

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Úprava pro zlepšení říditelnosti vozidla

Pavel Petržela

Bakalářská práce

2014

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Pavel Petržela**
Osobní číslo: **D10320**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Úprava pro zlepšení říditelnosti vozidla**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Úvod do problematiky
2. Radiální reakce na nápravách
3. Podmínka říditelnosti
4. Návrh opatření pro zlepšení říditelnosti vozidla
5. Závěr

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího práce
Rozsah pracovní zprávy: 30 - 40 stran textu a přílohy
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná
Seznam odborné literatury:


1. **TESAŘ, Miroslav a Miroslav VALA. Silniční vozidla: Mechanika silničních vozidel. Holice, 2001.**
2. Dle pokynů vedoucího práce.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Pokorný, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **21. února 2014**
Termín odevzdání bakalářské práce: **30. května 2014**


prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.


doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 21. února 2014

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 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.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 23. 5. 2014

Pavel Petržela

Poděkování:

Tímto chci poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Janu Pokornému, Ph.D. za vstřícný přístup, odborné vedení práce a pomoc při jejím zpracování.

Poděkování patří také mé rodině, která mě po celou dobu studia podporovala.

ANOTACE

Bakalářská práce se zabývá chováním vozidla v zatáčce. Je zaměřena na úpravu a zlepšení jízdních vlastností experimentální krosové buginy. V první části práce jsou shrnuty teoretické poznatky o vlastnostech a chování vozidel při průjezdu zatáčkou. Praktická část zahrnuje zjištění vlastností testovaného vozidla, jeho úpravu a následné vyhodnocení jízdní zkoušky.

KLÍČOVÁ SLOVA

těžiště, radiální reakce, zatáčení, říditelnost, vážení vozidla, úhel natočení kol

TITLE

Modification for improvement of vehicle steerability

ANNOTATION

This thesis is devoted on vehicle's behaviour at curve. It's focus on adjustment and improvement on road performance of experimental cross buggy. In first part are sums up theoretic finding of attributes and behaviour of vehicles during turning in to the bend. Practical part is comprised of tested vehicle's attributes, its modification and subsequently assessment of driving test.

KEYWORDS

center of gravity, radical reaction, turning, steerability, vehicle weighing, steering angle

Obsah

Seznam ilustrací.....	9
Seznam tabulek.....	9
Seznam grafů.....	9
Použité symboly.....	10
ÚVOD.....	15
1 TĚŽIŠTĚ VOZIDLA.....	16
1.1 Způsoby určení polohy těžiště.....	16
1.1.1 Výpočtová metoda.....	16
1.1.2 Metoda pomocí vážení.....	17
2 RADIÁLNÍ REAKCE NA NÁPRAVÁCH.....	20
2.1 Statické zatížení náprav.....	20
2.2 Radiální reakce vozidla na podélném a příčném svahu.....	20
2.2.1 Radiální reakce vozidla na podélném svahu.....	21
2.2.2 Radiální reakce vozidla na příčném svahu.....	21
2.3 Podmínka říditelnosti.....	22
3 JÍZDA VOZIDLA V ZATÁČCE.....	23
3.1 Teorie zatáčení kolových vozidel.....	23
3.1.1 Řízení dvounápravových vozidel.....	23
3.2 Síly a momenty působící na vozidlo v zatáčce.....	25
3.3 Stabilita vozidla v zatáčce.....	31
3.3.1 Smyk vozidla.....	31
3.3.2 Převrácení vozidla.....	32
4 NÁVRH ZLEPŠENÍ ŘIDITELNOSTI VOZIDLA.....	33
4.1 Stanovení souřadnic polohy těžiště před úpravou.....	33
4.1.1 Vážení vozidla.....	33
4.1.2 Klopení vozidla.....	37

4.2	Úprava vozidla	39
4.2.1	Montáž závaží	39
4.2.2	Vážení vozidla	40
5	VLASTNÍ MĚŘENÍ	41
5.1.1	Úhel natočení kol a volantu	41
5.1.2	Jízdní zkouška.....	43
6	VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ.....	45
6.1	Rychlost jízdy vozidla.....	45
6.2	Úhel natočení volantu	46
6.3	Směrová úchylka vozidla	47
6.4	Stáčivá rychlost vozidla	48
7	ZÁVĚR	49
	SEZNAM POUŽITÝCH INFORMAČNÍCH ZDROJŮ	50

Seznam ilustrací

Obrázek 1 Určení polohy těžiště výpočtem ^{1 s. 60}	16
Obrázek 2 Stanovení polohy těžiště vážením ^{1 s. 62}	17
Obrázek 3 Vážení vozidla se sklonem ^{1 s. 63}	18
Obrázek 4 Rovnováha na příčném svahu ^{1 s. 49}	19
Obrázek 5 Vozidlo stojící na podélném svahu ^{1 s. 45}	21
Obrázek 6 Zatačení dvounápravového vozidla s rejdovými koly ^{1 s. 92}	24
Obrázek 7 Rovinný model dvounápravového vozidla ^{1 s. 96}	25
Obrázek 8 Jednostopý rovinný model dvounápravového vozidla ^{1 s. 97}	26
Obrázek 9 Teoretický a skutečný střed zatačení ^{1 s. 99}	28
Obrázek 10 Ackermannův úhel rejdu ^{1 s. 100}	29
Obrázek 11 A) nedotáčivé vozidlo; B) přetáčivé vozidlo ^{1 s. 101}	30
Obrázek 12 Síly působící na vozidlo v klopené zatáčce ^{1 s. 102}	31
Obrázek 13 Vážení vozidla v laboratoři	34
Obrázek 14 Opěrná a jisticí místa vozidla	37
Obrázek 15 Naklopení a okamžik odpoutání od plošiny	38
Obrázek 16 Upevnění závaží	39
Obrázek 17 Upevnění snímačů na vozidle	43
Obrázek 18 Průjezd vozidla zatáčkou se závažím	44

Seznam tabulek

Tabulka 1 Naměřené hmotnosti neobsazeného vozidla	34
Tabulka 2 Naměřené hmotnosti obsazeného vozidla	36
Tabulka 3 Naměřené hmotnosti plně obsazeného vozidla se závažím	40

Seznam grafů

Graf 1 Závislosti úhlu natočení volantu a rejdových kol na délce vysunutí lanka	42
Graf 2 Rychlost jízdy vozidla při průjezdu zatáčkou	46
Graf 3 Úhel natočení volantu naměřený při jízdě zkoušce	47
Graf 4 Směrová úchylka vozidla při průjezdu zatáčkou	48
Graf 5 Stáčivá rychlost vozidla při průjezdu zatáčkou	48

Použité symboly

Rovnice (1-1)

$m_{1,2,3}$	hmotnosti jednotlivých částí automobilu	[kg]
$l_{1,2,3}$	podélné souřadnice těžišť částí automobilu	[m]
L	rozvor náprav	[m]
$G_{1,2,3}$	tíha jednotlivých částí automobilu	[N]
G_a	celková tíha vozidla	[N]
Z_1	radiální reakce na přední nápravě	[N]
Z_2	radiální reakce na zadní nápravě	[N]
x	podélná souřadnice těžiště automobilu	[m]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]

Rovnice (1-2)

l_1	vzdálenost těžiště od přední nápravy	[m]
l_2	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	[m]
L	rozvor náprav	[m]
G	celková tíha automobilu	[N]
G_1	tíha připadající na přední nápravu	[N]
G_2	tíha připadající na zadní nápravu	[N]

Rovnice (1-3)

h'	výšková souřadnice těžiště od spojnice středů kol	[m]
α	úhel sklonu automobilu vůči podložce	[°]
L	rozvor náprav	[m]
G	celková tíha automobilu	[N]
G_2	tíha připadající na zadní nápravu	[N]
G'_2	tíha připadající na zadní nápravu při náklonu	[N]

Rovnice (1-4)

h_T	výšková souřadnice těžiště od plošiny	[m]
β	úhel naklonění plošiny	[°]
B	rozchod kol	[m]

Rovnice (2-1), (2-2)

Z_1	tíha připadající na přední nápravu	[N]
Z_2	tíha připadající na zadní nápravu	[N]
α	úhel naklonění vozovky	[°]
G	celková tíha automobilu	[N]
l_2	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	[m]
h_T	výšková souřadnice těžiště od vozovky	[m]

Rovnice (2-3)

Z_1	tíha připadající na přední nápravu	[N]
G	celková tíha automobilu	[N]
k	násobící koeficient	[1]

Rovnice (3-1), (3-2), (3-3)

R	teoretický poloměr zatáčení	[m]
B_0	rozchod mezi osami rejdových čepů	[m]
L	rozvor náprav	[m]
α	úhel natočení vnějšího kola	[°]
β	úhel natočení vnitřního kola	[°]

Rovnice (3-4)

α_s	střední úhel natočení kol nápravy	[°]
α	úhel natočení vnitřního kola	[°]
β	úhel natočení vnějšího kola	[°]

Rovnice (3-5), (3-5a), (3-6a), (3-7a), (3-6), (3-7)

X_{T1}	tečná síla na přední nápravě	[N]
X_{T2}	tečná síla na zadní nápravě	[N]
Y_1	boční síla na přední nápravě	[N]
Y_2	boční síla na zadní nápravě	[N]
F_O	odstředivá síla	[N]
F_V	síla odporu vzduchu	[N]
F_i	setrvačná síla	[N]
M_i	vratný setrvačný moment	[Nm]
A_Y	příčná aerodynamická síla	[N]

e	vzdálenost působíště odporu vzduchu od těžiště	[m]
l_1	vzdálenost těžiště od přední nápravy	[m]
l_2	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	[m]
δ	úhel směrové úchylky vozidla	[°]
α_s	střední úhel natočení kol nápravy	[°]

Rovnice (3-8)

F_0	odstředivá síla	[N]
m_a	hmotnost automobilu	[kg]
v	rychlost automobilu	[m/s]
R_s	skutečný poloměr zatačení	[m]

Rovnice (3-9a,b)

δ_1	směrová úchylka přední nápravy	[°]
δ_2	směrová úchylka zadní nápravy	[°]
Y_1	boční síla na přední nápravě	[N]
Y_2	boční síla na zadní nápravě	[N]
k_1	koeficient směrové tuhosti přední nápravy	[1]
k_2	koeficient směrové tuhosti zadní nápravy	[1]

Rovnice (3-10a,b)

Y_1	boční síla na přední nápravě	[N]
Y_2	boční síla na zadní nápravě	[N]
l_1	vzdálenost těžiště od přední nápravy	[m]
l_2	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	[m]
L	rozvor náprav	[m]
F_0	odstředivá síla	[m]

Rovnice (3-11a,b), (3-12)

δ_1	směrová úchylka přední nápravy	[°]
δ_2	směrová úchylka zadní nápravy	[°]
l_1	vzdálenost těžiště od přední nápravy	[m]
l_2	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	[m]
L	rozvor náprav	[m]

k_1	koeficient směrové tuhosti přední nápravy	[1]
k_2	koeficient směrové tuhosti zadní nápravy	[1]
m	hmotnost automobilu	[kg]
R_S	skutečný poloměr zatáčení	[m]

Rovnice (3-13); (3-14); (3-15)

δ_1	směrová úchylka přední nápravy	[°]
δ_2	směrová úchylka zadní nápravy	[°]
R_S	skutečný poloměr zatáčení	[m]
L	rozvor náprav	[m]
α_A	Ackermanův úhel rejdu	[°]
c	posunutí skutečného středu zatáčení před zadní nápravu	[m]

Rovnice (3-16)

R_0	teoretický poloměr zatáčení	[m]
L	rozvor náprav	[m]
α_A	Ackermanův úhel rejdu	[°]

Rovnice (3-17); (3-18)

R_S	skutečný poloměr zatáčení	[m]
α_A	Ackermanův úhel rejdu	[°]
L	rozvor náprav	[m]
δ_1	směrová úchylka přední nápravy	[°]
δ_2	směrová úchylka zadní nápravy	[°]
R_0	teoretický poloměr zatáčení	[m]
v	rychlost automobilu	[m/s]

Rovnice (3-19), (3-20)

F_0	odstředivá síla	[m]
β	úhel příčného naklonění vozovky	[°]
G	tíha automobilu	[N]
φ	součinitel adheze	[1]
F_y	síly ve směru příčné osy vozidla – y	[N]
F_{ADy}	adhezní síly ve směru příčné osy vozidla	[N]

Rovnice (3-21)

v_{Smax}	maximální rychlost vozidla před usmýknutím	[m/s]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]
R	poloměr zatáčky	[m]
φ	součinitel adheze	[1]
β	úhel příčného naklopení vozovky	[°]

Rovnice (3-22)

M_{ST}	stabilizační moment	[Nm]
$M_{PŘ}$	destabilizační moment	[Nm]

Rovnice (3-23), (3-24)

R	poloměr zatáčky	[m]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]
B	rozchod kol	[m]
β	úhel příčného naklopení vozovky	[°]
h_T	výšková souřadnice těžiště od vozovky	[m]
v_{Pmax}	maximální rychlost vozidla před převrácením	[m/s]
v_{Smax}	maximální rychlost vozidla před usmýknutím	[m/s]
φ	součinitel adheze	[1]

ÚVOD

Tato práce se zaměřuje na úpravu jízdních vlastností krosové buginy. Jedná se o vozidlo, jehož stavba probíhala v domácích podmínkách. Základní části vozu byly převzaty ze sériově vyráběných automobilů. Konkrétně se jedná o čtyřválcový zážehový motor 781.136 Škoda a čtyřrychlostní převodovku. Vpředu je použita lichoběžníková náprava a vzadu kyvadlová. Při stavbě však nebyly zohledněny důležité parametry, které zásadně ovlivňují jízdní vlastnosti. Podélně uložený motor za zadní nápravou způsobuje nerovnoměrné rozložení hmotnosti. Tento nedostatek se projevuje převážně při jízdě vozidla zatáčkou, ve které dochází k výrazné nedotáčivosti.

