

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Určení vhodného těžiště automobilu pro návrh řešení simulátoru
překlápění

Martin Hušek

Bakalářská práce

2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Martin Hušek**
Osobní číslo: **D12346**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Určení vhodného těžiště automobilu pro návrh řešení simulátoru překlápění**
Zadávající 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, Možnosti určování těžiště těles (obecné metody)
- 2, Možnosti určení těžiště vozidla
- 3, Praktický experiment pro určení těžiště

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

Svoboda, P.: Problematika experimentálního zjišťování inerciálních charakteristik silničních vozidel. disertační práce, 2013

Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy. Brno, 2000. ISBN 80-238-5274-4

Bradáč, A. et al.: Soudní inženýrství. CERM Brno 1997. ISBN 80-7204-133-9

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Hanus**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **25. února 2015**

Termín odevzdání bakalářské práce: **29. května 2015**



doc. Ing. Ivo Drahošský, Ph.D.
děkan

L.S.



doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 25. února 2015

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.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

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

V Pardubicích dne

Martin Hušek

Poděkování

Děkuji Ing. Janu Pokornému Ph.D. za pomoc s experimenty, Ing. Petru Hanusovi za odborné vedení a dalším vědeckým pracovníkům Dopravní fakulty Jana Pernera za spolupráci. Poděkování patří též celé mé rodině za trpělivost a podporu během studia.

Název práce: Určení vhodného těžiště automobilu pro návrh řešení simulátoru překlápění

Autor: Martin Hušek

Anotace: Práce je věnována určení pozice těžiště automobilu, vhodnému umístění osy otáčení pro simulátor překlápění a těžišti osoby se sedačkou. Na začátku jsou popsány metody určení těžiště od obecného až po konkrétní metody měření u automobilu. Jedna z popsaných metod je demonstrována v praktické části. Další dva experimenty jsou zaměřeny na určení těžiště osoby se sedačkou. Toto těžiště je využito pro určení vhodného umístění osy otáčení simulátoru překlápění.

Klíčová slova: automobil, sedadlo automobilu, simulátor překlopení, určování těžiště

Title: Determining the appropriate center of gravity of car for design of flip simulator

Author: Martin Hušek

Annotation: This thesis shows steps necessary to determine suitable position of axis of rotation of a flip simulator. We describe various methods of determination of a centre of gravity – both general, and practical ones usable for a car (or its parts). We proceed with experiments which determine a centre of gravity of a car and a car seat. Obtained data are used to calculate a suitable axis of rotation for a flip simulator.

Keywords: car, car seat, determining the centre of gravity, flip simulator

Obsah

Úvod	8
1 Obecné určování těžiště	9
2 Určování těžiště automobilu	11
2.1 Stabilita	11
2.2 Podélná poloha těžiště	12
2.3 Příčná poloha těžiště	13
2.4 Výšková poloha těžiště	15
2.4.1 Vážení vozidla v šikmé poloze	16
2.4.2 Měření úhlu překlopení	19
2.4.3 Postupné zavěšování	20
2.4.4 Zavěšení vozidla se závažím	20
2.4.5 Centrifuga	22
3 Vlastní experiment	24
3.1 Určování těžiště automobilu	24
3.2 Určování těžiště sedačky s osobou	25
3.2.1 Metoda vážení	26
3.2.2 Rovnovážná poloha	30
3.2.3 Vyhodnocení výsledků	31
4 Těžiště	34
4.1 Karoserie	34
4.2 Porovnání	35
5 Vhodné umístění osy rotace	37
5.1 Osa rotace	37
5.2 Požadavky na pohon	38
5.3 Vyvážení	40
Závěr	41
Seznam použité literatury	42
Seznam obrázků	43
Seznam symbolů	45

Úvod

Po našich silnicích jezdí čím dál více vozidel, a přestože se bezpečnost vozidel každým rokem zvyšuje, tragických dopravních nehod neubývá. Na pozemních komunikacích je prováděno mnoho opatření ke snížení počtu a následků nehod. Automobilky investují nemalé částky do vývoje pasivní a aktivní bezpečnosti. Například automobilka Volvo slibuje, že při nehodě v jejich nových vozech po roce 2020 již z posádky vozu nikdo nezemře. Výhledy do budoucna jsou hezké, ale jedině čas ukáže pravdu. Navíc většina řidičů nevládní nové vozy, ani nebude. Průměrné stáří osobních automobilů v České republice je více jak 14 let. Starších 10 let je 63 %, jak uvádí Sdružení automobilového průmyslu [1].

