podmínkami měřící aparatury. Nejužší rozsah teplot pro použití mají měřící ústředna a snímač zrychlení, a to v rozsahu +10 °C až +40 °C. Načež nesmí docházet ke kondenzaci vzdušné vlhkosti na prvcích měřící aparatury.

- **Technické požadavky na zkušební plochu**

Jízdni zkoušku je možné realizovat pouze na ploše s kvalitním, tvrdým živičným nebo cementovým povrchem. Povrch musí být v oblasti vymezeného koridoru a přejezdových úseků stejnorodý, bez nečistot, výmolů a jiných nerovností. Sklon plochy nesmí přesahovat 2,5 % ve všech směrech.

- **Systém SlideWheel**

Před uvedením do činnosti je zapotřebí zkontrolovat, zda je v systému SlideWheel hladina hydraulického oleje nad minimální hodnotou, zda elektrické vedení s vysokým napětím nevykazuje známky poškození. Současně je nutné, aby zdrojové akumulátory měly požadované napětí, jelikož při provozu vozidla nejsou dobíjeny. Uvedení systému SlideWheel do činnosti je pomocí zapnutí elektromotoru hydraulického čerpadla a ovládacího zařízení elektromagnetických šoupátkových ventilů. Případně změna nastavení dorazů pro vychýlení kolové jednotky v závislosti na aktuálním zatížení vozidla.

Pro potřeby nastavení požadované radiální reakce doporučuji použití nájezdových vah. Tyto váhy je nutné umístit na vodorovný podklad a před najetím vozidla zapnout a nechat provést kalibraci. Jelikož nájezdové váhy jsou mobilní, a tedy nad úrovní vozovky, navrhl jsem pro eliminaci tohoto výškového rozdílu použití nájezdových ramp. První provedení nájezdových ramp se používá pro najetí vozidla na váhy, druhý typ umísťují pod jednotlivé kolové jednotky, jak je uvedeno na Obr. 44.



Obr. 44 Použití nájezdových ramp

Při ustavení nájezdových vah na vodorovnou rovinu je zapotřebí umístit nájezdové rampy do míst, kde při najetí vozidla na váhy budou kolové jednotky. Před vlastním najetím automobilu na váhy je nutné, aby obsluha nastavila kolové jednotky do minimálního zdvihu. Takto je zajištěna maximální radiální reakce na vozidlových kolech. Jelikož sklon nájezdové rampy je pozvolný (aby byla schopna kolová jednotka tuto „terénní“ překážku překonat vzhledem k průměru svého kola) a tím i delší než nájezd na váhu, je část radiální reakce automobilu při najíždění na váhy přenášena kolovou jednotkou. Na základě sklonu kolové jednotky se podíl radiální reakce automobilu přenáší přes vlečené kolové jednotky a toto má za následek, že kola automobilu přenáší za daných podmínek menší část tíhy vozidla a hrozí nebezpečí proklouznutí vozidlových kol. Po ustavení vozidla je nutné odečíst z jednotlivých vah velikost statického radiálního zatížení. Nyní dle požadavku na velikost snížení radiální reakce přenášené koly vozidla se pomocí příslušných ovládacích prvků plní, nebo upouští olej z horní komory kolové jednotky. Pokud je do prostoru nad pístem přiváděn hydraulický olej, radiální reakce vozidlového kola se snižuje a naopak. Aktuální hodnotu zatížení vozidlového kola obsluha odečte z váhy. Z důvodu tuhosti příhradového rámu experimentálního vozidla je nutné radiální reakce na jednotlivých kolech nastavovat v dílčích krocích, protože nadzvednutí jednoho kola se projeví změnou zatížení na zbývajících kolech. V případě potřeby je možné elektromotor hydraulického čerpadla napájet napětím 230 V z rozvodné stě. Při sjezdu z nájezdových vah je nutné dodržet bezpečnostní podmínku, že vozidlo vlivem snížené radiální reakce na kolech vozidla hůře brzdí, a tedy nemusí zastavit na vzdálenosti dané délkou sjezdových ploch ramp, po kterých se odvalují vysunuté kolové jednotky. Rozsah změny radiální reakce je plynule v intervalu  $\langle 0; Z^*_{SW\ max} \rangle$ .

Jakmile uživatel nastaví požadované hodnoty radiálních reakcí na vozidlových kolech, je nutnost pro kontrolu změřit výškoměrem skutečné výškové souřadnice klíčových bodů automobilu (místa, kde jsou ke karoserii a k ramenům náprav připevněny snímače výšky). Současně je nutné realizovat kompenzační jízdu, jelikož se při rozdílných radiálních reakcích na jednotlivých vozidlových kolech změní podélný případně i příčný sklon karoserie. Tento sklon je třeba eliminovat stavěcími šrouby na snímači zrychlení. Při realizaci jízdní zkoušky je třeba vždy dodržet podmínky, které uvádím v postupu realizace dané jízdní zkoušky.

- **Systém alternativní SkidCar**

Před realizací experimentálního měření je nutné překontrolovat stav uchycení rámu alternativního SkidCaru k experimentálnímu vozidlu. Rám jsem navrhl takovým způsobem, aby byla možná jeho montáž a demontáž i bez použití zvedacího zařízení. Současně má obsluha za povinnost překontrolovat polohu a uchycení kolových jednotek k rámu. Jelikož jsem zde použil podpěrné kolové jednotky s větším průměrem kol než u systému SlideWheel, tak není zapotřebí nájezdových ramp pro kolové jednotky. Před vlastním nastavením požadované radiální reakce je nutné pod kolové jednotky umístit podložky, jež kompenzují výšku vah, tak jak uvádím na Obr. 45.



Obr. 45 Příprava k nastavení radiálních reakcí u alternativního SkidCaru

Požadovanou hodnotu radiální reakce obsluha nastaví za pomoci vysunutí kolové jednotky z držáku. Nastavení požadovaných radiálních reakcí je nutné realizovat postupně v jednotlivých krocích, a to z důvodu tuhosti rámu vozidla a rámu alternativního SkidCaru. Ze zkušenosti doporučuji požadované radiální reakce nastavovat minimálně ve třech krocích. Při jízdě zkoušce s nulovou silou přenášenou přes kolové jednotky alternativního SkidCaru je nutné kolové jednotky v uložení zdvihnout, aby nedošlo při dynamických pohybech karoserie ke kontaktu těchto jednotek s vozovkou, kdy hrozí mechanické poškození.

Stejně jako při nastavení rozdílných adhezních vlastností na jednotlivých vozidlových kolech u systému SlideWheel, je třeba i u alternativního SkidCaru provést vždy sadu kompenzačních měření, z nichž se vypočtou nové hodnoty veličin pro off-time korekci a provede se nastavení rovinnosti snímače zrychlení. Při realizaci jízdě zkoušky je nutnost dodržet podmínky, které popisují v postupu realizace dané jízdě zkoušky.

#### **4.6.4 Ověřovací měření**

Před zahájením měření nebo po novém nastavení alternativního SkidCaru a SlideWheelu je nutné realizovat serii ověřovacích měření. Ověřovací měření slouží k ověření funkčnosti

měřicího řetězce a jako skupina dat pro následnou off-time korekci. Korekce je nutná z pohledu odstranění montážních a technických odchylek při osazení měřící aparatury na vozidlo a současně k eliminaci naklonění nebo naklonění karoserie vozidla při změně adhezních podmínek. Ověřovací měření všech veličin jsem zvolil v podobě opakovaného záznamu v rozsahu sedmi měření při ustálené jízdě v přímém směru a to na dráze min. 30 m (Obr. 46). Měření je nutné opakovat pro oba směry jízdy, aby byl vyloučen vliv sklonu vozovky.



Obr. 46 Realizace ověřovacího měření pro alternativní SkidCar a SlideWheel

Při zpracování ověřovacího měření se u všech měřených veličin odstraní odlehle hodnoty a provede se (vyjma rychlosti) průměrování naměřených průběhů (26) na časovém intervalu 10 s. Výše uvedené platí pro všech sedm opakovaných měření. Vypočtené průměrné hodnoty ze všech sedmi měření se opětovně průměrují a takto se získají hodnoty  $\bar{x}_j$ , které slouží k off-time korekci naměřených průběhů.

$$\bar{x}_j = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N x_{ji} \quad (26)$$

kde:

- $N$  – celkový počet změřených hodnot veličiny  $x_j$ ,
- $x_{ji}$  –  $i$ -tá hodnota veličiny  $x_j$  změřená v čase  $t_i = T \cdot i$ , kde  $i = 1, 2, \dots, N$ ,
- $T$  – perioda vzorkování.

V případě výskytu významné odchylky mezi dílčími sedmi měřeními je nutné provést kontrolu měřicího řetězce za účelem odstranění nepodchycených jevů ovlivňující měřenou veličinu a následně měření opakovat.

#### 4.6.5 Volba jízdni zkoušky

Jízdni zkoušky jsem zamýšlel prvotně volit v souladu s normovanými zkouškami, jak jsem uvedl u státní doktorské zkoušky. Vzhledem k charakteru automobilu a omezeným prostorovým podmínkám z pohledu testovacích kluzných povrchů jsem byl nucen jízdni zkoušky upravit dle aktuálně dostupných podmínek. Dílčí úprava jízdni zkoušek od normy

není v mém případě na závadu, jelikož ve své práci provádím vzájemné porovnání jednotlivých způsobů změny adhezní síly. Z charakteru jízdních zkoušek jsem za reprezentativní zkoušky vybral tři základní kategorie zkoušek. V první kategorii jsem volil jízdni zkoušky v přímém směru a ve druhé kategorii jízdu v kruhu s konstantním úhlem natočení volantu. Ve třetí kategorii jsem volil slalomovou jízdni zkoušku. Všechny kategorie zkoušek je nutné realizovat na ploše bez terénních nerovností a bez významného příčného a podélného sklonu.

Volba zkoušek je taková (Tab. 10), aby bylo z výsledků patrné, jak se užití systémů alternativního SkidCaru projeví na měřených charakteristikách automobilu provozovaného na suchém asfaltu a na kluzném povrchu. Současně je třeba zhodnotit, zda experimentální automobil s mnou navrženým systémem SlideWheel se více nebo méně blíží reálným podmínkám automobilu než systém alternativního SkidCaru.

Tab. 10 Realizované jízdni zkoušky

vozidlo / typ zkoušky	brzdění v přímém směru	jízda v kruhu	slalom
klasické vozidlo + suchý asfalt	X	X	X
klasické vozidlo + kluzný povrch	X	–	X
klasické vozidlo + sníh	X	X	–
systém alternativní SkidCar	X	X	X
systém SlideWheel	X	X	X

- **Jízdni zkouška v přímém směru – brzdění**

Podstatou zkoušky je vzájemně porovnat chování vozidla v přímé jízdě při intenzivním brzdění se smýkáním všech kol vozidla. Jelikož jsou jízdni zkoušky realizovány bez řídicího automatu (automobil je řízen člověkem), tak není možnost zajistit pro všechna měření stejně velkou ovládací sílu na brzdový pedál. Proto jsem záměrně volil brzdění za hranicí smyku, abych byl schopen zajistit opakovatelné podmínky pro všechny prováděné zkoušky experimentálního automobilu. Naměřené veličiny je možné využít k přímému vyhodnocení experimentálního měření a také při připravovaném sestavení a optimalizaci modelu a k návrhu dalšího vývoje systému SlideWheel. Při jízdni zkoušce jsou měřeny veličiny, které odpovídají kapitole 4.6.1 *Měřené veličiny při jízdni zkouškách*.

Počátek brzdění se v datovém záznamu určí dle signálu se snímače brzdových světel. Vjetí do měřicího koridoru jsem sledoval za pomoci optické brány.

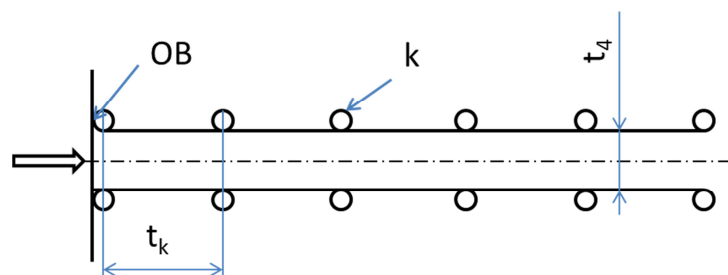
Ovládací sílu na brzdovém pedálu jsem dávkoval skokově z nulové hodnoty po maximální, tzv. „panické“ brzdění. A to v takové míře, abych dosáhl skokového zablokování všech kol automobilu. Výchozí rychlost pro režim brzdění jsem volil z intervalu 24–36 km·h<sup>-1</sup>.