Cílem této práce je tedy navrhnout úpravu vozidla a ověřit vliv polohy těžiště na chování daného vozu při průjezdu zatáčkou. Objektivní posouzení bude možné na základě údajů získaných z provedené jízdní zkoušky. K tomuto kroku je však důležité mít teoretické znalosti o této problematice. Z tohoto důvodu práce obsahuje také teoretickou část, zaměřenou na toto téma.

1 TĚŽIŠTĚ VOZIDLA

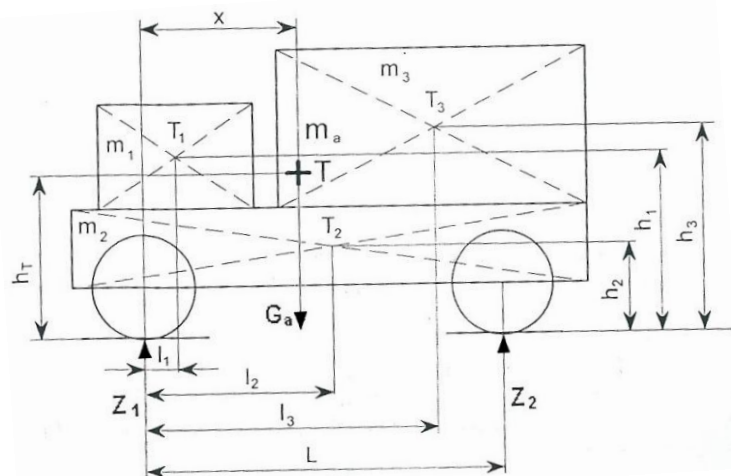
Těžiště vozidla je pojem označující pomyslný bod, který náleží vozidlu. Je v něm soustředěno působíště výslednice všech elementárních tíhových sil jednotlivých skupin a součástí, ze kterých se automobil skládá. Za předpokladu, že v těžišti působí tíhová síla vzniklá celkovou hmotností vozidla, sem dále zavádíme působíště všech sil působících na vozidlo, které souvisí s jeho hmotností. Poloha těžiště se významně podílí na vlastnostech vozidla, protože ovlivňuje velikosti reakcí vzniklých v bodě dotyku kola s vozovkou. Tyto reakce mají značný vliv na jízdní vlastnosti vozidla.

1.1 Způsoby určení polohy těžiště

Jak již bylo uvedeno výše, je důležité znát polohu těžiště a vědět, jak je možné ji ovlivnit změnou zatížení, hmotností a umístěním nákladu, popřípadě úpravou některých parametrů vozidla. Existuje tedy několik možností, jak lze určit polohu těžiště.

1.1.1 Výpočtová metoda

Tato metoda se nejčastěji používá v případě, pokud je známa stávající poloha těžiště a je potřebné zjistit jeho novou pozici, například po naložení nákladu nebo po montáži nástavby na podvozek vozidla. K praktikování této metody není zapotřebí žádných speciálních pomůcek ani přípravků. Princip spočívá v rozdělení automobilu do jednotlivých částí a následného stanovení jejich hmotností a polohových souřadnic těžiště (obr. 1). Pro zjištění hodnoty výsledné celkové souřadnice se využije soustava rovnic rovnováhy působících sil a momentů, ze které ji vyjádříme (1-1).



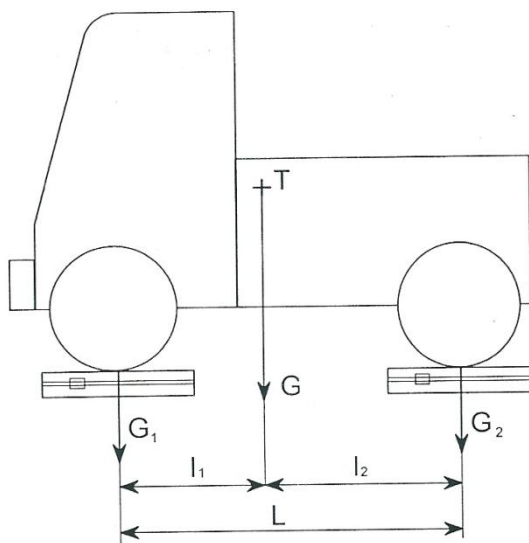
Obrázek 1 Určení polohy těžiště výpočtem^{1 s. 60}

$$\left. \begin{aligned}
 G_1 &= m_1 * g & G_2 &= m_2 * g & G_3 &= m_3 * g \\
 \sum_{i=1}^n F_{iy} &= 0; \Rightarrow Z_1 - G_1 - G_2 - G_3 + Z_2 = 0 \\
 \sum_{i=1}^n M_{i1} &= 0; \Rightarrow G_1 * l_1 + G_2 * l_2 + G_3 * l_3 - Z_2 * L = 0 \\
 Z_2 &= \frac{G_1 * l_1 + G_2 * l_2 + G_3 * l_3}{L} \\
 \sum_{i=1}^n M_{i1} &= 0; \Rightarrow G_a * x - Z_2 * L = 0 \Rightarrow x = \frac{Z_2 * L}{G_a}
 \end{aligned} \right\} (1-1)$$

1.1.2 Metoda pomocí vážení

Jedná se o další způsob jak určit polohu těžiště. Je založen na principu zjištění radiálních reakcí připadajících na nápravy vozidla. Jejich velikost je spjatá s délkovou souřadnicí polohy těžiště. Vozidlo se umístí na zkušební váhy do vodorovné polohy. Součet jednotlivých hmotností připadajících na kola musí odpovídat celkové hmotnosti vozidla. Pro zjištění podélné souřadnice se využije tíha na přední i zadní nápravu a rozvor náprav. Z jednoduchého vztahu se následně vypočítá podélná souřadnice l_1 a l_2 (1-2).

$$l_1 = \frac{G_2}{G} * L \qquad l_2 = \frac{G_1}{G} * L \qquad (1-2)$$



Obrázek 2 Stanovení polohy těžiště vážením^{1 s. 62}

Obvykle těžiště neleží v podélné ose souměrnosti vozidla. Z tohoto důvodu je nutné zjistit i jeho příčnou souřadnici. Postup je obdobný jako u podélné souřadnice s tím rozdílem, že se uvažuje velikost rozchodu kol a tíha připadající na levá a pravá kola.

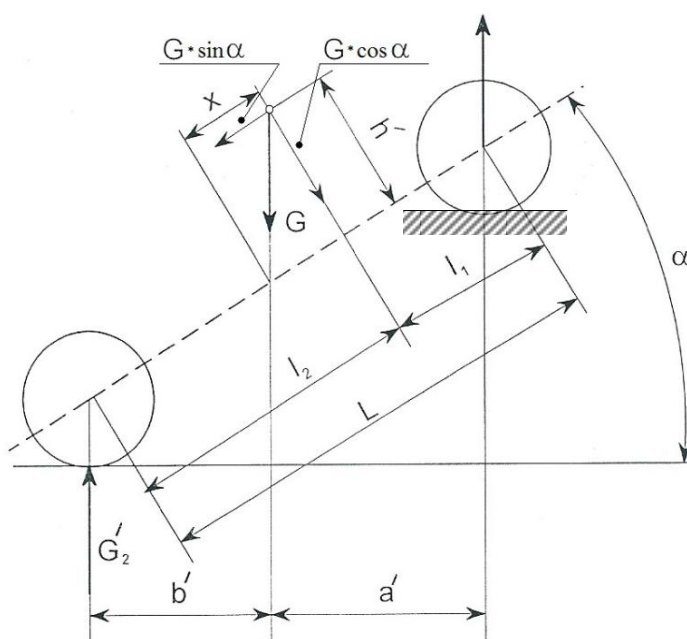
Posledním krokem k určení polohy těžiště je jeho výšková souřadnice. Tu je možné zjistit opět vážením s následným podélným náklonem. Vozidlo se umístí jednou nápravou na zkušební váhy a druhá náprava se začne nadzvedávat. Pro různé úhly se odečítá hmotnost připadající na nápravu umístěnou na vahách. Pro přesnější výsledek je vhodné měření provést pro několik různých úhlů. K získání její hodnoty je využita změna geometrické polohy nositelek tíhy a radiálních reakcí (obr. 3). Tyto změny se vyjádří pomocí momentové rovnováhy před a po naklopení. Po jistých úpravách těchto rovnic je následně možné vypočítat výškovou souřadnici těžiště dle vztahu (1-3).

$$\sum_{i=1}^n M_{i1} = 0; \Rightarrow G_2 * L - G * l_1 = 0 \Rightarrow l_1 = \frac{G_2 * L}{G}$$

$$\sum_{i=1}^n M_{i1} = 0; \Rightarrow G'_2 * (a' + b') - G * \sin \alpha * h' - G * \cos \alpha * \frac{G_2 * L}{G} = 0$$

$$h' = \frac{G'_2 - G_2 * L * 1}{G * \tan \alpha} \qquad \underline{h_T = h' + r_s} \qquad (1-3)$$

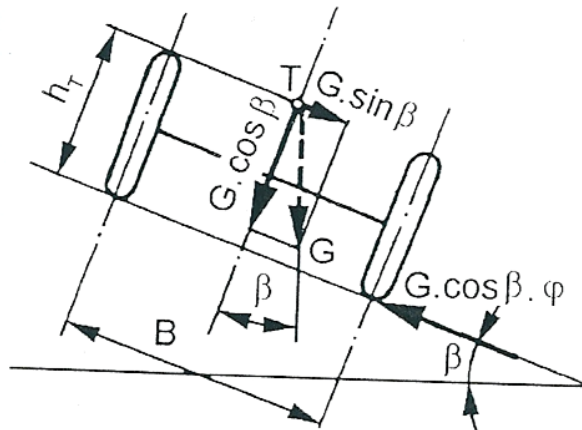
Kde: r_s je statický poloměr kola a h_T výšková souřadnice těžiště od podložky.



Obrázek 3 Vázení vozidla se sklonem^{1 s. 63}

Pro stanovení výškové souřadnice je také možné využít naklápěcí plošinu. Vozidlo je na ni umístěno a postupným bočním naklápěním je zjišťován úhel, při kterém dojde k odpoutání výše položené části automobilu od plošiny. Tento okamžik je možné přirovnat k podmínce rovnováhy pro převrácení vozidla na příčném svahu. Výpočet výškové souřadnice se provede podle rovnice vycházející právě z této podmínky (1-4). V tomto případě však výsledná hodnota h_T vyjadřuje vzdálenost těžiště od plošiny, na které vůz stojí.

$$h_T = \frac{B}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta} \quad (1-4)$$



Obrázek 4 Rovnováha na příčném svahu^{1 s. 49}

2 RADIÁLNÍ REAKCE NA NÁPRAVÁCH

Radiální reakce na nápravách vznikají v důsledku působení tíhové síly vyvolané hmotností automobilu. Tyto reakce mají působiště v místě styku kola s vozovkou. Na zatížení náprav má vliv mnoho faktorů a lze je posuzovat za různých podmínek.

2.1 Statické zatížení náprav

Při statickém zatížení náprav vozidlo stojí na vozovce a působí na něj pouze tíhová síla, která má působiště v těžišti. V těchto případech uvažujeme, že těžiště vozidla leží v jeho podélné rovině souměrnosti, z čehož vyplývá, že na pravá a levá kola připadá stejné zatížení na téže nápravě. Za tohoto předpokladu je možné řešit působící síly a momenty jako rovinnou soustavu pomocí tří rovnic rovnováhy.