Někteří účastníci silničního provozu však nechápou, že přes veškeré úpravy a asistenční systémy na vozidla stále působí fyzikální zákony. Jsou tak hrozbou nejen pro sebe, ale hlavně pro ostatní účastníky silničního provozu.

Společnost BESIP (bezpečnost silničního provozu) spadající pod Ministerstvo dopravy ČR vynakládá aktivitu k celorepublikové osvětě správného chování všech účastníků provozu. Mezi tyto aktivity patří i předváděcí akce ve formě demonstrací sil a momentů, které působí na řidiče například při nárazu nebo překlápění osobního vozidla. Druhým jmenovaným se dále budu ve své práci zabírat.

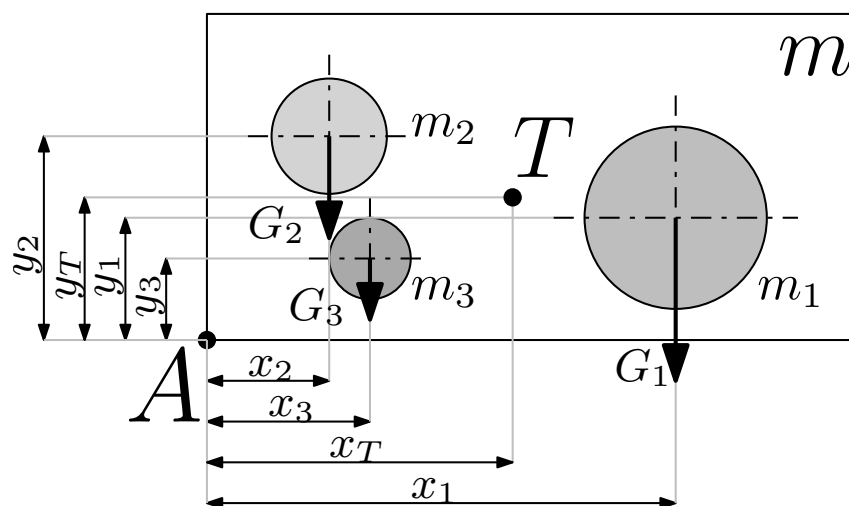
Simulátor překlápění demonstruje vlivy působící na posádku vozidla během překlápění při dopravní nehodě. Účelem není vystrašit osoby prožitím krizové situace, ale ukázka a poučení při působení sil a momentů několikrát menších než při skutečné dopravní nehodě. Pro simulátor překlápění je nezbytné správné určení těžiště automobilu, které bude v kombinaci s těžištěm karosérie využito k vhodnému umístění podélné osy otáčení. Osa otáčení by měla procházet v blízkosti těžiště z důvodu nízkého ovládacího momentu a konstrukčně nižší složitosti pohonné jednotky. Správně umístěná osa otáčení navrátí vozidlo blízko základní polohy a to jak v prázdném stavu tak i ve stavu obsazení.

Cílem práce bylo vhodné umístění osy otáčení simulátoru s ohledem na zástavbový prostor, bezpečnost a polohu těžiště. Praktický experiment jsem prováděl pro určení těžiště automobilu Škoda Fabia druhé generace a sedačky s osobou, kterou následně uvažuji v karosérii. Pro lepší představu o rozložení hmotnosti ve vozidle dále ve své práci porovnávám polohu těžiště výše uvedeného vozidla s motorem 1.6 Tdi, prázdného a obsazeného čtyřmi osobami, samotné karosérie vozu a karosérie se sedadly a posádkou. Poslední dvě jmenované kombinace využiji pro simulátor, protože pohonná jednotka, převodové ústrojí, nápravy atd. jsou hmotou zbytečně zatěžující celou konstrukci simulátoru.