Při realizaci jízdní zkoušky je vozidlo obsazeno řidičem a spolujezdcem, jak uvádím v **Příloze 1 - Určení souřadnic těžiště vozidla**. Před vjezdem do měřícího koridoru je třeba alespoň po dobu 1 s udržel vozidlo bez trakce a brzdění, jinak řečeno při vjezdu do měřícího koridoru je nutnost vyšlápnout spojku a po čase minimálně 1 s brzdít s maximální možnou ovládací silou na brzdovém pedálu. Důvodem pro časovou prodlevu mezi akcelerací vozidla a brzděním je požadavek, aby se jednotlivé skupiny vozidla ustavily do výchozí polohy, kdy nepůsobí příčné zrychlení a velikost podélného zrychlení je dána zápornou hodnotou odpovídající pouze odporu valení a síle odporu vzduchu. Grafický výstup měřených veličin z jednotlivých jízdních zkoušek a výsledné průběhy naměřených veličin z experimentální zkoušky uvádím v **Příloze 4 - Brzdění v přímém směru**.

### Jízdní koridor pro experimentální vozidlo na asfaltu a na kluzném povrchu

Šířku jízdního koridoru v přímém směru volím dle šířky experimentálního automobilu, ke kterému jsem připočetl dvakrát 200 mm. Tedy výsledná hodnota šířky koridoru  $t_4 = 2\ 020$  mm (Obr. 47).



$t_4$  – šířka jízdního koridoru pro brzdění v přímém směru,  $t_k$  – vzdálenost mezi kužely,  
 $k$  – kužel,  $OB$  – optická brána

Obr. 47 Brzdění v přímém směru – zkušební koridor

Jízdní zkouška je realizovatelná na suchém asfaltu (Obr. 48a), kluzném povrchu (Obr. 48b) a přesazené brzdění (Obr. 48c), kdy pravá strana automobilu byla na kluzném povrchu, levá strana se nacházela na mokřém asfaltu.



a – asfaltový povrch



b – kluzný povrch



c – přesazené brzdění

Obr. 48 Brzdění v přímém směru

Současně brzdění v přímém směru bylo realizováno neplánovaně i na komunikaci pokryté souvislou vrstvou částečně uježděného sněhu (Obr. 49). Postup měření byl shodný s postupem popsáním výše.



Obr. 49 Brzdění na sněhu v přímém směru

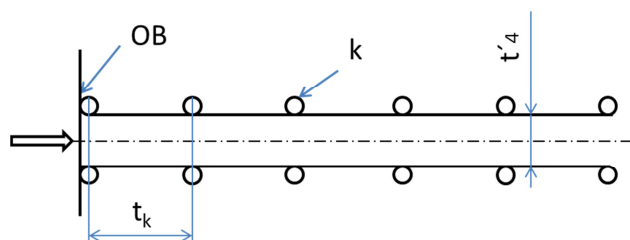
Vytyčení koridoru při přesazeném brzdění nemá význam, jelikož vlivem stáčivého momentu působícího na automobil a vlivem rozdílných adhezních podmínek dojde vždy k vybočení automobilu z koridoru. Proto jsem při přesazeném brzdění koridor neměl vytyčen.

#### **Jízdní koridor pro vozidlo se systémem SlideWheel**

Jízdní koridor pro experimentální měření vozidla se systémem SlideWheel je shodný s koridorem pro experimentální automobil. Systém SlideWheel je možné provozovat na komunikaci se suchým živičným povrchem.

#### **Jízdní koridor pro vozidlo se systémem alternativního SkidCaru**

Jízdní zkoušku se systémem SkidCar realizují v upraveném jízdním koridoru, kdy šířka koridoru  $t'_4 = 2820$  mm je dána šířkou alternativního SkidCaru, ke které je stejně jako při zkoušce bez SkidCaru přičteno dvakrát 200 mm. Realizace vlastní jízdní zkoušky je shodná se zkouškou klasického automobilu. Protože se vozidlo pohybuje v dopředném směru, tak závlek kolových jednotek do šířky koridoru nezahrnuje.



$t'_4$  - šířka jízdního koridoru pro SC při brzdění v přímém směru,

$t_k$  - vzdálenost mezi kužely,  $k$  - kužel,  $OB$  - optická brána

Obr. 50 Brzdění v přímém směru – zkušební koridor pro SkidCar

Stejně jako u experimentální zkoušky klasického experimentálního vozidla s brzděním na rozdílných adhezních podmínkách pro pravou a levou stranu vozidla, tak i zde není koridor vytyčen kužely.

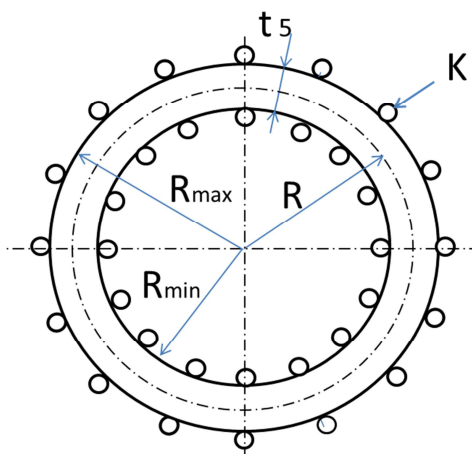
- **Jízdní zkouška po kruhové dráze s konstantním úhlem natočení volantu**

Tento typ zkoušky jsem vybral proto, že umožňuje relativně jednoduše zjistit hranice mezního smyku na daném povrchu. Zkušební koridor je vytyčen kužely v podobě mezikružjí. Při zkoušce se pozvolna a plynule zvyšuje rychlost vozidla, tak aby podélné zrychlení nepřesáhlo hodnotu  $a_x = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  až do okamžiku, kdy vozidlo koridor opustí nebo bude evidentní změna v chování vozidla.

Měřenými veličinami jsou: rychlost vozidla, klopení karoserie, velikost příčného zrychlení, úhel natočení volantu, rychlost stáčení vozidla, výšková poloha ramena přední nápravy nad vozovkou. Výsledné průběhy naměřených veličin z experimentální zkoušky uvádím v **Příloze 5 - Jízda v kruhu**.

### Experimentální vozidlo na asfaltu

Hodnota jmenovitého poloměru zkušební koridoru jsem měl  $R = 10,0 \text{ m}$  (Obr. 51). Šířku koridoru volím  $t_5 = 3,0 \text{ m}$  ( $R_{min} = 8,5 \text{ m}$ ,  $R_{max} = 11,5 \text{ m}$ ). Výsledné průběhy měřených veličin z experimentální zkoušky uvádím v **Příloze 5 - Jízda v kruhu**. Zkouška nebyla realizována pro experimentální vozidlo na kluzném povrchu, protože kluzná plocha nedosahovala požadovaných rozměrů.



$t_5$  – jízdní šířka kruhového koridoru,  $R$  – jmenovitý poloměr kruhového koridoru,  $K$  – kužel,  
 $R_{max}$  – vnější poloměr jízdního koridoru,  $R_{min}$  – vnitřní poloměr jízdního koridoru

Obr. 51 Jízda po kruhové dráze o konstantním poloměru – zkušební koridor

Jízdní zkoušku po kruhové dráze o konstantním poloměru jsem mimo plán realizoval za snížených adhezních podmínek, a to na povrchu s postupně uježděným sněhem. Zkouška je realizována na středním poloměru  $R = 10 \text{ m}$  (Obr. 52).



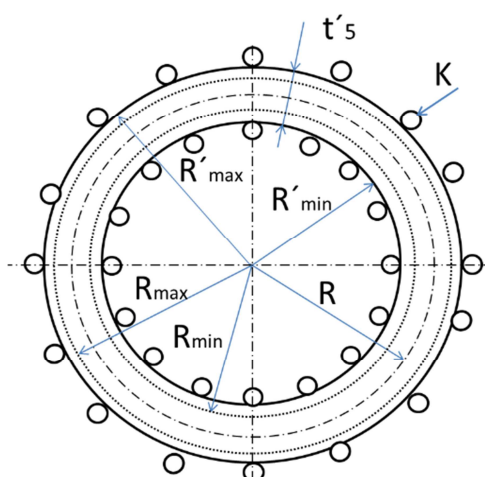
Obr. 52 Jízdní zkouška za snížených adhezních podmínek

### Vozidlo se systémem SlideWheel

Jízdní koridor pro systém SlideWheel je suchý asfalt a co do provedení je shodný s koridorem pro experimentální automobil Obr. 51.

### Vozidlo se systémem alternativní SkidCar

Vzhledem ke konstrukci alternativního SkidCaru s rozchodem větším, než je rozchod automobilu je nezbytně nutné také přizpůsobit této skutečnosti zkušební koridor. Aktuální podobu koridoru uvádím na Obr. 53. Obměna zkušebního koridoru spočívá v jeho rozšíření na velikost  $t'_5 = 2,82$  m. Střední poloměr koridoru  $R$  je neměnný, úpravu jsem provedl zmenšením roztečné kružnice vnitřních kuželů na poloměr  $R'_{min} = 8,59$  m a zvětšením roztečné kružnice vnějších kuželů na  $R'_{max} = 11,41$  m. Realizace vlastní jízdní zkoušky je shodná se zkouškou klasického automobilu.



$t'_5$  – jízdní šířka kruhového koridoru SkidCar,  $R$  – jmenovitý poloměr kruhového koridoru,  $K$  – kužel,  
 $R_{max}$  – vnější poloměr jízdního koridoru,  $R_{min}$  – vnitřní poloměr jízdního koridoru,  
 $R'_{min}$  – vnitřní poloměr jízdního koridoru ASC,  $R'_{max}$  – vnější poloměr jízdního koridoru ASC

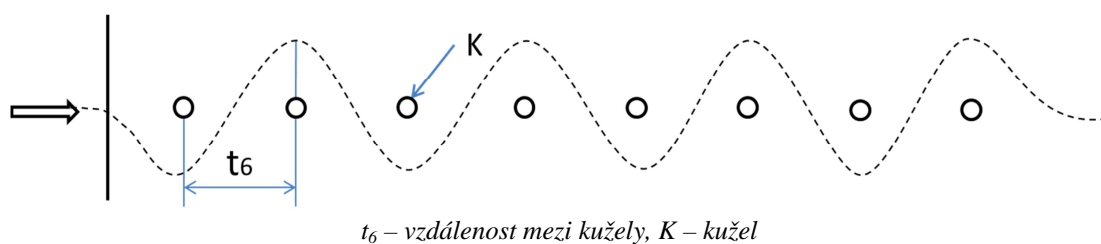
Obr. 53 Jízda po kruhové dráze o konstantním poloměru – zkušební koridor SkidCar

- **Slalomová zkouška**

Podstatou zkoušky je, aby vozidlo projelo vytyčeným koridorem mezi kužely s předem definovanou rychlostí. Za tuto rychlost volím maximální rychlost, při které se dá projet vytyčený koridor na kluzném povrchu. Poloha pedálu akceleratoru je po celou dobu realizace zkoušky konstantní. Mezi měřené veličiny patří dopředná rychlost, stáčivá rychlost, úhel klopení karoserie, výšková poloha ramena přední a zadní nápravy nad vozovkou, příčné a podélné zrychlení a úhel natočení volantu. Výsledné průběhy naměřených veličin z experimentální zkoušky uvádím v *Příloze 6 - Slalomová zkouška*.

### Experimentální vozidlo na asfaltu a kluzném povrchu

Vlastní provedení zkušební koridoru je patrné na Obr. 54.



Obr. 54 Koridor pro slalomovou zkoušku

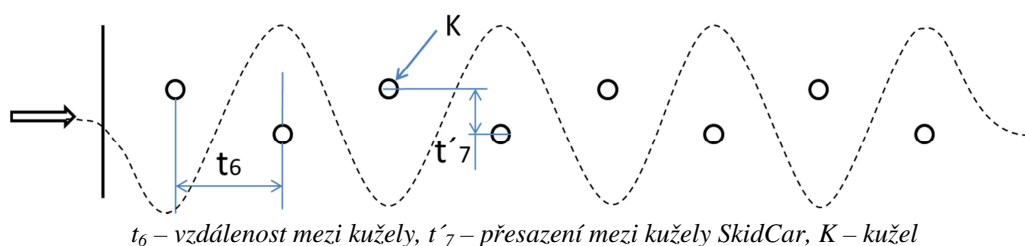
Rozteč  $t_6$  mezi kužely volím konstantní, a to o velikosti 6 m. Počáteční rychlost vjezdu do koridoru je z intervalu 16–35 km·h<sup>-1</sup>, kdy 16 km·h<sup>-1</sup> je hodnota, která se blíží maximální možné rychlosti pro projetí zvoleného koridoru na kluzném povrchu a 35 km·h<sup>-1</sup> je rychlost, kterou se dá vytyčený koridor projet na suchém asfaltu.