Na dvounápravové vozidlo stojící na vodorovné vozovce působí síly pouze ve svislém směru. V takovém případě k určení radiálních reakcí stačí pouze jedna rovnice rovnováhy právě v tomto směru a momentová rovnice vztažená k bodu styku kola s vozovkou. Z těchto rovnic je možné vyjádřit reakční síly působící na přední a zadní nápravu. U vícenápravových vozidel je stanovení radiálních reakcí obdobné. Zásadní rozdíl spočívá ve dvojitém závěsu náprav. S touto koncepcí se setkáváme nejčastěji u třinápravových či čtyřnápravových nákladních vozidel. Rozložení reakcí na dvounápravovém závěsu závisí na konkrétním konstrukčním řešení. V případě využití pouze listového pera u kyvadlových náprav jako symetrického závěsu, dochází k rovnoměrnému rozložení sil působících na jednotlivé nápravy. Pokud jsou v konstrukci použity podélné vzpěry, působící síly nejsou rozloženy rovnoměrně a na každou nápravu působí síla o jiné velikosti. V takovém případě je početní řešení komplikované a využívá se grafického řešení.

2.2 Radiální reakce vozidla na podélném a příčném svahu

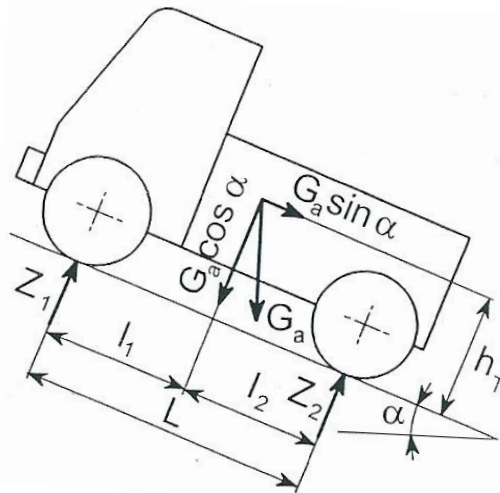
Radiální reakce je možné ovlivnit i změnou sklonu vozovky. Pokud vozidlo stojí na vodorovné vozovce, jeho tíhová síla působící v těžišti směřuje kolmo dolů na vozovku a výšková souřadnice těžiště nemá na radiální reakce žádný vliv. Výšková souřadnice se na reakcích projeví v případě, že vozidlo umístíme na vozovku s jistým sklonem. Následně mohou nastat dvě situace odlišující se umístěním vozidla vůči svahu.

2.2.1 Radiální reakce vozidla na podélném svahu

Jednou z možností je podélné umístění vozidla na svah. Vlivem sklonu vozovky se tíhová síla rozkládá na dvě složky. Jedna směřuje kolmo na vozovku a druhá má směr rovnoběžný se skloněnou vozovkou. Sinusová složka tíhy vytváří na rameni výškové souřadnice těžiště klopný moment, který zvětšuje radiální reakci na níže ve svahu umístěné nápravě. Naopak druhou nápravu odlehčuje, čímž radiální reakci zmenšuje. Z toho vyplývá, že u vozidla umístěného směrem do svahu je přitěžována zadní náprava a přední je odlehčována. Pokud stojí směrem ze svahu, situace je opačná. Pro výpočet se opět využijí rovnice rovnováhy sil a momentů. Momentová rovnice je vztažena k bodu dotyku zadního kola s vozovkou.

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \Rightarrow Z_1 + Z_2 - G \cdot \cos \alpha = 0 \quad (2-1)$$

$$\sum_{i=1}^n M_i = 0; \Rightarrow Z_1 \cdot L + G \cdot \sin \alpha \cdot h_T - G \cdot \cos \alpha \cdot l_2 = 0 \quad (2-2)$$



Obrázek 5 Vozidlo stojící na podélném svahu^{1 s. 45}

2.2.2 Radiální reakce vozidla na příčném svahu

Pokud je vozidlo umístěno vůči svahu příčně, nastává obdobná situace jako v předchozím případě. Opět se tíhová síla rozkládá vlivem náklonu vozovky na dvě složky. Zde však dochází k přitěžování a odlehčování levých nebo pravých kol.

2.3 Podmínka řiditelnosti

Podmínka řiditelnosti je velmi důležitým parametrem. Zajišťuje, aby při jakékoliv jízdě situaci bylo zatížení řídicí nápravy dostatečné pro dobré směrové vedení vozidla.

Pro zajištění řiditelnosti, zejména u tahačů při maximální přípustné tažné síle v závěsném zařízení, se požaduje, aby na přední nápravě spočívala tíha dle rovnice (2-3) ^(1 s. 59).

$$Z_1 = k * G \quad (2-3)$$

Velikost násobícího koeficientu **k**, vychází ze zkušeností a udává se v rozmezí **0,1 - 0,15**.

Minimální hmotnost připadající na řiditelnou nápravu stanovuje také vyhláška Ministerstva dopravy a spojů o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích č. 341/2002 Sb.

3 JÍZDA VOZIDLA V ZATÁČCE

3.1 Teorie zatáčení kolových vozidel

V současné době se řídí kolová vozidla čtyřmi základními způsoby:

- Natáčením celé tzv. rejdové nápravy okolo svislé osy ležící ve střední podélné rovině vozidla. Tímto způsobem se řídí nejčastěji přívěsy.
- Natáčením dvou nebo více rejdových kol tzv. nápravy s rejdovými koly okolo rejdových čepů. Tento způsob je u kolových vozidel nejběžnější.
- Natáčením částí vozidla vůči sobě. Je to způsob typický pro řízení člankových (kloubových vozidel).
- Přibrzd'ováním kol na jedné straně vozidla. Takto se řídí některá speciální vozidla.

V některých případech je možné výše uvedené způsoby zatáčení vhodně kombinovat k dosažení potřebných vlastností vozidla. V dnešní době je u silničních kolových vozidel výhradně používán způsob zatáčení pomocí dvou nebo více rejdových kol. Rejdová kola jsou zavěšena na rejdových čepích, na kterých se natácejí do rejdu.^(1 s. 91)

3.1.1 Řízení dvounápravových vozidel

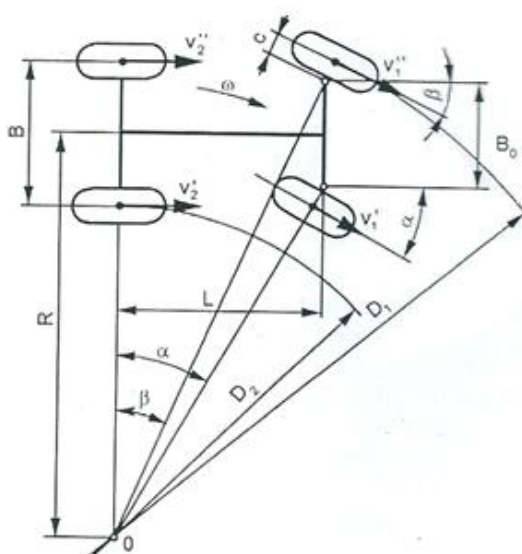
Při zatáčení dvounápravového vozidla by mělo docházet k ideálnímu odvalování kol. To nastane tehdy, pokud je zajištěno, že vektory rychlostí pohybu kol budou ležet ve středních rovinách rotace kol. K tomu dojde v případě, že se osy rotace všech vozidlových kol protínají na ose, okolo které vozidlo zatáčí. V případě řízení kol přední nápravy, lze tuto podmínku splnit jen za předpokladu, že osa zatáčení vozidla protíná osy rotace zadních kol a tedy, že v půdorysném průmětu leží teoretický střed zatáčení na ose zadních kol. Přední kola se pak musí natočit o úhly α a β tak, aby jejich osy rotace procházely v půdorysu teoretickým středem zatáčení^(1 s. 91).

$$\cot \alpha = \frac{R - \frac{B_0}{2}}{L} \quad \text{nebo} \quad \cot \beta = \frac{R + \frac{B_0}{2}}{L} \quad (3-1)$$

$$\cot \beta - \cot \alpha = \frac{B_0}{L} \quad (3-2)$$

Výše uvedené výchozí vztahy se nazývají *Ackermannovými podmínkami*. Jejich užití a hlavně přesné výsledky jsou však podmíněny skutečností, že osy rejdových čepů a střední roviny kol musí směřovat kolmo k vozovce a vozidlo se pohybuje velmi malou rychlostí. Tím lze zanedbat směrové úchyly, které při jízdě zatáčkou na vozidlo působí a ovlivňují ho. Z rovnice (3-2) vyplývá, že rozdíl kotangent úhlů natočení rejdových kol je konstanta, která závisí na konstrukci daného vozidla. Z těchto podmínek je možné stanovit i teoretický poloměr zatáčení vozidla.

$$R = L * \cot \alpha + \frac{B_0}{2} \quad \text{nebo} \quad R = L * \cot \beta - \frac{B_0}{2} \quad (3-3)$$



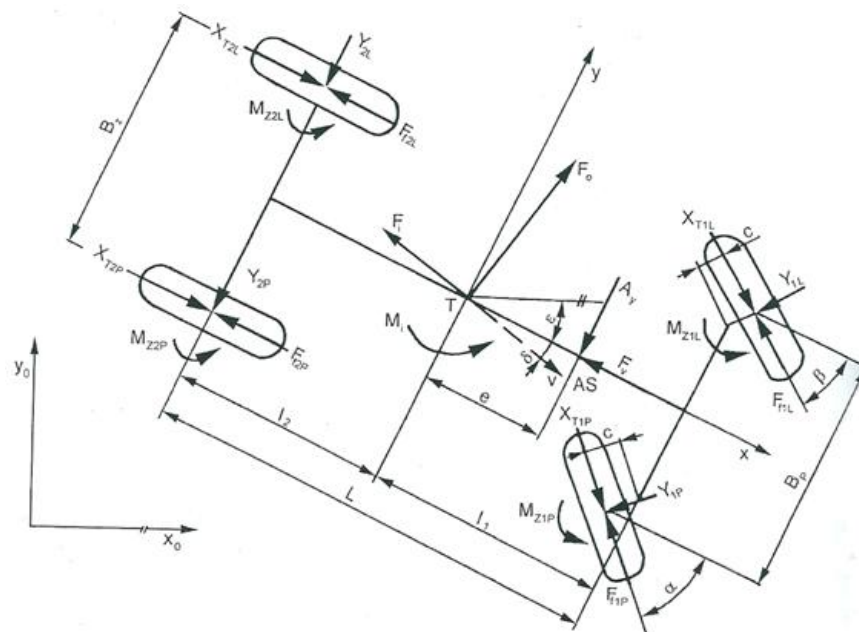
Obrázek 6 Zatáčení dvounápravového vozidla s rejdovými koly^{1 s. 92}

Rozdílné natočení rejdových kol je zajištěno tzv. lichoběžníkem řízení. Jedná se o část řízení tvořenou spojovací řídicí tyčí spolu s řídicími pákami spojovací tyče. Při přímé jízdě je spojovací řídicí tyč v rovnoběžné poloze vůči přední nápravě a dohromady s ní tvoří zmíněný lichoběžník. Úhel svíraný osou kola a řídicí pákou spojovací tyče není devadesát stupňů. Z toho plyne, že při natočení kol do zatáčky není spojovací řídicí tyč již v rovnoběžné poloze s osou přední nápravy. Tím je dosaženo rozdílného úhlu natočení vnitřního a vnějšího kola. Rozdíl v natočení mezi vnitřním a vnějším kolem se nazývá diferenční úhel. Jeho hodnota se pro různá natočení řízení stále mění. Důležité je, aby při stejném natočení doleva a doprava zůstal tento úhel konstantní. K jeho měření dochází, při kontrole lichoběžníku řízení a zjišťuje se případné poškození např. ohnutí spojovací tyče nebo řídicí páky. Tento úhel má též vliv na jízdní vlastnosti vozidla a opotřebení pneumatik.

3.2 Síly a momenty působící na vozidlo v zatáčce

Teoretické poznatky o chování vozidla v zatáčce byly doposud vztaženy k situaci, kdy vozidlo jede velmi malou rychlostí a je tedy možné zanedbat množství sil a momentů, které vznikají při reálných rychlostech. Z tohoto důvodu je možné zatáčení rozdělit na dvě skupiny. Při zatáčení velmi pomalou rychlostí leží pomyslný střed zatáčení na prodloužené spojnici zadních kol. V takovém případě se jedná o zatáčení *statické*.

O *dynamické* zatáčení jde tehdy, pokud vozidlo zatáčí reálnou rychlostí. V takovém případě na vozidlo působí řada sil a momentů, která vozidlo ovlivňují. Na kolech vznikají boční síly umožňující vedení vozidla v zatáčce a jim odpovídající směrové úchyly. Další ze sil je síla odstředivá působící v těžišti v závislosti na dostředivém zrychlení. Tyto síly jsou znázorněny na (obr. 7), na kterém je zobrazen dvoustopý model vozidla. Z něj je patrné, že tato soustava je velmi komplikovaná a navzájem provázána s konstrukcí vozidla.