1. Obecné určování těžiště

Na každý objekt v gravitační poli působí tíhové zrychlení. Těžiště můžeme chápat jako bod, ve kterém působí tíhová síla. U jednoduchých tvarů jako koule lze snadno určit polohu těžiště, která bude přesně v jejím středu. Prvním důvodem je idealizace, že si představíme dokonale symetrické těleso, čímž plná koule je a druhým, že uvažujeme homogenní strukturu, například sklo.

První, kdo definoval pojem těžiště byl Řek Archimédés. Tento známý filozof, fyzik, matematik a vynálezce sepsal definice těžiště – každá hmotná soustava má právě jedno těžiště, zákon pák a jejich rovnováhy a redukční princip, který nám dovoluje zaměnit část soustavy za hmotný bod, jak uvádí ve své práci Šimša [2].



Obrázek 1.1: Těžiště – redukční princip

Základní matematický výpočet těžiště využívá výše uvedený redukční princip, kdy těleso zredukujeme například na tři hmotné body viz obrázek 1.1. Dále víme, že moment v těžišti je roven nule a pomocí vhodně zvoleného souřadnicového systému jej hledáme.

Těleso (soustava) o hmotnosti m složené z elementárních částí m_1, m_2, \dots, m_n , kde n je počet složek tíhy. Výsledná tíhová síla je pak dána vztahem

$$G = G_1 + G_2 + \dots + G_n \quad (1.1)$$

$$= g(m_1 + m_2 + \dots + m_n) \quad (1.2)$$

kde $G = mg$ a g je tíhové zrychlení, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$. Pomocí momentové rovnice k bodu A dáme do rovnosti elementární momenty s momentem výsledné tíhové síly. Po upravení získáme výraz pro určení vzdálenosti x_T od bodu A . Stejně tak budeme postupovat pro určení souřadnice y a v prostorové problematice z .

$$\sum_{i=1}^n M_{Ai} = 0 \quad (1.3)$$

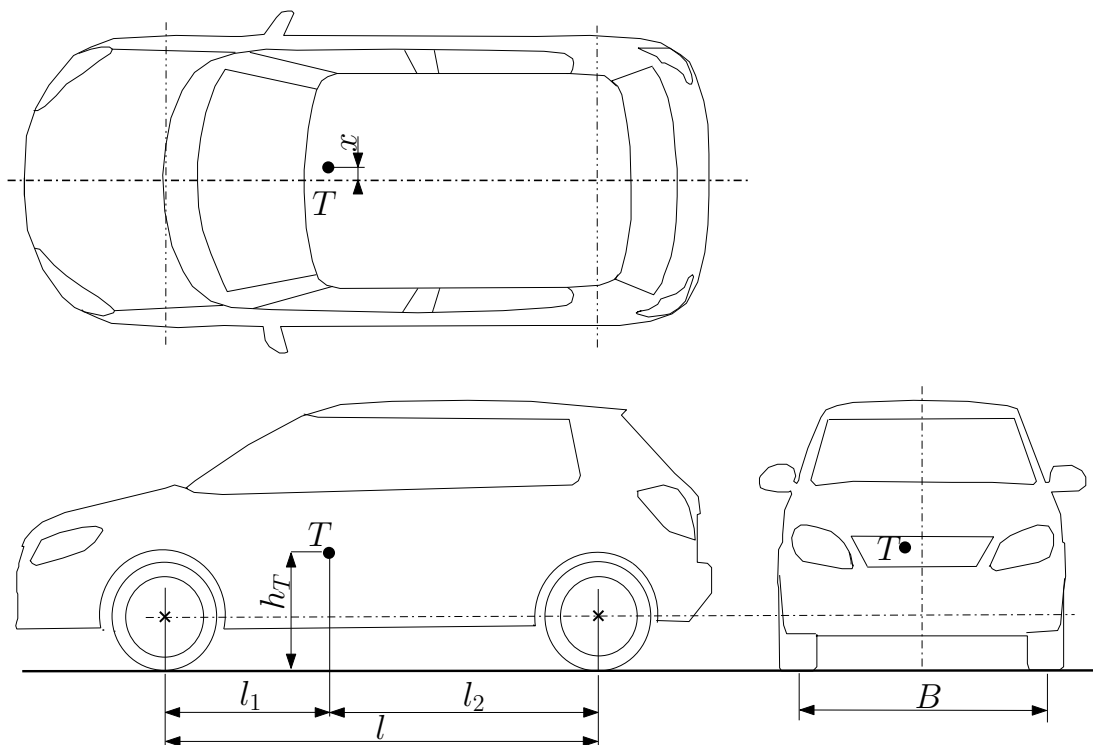
$$M = \sum_{i=1}^n M_i \quad M_i = x_i \cdot G_i \quad (1.4)$$