### Vozidlo se systémem SlideWheel

Zkušební koridor pro vozidlo se systémem SlideWheel je shodný s koridorem, který je použitý při zkouškách experimentálního vozidla Obr. 54.

### Vozidlo se systémem alternativního SkidCaru

Pro jízdní zkoušku se systémem alternativního SkidCaru jsem stejně jako v předešlých jízdních zkouškách zkušební koridor upravil. Úprava koridoru spočívá v přesazení kuželů  $t'_7 = 0,66$  m a to právě o velikost, o kterou je větší rozchod ASC než vnější šíře stop pneumatik vozidla. Takto se stal koridor pro jízdní zkoušku směrový.



Obr. 55 Koridor pro slalomovou zkoušku SkidCar

#### 4.6.6 Vyhodnocení jízdních zkoušek

Každou z jízdních zkoušek je třeba realizovat minimálně 7x. Výsledky těchto zkoušek je nutné po absolvování experimentálního měření porovnat a zjistit jejich validnost. V případě, že jsou více jak 2 zkoušky evidentně rozdílné, tak je bezpodmínečně nutné celou sadu experimentu opakovat.

Jelikož se jedná o vzájemná porovnávací měření pro jednotlivé způsoby realizace dané jízdní zkoušky, není nutné přepočítávat naměřené průběhy veličin do pozice těžiště automobilu.

- **Vyhodnocení měřených veličin při jízdním režimu**

Při brzdění vozidla v přímém směru v těžišti vozidla působí podélné zpomalení, které je prezentováno jako  $-a_x$ . Při brzdění dochází ke klonění karoserie, která se projeví snižující se vzdáleností předního snímače výšky a nárůstem vzdálenosti na zadním snímači výšky. Pro stav klonění vpřed odpovídají záporné hodnoty úhlu klonění  $\alpha$ . Snímač vzdálenosti umístěný na předním rameni nápravy signalizuje snižující se vzdálenost.

Při jízdě vozidla levotočivou zatáčkou se hodnoty úhlu natočení volantu  $\beta$ , do levého rejdu udávají se záporným znaménkem. Současně má příčné zrychlení  $a_y$  zápornou hodnotu. Měřená vzdálenost snímačem polohy ramena se snižuje, protože snímač je umístěn na pravém rameni přední nápravy. Snímač výšky monitorující polohu karoserie na levé straně měří nižší vzdálenost, snímač vzdálenosti na pravé straně zobrazuje nárůst vzdálenosti. Úhel klopení karoserie má zápornou hodnotu. Velikost směrové úchyly při jízdě levotočivou zatáčkou je signalizována kladnými hodnotami a rychlost stáčení vozidla nabývá kladných hodnot.

#### 4.6.7 Zpracování naměřených dat

Při zpracování naměřených dat doporučuji přistoupit k rychlé kontrole naměřených dat, jestli průběhy naměřených veličin odpovídají očekávaným průběhům. Následuje odstranění odlehlých hodnot, které evidentně nesouvisí s chováním vozidla.

Kompenzační měření se zpracuje takovým způsobem, že po odstranění odlehlých hodnot se provede průměrování. Takto se získají hodnoty podélného a příčného zrychlení, kvazistatické výškové souřadnice ramen náprav, přední, zadní, levé a pravé části karoserie, směrovou úchyly a stáčivou rychlost pro off-time korekci.

Signál ze snímačů rychlosti není třeba dále zpracovávat, ale je nutné z něj odstranit pouze odlehlé hodnoty, které nesouvisí s jízdou vozidla. Chybové hodnoty signálu ze snímače rychlosti se objeví zejména při jízdě na kluzném povrchu, kdy povrch byl místy velmi lesklý nebo byla souvislá hladina vody a Correvit nebyl schopen rozpoznat texturu povrchu. Současně je velká pravděpodobnost chybového signálu rychlosti při jízdních zkouškách na sněhu, dáno členitým povrchem s vysokou výškou členitostí povrchu, kdy Correvit se již dostane mimo svůj pracovní rozsah. Potíže se snímači na povrchu pokrytém sněhem byly

v prvopočátcích při přípravě měření. Jakmile se vrstva sněhu rozjezdila snímače již nevykazovaly při měření chyby.

Vlivem přizvednutí karoserie automobilu přes rám alternativního SkidCaru při hodnotě radiální reakce na kolech automobilu  $0,2 \cdot Z_{ksti}$  se snímač dostal na horní toleranční vzdálenost pracovní oblasti od vozovky, proto je nutnost Correvit při měření s nižším stupněm radiální reakce na vozidlových kolech manuálně snímač umístit do polohy blíže k vozovce. Pro potřeby experimentu jsem použil dvojici snímačů, kdy jeden je umístěn na přídi a druhý na zádi vozidla, jak je popisují v 4.6.2 *Systém pro měření vybraných charakteristik experimentálního automobilu*. Průběh rychlosti zaznamenaný přes Correvit je v oblasti dobrzdění vozidla vlivem přesnosti snímače při nízkých rychlostech mírně zkreslen. U mnoha průběhů se objevuje při zastavení vozidla minimální rychlost (cca.  $2,2 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ) po daný časový interval. Stejně tak při rozjíždění vozidla snímač rychlosti pracuje až od  $3 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  [65]. Toto je způsobeno chybou snímače, jelikož z hlediska konstrukce není schopen s požadovanou přesností měřit rychlosti nižší jak  $3 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .

Aktuální úhel natočení volantu  $\beta_v$  jsem určil z naměřeného signálu udávajícího velikost vysunutí lanka ze snímače úhlu natočení volantu  $l_l$  a to přes jednoduchý vztah (27).

$$\beta_v = \frac{180 \cdot l_l}{\pi \cdot r_v} - \beta_{vo} \quad (27)$$

kde:

- $\beta_v$  – úhel natočení volantu,
- $\beta_{vo}$  – úhel natočení volantu při ověřovacím měření,
- $l_l$  – vysunutí lanka ze snímače úhlu natočení volantu,
- $r_v$  – poloměr hřídele sloupku volantu.

Signál pro měření úhlu natočení volantu se zpracovává v podobě plovoucího průměru na intervalu 20 hodnot. Dále jsem od aktuálně naměřené hodnoty odečetl hodnotu odpovídající přímé jízdě. Proto úhel  $0^\circ$  natočení volantu odpovídá právě přímé jízdě. Kladné hodnoty úhlu natočení volantu odpovídají rejdu na pravou stranu a naopak.

Aktuální poloha karoserie vozidla (ramena nápravy) od vozovky se měří za pomoci ultrazvukových snímačů. Výchozí polohu karoserie od vozovky jsem vždy vztáhnul k poloze, která byla zjištěna při ověřovacím měření. Konečná poloha karoserie (ramena nápravy) po realizaci experimentálního měření se nevrátila do výchozí, a to vlivem hystereze pryžových dílů vyskytujících se v uložení zejména podvozkového ústrojí. Před zpracováním naměřeného signálu ze snímačů vzdálenosti jsem odstranil evidentně odlehlé hodnoty, které nesouvisí s pohybem vozidla. Množství odlehlých hodnot se zvyšuje s nerovností povrchu a s rostoucím množstvím stříkající vody při jízdě na kluzném povrchu. Zde taktéž dochází k ulpívání

vodních kapek na snímačích, kdy snímače neměřily validní signál. Proto jsem přistoupil k drobné úpravě těla snímače v podobě doplnění odtokové hrany. Ultrazvukové snímače jsou nepoužitelné při měření vozidla na sněhové pokrývce, a to z důvodu vysoké členitosti povrchu vlivem postupného zhutnění sněhové pokrývky a tím vznikajících kolejí.

Z průběhu ultrazvukových snímačů vzdálenosti je pro určení polohy spodního ramena nápravy a další výpočet úhlu klopení nebo úhlu klonění karoserie nutné průběhy vyhladit odstraněním drobných kmitů, které nejsou způsobeny pohybem karoserie. K tomuto účelu se mi osvědčil plovoucí průměr na časovém intervalu 0,2 s, kdy ještě nedochází k významnému deformování reálného průběhu. Snímače výšky jsou pevně spojeny s karoserií nebo ramenem nápravy vozidla, proto při klonění či klopení karoserie dochází k vychýlení snímačů ze svislé polohy. Jelikož velikost vychýlení karoserie z rovnovážné polohy nepřesahuje  $5^\circ$ , je chyba v měření vlivem vychýlení snímače výšky z rovnovážné polohy (max. 300 mm od povrchu vozovky) zanedbatelná. Proto v práci nepoužívám přepočtení vzdálenosti na vychýlení snímače z rovnovážné polohy.

Signál ze snímače zrychlení, a to jak příčného, tak i podélného, se zpracovává pouze v podobě vyhlazení průběhu za pomoci plovoucího průměru na intervalu 0,2 s. Výchozí statický sklon karoserie je dán na základě ověřovacího měření, kdy od aktuálně měřené hodnoty při experimentální zkoušce se při off-time zpracování signálu odečte hodnota z ověřovacího měření.

Signál mapující rychlost stáčení vozidla a signál úhel směrové úchylny se zpracovává v podobě vyhlazení průběhů za pomoci plovoucího průměru a následné off-time korekce dle dat získaných při ověřovacím měření.

Signály z optické závory a od brzdového světla jsem dále nezpracovával, jelikož nebyla vyžadována žádná následná úprava a zpracování signálu.

Výsledná orientace měřených veličin je závislá na montáži snímače na experimentální vozidlo. Pro zjednodušení orientace ve výsledcích z naměřených experimentů připojuji vysvětlení pro jízdu automobilu do levotočivé zatáčky. Při natočení kol doleva, je hodnota úhlu natočení volantu  $\beta_v$  záporná, současně příčné zrychlení  $a_y$ , úhel klopení karoserie  $\beta_i$ , poloha ramena nápravy na levé přední straně  $HL1$  a poloha pravé strany karoserie  $HP2$  jsou taktéž v záporných hodnotách. Hodnota uhlové rychlosti  $\omega$ , směrová úchylna  $\varphi$ , poloha levé strany karoserie  $HL2$ , úhel stáčení vozidla  $\Psi$ , dosahují kladných hodnot.

- **Jízda v přímém směru**

Při hodnocení chování vozidla je v teoretické rovině situace následující. Při brzdění ve smyku v přímém směru se shodnými adhezními podmínkami pod všemi koly automobilu působí v ose  $x_0$  podélné zpomalení  $a_x$ . Současně dochází ke snižování dopředné rychlosti  $v_x$  a ke vzniku setrvačné síly  $F_i$ , působící v těžišti vozidla rovnoběžně s podélnou osou. Jelikož



velikost adhezní síly  $F_{ad}$  je závislá nejen na součiniteli adheze (statickém a dynamickém) ale i na velikosti skluzu, se kterým se kola automobilu pohybují (skluzová charakteristika pneumatiky), je v počátku brzdění maximální hodnota podélného zpomalení a tím i adhezní síly. Vlivem nárůstu skluzu kola vůči vozovce adhezní síla klesá a s ní i podélné zpomalení. Pokles podélného zpomalení je patrný z naměřených průběhů (*Příloha 4*). Při působení setrvačné síly, dochází ke klonění karoserie  $\alpha_i$ , kdy jsou přítěžována přední kola automobilu a vlivem vyšší radiální reakce jsou schopna přenášet vyšší adhezní sílu. Úhel klonění karoserie se projeví tak, že snímač výšky na přední vozidla indikuje snižující se vzdálenost a snímač na zadní části vozidla zvyšující se vzdálenost. Svislá poloha ramena přední nápravy se snižuje, u zadní nápravy se zvyšuje. U snímačů výšky je překmit přes vodorovnou osu způsoben zastavením vozidla při dobrzdění a částečným uvolněním předpětí, které vzniklo v podvěsech vozidla vlivem brzdění. Velikost směrové odchylky  $\varphi$  je nulová, nulové je příčné zrychlení  $a_y$ , stáčivá rychlost  $\omega$ , úhel stáčení vozidla  $\Psi$  a současně je i nulový úhel natočení volantu  $\beta_v$ .

Při brzdění s rozdílným součinitelem adheze pro levou a pravou stranu kol automobilu (přesazené brzdění) platí stejné podmínky, které uvádím výše. Vlivem rozdílných adhezních podmínek vznikají na kolech automobilu různě velké adhezní (a tím i brzdné) síly, kdy tyto vůči setrvačné síle působící v těžišti vozidla vytváří stáčivý moment. Vlivem tohoto momentu se vozidlo stáčí stáčivou rychlostí kolem své svislé osy. V těžišti vozidla vzniká složka setrvačné síly vyvolávající příčné zpomalení. Jelikož maximální hodnota adhezní síly je omezena Kammovou elipsou (Obr. 9), při přenosu příčné složky síly se velikost přenášené podélné složky síly snižuje. Toto je patrné při přesazeném brzdění, kdy při nárůstu složky příčného zrychlení současně klesá složka podélného zrychlení.