Obrázek 7 Rovinný model dvounápravového vozidla^{1 s. 96}

Pro usnadnění výpočtu říditelnosti a stability vozidla se využívá jednostopý rovinný dynamický model automobilu. Ten je znázorněn na (obr. 8). Odpor valení a vratné momenty kol jsou zde zanedbány opět z důvodu zjednodušení. Rejdové osy směřují kolmo k podložce a procházejí středy kol. Jelikož je každá náprava znázorněna pomocí jediného kola, je zde úhel jeho natočení vyjádřen jako průměrná hodnota α_s . Jeho velikost vyplývá ze vztahu (3-4). Boční síly působící na nápravu jsou zde stanoveny jako součet těchto sil levého a pravého kola na téže nápravě. Stejným způsobem jsou vyjádřeny i síly tečné.

Takto upravený model je možné popsat třemi rovnicemi rovnováhy. V těchto rovnicích má zásadní vliv na stabilitu odstředivá síla. Tvoří hlavní rozdíl mezi dynamickým a statickým zatáčením. Závisí na hmotnosti automobilu, jeho rychlosti jízdy a poloměru zatáčení. Jako reakce na tuto sílu, která má působiště v těžišti automobilu, vznikají boční síly na jednotlivých kolech. Ty umožňují vedení vozidla v zatáčce a odvíjí se od nich směrové úchyly.

$$\alpha_s = \frac{\alpha + \beta}{2} \quad (3-4)$$

$$\sum F_x = 0; X_{T2} + X_{T1} \cdot \cos \alpha_s - F_v - F_i \cdot \cos \delta + F_o \cdot \sin \delta - Y_1 \cdot \sin \alpha_s = 0 \quad (3-5)$$

$$\sum F_y = 0; F_o \cdot \cos \delta + F_i \cdot \sin \delta - X_{T1} \cdot \sin \alpha_s - A_y - Y_1 \cdot \cos \alpha_s - Y_2 = 0 \quad (3-6)$$

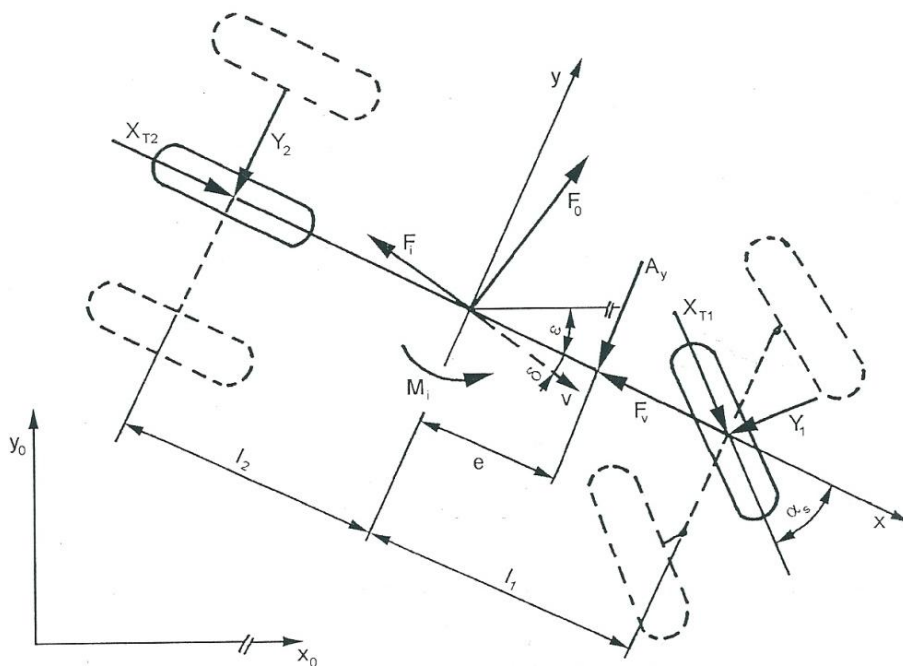
$$\sum M_z = 0; A_y \cdot e + Y_1 \cdot \cos \alpha_s \cdot l_1 + X_{T1} \cdot \sin \alpha_s \cdot l_1 - M_i - Y_2 \cdot l_2 = 0 \quad (3-7)$$

Pro malé hodnoty úhlů α_s a δ je možné po úpravě získat následující rovnice.

$$X_{T2} - F_v - F_i + X_{T1} = 0 \quad (3-5a)$$

$$F_o - Y_2 - Y_1 - A_y = 0 \quad (3-6a)$$

$$Y_2 \cdot l_2 - Y_1 \cdot l_1 + M_i - A_y \cdot e = 0 \quad (3-7a)$$



Obrázek 8 Jednostopý rovinný model dvounápravového vozidla^{1 s. 97}

Odstředivá síla má zásadní vliv na vznik bočních sil. Její velikost je možné stanovit pomocí následujícího vztahu (3-8). Do něho vstupuje kvadrát rychlosti automobilu, jeho hmotnost a *skutečný* poloměr zatáčení.

$$F_o = m_a * \frac{v^2}{R_s} \quad (3-8)$$

Dalším důležitým faktorem je při stanovení velikosti bočních sil poloha těžiště automobilu. Jeho posunem k některé z náprav je možné změnit boční síly a tím ovlivnit směrovou úchylku. Velikost směrových úchylek je však závislá také na řadě dalších faktorů. Velký vliv má stavba pneumatiky a její nahuštění. Z těchto parametrů se vychází při stanovení tzv. součinitele směrové tuhosti pneumatiky k . Součet hodnot levého a pravého kola na jedné nápravě udává směrovou tuhost nápravy. Vyjádřením směrové úchylky pomocí koeficientu směrové tuhosti a boční síly vznikne vztah (3-9a) pro přední a (3-9b) pro zadní nápravu vozidla.

$$\delta_1 = \frac{Y_1}{k_1} \quad (3-9a)$$

$$\delta_2 = \frac{Y_2}{k_2} \quad (3-9b)$$

Z těchto rovnic je možné zjistit velikost úhlu směrové úchylky. Jeho hodnota z velké části ovlivňuje chování vozidla v zatáčce a určuje, zda se vozidlo bude chovat nedotáčivě, přetáčivě nebo neutrálně.

Velikost bočních sil vychází z rovnic rovnováhy (3-5a, 3-6a, 3-7a) a jejich následné úpravy. Pro jízdu po dráze s konstantním poloměrem platí, že setrvačný moment proti stáčení vozidla je nulový. Pokud je ještě zanedbán vliv aerodynamické síly působící na vozidlo, vznikne rovnice pro výpočet velikosti bočních sil (3-10a,b).

$$Y_1 = \frac{l_2}{L} * F_o \quad (3-10a)$$

$$Y_2 = \frac{l_1}{L} * F_o \quad (3-10b)$$

Dalším krokem k vyjádření směrových úchylek v závislosti na rychlosti jízdy a především poloměru zatáčení je dosažení rovnic (3-10a,b) do vztahů (3-9a,b). Touto úpravou se získají rovnice (3-11a,b).

$$\delta_1 = \frac{1}{k_1} * \frac{l_2}{L} * \frac{m * v^2}{R_s} \quad (3-11a)$$

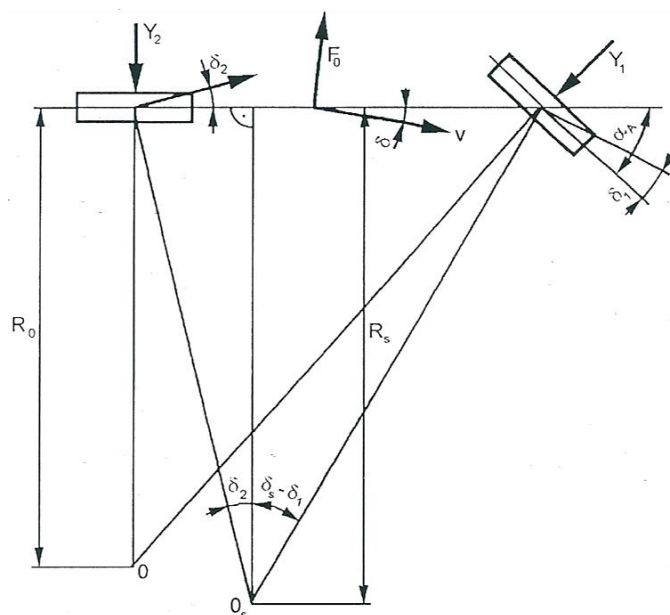
$$\delta_2 = \frac{1}{k_2} * \frac{l_1}{L} * \frac{m * v^2}{R_s} \quad (3-11b)$$

Rozdílem těchto rovnic je dán vztah, ze kterého vyplývá tzv. *faktor stability K*.

$$\delta_1 - \delta_2 = m * \frac{k_2 l_2 - k_1 l_1}{k_1 k_2 L} * \frac{v^2}{R_s} \quad \Rightarrow \quad \delta_1 - \delta_2 = K * \frac{v^2}{R_s} \quad (3-12)$$

Z rovnice (3-12) vyplývá, že faktor stability K, je závislý na poloze těžiště, rozvoru náprav, hmotnosti automobilu a směrových tuhostech náprav. Jeho hodnotu tedy lze ovlivnit vhodným konstrukčním řešením automobilu a správnou volbou pneumatik. Následně pak jeho konkrétní hodnota může být kladná, záporná či nulová.

Poloha středu zatáčení, kolem kterého se výsledný pohyb zatáčení automobilu uskutečňuje, leží o určitou vzdálenost blíže k přední nápravě, než tomu je u teoretického (statického) zatáčení. Toto posunutí popisuje rovnice (3-13) vycházející z (obr. 9). Na něm jsou zobrazeny oba zmiňované středy zatáčení a jejich souvislost se směrovými úchylkami.



Obrázek 9 Teoretický a skutečný střed zatáčení^{1 s. 99}

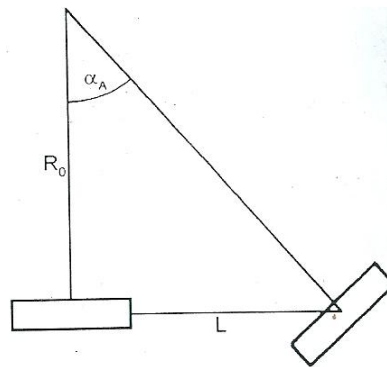
Následně je z něj možné vyjádřit i rozvor náprav pomocí goniometrických funkcí. V tomto vyjádření (3-14) je zahrnut hledaný skutečný poloměr zatačení. Ten je možné jednoduchým převedením ze vztahu získat (3-15).

$$c = R_s * tg \delta_2 \quad (3-13)$$

$$L = R_s * tg \delta_2 + R_s * tg(\alpha_A - \delta_1) \quad (3-14)$$

$$R_s = \frac{L}{tg \delta_2 + tg(\alpha_A - \delta_1)} \quad (3-15)$$

K napsání konečného vztahu pro výpočet skutečného poloměru zatačení je potřeba vzít v úvahu ještě jednu skutečnost související se statickým zatačením. Jedná se o tzv. Ackermannův úhel rejdu (obr. 10). Ten vychází z goniometrického vztahu mezi rozvorem náprav a poloměrem zatačení (3-16).



Obrázek 10 Ackermannův úhel rejdu^{1 s. 100}

$$tg \alpha_A = \frac{L}{R_0} \quad \text{pro velké poloměry je možné psát} \quad \alpha_A = \frac{L}{R_0} \quad (3-16)$$

Posledním krokem je pouze vzájemné dosazení rovnic. Při dosazení úhlů v radiánech vznikne z rovnice (3-15) rovnice (3-17).