$$x_T = \frac{x_1 \cdot G_1 + x_2 \cdot G_2 + \cdots + x_n \cdot G_n}{G_1 + G_2 + \cdots + G_n} \quad (1.5)$$

Některé příklady můžeme řešit graficky ze statické rovnováhy těles a složitější řešíme výpočty prováděnými pomocí integrálů.

2. Určování těžiště automobilu

Pro přiblížení těžišti automobilu budeme uvažovat jako jednotlivé složky tíhy komponenty vozidla, protože jeho hmota není rovnoměrně rozložena v celém objemu. Těžiště automobilu má velký význam v mechanice pohybu silničních vozidel. Poloha těžiště se definuje příčnou souřadnicí jako vzdálenost od osy symetrie, kde se kladná hodnota nachází na pravé straně. Podélnými určenými vzdálenostmi těžiště od os kol; k přední nápravě obvykle l_1 a k zadní l_2 . Výšková souřadnice těžiště h_T udává vzdálenost těžiště od vozovky viz obrázek 2.1



Obrázek 2.1: Poloha těžiště

2.1 Stabilita

Automobilky se zabývají stabilitou svých vozidel již v prvotních fázích vývoje modelu. Vlastnosti nových modelů jsou počítačově simulovány bez nutnosti výroby mnoha prototypů. Výhody simulací jsou jasné. Bez nutnosti konstrukce mnoha prototypů se zlevňuje a zrychluje konečný návrh vozidla a též se snadněji provádí zásahy do konstrukce. Mezi další výhody patří zajištění stejných podmínek respektive simulace zcela různých, díky kterým lze vybrat nejvhodnější řešení. Zdá se, že simulace je zcela postačující, ale není tomu tak. Správnost simulace se musí ověřit experimentem, protože ve výpočtech

nebo zadaných hodnotách se mohou vyskytnout chyby. Podrobnější informace lze nalézt v disertační práci [3]. Rozložení hmoty má vliv na směrovou, příčnou i podélnou stabilitu, podrobněji popsanou dále.

Směrovou stabilitu lze chápat jako schopnost pohybovat se směrem daným řízením. Zde uvažujeme stabilitu v přímé jízdě a to při akcelerace nebo deceleraci. Vliv na směrovou stabilitu mají všechny tři souřadnice těžiště. Těžiště ve vyšší výšce značně odlehčuje zadní nápravu při brzdění a při zrychlování přední. To způsobuje velké rameno setrvačné síly. Podélné umístění ovlivňuje stálé zatížení přední a zadní nápravy. Poslední, tedy příčná souřadnice těžiště má vliv na rozložení váhy na jednotlivé strany vozu. Více zatížená strana přenesení větší tečné síly při stejné adhezi a tím způsobuje natáčení vozu.