### **Teoretický základ brzdění v přímém směru**

Průběh podélného zrychlení během realizace zkoušky není konstantní. Zrychlení se po své maximální hodnotě na začátku brzdění (smýkání kola) mírně sníží a následně dochází ke konci brzdění opětovně k nárůstu. Toto je způsobeno vlivem přenosové skluzové charakteristiky pneumatiky. Vlivem shodných adhezních vlastností vozovky pod levými i pravými koly vozidla a nesouměrnosti brzd do 5 % je velikost příčného zrychlení zanedbatelná. Současně hodnota stáčivé rychlosti a výsledná poloha úhlu stočení vozidla dosahuje nízkých hodnot. Úhel natočení volantu se v ideálním případě nemění, případně pouze minimálně. S rostoucím rozdílem brzdné síly mezi koly pravé a levé strany vozidla dochází k nárůstu příčného zrychlení, které vyvolá stáčení vozidla a vznik směrové úchyly. Čím je nižší adhezní síla, tím více se projeví nesouměrnost v brzdění.

Při jízdě zkoušce v přímém směru a brzdění je hodnota podélného zrychlení  $a_x$ , úhel klonění karoserie  $\alpha_i$ , poloha ramena nápravy na levé přední straně  $HL1$ , poloha přední části karoserie  $HL2$  v záporných hodnotách a současně poloha zadní části karoserie  $HP2$  jsou v kladných hodnotách.

### ***a. Kluzný povrch a experimentální vozidlo***

U kluzného povrchu je mechanismus vzniku podélného zrychlení obdobný jako na suchém asfaltu, jen změna zrychlení v průběhu brzdění má vyšší pokles. Tento pokles je způsoben mimo výše popsaného také i klínem vody, který se vytváří před smýkajícím se kolem a dezén pneumatiky není schopen bez rotace kola tuto vodu odvádět mimo stykovou plochu. Velikost příčného zrychlení, stáčivé rychlosti a úhlu stočení vozidla jsou obdobné jako u suché vozovky. Velikost příčného zrychlení zde nabývá vyšších hodnot, jelikož adhezní vlastnosti kluzného povrchu již nebyly rovnoměrné co do povrchu vozovky, tak i do nesouvislého vodního filmu na ní.

### ***b. Přesazené brzdění a experimentální vozidlo***

Přesazené brzdění je stav, kdy kola pravé strany vozidla se smýkají po kluzném povrchu a kola levé strany experimentálního vozidla se smýkají po mokřem asfaltu. Průběh podélného zrychlení se mění. Od maximální hodnoty, která se objeví při zahájení brzdění, postupně klesá. Pokles je způsoben jednak nárůstem skluzu kola, ale dominantní vliv má stáčení automobilu kolem své svislé osy na levou stranu při nulovém úhlu natočení volantu. Stáčení je způsobeno vlivem rozdílných adhezních podmínek ve stopě, které způsobují, že vozidlo se začíná pohybovat po „kruhové“ dráze a v těžišti vozidla vzniká příčné dostředné zrychlení  $a_y$ , které na kolech vozidla vyvolá příčnou sílu. Protože maximální hodnota adhezní síly je dána Kammovou elipsou platí, že při pohybu vozidla ve smyku s nárůstem příčné síly, se snižuje velikost vektoru dopředné síly a to dle Obr. 9. Velikost výsledného úhlu stočení vozidla je ovlivněna rozdílem součinitelů adheze mezi koly jednotlivých stran vozidla i výchozí rychlostí, při které vozidlo brzdí.

Naměřené výsledky ze zkoušky, jejich rozbor a porovnání při jízdě v přímém směru uvádím v **Příloze 4 - Brzdění v přímém směru**.

- **Jízda v kruhu**

Jízdni experiment jsem vyhodnocoval v oblasti časové, aby byl patrný časový průběh realizace experimentu. Pro snazší vzájemné porovnání průběhů jsem uvedl závislosti měřených veličin na dopředné rychlosti vozidla. Jednotlivé naměřené průběhy uvádím v **Příloze 5 - Jízda v kruhu**.

### **Teoretický základ jízdy v kruhu**

Z naměřeného průběhu podélného zrychlení je patrné, že během měřeného úseku nebyla zajištěna konstantní rychlost. Při rozjezdu vozidla není možné, že vozidlo se při daných podmínkách experimentu dostane do smyku, proto jsem přistoupil k rozjezdu vozidla s vyšší dopřednou rychlostí, než byla ke konci zkoušky. Současně jsem výkon dávkoval subjektivně (bez řídicího automatu), tedy nebylo možné dosáhnout konstantního zrychlení po celou dobu

realizace zkoušky. Požadavkem bylo, aby bylo zrychlení konstantní v oblasti před vyjetím vozidla z daného koridoru, čehož je při experimentu dosaženo. Velikost dopředného zrychlení při rozjezdu vozidla je zatížena chybou, která je dána měřícím rozsahem snímače Correvit, který pracuje až od rychlosti  $3 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  [65]. S proměnným dopředným zrychlením a polohou volantu souvisí i proměnné příčné zrychlení. Úhel volantu při nízké rychlosti jsem měnil za účelem nalezení takové polohy předních kol, při kterých je vozidlo schopno projet vytyčený koridor bez korekce volantem. Následně jsem se snažil volant držet v dané poloze. Pokud se jedná o snímání výškové polohy z ultrazvukových snímačů, tak výchozí poloha karoserie a ramena nápravy je dána zastavením vozidla a držením jej na provozní brzdě. Takto v podvěsech vozidla vznikne předpětí, které při rozjezdu vozidla se uvolní a dojde ke změně polohy měřených komponent. Současně má na polohu vozidla vliv i náhlý nárůst dopředného zrychlení při rozjezdu a také změna úhlu natočení volantu. Z těchto důvodů polohu karoserie a ramena nápravy v počátku měření nevyhodnocuji.

S rostoucí rychlostí pohybu vozidla dochází k nárůstu příčného zrychlení působícího v těžišti vozidla, které způsobí klopení karoserie a přetížení vnějších kol a odlehčení vnitřních kol vozidla. Poloha karoserie na vnější straně se blíží k vozovce *HP2* a na vnitřní straně karoserie se zvedá, tedy hodnota vzdálenosti na snímači polohy *HL2* se zvyšuje. Protože zjišťuji polohu předního pravého ramena nápravy, tak hodnota vzdálenost i ze snímače *HLL* se s rostoucí rychlostí snižuje. Maximální velikost příčného zrychlení  $a_y$ , kterého je možné na vozidle dosáhnout je dáno adhezní silou, kterou jsou schopna kola vozidla přenést ve styku s vozovkou. Při odlehčených vnějších vozidlových kolech, je předpoklad, že vozidlo bude schopné přenášet menší adhezní sílu než při odlehčených vnitřních kolech. Současně je předpoklad, že u nižší hodnoty adhezní síly vozidlo jízdní koridor projede při nižší rychlosti, tak jak je uvedeno v **Příloze 5 - Jízda v kruhu**. S rostoucí rychlostí na kruhové dráze se u vozidla postupně snižuje hodnota směrové úchylnosti  $\varphi$ . Náhlý nárůst průběhu  $\varphi$  v časové oblasti je způsoben rozjezdem vozidla, které má kola v rejdu.

Při experimentální zkoušce, kdy kola přední nápravy přenáší nižší hodnotu radiální reakce, tedy přenáší nižší adhezní sílu, se vozidlo chová jako nedotáčivé. Opačná situace vzniká v okamžiku, kdy zadní kola automobilu přenáší nižší adhezní sílu, kdy se vozidlo chová jako přetáčivé. Přetáčivý nebo nedotáčivý stav vozidla zjistím z průběhu stáčivé rychlosti v závislosti na rychlosti.

Při hodnocení naměřených dat se zabývám průběhy, které mají odlišnost od teoretického základu, nebo naměřený průběh vyžaduje doplňující informace. Výsledky zkoušky, jejich rozbor a porovnání při jízdě v kruhu uvádím v **Příloze 5 - Jízda v kruhu**.

- **Slalomová zkouška**

### **Teoretický základ slalomové zkoušky**

Při slalomové zkoušce jsem přistoupil k vyhodnocení měřených veličin v závislosti na čase. Z naměřeného průběhu podélného zrychlení je patrné, že během měřeného úseku nebyla zajištěna konstantní rychlost. Důvodem je, že při rostoucích úhlech rejdu natočení volantu dochází k nárůstu odporových sil proti pohybu vozidla, zejména odpor valení vozidlového kola při změně odklonu kola. Takto nastala skutečnost, že bez korekce na pedál akcelérátoru vozidlo při průjezdu poslední částí koridoru mělo až poloviční rychlost než při vjezdu do měřícího koridoru. Podmínkou pro možnost korekce byla skutečnost, že muselo dojít k postupnému nárůstu hnací síly mezi kolem a vozovkou. Podmínkou je, aby podélné zrychlení nemělo nárůst vyšší jak 0,3g.

Současně je předpoklad, že vlivem nižší hodnoty adhezní síly vozidlo jízdni koridor projede nižší rychlostí a současně je zapotřebí větších úhlů rejdu natočení předních kol.

Pokud jsou vnější kola vozidla těmi, které přenáší nižší adhezní sílu na vozovku, je i příčné zrychlení nižší a vozidlo má nižší stáčivou rychlost (v závislosti na adhezní síle mezi předními a zadními koly). V tomto případě je nutné pro projetí vozidla koridorem natočení volantu do většího rejdu, než odpovídá jízdni situaci, kdy jsou kola s nižší adhezní silou vnitřními.

Při experimentální zkoušce, kdy kola přední nápravy přenáší nižší hodnotu radiální reakce, tedy přenáší nižší adhezní sílu, je zapotřebí pro změnu směru jízdy experimentálního vozidla většího úhlu natočení volantu. Vozidlo se chová jako nedotáčivé. Opačná situace vzniká v okamžiku, kdy zadní kola automobilu přenáší nižší adhezní sílu. Vozidlo se chová jako přetáčivé a k jeho vedení vytyčeným koridorem je dostačující menší úhel natočení volantu, než odpovídá jízdě při experimentální zkoušce s automobilem, u kterého přední a zadní náprava přenáší stejně velkou adhezní sílu.

V měřených charakteristikách daných veličin se v intervalu před rozjezdem vozidla objevují hodnoty, které jsou způsobeny polohou vozidla vlivem zastavením z předešlé experimentální zkoušky, případně zastavením vozidla při přejezdu k experimentálnímu měření. Především podvěsy vozidla nejsou ve výchozí poloze, ale jsou s tzv. předpětím vzniklým zabrzděním vozidla provozní brzdou. Současně při rozjezdu dochází k rychlému nárůstu podélného zrychlení. V podvěsích vozidla vznikne obdobné předpětí jako při brzdění. Realizovat prudkou akceleraci jsem byl nucen z důvodu krátké rozjezdové dráhy. Z tohoto důvodu měřené veličiny nevyhodnocuji v časovém intervalu před vjezdem do zkušebního koridoru.

Při průjezdu koridorem za stejných adhezních podmínek pod všemi koly vozidla je situace následující.

Úhel volantu udává pozici vozidla pro průjezd vytyčeným koridorem. Vychýlení do pravého a levého rejdu je shodné. V případě sledování vzdálenosti karoserie nebo ramena nápravy je pohyb směrem od vozovky snazší než když pohyb směrem k vozovce. A to vlivem polohy podélné osy klopení, která je vždy blíže k vnějším kolům vozidla, než je podélná osa vozidla. Velikost kladného a záporného příčného zrychlení, stáčivé rychlosti, směrové úchyly a úhlu klopení karoserie jsou taktéž souměrné kolem nulové hodnoty.

Při jízdě zkoušce s rozdílnými adhezními silami mezi koly levé a pravé strany vozidla (*Příloha 6.6 E*) nastává taková situace, že pokud jsou kola s nižší radiální reakcí koly vnějšími, vozidlo pro průjezd vytyčeným koridorem potřebuje větší úhel natočení volantu, velikost maximálního příčného zrychlení je nižší, než když jsou tato kola vnitřními. Současně platí, že stáčivá rychlost je nižší. Výše popsaný stav je patrný z průběhu natočení volantu.