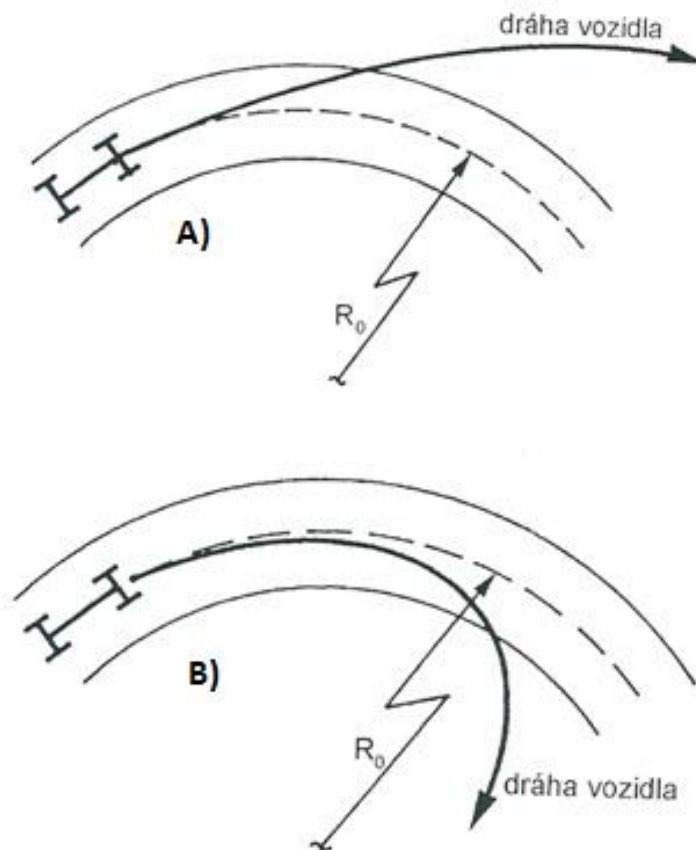
$$R_s = \frac{L}{\alpha_A - (\delta_1 - \delta_2)} \quad (3-17)$$

Na závěr se jen drobnými úpravami tohoto výrazu dojde ke konečnému vztahu, kde je možné vidět závislost poloměru zatačení na rychlosti automobilu a faktoru stability (3-18).

$$R_s = R_0 * (1 + \frac{v^2}{L} * K) \quad (3-18)$$

Při jízdě zatáčkou se vozidlo může projevovat třemi základními způsoby. Ty se odvíjejí od výše uvedených vztahů a jedná se o nedotáčivost, přetáčivost a neutralitu. Na tomto chování se značně podepisuje samotná stavba automobilu i směrové úchytky. Jak bude vozidlo reagovat při průjezdu zatáčkou, vyplývá z již zmíněného *faktoru stability* K .

- Pokud je tento faktor roven nule, znamená to, že vozidlo je neutrální a zatáčku projíždí stále po teoretickém poloměru i v případě změny jeho rychlosti. Poloměr je však v tomto případě roven poloměru skutečnému, avšak vozidlo zatáčí kolem skutečného středu zatáčení.
- V případě, že je K faktor větší než nula, chová se vozidlo nedotáčivě. Skutečný poloměr je větší než poloměr teoretický a spolu s narůstající rychlostí se zvětšuje.
- Poslední možností je, že je K faktor záporný, tedy menší než nula. V tomto případě se vozidlo chová přetáčivě. Skutečný poloměr zatáčení je menší než poloměr teoretický a spolu s narůstající rychlostí se zmenšuje.

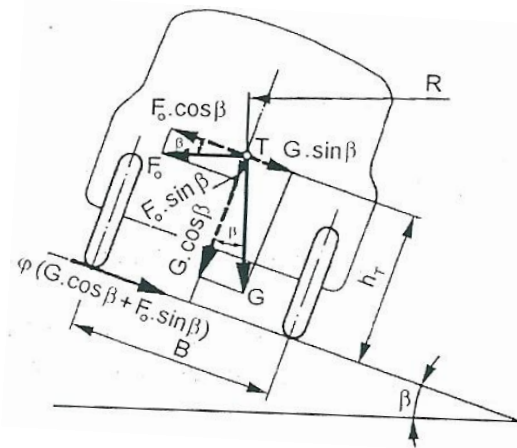


Obrázek 11 A) nedotáčivé vozidlo; B) přetáčivé vozidlo^{1 s.101}

3.3 Stabilita vozidla v zatáčce

Jak bylo uvedeno v předešlé kapitole, na vozidlo projíždějící zatáčkou působí mnoho sil. Jednou z nejvýznamnějších je síla odstředivá (3-8). Za určitých podmínek je možné, že vozidlo ovlivní natolik, že dojde ke ztrátě příčné stability. Narušením rovnovážného stavu vozidla dochází k jeho destabilizaci s následným bočním (příčným) smykem, v horším případě i k převrácení vozidla.

U výpočtů, na kterých budou tyto situace demonstrovány, je pro zjednodušení uvažována rovnoměrná rychlost pohybu vozidla a neměnný poloměr zatáčky. V uvedeném obrázku (12) jsou znázorněny působící síly. V tomto konkrétním případě se jedná o jízdu v klopené zatáčce.



Obrázek 12 Síly působící na vozidlo v klopené zatáčce^{1 s. 102}

3.3.1 Smyk vozidla

K usmýknutí vozidla dojde v případě, že součet působících příčných sil je větší než příčná adhezní síla; rovnice (3-19).

$$\sum F_y \leq F_{ADy} \quad (3-19)$$

Naklonění vozovky způsobuje rozklad sil do složek rovnoběžných s rovinou vozovky a roviny na ni kolmé. K výpočtům je zapotřebí znát výškovou souřadnici polohy těžiště. Postup k jejímu získání je popsán v první kapitole této práce. Dosazením sil do vztahu (3-19) je získán vztah pro smyk ze zatáčky, který nastává při nulovém nebo mírném naklonění vozovky (3-20).

$$F_0 \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta \leq \varphi \cdot (G \cdot \cos \beta + F_0 \cdot \sin \beta) \quad (3-20)$$

Po dosazení do této rovnice je možné následnými úpravami získat hodnotu libovolné veličiny. V našem případě se jedná o maximální možnou rychlost vozidla, aby nedošlo ke zmiňovanému smyku, ať už v nakloněné nebo ploché zatáčce (3-21). Dále je možné zjistit minimální rychlost vozidla, aby nedošlo k tzv. smyku do zatáčky. Ten by mohl nastat při velkém úhlu příčného naklonění vozovky.

$$V_{S \max} = \frac{g * R * (\varphi + tg \beta)}{1 - \varphi * tg \beta} \quad (3-21)$$

Smyk obou náprav současně se v praxi vyskytuje velmi zřídka. Nejčastěji dochází ke smyku jedné z náprav. Tím, že uvažujeme jako působiště odstředivé síly těžiště automobilu, dochází k rozdělení příčných sil na nápravy ve stejném poměru. Z tohoto důvodu je za rozdílným usmýknutím náprav jiná příčina. Tou je rozdílná velikost adheze na nápravách zapříčiněná rozdílným stavem a zatížením pneumatik. Nebezpečí smyku může zvýšit i neadekvátní brzdění či akcelerace v zatáčce.

3.3.2 Převrácení vozidla

V případě převrácení vozidla v zatáčce sehrávají hlavní úlohu takzvané klopné a stabilizační momenty. V případě, že bude zajištěna podmínka (3-22), k převrácení nedojde.

$$M_{ST} \geq M_{P\ddot{R}} \quad (3-22)$$

Další postup je obdobný jako v případě smyku. Do rovnice jsou dosazeny jednotlivé síly vytvářející momenty na daných ramenech, které vyplývají z (obr. 12). Vztah však vyjadřuje maximální možnou rychlost takovou, aby nedošlo k převrácení vozidla (3-23).

$$v_P \leq \sqrt{\frac{R * g * (B + 2 * h_T * tg \beta)}{2 * h_T - B * tg \beta}} \quad (3-23)$$

Z hlediska bezpečnosti je žádoucí, aby při projíždění zatáčky mezní rychlostí došlo dříve ke smyku, než k převrácení vozidla. Musí tedy platit: ^(1-str.104)

$$v_{S \max} \leq v_{P \max} \quad \Rightarrow \quad h_T \leq \frac{B}{2 * \varphi} \quad (3-24)$$

Tato podmínka bývá splněna u běžných osobních automobilů. Problém někdy nastává u terénních či nákladních vozidel s vysoko položeným těžištěm.

4 NÁVRH ZLEPŠENÍ ŘIDITELNOSTI VOZIDLA

Každé vozidlo má své specifické parametry, které ovlivňují jeho chování. Z tohoto důvodu je při výrobě potřeba provést nespočet testů a výpočtů, aby daný automobil splňoval veškeré požadavky.

Autokrosová bugina, která je předmětem této bakalářské práce, však vznikala v domácích podmínkách. Proto nebyly zohledněny a dodrženy některé podstatné zákonitosti týkající se jejích jízdních vlastností. Tyto nedostatky se negativně projevily při následném užívání vozidla. Za hlavní nectnost daného automobilu je možné považovat jeho výraznou nedotáčivost, která se projevuje při průjezdu zatáčkou a brání tak optimální změně směru pohybu vozidla.

Pro navržení vhodného řešení je nutné vozidlo podrobit testům a měřením, ze kterých jsou následně získány informace o parametrech charakterizující chování vozidla. V tomto konkrétním případě se jedná o hodnoty udávající polohu těžiště, hmotnost automobilu a chování vozidla při průjezdu zatáčkou o určitém poloměru. K měření bylo využito technické zázemí laboratoří výukového a výzkumného centra Dopravní fakulty Jana Pernera v Doubravících.

4.1 Stanovení souřadnic polohy těžiště před úpravou

Od polohy těžiště se odvíjí řada důležitých vlastností. Zjistit ji lze ve dvou krocích.

4.1.1 Vážení vozidla

Ke stanovení podélných souřadnic byla zvolena tzv. *metoda pomocí vážení*.

Bugina byla přistavena do laboratoře a umístěna na měřicí zařízení (obr. 13). Podmínkou bylo, aby vozidlo stálo ve vodorovné rovině a nedocházelo tak k přitěžování některé z náprav. Tento požadavek byl splněn situováním celého experimentu na vodorovnou plošinu. Měření bylo uskutečněno pomocí přenosných digitálních vah typu WWSE6TM s přesností 2 kg pro každou váhu. Každé z kol stálo na jedné vážící platformě, která byla propojena s centrální vážící jednotkou obsahující software. Ta je dále vybavena ovládacím panelem, digitálním displejem pro zobrazení naměřených hodnot a tiskárnou k jejich následnému vytištění.

Před uskutečněním samotného vážení je nutné váhy nejprve vynulovat a poznamenat si, v jakém pořadí jsou připojeny platformy k jednotce. To je důležité k následnému rozklíčování naměřených hodnot a jejich správnému přiřazení k jednotlivým kolům.



Obrázek 13 Vážení vozidla v laboratoři

4.1.1.1 Neobsazené vozidlo

Použitá metodika měření umožňuje zjistit hmotnost připadající na jednotlivá kola, nápravy i celkovou hmotnost automobilu. Tato skutečnost byla využita v dalším postupu, kdy se početně zjišťovaly podélné a příčné souřadnice těžiště. Naměřené hodnoty jsou uvedeny v tabulce níže; (tab. 1). Pouze hmotnosti k výpočtu však nestačí. Je třeba znát i rozměrové parametry vozu, těmi jsou rozvor náprav a rozchod kol na nápravě.

Tabulka 1 Naměřené hmotnosti neobsazeného vozidla

Neobsazené vozidlo						
Kolo	Zatížení	Náprava	Zatížení	Celková hmotnost	Strana vozu	Zatížení
levé přední	78 kg	přední	174 kg	616 kg	levá	308 kg
pravé přední	96 kg					
levé zadní	230 kg	zadní	442 kg		pravá	308 kg
pravé zadní	212 kg					
Rozměrové parametry vozidla						
rozvor náprav			2,20 m			
rozchod kol			1,48 m			

Podélné souřadnice těžiště

Již z tabulky vyplývá, že vozidlo není rovnoměrně zatížené a těžiště tedy bude více posunuté k zadní nápravě. Využitím rovnice (1-2), do které dosadím naměřené veličiny z tabulky (tab. 1), získám konkrétní hodnotu podélné souřadnice.

$$l_1 = \frac{m_2 * g}{m * g} * L = \frac{442 * 9,81}{616 * 9,81} * 2,2 = \frac{4336,02}{6042,96} * 2,2 = 1,578 \cong \underline{\underline{1,58m}}$$

$$l_2 = \frac{m_1 * g}{m * g} * L = \frac{174 * 9,81}{616 * 9,81} * 2,2 = \frac{1706,94}{6042,96} * 2,2 = 0,621 \cong \underline{\underline{0,62m}}$$

Z provedených výpočtů je patrné, ve kterých místech podélné osy vozidla těžiště leží. Jeho poloha je 1,58 metru za přední, respektive 0,62 metru před zadní nápravou.

Příčná souřadnice těžiště

U většiny vozidel těžiště neleží v podélné ose souměrnosti vozidla. Proto je nutné provést obdobný výpočet pro zjištění jeho polohy v příčné rovině. Opět je zde vycházeno z tabulky naměřených hodnot (tab. 1), ve které je podstatné zatížení připadající na levá a pravá kola a velikost rozchodu kol na nápravě.

$$l_L = \frac{m_p * g}{m * g} * B = \frac{308 * 9,81}{616 * 9,81} * 1,48 = \frac{3021,48}{6042,96} * 1,48 = \underline{\underline{0,74m}}$$

$$l_P = \frac{m_L * g}{m * g} * B = \frac{308 * 9,81}{616 * 9,81} * 1,48 = \frac{3021,48}{6042,96} * 1,48 = \underline{\underline{0,74m}}$$

V tomto případě došlo ke zjištění, že poloha těžiště neobsazeného vozidla se nachází přímo v podélné ose souměrnosti vozidla.