Příčnou stabilitou rozumíme stabilitu v zatáčce nebo na bočním svahu. Ovlivňuje ji příčná a výšková souřadnice těžiště vzhledem k rozchodu kol, kde příčná určuje na kterou stranu se vozidlo snáze překloupí. V zatáčce může dojít ke smyku nebo překlopení. Podle podmínky bezpečnosti dojde u osobních vozidel dříve ke smyku než překlopení. Některá vozidla s vyšší stavbou by toto nesplňovala, ale díky ESP (electronic stability program) se vozy chovají stabilněji. Smyk nastává pokud odstředivá síla v zatáčce překročí adhezní sílu.

Na bočním svahu může dojít opět k usmýknutí nebo převrácení. V této situaci už nám nepomohou elektronické systémy, ale musíme kontrolovat výšku těžiště, aby došlo dříve ke smyku než se výslednice tíhy procházející těžištěm vlivem úhlu naklopení dostane za okraj pneumatiky.

Podélnou stabilitu řešíme u terénních nebo vojenských vozidel. Ovlivňuje jí podélná a výšková souřadnice těžiště, protože zde hledíme na adhezní stoupavost a následně usmýknutí nebo převrácení a můžeme sem zahrnout i podmínku říditelnost. Ta říká, že ani při stoupání by nemělo dojít k odlehčení řídicí nápravy vozidla na méně než desetinu celkové hmotnosti vozidla.

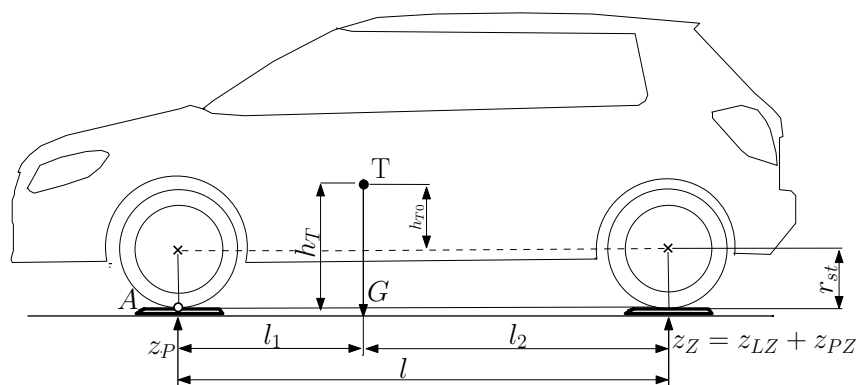
2.2 Podélná poloha těžiště

Pro zjištění podélné a příčné polohy těžiště je zapotřebí znát hmotnosti připadající na jednotlivá kola vozidla a základní rozměry jako jsou rozchod kol a rozvor náprav vozidla. Hmotnostní parametry vozidla můžeme získat například umístěním vozidla na přenosné váhy tak, aby vozidlo bylo vždy při odčítání hmotností ve vodorovné poloze. Vždy platí, že součet hmotností pod jednotlivými koly musí být roven celkové hmotnosti vozidla, viz vzorec 2.1.

$$m_C = m_{PP} + m_{LP} + m_{PZ} + m_{LZ} \quad (2.1)$$

Kde m_C je celková hmotnost vozidla a m_{PP} je hmotnost připadající na pravé přední kolo, m_{LP} na levé přední kolo, m_{PZ} na pravé zadní kolo a m_{LZ} na levé zadní kolo.

Podélnou polohu těžiště vozidla lze určit již pomocí jediné váhy, která by zvažila hmotnost pouze na přední nebo zadní nápravě. Musíme znát však přesnou hmotnost vozidla a proto je lepší zvážit hmotnost připadající na jednotlivě nápravy a tím získat hmotnost celého vozu. Hmotnost vozidla udávaná výrobcem nemusí odpovídat skutečné hodnotě z různých důvodů. Velmi snadno lze hmotnost ovlivnit objemem paliva v nádrži nebo výměnou plechových disků kol za disky z lehkých slitin. Se znalostí rozvoru kol a zatížením jednotlivých kol nebo náprav lze z obrázku 2.2 stanovit momentovou rovnici k bodu A , jenž je místo styku předních pneumatik s vozovkou (váhami).