V *Příloze 6 - Slalomová zkouška* uvádím výsledky slalomové zkoušky, jejich rozbor a porovnání. Současně pro přehlednost připojuji i dílčí průběhy naměřené z jednotlivých zkoušek. Tyto průběhy v následující části přílohy vzájemně porovnávám.

## 5 VYHODNOCENÍ A DISKUZE ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

Z experimentálně naměřených dat při jízdách zkoušek se potvrdilo, že pomocí snížení tíhové složky připadající na vozidlové kolo pomocí přídavných kolových jednotek je možné snížit adhezní sílu přenášenou kolem vozidla na vozovku, a to při zachování neměnného součinitele adheze. Naměřené výsledky charakterizujících veličin jsou při porovnání různých zkoušek stejného typu srovnatelné. Dominantní rozdíl nastává v případě svislého pohybu ramena nápravy a v případě úhlu klonění a klopení karoserie experimentálního automobilu.

Navržený systém SlideWheel pro změnu adhezní síly v provedení realizovaném na experimentálním vozidle prokázal, že toto ideové konstrukční řešení je perspektivní, i když výsledky provedených experimentů s výsledky testů vozidla na kluzném povrchu byly rozdílné. Proto jsem přistoupil k návrhu nového způsobu uchycení kolových jednotek k experimentálnímu vozidlu. Přizpůsobení zdvihu ramena nápravy je možné pouze u dynamického systému SlideWheel, kdy změnou množství hydraulického oleje v kolové jednotce se řídí aktuální zdvih kolové jednotky, a to dle hodnot získaných z měření na kluzném povrchu.

V porovnání SlideWheel s alternativním SkidCarem je pro případ klopení karoserie úhel u SlideWheel větší než u alternativního SkidCaru, v případě klonění karoserie je velikost úhlu klonění u alternativního SkidCaru větší než u systému SlideWheel. Zde je v obou případech patrný velký rozdíl oproti kluznému povrchu, proto jsem přistoupil k inovaci kolové jednotky SlideWheel. Výsledky jsou uvedeny v podobě simulace.

Snížení adhezní tíhy vlivem přizvednutí kola automobilu za pomoci kolové jednotky způsobí i změnu kontaktní plochy pneumatiky s vozovkou (*Příloha 2 - Technické parametry a charakteristiky experimentálního vozidla*) a tím dochází ke změně adhezních vlastností. U systému SlideWheel se kolo odvaluje s odlišným odklonem, než odpovídá klasickému vozidlu. Proto v kontaktní ploše vznikají vlivem nerovnoměrné deformace běhounu přídavné síly. Toto by mělo být předmětem dalšího výzkumu, jak se změní adhezní síla na kole, na kterém se změní jeho odklon.

Při jízdě se SkidCar i SlideWheel je vlivem odvalování podpěrných koleček emitovala vyšší hladina hluku a vibrací vozidla. Vlivem přejezdu 3D textury vozovky se vibrace přenáší i na složku podélného zrychlení, při přesazené jízdě zkoušce vibrace ovlivní i příčnou složku zrychlení. Velikost přenášených vibrací je úměrná tuhosti kolových jednotek daného systému pro snížení tíhové složky zatížení vozidlového kola.

Příčné zrychlení a úhel klopení karoserie, jsou ve fázi s natočením volantů. Velikost maximální hodnoty příčného zrychlení je dána adhezními vlastnostmi v kontaktu mezi kolem a vozovkou. S kontaktními podmínkami souvisí i velikost úhlu klopení karoserie, kdy platí, pokud jsou vyšší adhezní podmínky, tak je vozidlo schopno daný koridor projet vyšší

rychlostí a tím i vzniká vyšší hodnota příčného zrychlení, která naklápí karoserii při změně směru jízdy.

## **Rozbor odlišnosti naměřených výsledků**

Protože z výsledků experimentálních zkoušek je patrné, že pohyb karoserie neodpovídá předpokládaným hodnotám naměřeným na kluzném povrchu, tak jsem přistoupil k návrhu inovace uchycení kolových jednotek.

Zjištěným důvodem, proč systém SlideWheel nedával dostatečně přesné výsledky v porovnání s testy na kluzné ploše je to, že při propružení karoserie dochází i ke svislému pohybu spodního ramena nápravy. Proto musí být umožněn volný pohyb ramena ve svislé ose, což současné umístění kolové jednotky neumožňovalo.

Spodní rameno nápravy za běžných podmínek funguje jako jednozvrtná páka, která má při zanedbání pružnosti pneumatiky má bod zvratu kolem kulového čepu spojovacího ramena nápravy s těhlicí kola. Proto svislý pohyb karoserie při propružení se přenáší přes pružinu na těhlici a současně i na uložení spodního ramena ke karoserii. Takto je za pomoci slilentbloků v uložení umožněna změna polohy ramena vůči karoserii vozidla, tak jak je uvedeno v *Příloze 8 - Simulace pohybu karoserie dle způsobu přichycení kolových jednotek k vozidlu* na Obr. P8-14, tedy karoserie poklesne.

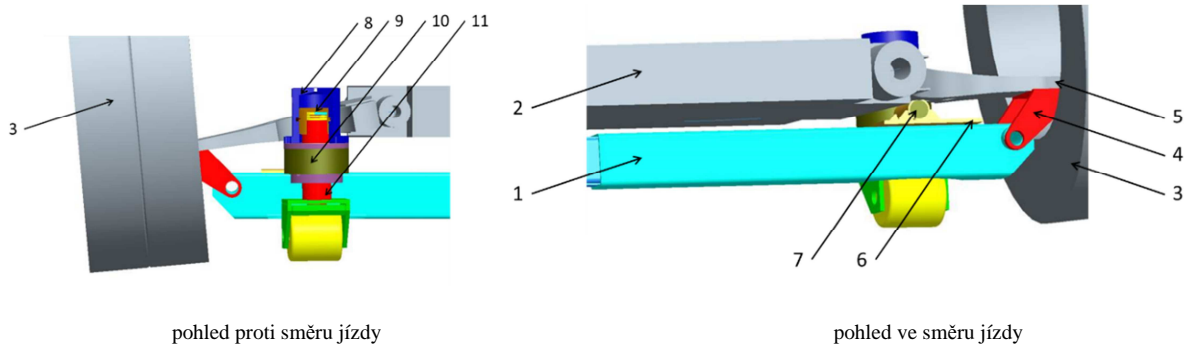
Při použití kolové jednotky připevněné ke spodnímu ramenu nápravy McPherson, se toto stává dvouramennou pákou, která má bod zvratu v ose kolové jednotky. Následně síla přenášená tlumičovou jednotkou působí na rameno nápravy v bodě uložení kulového kloubu s těhlicí a druhá složka zatížení je přenášena přes karoserii do uložení ramena s touto karoserií. Síly na svých ramenech od kolové jednotky vytváří momenty, které svým účinkem působí proti sobě. Takto je omezen pohyb ramena ve svislém směru, potažmo pohybu karoserie.

V případě klopení karoserie je úhel klopení karoserie u SlideWheel větší než u alternativního SkidCaru, ale přesto nedosahuje hodnot samostatného experimentálního vozidla. V případě klonění karoserie je velikost úhlu klonění u alternativního SkidCaru větší než u systému SlideWheel. Zde je v obou případech patrný velký rozdíl oproti kluznému povrchu, proto jsem přistoupil k inovaci kolové jednotky SlideWheel. Z důvodu nepřízně povětrnostních podmínek jsem chování nově navržených kolových jednotek podrobil simulaci, bez experimentálních zkoušek.

- **Kolové jednotky SlideWheel s teleskopickou příčkou**

Navržené vylepšené konstrukční provedení uvádím na Obr. 56. Úprava spočívá v doplnění příčky (1) na každou z náprav. Tato je umístěna mezi spodními rameny nápravy spojovací mezikus (4) a to v místě přichycení kulových čepů. Příčka je k mezikusu připevněna pomocí otočného čepu, který obsahuje stavitelné dorazy. Při propérování vozidla nebo změně tíhy

přenášené vozidlovým kolem dochází ke změně rozchodu kol. Rozdíl rozchodu kol mezi zvednutým vozidlem a plným zatížením je 55 mm. Proto jsem navrhl příčky v teleskopické podobě s proměnnou délkou 80 mm. Původní kolové jednotky jsou přes otočný čep (7) přichyceny k teleskopické příčce. Pro zvýšení robustnosti systému doporučuji přední a zadní příčku spojit podélníkem s pružnou spojkou. Chování systému jsem modeloval v SlideWheel MSC ADAMS. Výsledky ze simulací uvádím v *Příloze 8 - Simulace pohybu karoserie dle způsobu přichycení kolových jednotek k vozidlu*.



1 – teleskopická příčka, 2 – nápravnice, 3 – kolo vozidla, 4 – spojovací mezikus, 5 – rameno nápravy, 6 – montážní deska, 7 – otočný čep, 8 – hydraulický válec, 9 – hydraulický píst s axiálním ložiskem, 10 – těleso kolové jednotky, 11 – vodící čep

Obr. 56 Inovovaný SlideWheel s teleskopickou příčkou

Nevýhodou systému je, že se celková hmotnost automobilu oproti původní verzi SlideWheel zvýší, přesto ale hmotnost bude o poznání nižší než u alternativního SkidCaru. Další výhody a nevýhody se zjistí v okamžiku, kdy se systém podrobí experimentálnímu měření, které plánuji realizovat v měsíci červenci.

- **SlideWheel s kolovým rámem**

Druhou možností konstrukčního vylepšení přichycení kolové jednotky systému SlideWheel je použití kolové jednotky v podobě pomocného rámu kola automobilu. Navržené řešení je patrné z Obr. 57. Dominantním prvkem je kolový rám (1), který je na vnitřní straně přichycen přes kompenzační mezikus (6) a kulový kloub (7) k montážnímu bodu kulového kloubu nápravy. Na vnější straně je kolový rám k náboji kola, resp. ke kolovému disku připevněn pomocí náboje kolového rámu (8), na který se zatížení přenáší přes čepu (11) a ložisko (9). Na přední a zadní části kolového rámu jsou umístěny kolové jednotky. Protože se jedná o dvojici, je vhodné navrhnout nové kolové jednotky, které budou na poloviční zatížení, a tedy i jejich rozměry budou nižší a jejich umístění na vozidlo je snazší. Kolová jednotka je stejné konstrukce jako u současného SlideWheel, kdy je umožněn její svislý rotační pohyb kolem vodícího čepu a vodorovný pohyb kolem rotačního čepu. Tento je opět doplněn stavitelnými dorazy, pro nastavení krajních poloh eliminujících pohyb ramena nápravy.

Nevýhodou provedení systému SlideWheel s kolovým rámem je zvýšení momentu setrvačnosti kola při natáčení do rejdu. Při větším úhlu rejdu je systém částečně mimo





rovná právě velikosti statické deformace pneumatiky, jak jsem uvedl v kapitole 4.1.17 *Stanovení statické radiální tuhosti pneumatiky*. Pro případ vozidla se současnou podobou SlideWheelu je zdvih kolové jednotky 36 mm, pro kolové jednotky připevněné k vozidlu přes teleskopickou příčku je zdvih 16 mm, v obou případech na časovém intervalu  $t = 1$  s. Při modelování jsem zjišťoval, jaký bude zdvih karoserie vozidla, zdvih vozidlového kola a velikost deformace pneumatiky.

V prvním kroku jsem v simulaci zjišťoval zdvih karoserie a kola včetně deformace pneumatiky při statickém zatížení, následně při zdvihu kolové jednotky. V maximálním zdvihu kolové jednotky jsem karoserii zatížil svislou silou o velikosti 8600 N a to v časovém intervalu  $t = \langle 1,2; -1,5 \rangle$  sekundy. Výsledný pohyb karoserie je v souladu se vztahem (24) a Obr. P2-13 v **Příloze 2 - Technické parametry a charakteristiky experimentálního vozidla**. Výsledky ze simulací včetně výsledné polohy karoserie uvádím v **Příloze 8 - Simulace pohybu karoserie dle způsobu přichycení kolových jednotek k vozidlu**. Protože místo připevnění kolové jednotky s teleskopickou příčkou a s kolovým rámem k nápravě vozidla je stejné (jedná se o místo kulového čepu spodního ramena), tak jsem výsledky simulace realizoval pouze pro teleskopickou příčku a tyto jsem porovnal se současnou podobou připevnění kolové jednotky SlideWheel.