4.1.1.2 Obsazené vozidlo

Pro porovnání a získání představ o rozkladu zatížení bylo vážení provedeno znovu s tím rozdílem, že bylo obsazeno jednou osobou na místě řidiče. Cílem práce je zlepšit řiditelnost vozidla. Pokud však vozidlo jede, ať už rovně či v našem případě do zatáčky, je vždy obsazené alespoň jednou osobou a to právě na místě řidiče. Z následující tabulky tedy vyplývá, kde se těžiště nachází v případě, že je vozidlo zatíženo řidičem (tab. 2).

Tabulka 2 Naměřené hmotnosti obsazeného vozidla

Obsazené vozidlo na místě řidiče						
Kolo	Zatížení	Náprava	Zatížení	Celková hmotnost	Strana vozu	Zatížení
levé přední	98 kg	přední	200 kg	704 kg	levá	370 kg
pravé přední	102 kg					
levé zadní	272 kg	zadní	504 kg		pravá	334 kg
pravé zadní	232 kg					
hmotnost řidiče			88 kg			
Rozměrové parametry vozidla						
rozvor náprav			2,20 m			
rozchod kol			1,48 m			

Podélné souřadnice těžiště

$$l_1 = \frac{m_2 * g}{m * g} * L = \frac{504 * 9,81}{704 * 9,81} * 2,2 = \frac{4944,24}{6906,24} * 2,2 = 1,575 \cong \underline{\underline{1,58m}}$$

$$l_2 = \frac{m_1 * g}{m * g} * L = \frac{200 * 9,81}{704 * 9,81} * 2,2 = \frac{1962}{6906,24} * 2,2 = 0,624 \cong \underline{\underline{0,62m}}$$

Z výpočtů je zřejmé, že podélné souřadnice se změnilo pouze v řádech milimetrů. Tyto odchylky se po zaokrouhlení na dvě desetinná místa ve výsledku vůbec neprojeví.

Příčné souřadnice těžiště

$$l_L = \frac{m_P * g}{m * g} * B = \frac{334 * 9,81}{704 * 9,81} * 1,48 = \frac{3276,54}{6906,24} * 1,48 = 0,702 \cong \underline{\underline{0,70m}}$$

$$l_P = \frac{m_L * g}{m * g} * B = \frac{370 * 9,81}{704 * 9,81} * 1,48 = \frac{3629,7}{6906,24} * 1,48 = 0,778 \cong \underline{\underline{0,78m}}$$

Změna podélné souřadnice je již výraznější. Došlo k příčnému posunutí těžiště k levé straně přibližně o čtyři centimetry. Největší zatížení je tedy soustředěno na levé zadní kolo.

4.1.2 Klopení vozidla

Z předchozího postupu byly zjištěny pouze souřadnice těžiště v rovině. Pro celkovou lokalizaci jeho polohy v prostoru je však potřeba znát ještě výškovou souřadnici. K jejímu získání byla v laboratoři využita integrovaná sklopná plošina. Hodnota maximálního naklopení činí 60° a je možné ho provést při zatížení až 12 000 kg. Plošina je opatřena opěrnými a jistícími prvky, které poskytují bezpečné provedení samotného testu. Tyto jistící body je možné přizpůsobit libovolnému zkoušenému vozidlu.

Po přistavení buginy na sklopnou plošinu se opěrné body nastavily do pozice odpovídající rozvoru náprav. Následně však bylo zjištěno, že jejich rozměr nevyhovuje k podepření boku kola. Při zatížení by mohlo dojít k poškození disku. Z tohoto důvodu byly použity dřevěné trámce, které vhodně vymezily vůli mezi kolem a opěrnou deskou (obr. 14).



Obrázek 14 Opěrná a jistící místa vozidla

Vozidlo muselo být také zajištěno proti případnému úplnému překlopení. K tomu byl využit upínací pás s ráčnou a háky. S jeho pomocí se vozidlo přes boční ochranný rám přivázalo k jistícím místům na plošině (obr. 14). Popruh však musel vozidlu umožnit potřebné odpoutání výše položených kol od plošiny při jejím naklopení.

Obsluha naklápěcí plošiny je uskutečněna pomocí hlavního ovládacího panelu. Informaci o velikosti úhlu naklopení plošiny ve stupních sděluje integrovaný displej v tomto panelu.

4.1.2.1 Výšková souřadnice těžiště

V případě testované buginy došlo ke ztrátě stability a odpoutání kol od plošiny při naklonění o úhel $55,2^\circ$. O této hodnotě je možné tvrdit, že v jejím okolí nastává rovnováha mezi klopným a stabilizačním momentem. Při jejím následném překročení dojde k destabilizaci vozidla (obr. 15). Jak bylo řečeno v teoretické části, tato metoda je méně přesná, ale v tomto případě plně dostačující.



Obrázek 15 Naklopení a okamžik odpoutání od plošiny

$$h_T = \frac{B}{2 * \operatorname{tg} \beta} = \frac{1,48}{2 * \operatorname{tg} 55,2} = 0,514 \cong \underline{\underline{0,51m}}$$

Provedeným výpočtem bylo zjištěno, že poloha těžiště se nachází přibližně padesát jeden centimetr nad rovinou plošiny (vozovky). Z bezpečnostních důvodů nebyla zjištěna výška umístění těžiště s posádkou na místě řidiče. Vzhledem k menší přesnosti metody měření lze předpokládat, že zjišťovaná změna by se výrazně neprojevila.

4.2 Úprava vozidla

Z předchozího měření vyplývá, že poloha těžiště je situována do zadní části vozidla a vytváří tak velký rozdíl v zatížení mezi přední a zadní nápravou. Na zadní nápravě spočívají téměř tři čtvrtiny celkové hmotnosti buginy. Tento poměr nezmění ani následné zatížení posádkou, jelikož sedadla jsou umístěna v okolí podélné souřadnice těžiště. Malé zatížení přední nápravy, které činí pouze 28% váhy vozu, zapříčiňuje nedostatečnou schopnost přenášet boční síly a vést tak vozidlo zatáčkou.

4.2.1 Montáž závaží

Ke zlepšení této situace by přispěla změna polohy těžiště. Konkrétně jeho posunutí blíže k přední nápravě. Toho lze dosáhnout několika způsoby. Jako nejméně konstrukčně náročné se zdá dodatečné zatížení přední (řízené) nápravy pomocí přídavného závaží. Byla použita vyrovnávací závěsná závaží určená pro traktory. K instalaci bylo k dispozici osm kusů. Každý z nich o hmotnosti dvacet jeden kilogram.

Pro bezpečné připevnění závaží k přednímu ochrannému rámu se musela uskutečnit jeho vhodná úprava. Ta spočívala v přivaření ocelové tyče L 20x3 na horní okraj předního rámu vozidla a výrobě opěrných pásů s otvorem pro šroub M14 (obr. 16). Tím bylo každé závaží připevněno k rámu a zajištěno proti nechtěnému pohybu při jízdě vozidla.



Obrázek 16 Upevnění závaží

4.2.2 Vážení vozidla

Pro získání údajů o nové poloze těžiště a rozložení hmotnosti na jednotlivá kola, se vozidlo po montáži závaží opět převážilo (tab. 3).

Tabulka 3 Naměřené hmotnosti plně obsazeného vozidla se závažím

Plně obsazené vozidlo se závažím						
Kolo	Zatížení	Náprava	Zatížení	Celková hmotnost	Strana vozu	Zatížení
levé přední	216 kg	přední	434 kg	960 kg	levá	500 kg
pravé přední	218 kg					
levé zadní	284 kg	zadní	526 kg		pravá	460 kg
pravé zadní	242 kg					
hmotnost řidiče			88 kg			
hmotnost spolujezdce			80 kg			
hmotnost závaží			170 kg			

Podélné souřadnice těžiště

$$l_1 = \frac{m_2 * g}{m * g} * L = \frac{526 * 9,81}{960 * 9,81} * 2,2 = \frac{5160,06}{9417,60} * 2,2 = 1,204 \cong \underline{\underline{1,20m}}$$

$$l_2 = \frac{m_1 * g}{m * g} * L = \frac{434 * 9,81}{960 * 9,81} * 2,2 = \frac{4257,54}{9417,60} * 2,2 = 0,995 \cong \underline{\underline{1,00m}}$$

Příčné souřadnice těžiště

$$l_L = \frac{m_p * g}{m * g} * B = \frac{460 * 9,81}{960 * 9,81} * 1,48 = \frac{4512,60}{9417,60} * 1,48 = 0,709 \cong \underline{\underline{0,71m}}$$

$$l_P = \frac{m_L * g}{m * g} * B = \frac{500 * 9,81}{960 * 9,81} * 1,48 = \frac{4905}{9417,60} * 1,48 = 0,771 \cong \underline{\underline{0,77m}}$$

Poloha závaží byla volena s ohledem na získání stejného zatížení kol na přední nápravě. Z výpočtů je patrné, že nastal požadovaný posun těžiště k přední nápravě. Jeho hodnota činí 0,38 metru. Na přední nápravu tak nyní připadá 45% hmotnosti vozu.

5 VLASTNÍ MĚŘENÍ

Jízdní vlastnosti vozidla byly stanoveny pomocí experimentálního měření jeho říditelnosti a stability v zatáčce. Měření probíhalo před úpravou i po ní, aby bylo možné zjistit změny v chování vozidla.

5.1.1 Úhel natočení kol a volantu

K následnému rozklíčování dat naměřených při jízdě zkoušce bylo potřeba získat vztah vyjadřující úhel natočení volantu a rejdových kol v závislosti na délce vysunutého (zasunutého) lanka snímače vzdálenosti. Snímač vzdálenosti byl použit při jízdách zkoušek a jeho prostřednictvím se zaznamenávalo natáčení volantu při řízení.

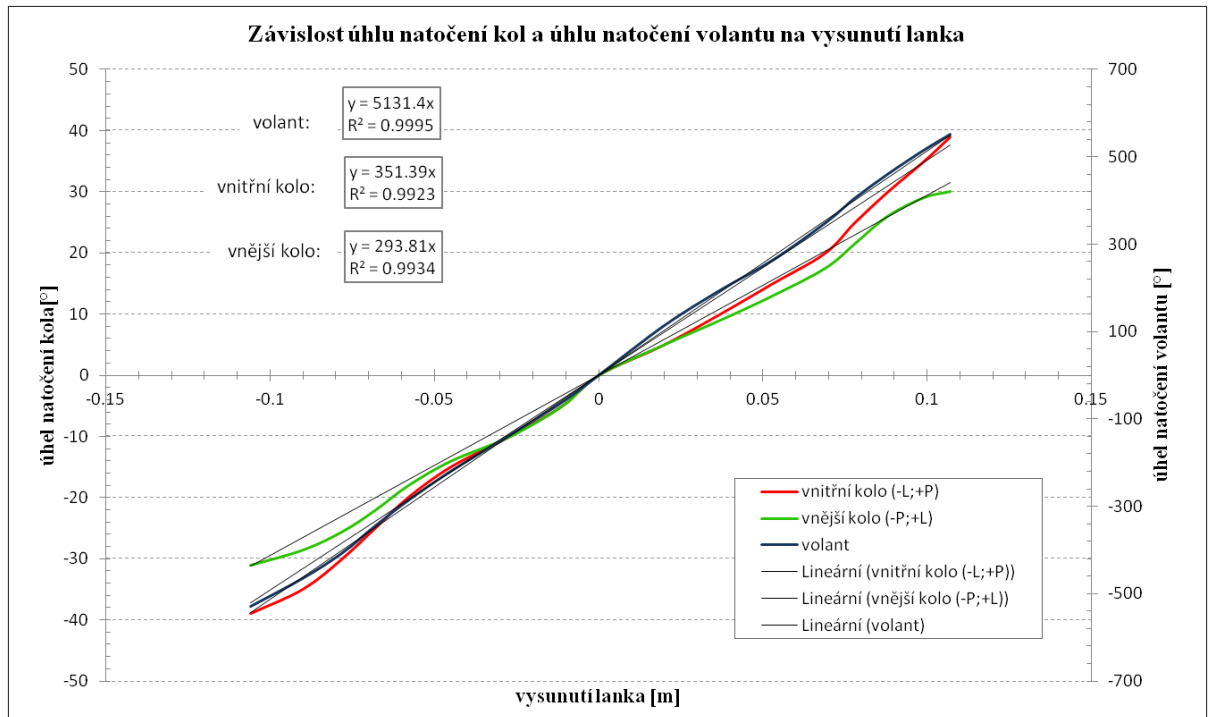
Pro získání těchto závislostí bylo potřeba určit čtyři veličiny. Úhel natočení levého a pravého kola, úhel natočení volantu a délku vytaženého lanka. Vozidlo předními (rejdovými) koly najelo na otočné desky opatřené úhlovou stupnicí. S jejich pomocí bylo možné zjistit úhel vychýlení každého z kol od přímého směru. Úhloměr připevněný na hřídeli volantu zobrazoval hodnotu natočení volantu ve stupních. Důležitým prvkem byl lankový snímač vzdálenosti (WDS-500-P60) umístěný na předním okně vozidla. Ten umožňoval zjistit délku vysunutí (zasunutí) lanka, které bylo uchyceno na hřídeli volantu.