Obrázek 2.2: Podélná poloha těžiště

Obrázek je doplněn o kóty h_{T0} určující vzdálenost od spojnice os kol a statický poloměr kola r_{st} . Reakce podložky $z_k = g \cdot m_k$, kde $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ je tíhové zrychlení v gravitačním poli Země a m_k hmotnost připadající na jednotlivá kola,

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n M_{iA} &= 0 \\ \Rightarrow G \cdot l_1 - (z_{PZ} + z_{LZ}) \cdot l &= 0 \\ \Rightarrow l_1 &= \frac{(z_{PZ} + z_{LZ}) \cdot l}{G} \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} l &= l_1 + l_2 \\ \Rightarrow l_2 &= l - l_1 \end{aligned} \quad (2.3)$$

2.3 Příčná poloha těžiště

Ideální pro výpočet je, aby vozidlo mělo stejný rozchod na obou nápravách a hmotnosti zatěžující jednotlivá kola nápravy byly ve stejném poměru. Stejně jako u určování

podélné polohy těžiště je potřeba alespoň jedna váha, na které se zvaží jedna strana vozidla. Pokud vozidlo nemá stejný rozchod kol a nebo poměr zatížení kol na nápravách, je nutné rozdělit výpočet pro příčnou polohu na přední a zadní nápravě. Opět je nezbytné vodorovné umístění nejlépe s použitím čtyř vah nebo postupným vážením na každém kole.

Pro určení příčné souřadnice těžiště na přední nápravě je využita momentová rovnice k bodu A' . Je uvažováno zatížení přední nápravy na jednotlivých kolech případně reakční síly. Bod A' je místo styku přední levé pneumatiky s vozovkou (váhou).

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n M_{iA'} &= 0 \\ \Rightarrow (z_{PP} + z_{LP}) \left(x_1 + \frac{B_1}{2} \right) - z_{PP}B_1 &= 0 \\ \Rightarrow x_1 &= \frac{z_{PP}B_1}{z_{PP} + z_{LP}} - \frac{B_1}{2} \end{aligned} \quad (2.4)$$

kde B_1 je rozchod kol přední nápravy a x_1 je posunutí na přední nápravě kladné k pravému kolu.

Příčná poloha těžiště na zadní nápravě vozidla byla určena obdobně jako na přední nápravě, ale uvažujeme momentovou rovnici k bodu A'' , jenž je místo styku zadní levé pneumatiky s vozovkou (váhou).

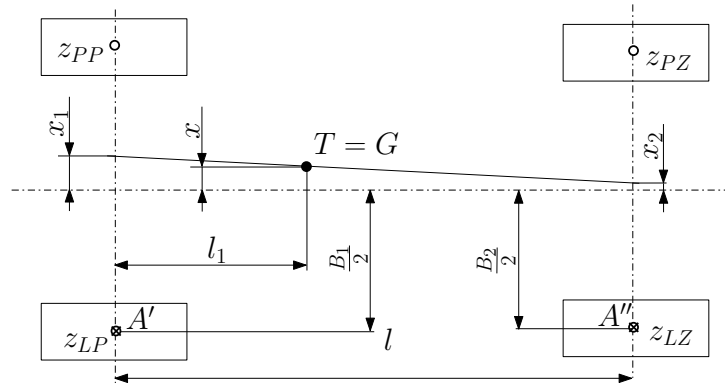
$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n M_{iA''} &= 0 \\ \Rightarrow (z_{PZ} + z_{LZ}) \left(x_2 + \frac{B_2}{2} \right) - z_{PZ}B_2 &= 0 \\ \Rightarrow x_2 &= \frac{z_{PZ}B_2}{z_{PZ} + z_{LZ}} - \frac{B_2}{2} \end{aligned} \quad (2.5)$$

kde B_2 je rozchod kol zadní nápravy a x_2 je posunutí na zadní nápravě kladné k pravému kolu.