Z Obr. P8-1 je patrné, že u kolové jednotky v současné podobě SlideWheelu pro nulovou reakci přenášenou vozidlovým kolem je zapotřebí zdvih kolové jednotky o velikosti 36 mm, kdežto u inovovaného přichycení kolové jednotky přes teleskopickou příčku je to jen 16 mm. Z Obr. P8-2 je patrné, že při prvotním přitěžování karoserie vlivem přídavné svislé síly se se svislá souřadnice polohy karoserie krátkodobě sníží, což je způsobeno opětovným kontaktem pneumatiky s vozovkou vlivem vychýlení spodního ramena kolem kolové jednotky, tedy v podobě dvojzvrtné páky. Vliv dvojzvrtné páky se promítá i do oddalování se kola od vozovky vlivem nárůstu svislého zatížení karoserie. Při porovnání průběhů zdvihu karoserie na Obr. P8-3 je patrné, že zdvih u současného provedení SlideWheel je omezen, a to opětovně způsobuje spodní rameno, které se vlivem kolové jednotky stalo dvouramennou pákou. Opětovný kontakt pneumatiky s vozovkou se projeví i v Obr. P8-4.

Na Obr. P8-8 je patrné, jak výrazně se změní sklon a poloha spodních ramen nápravy vlivem přizvednutí přes kolové jednotky. Současně na Obr. P8-9 je patrné, jak minimálně se změní svislá poloha karoserie vlivem nárůstu dodatečného svislého zatížení, což ukazuje na nárůst tuhosti vypružení vozidla.

Na Obr. P8-13 je zobrazena poloha staticky zatíženého SlideWheelu s teleskopickou příčkou vůči poloze s maximálním zdvihem, kde je patrné, že se celek posunul pouze ve svislém směru vzhůru, sklon ramen nápravy se nezměnil. Tedy zdvih kol je shodný se zdvihem karoserie. Na Obr. P8-13 je patrný pohyb karoserie, ramen nápravy a kol, kdy se poloha kolových jednotek a teleskopické příčky nezměnila.

Přínosem systému SlideWheel oproti alternativnímu SkidCaru je skutečnost, že k automobilu je přidána menší hmotnost a žádná část systému není umístěna mimo půdorys vozidla. Tedy není třeba jízdní koridor uzpůsobovat pomocnému systému.

Pro nastavení adhezní síly v podobě změny velikosti radiální reakce je odlišnost při nastavení stejně velké radiální reakce pomocí systému alternativního SkidCaru a pomocí systému SlideWheel. Jelikož systém alternativního SkidCaru snižuje radiální reakci kol vozidla za pomoci nadzvednutí karoserie, je zdvih karoserie vyšší než u SlideWheel. Současně je stopa pneumatiky rovnoměrnější kolem své podélné osy, než je tomu u systému SlideWheel. Zde se radiální reakce vozidlového kola snižuje za pomoci nadzvednutí spodního ramena nápravy. Takto dochází k větší změně odklonu kola, který se projeví v kontaktní ploše pneumatiky s vozovkou tím, že je větší část radiální reakce přenášena přes vnitřní část běhounu pneumatiky (vzhledem k podélné ose vozidla). Výsledkem je nesouměrnost kontaktní plochy pneumatiky, kdy její vnitřní část má evidentně větší plochu než vnější strana běhounu. Rozložení tlaku ve stopě lze řešit přes tlakocitlivé folie FujiFilm Pressscale. Jelikož odlišné rozložení tlaku ve styku pneumatiky s vozovkou u ASC a SlideWheel je patrné z běžného otisku, od dalšího zkoumání jsem ustoupil s tím, že daná problematika bude vyžadovat následný samostatný výzkum.

## **6 PŘÍNOS PRO VĚDU A PRAXI**

**Přínos práce pro vědní obor Dopravních prostředků spatřuji v následujících oblastech:**

### **1. Metodika**

V práci jsem zpracoval metodiku pro realizaci experimentálního měření se systémem SlideWheel a s alternativním SkidCarem. Metodika zpracovává podrobné informace ohledně realizace experimentálních zkoušek se systémy měnící adhezní sílu, zpracovává problematiku volby a přípravy vhodné experimentální zkoušky za účelem dosažení objektivních výsledků. Součástí metodiky je postup pro nastavení požadované adhezní síly pro SlideWheel a alternativní SkidCar systém a také i zpracování a vyhodnocení měřených veličin jednoznačně popisujících chování vozidla. Současně je uveden i způsob a místo připevnění snímačů k experimentálnímu vozidlu. V neposlední řadě je v metodice zpracován postup k vyhodnocení naměřených průběhů charakteristických veličin.

### **2. Systém SlideWheel**

Pro realizaci změny adhezní síly při měření na experimentálním vozidle jsem navrhl a sestavil unikátní zařízení. Zařízení s názvem SlideWheel jsem vymyslel a sestavil do základního provedení, které umožňuje změnu adhezní síly mezi vozidlovým kolem na vozovku. Současný statický systém SlideWheel se skládá ze 4 kompaktních kolových jednotek, hydraulického okruhu a elektronického ovládání. Přínos práce vidím i v uvedení jednotlivých vývojových činností, které vedou ke zpřesnění výsledků z měření.

V práci uvádím i kompletní teoretickou oblast související s následným vývojem systému SlideWheel za účelem zpřesnění výsledků z experimentálních měření.

Navržený systém rozšiřuje možnosti školícího pracoviště v oblasti zkoumání kontaktních podmínek mezi kolem vozidla a vozovkou. Současně je možné SlideWheel využít k experimentálnímu ověření výsledků, které je možné měřit v laboratorních podmínkách na statickém a dynamickém adhezoru. Současně je možné SlideWheel využít při výuce, kdy se studenti seznámí s různým chováním automobilu v reálných podmínkách, toto chování experimentálně změří a dle dosažených výsledků budou moři realizovat softwarový model jízdní zkoušky.

### **3. Alternativní SkidCar**

Současně je v práci uveden i alternativní rám ke komerčně dostupnému systému SkidCar pro použití na experimentálním vozidle. Rám má dílčí konstrukční odlišnosti za účelem zajištění lepšího klonění karoserie. I přes to, že je ovládání pro změnu adhezní síly pouze mechanické na naměřených výsledcích se mi povedlo prokázat jeho funkčnost.

#### **4. Experimentální měření**

V práci jsem při experimentálních zkouškách získal objektivní informace, jak systémy SlideWheel a alternativní SkidCar ovlivňují chování experimentálního automobilu. Experimenty jsem řešil v oblasti tří typů zkoušek, a to brzdění v přímém směru, jízda v kruhu a slalomová zkouška. Zde ve výsledcích jsou jednoznačně patrné rozdíly v chování automobilu se SlideWheel nebo s alternativním SkidCarem, a to v závislosti na technickém provedení daného systému při porovnání s kluzovým povrchem. Při realizaci experimentálních zkoušek jsem cíleně monitoroval všechny technické parametry, které jednoznačně popisují chování experimentálního automobilu a systémů pro změnu adhezní síly. Stávající měřicí řetězec jsem rozšířil o lankový snímač umožňující měření úhlu natočení volantu.

#### **5. Simulace nového provedení kolové jednotky**

Pro optimalizaci systému SlideWheel jsem navrhl dva typy provedení uchycení kolové jednotky k vozidlu, a to provedení s teleskopickou příčkou (Obr. 56) a provedení kolové jednotky s kolový rámem (Obr. 57). Z výsledků simulací je patrné, že kolové jednotky v obou provedeních významně neovlivňují pohyb karoserie a jsou dalším krokem k přiblížení výsledků z experimentálních zkoušek systému SlideWheel k výsledkům zkoušek na kluzném povrchu.

#### **6. Vstupní data pro simulaci automobilu**

Přínosem práce je i podrobné zmapování jednotlivých vlivů a technických parametrů vozidla, které se podílí na změně adhezní síly u systému SlideWheel. Kdy takto získaná data je možné použít k softwarovému modelu. Současně jsem v práci zpracoval problematiku změny kontaktní plochy v závislosti na způsobu odlehčení vozidlového kola, která otevírá možnosti pro další zkoumání.

Takto jsem získal unikátní databázi parametrů experimentálního vozidla, které jsou nezbytné jako vstupní veličiny do validace softwarového modelu, který v současné době připravuji pro potřeby dalšího zkoumání a odladění systému SlideWheelu.

#### **Přínos práce pro praxi spatřuji v následujících oblastech:**

##### **1. Návrh a stavba unikátního zařízení SlideWheel**

Přínosem práce je vytvoření unikátního systému pro změnu adhezní síly u silničního vozidla. Jedná se o zařízení, které umožňuje změnu adhezní síly libovolného kola silničního vozidla a současně umožňuje pohyb karoserie vozidla. Dle požadavku může být chování vozidla uzpůsobeno jako přetáčivé nebo nedotáčivé, případně se mohou libovolná kola dostat na hranici smyku.

Současně umožňuje široké spektrum možností dalšího rozvoje nastolené problematiky s využitím současného technického vybavení ve Výukovém a výzkumném centru v dopravě.

## **2. Testovací zařízení**

Navrhnutý systém SlideWheel je možné využít v oblasti vývoje elektronických systémů. Přivedením vozidla do smyku při „bezpečné“ rychlosti je vhodné pro případ vývoje a ladění nových elektronických systémů jízdní stability. Přínos pro školící pracoviště spatřuji v možnosti využití systému SlideWheel jako testovacího základu pro zamýšlenou nástavbu nad systém 4WS sloužícího k eliminaci počátečního smyku, tedy jako alternativa k systému ESP.

Systému SlideWheel je možné využít jako nástroje k experimentálnímu ověřování adhezních vlastností pneumatiky, které byly zjištěny v laboratorních podmínkách na dynamickém adhezoru.

## **3. Trénování řidičů**

Navržený systém SlideWheel je možné využít pro zvýšení bezpečnosti silničního provozu. To spočívá v možnostech zvýšení dovedností řidiče s ovládáním vozidla. SlideWheel má oproti kluzným povrchům výhodu, že řidič nemá vizuální podmět odpovídající ploše se změnou adhezních vlastností. Současně je možné modelovat na vozidle přetáčivý nebo nedotáčivý smyk, aniž by řidič předem věděl, jak se jeho vozidlo bude chovat.

## **4. Pedagogická oblast**

Navržený systém SlideWheel má uplatnění v pedagogicko-odborné rovině, kdy se dá využít při výuce odborných předmětů a současně může najít své uplatnění i při zpracování závěrečných diplomových a disertačních prací.

## 7 ZÁVĚR

Přínos pro vědu a praxi je patrný při umožnění testování vozidel z pohledu jízdní stability vozidla, nebo k ověřování funkčnosti stabilizačních systémů vozidla. Současně je možné navrženého systému SlideWheel využít ke zvýšení bezpečnosti silničního provozu a to tím, že řidič může využít systém ke zvýšení svých schopností při ovládání vozidla. Vozidla je možné za pomoci systému SlideWheel testovat takřka při libovolné velikosti adhezní síly, které se vyskytují na pozemních komunikacích. Ovlivněním adhezní síly mám na mysli nejen změnu simulující povrch komunikace s nižším koeficientem adheze, ale především je možné nezávisle (plynule nebo i skokově) měnit adhezní sílu u libovolného kola v rozmezí  $\mu \in \langle 0; max \rangle$ , kde maximální hodnota je dána aktuální hodnotou na zkoušeném povrchu. Zde spatřuji hlavní přednost systému SlideWheel oproti kluzným povrchům. U kluzných povrchů je možné měnit adhezní podmínky buďto pro všechna kola společně anebo pouze pro kola jedné strany vozidla.

V práci je velkým množstvím experimentů doloženo, že zkoušky silničního vozidla podle mnou navržené metodiky s použitím zdokonaleného systému SlideWheel mohou v budoucnosti nahradit testy na kluzné ploše a přinést i další výsledky, které nejsou u těchto testů dosažitelné.

Využití takřka libovolné změny adhezní síly, má dle mého názoru velký přínos pro vývoj a ověřování elektronických systémů jízdní stability jako je ESP, ABS, BAS a jiné, aniž by bylo za potřebí speciálního zkušebního povrchu.

Přitom je nutné vzít na zřetel, že systém SlideWheel je možné v plném rozsahu použít pro ověřování chování automobilů a jejich porovnávání, ale vzhledem k rozdílům mezi výsledky testů s tímto systémem a výsledků na kluzné ploše není zatím možné v práci uvedenou metodiku využít jako ekvivalent k metodice zkoušky na kluzkém povrchu vozovky, což by mělo být cílem dalšího výzkumu. Rozdíl v chování vozidla se systémem SlideWheel a bez něj je patrný z výsledků uvedených v práci a přílohách. Současně jsem stanovil možný způsob inovace kolové jednotky za účelem zpřesnění výsledků. V této souvislosti jsem toho názoru, že další navazující výzkum této problematiky může vést k dosažení zmíněného cíle.