Bezpodmínečně nutné je pro správnou funkci snímače zabezpečit souosost lanka a osy výstupního otvoru lanka ze snímače (maximální dovolená odchylka je 3°). Snímač přes centrální měřicí jednotku odesílal data do počítače, kde se zaznamenávala.

Princip měření spočíval v postupném natáčení levého kola v krocích po pěti stupních do maximálního levého rejdu. Při natočení o každých pět stupňů se zaznamenala hodnota natočení druhého kola, volantu a délka vysunutí lanka. Z maximálního rejdu se obdobným způsobem pokračovalo zpět do přímého směru. Stejný postup následoval i s pravým kolem, avšak do pravého maximálního rejdu a zpět. Vždy se tedy postupovalo podle natočení vnitřního kola z pohledu průjezdu zatáčkou.

Pro optimální znázornění závislosti je vhodné úhly vztáhnout ke korigované délce vysunutí lanka. Korigované vysunutí odpovídá rozdílu aktuálně změřené délky vysunutí lanka a délky zjištěné při jízdě vozidla po přímé dráze.

Naměřená data lze zastoupit hledanou regresní funkcí. Ta je samostatně určená pro vnitřní a vnější kolo v celém rozsahu rejdu. To znamená, že jedna regresní funkce bude nahrazovat data zjištěná pro levé kolo v polovině rozsahu a pro pravé kolo v druhé polovině rozsahu².



Graf 1 Závislosti úhlu natočení volantu a rejdových kol na délce vysunutí lanka

V grafu (graf 1) jsou uvedeny regresní funkce, které určují hledané závislosti. Je tedy možné napsat vztah pro natočení volantu v závislosti na vysunutí lanka ve tvaru rovnice (4-1).

$$\beta_V = 5131,4 * l_K \quad (4-1)$$

Kde: β_V značí úhel natočení volantu [°] a l_K vysunutí lanka korigované na polohu volantu pro přímou jízdu [m].

Pro úhel natočení levého kola v závislosti na vysunutí lanka lze použít rovnici (4-2).

$$\begin{aligned} \alpha_L &= 351,39 * l_K && \text{pro } l_K \leq 0 \\ \alpha_L &= 293,81 * l_K && \text{pro } l_K > 0 \end{aligned} \quad (4-2)$$

Kde: α_L značí úhel natočení levého kola [°] a l_K vysunutí lanka korigované na polohu volantu pro přímou jízdu [m].

Pro úhel natočení pravého kola v závislosti na vysunutí lanka lze použít rovnici (4-3).

$$\begin{aligned}\alpha_p &= 293,81 * l_k && \text{pro } l_k \leq 0 \\ \alpha_p &= 351,39 * l_k && \text{pro } l_k > 0\end{aligned}\quad (4-3)$$

Kde: α_p značí úhel natočení pravého kola [°] a l_k vysunutí lanka korigované na polohu volantu pro přímou jízdu [m].

5.1.2 Jízdní zkouška

Cílem jízdní zkoušky bylo ověřit chování vozidla při průjezdu zatáčkou a získat tak objektivní hodnocení prostřednictvím naměřených dat.

Zkouška probíhala v areálu výukového a výzkumného centra Dopravní fakulty Jana Pernera v Doubravících. Zkušební úsek byl z bezpečnostních důvodů vytyčen výstražnými kužely, které zamezily ostatním vozidlům vjet na dráhu. Dráha se skládala z přímého úseku sloužícího k získání rychlosti pro průjezd měřené části. Tu tvořila pravotočivá zatáčka tvaru písmene U měnící směr jízdy o 180°. Jízdy probíhaly na suchém asfaltovém povrchu.



Obrázek 17 Upevnění snímačů na vozidle

Vozidlo bylo vybaveno měřicími přístroji k získání dat o chování vozidla při průjezdu zatáčkou. Pohyby volantu byly zaznamenávány prostřednictvím lankového snímače vzdálenosti. Optický multifunkční snímač Correvit S-CE s integrovaným gyroskopem zajišťoval měření výsledné rychlosti vozu, jeho směrové úchytky a stáčivé rychlosti.

Uchycení veškerých snímačů na vozidlo bylo uskutečněno pomocí stavitelných nosičů s vakuovými přísavkami (obr. 17). Přenos dat do záznamového počítače zprostředkovávala centrální měřicí jednotka.

5.1.2.1 Přímá jízda

Po instalaci a zapojení snímačů byla provedena nejprve zkušební jízda v přímém směru. Při té byla ověřena správná funkce všech komponentů. Data získaná z přímé jízdy též slouží k vytvoření lepší představy o datech naměřených při průjezdu zatáčkou.

5.1.2.2 Jízda zatáčkou bez závaží

Samotné měření při průjezdu zatáčkou bylo rozděleno na dvě části. Nejdříve se testovalo vozidlo bez závaží. Zde se zjistily informace o chování vozidla před úpravou. Nájezdovou rychlost do zatáčky se řidič snažil udržet na hodnotě 25 km/h. O rychlosti jízdy byl informován spolujezdcem, který její okamžitou hodnotu měřenou optickým snímačem sledoval na počítači. Jízda bez závaží se opakovala desetkrát z důvodu získání dostateku kvalitních dat pro jejich následné porovnání a vyhodnocení.

5.1.2.3 Jízda zatáčkou se závažím

Před dalším měřením bylo na vozidlo umístěno závaží do polohy stanovené předchozím vážením a zajištěno proti pohybu. Následovala kontrola uchycení snímačů na vozidle, aby nedošlo k jejich poškození. Řidič vozidlo opět rozjel na rychlost 25 km/h z důvodu vzájemného porovnání jednotlivých měření. Jízda se znovu opakovala desetkrát.



Obrázek 18 Průjezd vozidla zatáčkou se závažím

6 VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ

Úkolem experimentálního měření bylo ověřit vliv dané úpravy vozidla na jeho jízdní vlastnosti. Hlavním cílem úprav bylo zlepšit říditelnost vozidla v zatáčce a zabezpečit tak jeho lepší ovladatelnost. Získaná data vypovídají o chování vozidla před úpravou a po ní. Jejich vzájemným porovnáním lze získat představu o vlivu a vhodnosti provedených změn.

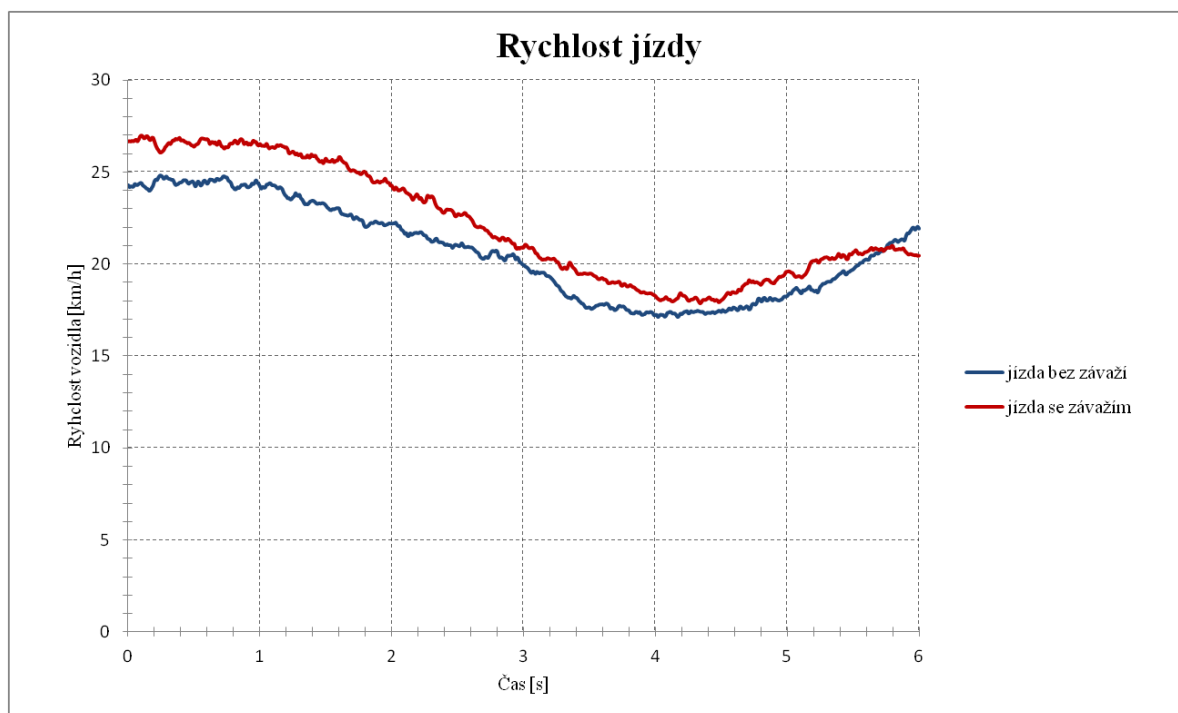
Z veškerých dat byly vytvořeny grafy tak, aby zobrazovaly konkrétní průjezd zatáčkou ve stejném časovém intervalu. Přehledně znázorňují průběh naměřených veličin v závislosti na čase a umožňují tak získání informací o chování vozidla při jízdních zkouškách. Pro objektivní a názorné posouzení bylo vybráno jedno měření z jízdy bez závaží a druhé z jízdy se závažím.

6.1 Rychlost jízdy vozidla

Z grafu (graf 2) vyplývá, že nájezdová rychlost do zatáčky se lišila pouze o tři kilometry za hodinu, v obou případech však byla konstantní. To je znázorněno v časovém intervalu od nuly do první sekundy měření. Následoval průjezd zatáčkou a klesání rychlosti.

Při jízdě bez závaží v rozmezí první a druhé sekundy je patrné konstantní snižování rychlosti. Vozidlo se však chovalo nedotáčivě a jeho směr musel být řidičem korigován pohyby volantu (graf 3). V třetí sekundě jízdy však můžeme pozorovat strmější pokles rychlosti. Ten je způsoben tím, že se rychlost jízdy snížila na hodnotu, při které bylo vozidlo schopno plně dodržovat směr jízdy daný úhlem natočení rejdových kol. Tato náhlá změna směru způsobila nelineární pokles rychlosti. Toto chování je možné pozorovat i v ostatních grafech.

V případě jízdy se závažím tento jev nenastal. Rychlost klesala téměř lineárně od první do čtvrté sekundy. Tento okamžik odpovídá počátku navracení volantu do přímého směru (graf 3) a postupnému výjezdu ze zatáčky. Následně rychlost začala narůstat a v šesté sekundě vozidlo opustilo zatáčku. Pokles rychlosti jízdy zatíženého vozidla v čase před šestou sekundou je přisuzován vlivu řidiče. Ten při výjezdu ze zatáčky úmyslně snížil rychlost s ohledem na okolní podmínky.



Graf 2 Rychlost jízdy vozidla při průjezdu zatáčkou

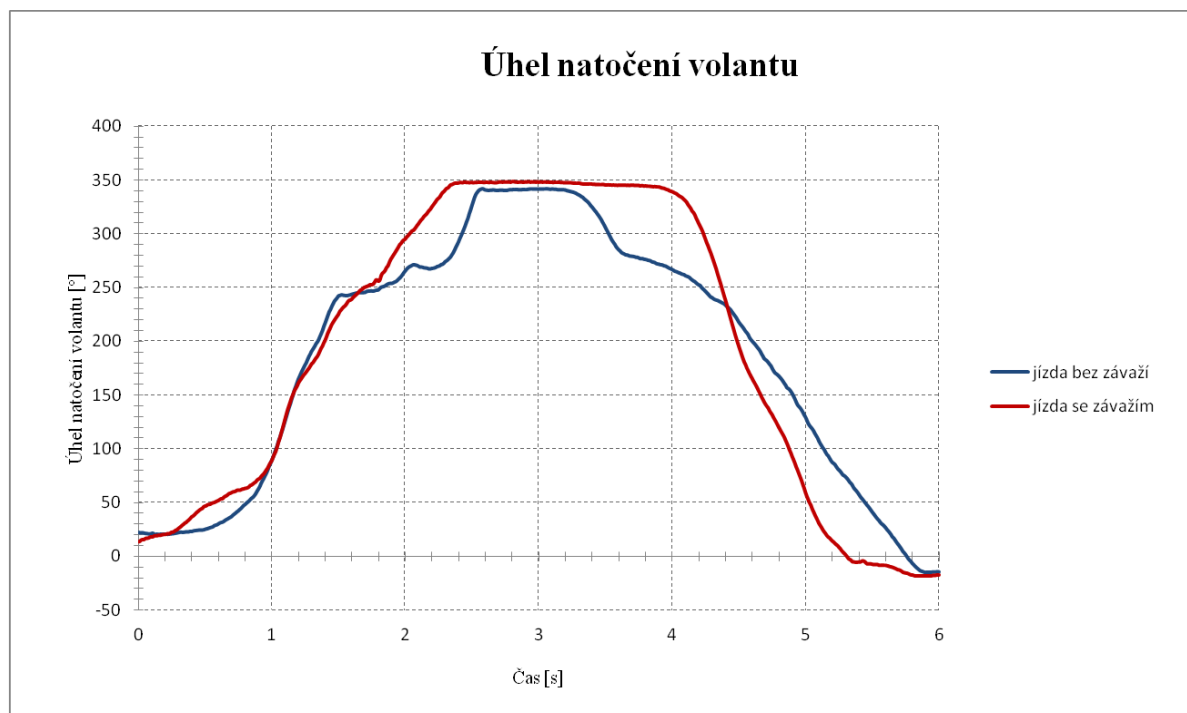
6.2 Úhel natočení volantu

Údaje získané z lankového snímače vzdálenosti při jízdách zkouškách byly pomocí vztahů uvedených ve statické části měření přetransformovány na úhel natočení volantu ve stupních. Graf vytvořený na základě natočení volantu při průjezdu zatáčkou zobrazuje, jak řidič musel korigovat směr jízdy pro bezpečný průjezd.

První sekunda zobrazuje řidičovu snahu nastavit vozidlo na stejnou jízdní stopu pro průjezd zatáčkou. Následovalo prudké stočení volantu, které v obou případech probíhalo do času jeden a půl sekundy téměř identicky. Dále jsou však patrné výrazné změny.

V nezátíženém stavu je možné pozorovat, že řidič volant natočil o úhel dvě stě čtyřicet stupňů a ponechal ho v této poloze. Následně však musel úhel zvýšit, jak je v grafu vidět. To se odehrálo okolo druhé sekundy. Vozidlo však neprojevovalo výraznou změnu směru, jak je patrné i z průběhu směrové úchyly v okolí druhé sekundy (graf 4). Z tohoto důvodu nastalo prudké natočení volantu až na hodnotu tři sta čtyřicet stupňů. V čase dvě a půl sekundy došlo ke změně směru vedoucí k požadovanému průjezdu zatáčkou. To potvrzuje i průběh směrové úchyly a stáčivé rychlosti (graf 4,5). Zde se náhle snížila i rychlost vozu (graf 1). Toto natočení bylo konstantní, ze kterého následoval zpětný pohyb pro vyrovnání do přímého směru. Řidič nejprve prudce stočil volant zpět k ustálení vozu a dále následovalo pozvolné natáčení do výchozí polohy, přímého směru.

Jízda se závažím vykazuje ustálenější pohyby volantem. Od první sekundy je patrný téměř lineární nárůst úhlu natočení až do hodnoty tři sta padesát stupňů. V této poloze volant zůstal natočen až do čtvrté sekundy, kdy nastalo vrácení volantu do přímého směru. Mírné zakolísání u hodnoty dvě stě padesát stupňů má své opodstatnění. Nastalo v čase jeden a půl sekundy a odpověď na něj se nachází v grafu směrové úchyly vozidla (graf 4).



Graf 3 Úhel natočení volantu naměřený při jízdě zkoušce

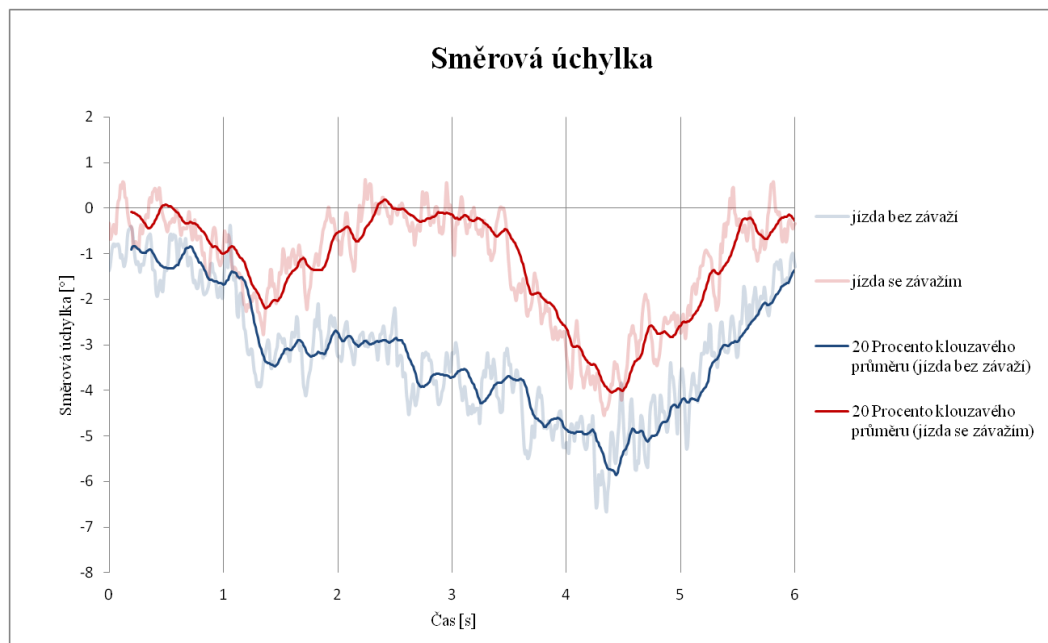
6.3 Směrová úchylka vozidla

Směrová úchylka znázorňuje úhel vychýlení vektoru výsledné rychlosti od přímého směru. S nárůstem tohoto úhlu se zvětšuje příčná rychlost vozidla a vektor výsledné rychlosti mění svůj směr.

Jak bylo popsáno výše, po první sekundě nastává výrazný nárůst směrové úchyly. To koresponduje s prudkým natočením volantu (graf 2). V čase jedné a půl sekundy nastal konstantní průběh, který setrval do času dvě a půl sekundy. Tento interval odpovídá výrazným korekcím volantu.

V zatíženém stavu však nastala výrazná změna v chování vozu. Směrová úchylka zvyšovala svou hodnotu do jedné a půl sekundy. V tomto bodě, ale náhle začala klesat až k nulové hranici. To znamená, že vozidlo se začalo projevovat mírně přetáčivě a došlo tak k chvilkovému pohybu v přímém směru. To potvrdil i řidič, který subjektivně pocítil přetáčivost vozu. V grafu 2 je v tomto okamžiku možné vidět mírnou korekci volantem.

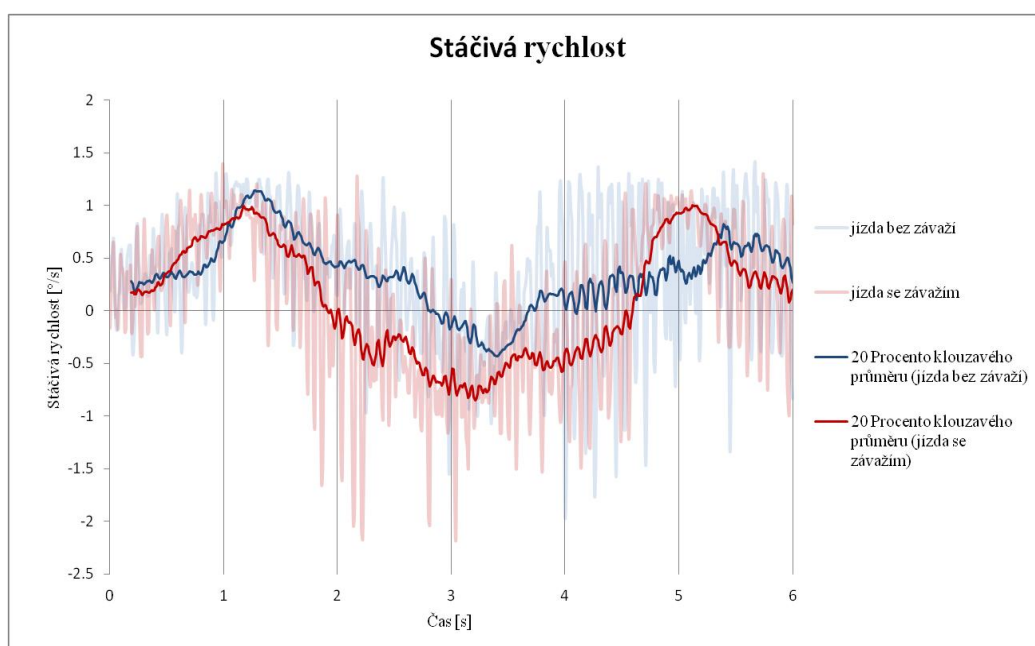
Následně se směrová úchylka zvýšila (3,5 – 4,5 s), vozidlo měnilo směr jízdy a pokračovalo v průjezdu zatáčkou. Návrat do přímého směru proběhl s postupným zmenšováním úchylky.



Graf 4 Směrová úchylka vozidla při průjezdu zatáčkou

6.4 Stáčivá rychlost vozidla

Stáčivá rychlost vozidla je parametr, který zobrazuje, jak rychle se mění směrová úchylka vozidla. Je z ní možné vyčíst, jak rychle v daném okamžiku vozidlo měnilo směr.



Graf 5 Stáčivá rychlost vozidla při průjezdu zatáčkou

7 ZÁVĚR

Úkolem této práce bylo zlepšit říditelnost testovaného vozidla. Z provedených měření vyplývá, že dodatečným přitížením řízené nápravy skutečně došlo ke zlepšení říditelnosti. Zmenšila se nedotáčivost při průjezdu zatáčkou. Pro získání dat, která by názorněji vypovídala o nedotáčivosti vozu a následné změně, by bylo vhodné provést zkušební jízdy na nezpevněném povrchu jako je zatravněná plocha nebo polní cesta. Bohužel z důvodu nedostupnosti takového prostředí jízdy probíhaly na suchém asfaltu. Přesto však získané hodnoty prokázaly hledané rozdíly mezi jízdou se závažím a bez něj. Vozidlo tak lze po úpravě bezpečněji a přesněji ovládat. Provedená úprava v rámci experimentu byla zvolena pro svou malou konstrukční náročnost a jednoduchou instalaci vhodnou pro měření. Toto řešení však přináší i řadu negativních důsledků. Došlo ke zvýšení pohotovostní hmotnosti o necelých dvě stě kilogramů. U vozidla tohoto typu se jedná o výraznou změnu. Ta vede ke snížení světlé výšky, jejíž velikost je vzhledem k zaměření vozu pro jízdu po nezpevněném povrchu velmi důležitá. Dalším projevem je zvýšení spotřeby paliva z důvodu větší zátěže motoru. V neposlední řadě bych zmínil i potřebnou větší ovládací sílu na věnci volantu, protože vozidlo není vybaveno posilovačem řízení.

Jak jsem již v práci zmínil, je nutné zohlednit rozložení hmotnosti vozidla již při jeho výrobě. Tím se předejde výskytu výše popsaných negativních vlastností. U konkrétního vozidla bych doporučil jako vhodnou úpravu vzájemnou záměnu pozic motoru a převodovky. Umístěním motoru před zadní nápravu by došlo k rovnoměrnějšímu zatížení kol bez nutnosti zvyšovat pohotovostní hmotnost. Jedná se však o složitý zásah do stávající konstrukce vozidla spojený s velkým množstvím změn a úprav.

Přínos této práce vidím v praktickém ověření teoretických poznatků získaných v průběhu studia, bližším seznámením s vlastnostmi vozu a především nabytí důležitých vědomostí pro další uplatnění v oboru.

SEZNAM POUŽITÝCH INFORMAČNÍCH ZDROJŮ

1. TESAŘ, Miroslav a Miroslav VALA. *Silniční vozidla: mechanika silničních vozidel*. 1. vyd. Holice: Střední průmyslová škola automobilní Holice, 2001.
2. ZIKMUND, Tomáš, Jan POKORNÝ, Petr JÍLEK. Nepřímé měření úhlu natočení volantů a kol.
3. VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
4. VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel: výkon vozidla, brzdě vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, říditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy*. 1. vyd. Brno: Vlk, 2001, 576 s. ISBN 80-238-6573-0.
5. SZTWIERTNIA, Česlav. *Stabilita vozidla při jízdě v zatáčce*. Pardubice, 2006. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce doc. Ing. Juraj Slamka, Ph.D.