V práci jsou uvedena objektivní data, která potvrzují, že jakýkoli zásah do konstrukce podvozkového ústrojí silničního vozidla má ve svém důsledku větší či menší vliv na chování vozidla. Tedy i systém SlideWheel ovlivňuje chování automobilu a je předmětem dalšího výzkumu, aby tento rozdíl ve vztahu ke kluzným povrchům se zmenšil. Experimentálním měřením jsem získal objektivní výsledky, které potvrzují, že radiální reakce vozidlových kol lze tímto způsobem měnit a simulovat tak různé adhezní podmínky v kontaktu kol s vozovkou.

Realizací rozsáhlého množství experimentů dle navržené metodiky při využití systému SlideWheel jsem splnil cíle práce. Její další pokračování vidím ve stanovení skutečné závislosti mezi velikostí odlehčení vozidlového kola a ve snížení adhezní síly je předmětem dalšího zkoumání. V současné době nelze na základě mnou provedených experimentů jednoznačně říci, že při snížení radiální reakce o 50 % dojde ke snížení adhezní síly o 50 %. Zde se otevírá nová možnost zkoumání změny adhezních vlastností pneumatiky v závislosti na změně odklonu kola. Danou problematiku je možné řešit v dalším výzkumu na dynamickém adhezoru jež se nachází ve Výzkumném a výukovém centru v dopravě.

Nyní je systém SlideWheel využíván pro potřeby Výukového a výzkumného centra v dopravě, a to převážně pro výukové činnosti. Při doplnění systému SlideWheel o dvě teleskopické příčky a hydraulické řízení, jak je uvedeno v kapitole 4.4.4 *Vývojový diagram elektronického ovládání systému SlideWheel*, bude možné jej používat i k ladění elektronických stabilizačních systémů silničních vozidel.

Konkrétním výsledkem mé práce je navržení systému SlideWheel, jeho realizace do fyzické podoby a otestování jeho vlivu na chování experimentálního automobilu. Jako alternativní způsob pro porovnání v chování vozidla se SlideWheel jsem využil kluzný povrch a systém alternativní SkidCar. Dále následuje vzájemné porovnání charakteristik chování vozidla při vybraných jízdách zkouškách (jízda v kruhu s konstantním úhlem natočení volantu, brzdění v přímém směru a slalomová zkouška) a to s různými způsoby ovlivnění adhezní síly v kontaktu vozidlového kola s vozovkou.

V poslední části práce jsem na základě zkušeností z provedených experimentů se systémem SlideWheel dle vytvořené metodiky navrhl konstrukční vylepšení systému tak, aby se chování automobilu se systémem SlideWheel více přiblížilo chování samotného automobilu na kluzném povrchu vozovky.

Domnívám se, že výsledky uvedené v předchozích odstavcích jsou přínosem pro daný obor. Vytvořená metodika (viz kapitola 4.6 *Metodika*) opírající se o navržený a realizovaný systém SlideWheel je přínosem, který může přispět po ke zlepšování jízdých vlastností automobilů a tím ve svém důsledku ke zvyšování bezpečnosti silničního provozu.



## SUMMARY

I process issues regarding adhesion force changes in the work for the purpose of bringing the car, driving with „safe“ speed, into skid. I processed the area of testing road vehicles in the introductory part. It is about tests determined by drive corridor, traction/brake force change, unified stability tests. I simultaneously state tests based on simulation and experiment in the work. I engage in current ways of adhesion force change, e.g. SkidTyres, Easydrift Ring or SkidCar or slip surfaces in the next part of the work.

The main goal of the work is to design and to bring new system for adhesion forces change to experimental tests and to compare achieved outcomes to data measured on slip surface and with SkidCar. Another step is to design the created system development for the purpose of results optimization.

I fulfilled the goal of the work by designing unique system named SlideWheel, where radial force transmitted by wheels of the car is decreased through auxiliary wheel units mounted to lower arm of the axle.

I chose three types of drive tests for the experiment: braking in the straight direction beyond the verge of skid, drive in the circle track with constant steering angle and the last test I chose a slalom. I realized each of the tests with the experimental vehicle on asphalt and on the surface with lower adhesion coefficient, with alternative SkidCar and with new designed SlideWheel.

I compared the outcomes from the tests and then processed achieved results. As the pitch and roll angle of the vehicle bodywork are lower by SlideWheel than by the experimental vehicle, I proceeded to SlideWheel development.

I got completely the experimental vehicle's input parameters so as to optimize SlideWheel system 's development which I will use in software model being prepared.

Objective data are stated in the work, that confirm, that any kind of affect to chassis construction of the road vehicle has greater or smaller influence on the vehicle behavior. Also, SlideWheel system influences vehicle's behavior and is a further research subject, to decrease this difference in relation to slip surfaces. I achieved objective results by experimental measuring, that confirm, that adhesion force depends on radial reaction transmitted by vehicle's wheels and it is possible to change it this way.

I fulfilled goals of the work by experimental measuring and discovered, that it is possible to reach decrease adhesion force on the base of radial reaction decrease transmitted by vehicle's wheel. Defining the real dependence between reducing the load of the wheel and the adhesion force decrease is the subject of further research. Currently it is impossible to say, based on my research, that when reducing radial reaction by 50 % comes to 50 % adhesion force decrease.

Here comes a new possibility of research - the change of adhesion attributes of tyre dependent on change of camber. It is possible to solve these issues in further research on dynamic adhesion placed in Educational and Research Centre in Transport. Simultaneously current SlideWheel system opens new possibilities in the area of research in accordance with long-term intention of the training centre.

## POUŽITÁ LITERATURA

- [1] BLUNDELL, M.V, 1995. *Full vehicle modelling and the requirements for accurate handling simulations*. MechE Conference, Autotech '95, Birmingham.
- [2] BREMER, Hans., 1998. *Dynamik und regelung mechanischer systéme*. Stuttgart: Teubner Verlag, ISBN 978-3519023692.
- [3] BUCHA, J., CHOVANEC, A., LEITNER, B., 2008. Modeling of half axle using Simulink, *Proceedings of the 12th International Conference Transport Means* ISSN 1822-296X.
- [4] BUCHA, J., GAVAČOVÁ, J., 2014. *Application of CAD skeleton method in process of design of virtual vehicle*, *Transport Means - Proceedings of the International Conference, 2014 - January*, pp. 368-371.
- [5] BURG, H., RAU, H., 1981. *Handbuch der Verkehrsunfall-Rekonstruktion*, Verlag information Ambs GmbH, Kippenheim, ISBN 3 88550 020 5
- [6] CHOVANEC, A., BUCHA, J., 2007. Statistical modelling of reliability system, 2007, In: *Opotřebení Spolehlivost Diagnostika 2007*. Univerzita obrany, Brno. ISBN 978-80.
- [7] DIXON, J. C., 2006. *Tires, Suspension and Handling*, „Society of Automotive Engineers, ISBN 978-1-56091-831-8.
- [8] DUKKIPATI, Rao V, 2010. *Road vehicle dynamics: problems and solutions*. Warrendale, SAE International, ISBN 978-0-7680-2051-9.
- [9] FIRST, Jiří a kol., 2008. *Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry*. Vyd. 1. Praha: S&T CZ, 348 s. ISBN 978-80-254-1850-5.
- [10] FIRST, Jiří, KOVANDA, Jan, 2007. *Vliv hmotnosti na parametry, zejména dynamiku vozidla*. Praha. Nezávislá studie. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta dopravní, Katedra dopravní techniky.
- [11] JALON, J. G., 1996. *Kinematic and dynamic simulation of multibody systems*. San Sebastian: Springer - Verlag, ISBN 0-387-94096-0.
- [12] JAN, Zdeněk; VÉMOLA, Aleš; ŽDÁNSKÝ, Bronislav, 2003. *Automobily: I. Podvozek a převodná ústrojí. 1. vyd.* Brno : CERM, ISBN 80-7204-262-9.
- [13] JÖRNSEN, Reimpell, HELMUT, Stoll, 2001. *The automotive chassis engineering principles: chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice*. 2nd ed. Oxford: Butterworth Heinemann. ISBN 07-506-5054-0

- [14] KUČERA, Pavel, 2015. *Mechatronický přístup v dynamice vozidel = Mechatronic approach to vehicle dynamics: zkrácená verze Ph.D. Thesis*. V Brně: Vysoké učení technické. Vědecké spisy Vysokého učení technického v Brně. PhD Thesis, ISBN 978-80-214-5243-5.
- [15] KARNOPP, Dean, 2004. *Vehicle Stability*. Vyd. 1. New York: Marcel Dekker, 0-8247-5711-4.
- [16] KITTNAR, O., 2011. *Lékařská fyziologie*, Praha: Grada. 978-80-247-3068-4.
- [17] KLEDUS, R., PORTEŠ, P., VÉMOLA, A., ZELINKA, A, 2001. Měření jízdních manévru vozidel. In *10. výroční konference Evropské společnosti pro výzkum a analýzu nehod*. Brno: Ústav soudního inženýrství VUT v Brně.
- [18] KOPENEC, Jiří, 1998. *User-Written Software for ADAMS : DRIVE Tire & Transmission Model3.0*. Kopřivnice: Multibody Systém Analysis, software, support.
- [19] KRMELA, Jan, 2008a. *Systémový přístup k výpočtovému modelování pneumatik I.: [System approach to computational modelling of tyres - I. part]*. Brno: Tribun EU, ISBN 978-80-7399-365-8.
- [20] KRMELA, J, 2008b. Computational modelling of tyres considering operating and safety requirements. *Communications*. Scientific Letters of the University of Žilina. Žilina. ISSN 1335-4205.
- [21] KRMELA, J., L. BENEŠ a V. KRMELOVÁ., 2014. Tire experiments on static adhesion for obtaining the radial stiffness value. *Period. Polytech. Transp. Eng. Budapest: University of Technology and Economics*. ISSN 1587-3811.
- [22] LAURINEC, M.; PORTEŠ, P.; BLATÁK, O., 2009. Discrete- difference filter in vehicle dynamics analysis. In *Recent Advances in Mechatronics*. 1. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag. ISBN 978-3-642-05021-3.
- [23] LEINVEBER, J., VÁVRA, P., 2005. *Strojnické tabulky*, Úvaly: Albra. ISBN 80-7361-011-6
- [24] MAZŮREK I, DOČKAL A., PRAŽÁK F., 2005. Diagnostic model of a shock absorber, *Engineering Mechanics*, ISSN 1210-2717.
- [25] MILLIKEN, W., F., OLLEY M., 2001. *Chassis design Principles and analysis*, ISBN 1-87858-505-8.
- [26] MILLIKEN, W., MILLIKEN, D., 1995. *Race Car Vehicle Dynamics*. 1st edition. Warrendale: SAE. ISBN 1-56091-526-9.

- [27] MSC.SOFTWARE, 2007, CORPORATION, *MD R2 Adams/Car - ADM740 Course Notes*, Santa Ana, autor neznámý. MDAM\*R2\*Z\*Z\*Z\*\*SM-ADM740-NT1.
- [28] *MSC Software: Adams/Car* [online]. [cit. 2017-06-12]. Dostupné z: <http://www.mscsoftware.com/product/adams-car>
- [29] PACEJKA, H. B., BAKKER, E., 1993. The magic formula tyre model. Proc. 1st International Colloq. *Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*, Delft, 1991. Swets & Zeitlinger, Amsterdam.
- [30] PACEJKA, H. B., 2006. *Tyre and Vehicle Dynamics*, Second Edition Oxford: Elsevier, ISBN 978-0-7506-6918-4.
- [31] PORTEŠ, Petr, KLEDUS, Robert, 2004. Využití bezkontaktních optických snímačů pro rekonstrukci pohybu automobilu. *Inženýrská mechanika*.
- [32] PORTEŠ, P.; LAURINEC, M.; BLATÁK, O., 2007. Analysis of Vehicle Dynamics using Kalman Filter. In *Simulation Modelling of Mechatronic Systems III*. Mechatronics. Brno: Brno University of Technology, Faculty on Mechanical Engineering, ISBN 978-80-214-3559-9.
- [33] PREKOP, Štefan, VÁRKOLY, Ladislav, 2003. Gumárska technológia II. Púchov, *Matador GC TECH*, Slovenská republika, ISBN 80-88914-85-X
- [34] REIMPELL, Jornsens, 2001. *The Automotive chassis: Engineering principles*. ISBN 0-7506-5054-0, Reed Educational and Professional Publishing.
- [35] RAJAMANI, R., 2012. *Vehicle Dynamics and Control*, Minneapolis : Springer. ISSN 0941-5122.
- [36] SIŁKA, Wojciech, 2002. *Teoria ruchu samochodu*. Vyd. 1. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 83-204-2748-7.
- [37] ŠACHL, Jindřich, ŠACHL, Jindřich, 2008. *Adheze pneumatik v analýze silničních nehod*, Praha, ČVUT Fakulta dopravní, Ústav soudního znaleství v dopravě.
- [38] ŠREJTR, Josef, 1954. *Technická mechanika*. 1. díl, Statika. Praha: Státní nakladatelství technické literatury.
- [39] ŠREJTR, Josef., 1954. *Technická mechanika*. 2. díl, 1. část, Kinematika. [1. vyd.]. Praha: Státní nakladatelství technické literatury.
- [40] TESAŘ, Miroslav, 2003. *Posuzování a hodnocení stability těžkých nákladních vozidel z hlediska překlápění*. Pardubice. Habilitační práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera.

- [41] VALA, Miroslav, TESAŘ, Miroslav, 2003. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Vyd. 1. Pardubice: Univerzita Pardubice, 80-7194-503-X.
- [42] VEMOLA, A., 2005. *Problematika znalecké analýzy jízdy a brzdění vozidla v obecném prostorovém oblouku*, Mezinárodní konference analytiků dopravních nehod, Brno. ISBN: 978-80-214-4294-8.
- [43] VLK, František, 2000. *Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk. ISBN 80-238-5274-4.
- [44] VLK, František, 2001. *Zkoušení a diagnostika vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK. ISBN 80-238-6573-0.
- [45] WINKLER, Christopher B., et. al., 2000. *Rollover of Heavy Commercial Vehicles*, Warrendale, Society of automotive Engineers. ISBN 0-7680-0626-0.
- [46] ZADÁK, Miloš, 2015. Quantification of the road adhesion properties by optical method = Kvantifikace adhezních vlastností vozovky optickou metodou. *Scientia agriculturae bohemica* [online], [cit. 2017-12-27]. ISSN 1211-3174. Dostupné z: <https://sab.czu.cz/cs/r-8044-archive/r-8060-2012-issues/r-11656-02-2012>.
- [47] ZIKMUND, Tomáš, TESAŘ Miroslav, 2004. Verification of Mathematical Models for Vehicles Rollover Research Using CORREVIT Sensor In *Advanced manufacturing and repair technologies in vehicle industry – 21th International Colloquim*. Balatonfüred, 2004. Budapest, Budapest University of Technology and Economics. ISBN 963-420-796-0.
- [48] ZIKMUND, Tomáš, 2005. Possibilities of Vehicle Trajectory Reconstruction. In Czestochowa University of Technology, Czestochowa, Poland, Department of Production Engineering. *22nd International Colloquium – Advanced manufacturing and repair technologies in vehicle industry*. Žilina : EDIS, Editing Centre, University of Žilina. ISBN 80-8070-393-0.
- [49] ZIKMUND, Tomáš, 2006. *Dynamika podvozkových částí silničních vozidel*, Pardubice. 105 s. Disertační práce, Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera.
- [50] ZIKMUND, Tomáš, 2006. Metodika pro měření veličin charakterizujících stabilitu silničních vozidel měřícím systémem MSZ. Technická zpráva.
- [51] ZIKMUND, Tomáš, 2006. *Dynamika podvozkových částí silničních vozidel*, *Dizertační práce*, Univerzita Pardubice, Pardubice 2006.

- [52] ANGLIE. Systém SKIDCAR [online] ©2014 [cit. 2016-12-11]. Dostupné z: <http://www.carcontrol.co.uk/>.
- [53] ČESKO. Agro Hytos. [online]. ©2010 [cit. 2016-02-15]. Dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/products/valves/directional-control-valves/roe3-042s5s6.html>.
- [54] ČESKO. AUTODROM VYSOKÉ MÝTO. *Autodrom* [online]. Martin Brada, ©2006 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.autodromvmyto.cz/>.
- [55] ČESKO. LIBROS CENTRUM BEZPEČNÉ JÍZDY. *Ostrava bezpečná doprava!!!* [online]. Libros ©2013 [cit. 2014-09-02]. Dostupné z: <http://www.centrum.libros.cz/index.php>.
- [56] ČESKO. MaxCars+ ©2008 [cit. 2016-07-01] Dostupné z: <http://www.maxcars.cz/maxcars-fotogalerie/detail/10>.
- [57] ČESKO. ŘEDITELSTVÍ SILNIC A DÁLNIC ČR. *Údržba komunikací* [online]. Ředitelství silnic a dálnic ČR, ©2012 [cit. 2014-07-06] Dostupné z: <https://www.rsd.cz/wps/portal/>.
- [58] ČESKO. TEM. *Electronic Component*, [online]. TEM ©2010, [cit. 2016-01-01] ALPS RS60112-100KBX2. Dostupné z: [https://www.tme.eu/cz/details/rs60112-100kbx2/posuvne-potenciometry/alps/?brutto=1&gclid=EAIaIQobChMIrrKAo9WY2AIVz5PtCh2guwDiEakYByABEgJ3Z\\_D\\_BwE](https://www.tme.eu/cz/details/rs60112-100kbx2/posuvne-potenciometry/alps/?brutto=1&gclid=EAIaIQobChMIrrKAo9WY2AIVz5PtCh2guwDiEakYByABEgJ3Z_D_BwE).
- [59] FINSKO. EASYDRIFT Ring [online] ©2010 [cit. 2015-10-01]. Dostupné z: <http://easydriftusa.com/wp-content/uploads/2012/06/dts.jpg>.
- [60] FINSKO. SKIDTYRE OY [online] ©2019 [cit. 2015-01-04]. Dostupné z: <http://www.skidtyre.com/pop-7-800-600>
- [61] ITÁLIE. Festo-didactic ©2016 [cit. 2016-11-18] Dostupné z: <http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00250497001075223492.pdf>.
- [62] MAĎARSKO. BADESTNOST – hydraulic component ©2013 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z: <http://www.hydraulic-vlv.com/>.
- [63] NIZOZENÍ. ST Software, simulator systems [online] ©2017 [cit. 2015-12-09]. Dostupné z: <https://www.stsoftware.nl/>.
- [64] RAKOUSKO. DRIVING CAMP PACHFURTH. *Home of Friends ⊕ Experts* [online]. Friends + Experts GmbH Powered by Joomla ©2014 [cit. 2014-08-08]. Dostupné z: <http://www.drivingcamp.info/pachfurth/>.
- [65] USA. Corrsys-Datron *GPS sensors-MicroSAT*. [online]. ©2006 [cit. 2016-10-06] Dostupné z: [http://www.corrsysdatron.com/gps\\_sensors.htm](http://www.corrsysdatron.com/gps_sensors.htm).

- [66] USA. EATON Powering Business Worldwide ©2016 [cit. 2016-03-03] Dostupné z: <http://www.eaton.com/us/en-us.html>.
- [67] ČSN 73 6177: Měření a hodnocení protismykových vlastností povrchu vozovek, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Praha, 2009.
- [68] ČSN EN 13036-4: Povrchové vlastnosti vozovek pozemních komunikací a letištních ploch – Zkušební metody – Část 4: Metoda pro měření protismykových vlastností povrchu – Zkouška kyvadlem, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Praha, 2012.
- [69] ISO 3888-2: Passenger Cars – *Test track for a severe lane-change manoeuvre* – Part 2: Obstacle avoidance. 2002.
- [70] Servisní manuál Škoda Fabia 2001–2005, Škoda Auto, 2001.



## PUBLIKAČNÍ ČINNOST DOKTORANDA SOUVISEJÍCÍ S TÉMATEM DISERTAČNÍ PRÁCE

- [I] JILEK, P., Šefčík, I., Berg, J.: *Adhesion conditions simulation of an experimental vehicle*. In *Deterioration Dependability Diagnostics*. Brno: Univerzita obrany v Brně, 2017. s. 85-96. ISBN: 978-80-7582-009-9.
- [II] JILEK, P., VOLTR, O.: Změna adhezních podmínek u experimentálního silničního vozidla. In *Interdisciplinární mezinárodní vědecká konference doktorandů a odborných asistentů QUAERE 2017*. Hradec Králové: QUAERE, 2017, no. 7/2017, s. 744-752. ISBN: 978-80-87952-20-7.
- [III] JILEK, P.: *Zpomalovací práh a jeho vliv na vozidlo*. *Perner's Contacts*, 2017, vol. 48, no. 1, s. 74-82. ISSN: 1801-674X.
- [IV] DRAHOTSKÝ, I., POKORNÝ, J., JILEK, P. Odezva nákladního vozidla při přejezdu překážky. In *ExFoS 2017 : XXVI. mezinárodní vědecká konference soudního inženýrství : sborník příspěvků*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2017. s. 89-104. ISBN 978-80-214-5459-0.
- [V] KULIČKA, J., JILEK, P.: *The Fourier Analysis in Transport Application Using Matlab*. In *Transport Means 2016 Proceedings*. Kaunas Latvia: 20th International. 5-7 October, 2016. p. 820-825. ISSN 1822-296X. ISSN 2351-7034.
- [VI] JILEK, P., VOLTR, O., POKORNÝ, J., SUCHÁNEK, V.: *Effect of temperature on the change of static radial deformation of a road car wheel*. In *Deterioration Dependability Diagnostics*. Brno: Univerzita obrany v Brně, 2016. s. 93-98. ISBN: 978-80-7231-376-1.
- [VII] JILEK, P., POKORNÝ, J., VOLTR, O.: Vliv výšky protismykového prvku na příčný posun automobilu při zjišťování výškové souřadnice těžiště automobilu. *Perner's Contacts*, 2015, vol. 40, no. 3, s. 44-51. ISSN: 1801-674X.
- [VIII] JILEK, P., VOLTR, O., POKORNÝ, J. : *Simulation of adhesion conditions on road vehicles*. In *Engineering Mechanics 2016 : 22nd International Conference*. Praha: Ústav termomechaniky AV ČR, v. v. i., 2016. s. 258-261. ISBN 978-80-87012-59-8.
- [IX] POKORNÝ, J., VOLTR, O., VÁGNER, J., JILEK, P., TESAŘ, M., ŠEFČÍK, I. : *Control of the stanchion of pole trailer*. In *Engineering Mechanics 2016 : 22nd International Conference*. Praha: Ústav termomechaniky AV ČR, v. v. i., 2016. s. 466-469. ISBN 978-80-87012-59-8.

- [X] POKORNÝ, J., JILEK, P., VOLTR, O. : Usage of the tilting platform in vehicle parameters determination. *6th International Scientific Conference Pardubice*, str. 443–451, Jan Perner Transport Faculty, University of Pardubice, Pardubice 2015, ISBN 978-80-7395-924-1.
- [XI] JILEK, P., POKORNÝ, J., Voltr, O. : *Vliv výšky protismykového prvku na příčný posun automobilu při zjišťování výškové souřadnice těžiště automobilu*. Perner's Contacts, Pardubice, 2015, no. 40, s. 44-51. ISSN: 1801-674X.
- [XII] TESAŘ, M., JILEK, P., POKORNÝ, J. : Experimentální měření s využitím sklopné plošiny. In *XI. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů*. Ostrava: Institut dopravy Fakulty strojní VŠB – TU Ostrava, 2014. s. 1-4. ISBN 978-80-248-3439-9.
- [XIII] JILEK, P., POKORNÝ, J., SEJKOROVÁ, M.: Factors influencing the center of gravity height of a vehicle. In *Deterioration Dependability Diagnostics*. Brno: Univerzita obrany v Brně, 2014. s. 243-249. ISBN 978-80-7231-969-5.
- [XIV] JILEK, P., POKORNÝ, J., ŠEFČÍK, I.: Určení souřadnice těžiště automobilu na sklopné plošině. *Perner's Contacts*, 2014, vol. 9, no. 3, s. 78-86. ISSN: 1801-674X.
- [XV] POKORNÝ, J., JILEK, P.: Splnění Ackermannové podmínky pro systém 4WS. In *Elektrotechnická zařízení v dopravě 2014*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2014. s. 1-6. ISBN 978-80-7395-749-0.
- [XVI] ZIKMUND, T., POKORNÝ, J., JILEK, P.: Nepřímé měření úhlu natočení volantu a kol. In *Elektrotechnická zařízení v dopravě*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2011. s. 1-10. ISBN 978-80-7395-366-9.

## SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 Stanovení souřadnice těžiště experimentálního automobilu
- Příloha 2 Technické parametry a charakteristiky experimentálního vozidla
- Příloha 3 Teoretický rozbor zatáčení vozidla
- Příloha 4 Brzdění v přímém směru
- Příloha 5 Jízda v kruhu
- Příloha 6 Slalomová zkouška
- Příloha 7 Vývojový diagram ovládní SlideWheel
- Příloha 8 Simulace pohybu karoserie dle způsobu přichycení kolových jednotek SlideWheelu k vozidlu