U vozidel, která mají různý rozchod přední a zadní nápravy nebo různé radiální reakce na jednotlivých kolech téže nápravy, se těžiště nenachází na podélné ose vozidla. Přesné určení příčné souřadnice polohy těžiště x při různých radiálních reakcích se určí podle obrázku 2.3.

Protože těžiště celého vozidla leží na spojnici těžiště na přední a zadní nápravě, využijeme výše zjištěné vyosení těžiště x_1 a x_2 následovně, viz vzorec 2.6. Vzorec je dán podobností trojúhelníků a abychom dostali vzdálenost od osy, nesmíme opomenout odečíst vzdálenost těžiště u dané nápravy. Opět je třeba pamatovat, že hodnoty na levé straně od podélné osy mají záporné znaménko a na pravé kladné.

$$x = x_1 - \frac{l_1}{l}(x_1 - x_2) \quad (2.6)$$



Obrázek 2.3: Určení vzdálenosti x při známé délce l_1

Výpočet při použití čtyř vah, lze také provést pomocí redukčního principu. Jednotlivé hmoty uvažujeme jako zatížení vah a rameno je vzdálenost poloviny rozchodu u dané nápravy. Protože vycházíme z rovnováhy momentů, je třeba vzdálenosti na levé straně dosazovat se záporným znaménkem. Pro daný případ získáme rovnici 2.7.

$$x = \frac{\frac{B_1}{2} z_{PP} - \frac{B_1}{2} z_{LP} + \frac{B_2}{2} z_{PZ} - \frac{B_2}{2} z_{LZ}}{G} \quad (2.7)$$

2.4 Výšková poloha těžiště

Výška těžiště, jak jsem již zmínil v sekci 2.1, nejpodstatněji ovlivňuje chování vozidla při jízdě v zatáčce, brzdění nebo akceleraci.

Nalezení výškové polohy těžiště je obtížnější, než je tomu u podélné či příčné polohy těžiště vozidla. Metod vedoucích k nalezení výškové polohy těžiště je hned několik. Protože nejčastější metody jsou spojeny s různým nakláněním či naklápěním vozu, musíme vzít v potaz především přesun pohonných hmot a provozních kapalin, nelineární působení pružin a tlumičů podvozku, nesouměrná deformace pneumatik nebo pohyb nezajištěných předmětů nejen v kabině vozidla. Všechny tyto aspekty mohou zkreslit výsledek měření polohy těžiště. Proto je před započítáním měření nutno tyto potenciální vlivy měření co možná nejvíce potlačit nebo jinak zamezit jejich projevu. Detailnější přehled o nežádoucích vlivech při měření můžete nalézt v diplomové práci ing. Kunovského [4].

Tlumiče můžeme nahradit tyčí nebo zafixovat například jejich zavařením. Nevýhodou je složitější montáž na vozidlo, ale zamezíme tím změně světlé výšky. Dále lze pružiny stáhnout, aby při naklápění vozidla a jejich zatěžování měly stejnou délku. Můžeme využít šroubovaných přípravků nebo upevňovacích popruh, ale nevyhneme se snížení světlé výšky, která nevhodně ovlivní výsledek měření. Předměty, které by se mohly pohybovat se zafixují a objem pohonných hmot se vhodně upraví. V plné palivové nádrži se nemůže

palivo přesunout, naopak při téměř prázdné nádrží je prostoru pro pohyb dostatek, ale objem paliva minimálně ovlivní měření.

Pro měření se využívá několik metod:

- vážení vozidla v šikmé poloze
 - naklonění na nápravu
 - naklonění na stranu
- měření úhlu překlopení
- postupného zavěšování
- zavěšení vozidla se závažím
- centrifuga

2.4.1 Vážení vozidla v šikmé poloze

Metoda spočívá ve zvednutí nápravy nebo strany vozidla, kdy vážíme nezvednutá, zvednutá nebo případně všechna kola. Změna zatížení jednotlivých kol je dána nakloněním o úhel α , protože gravitace působí vždy kolmo dolů. Pro zpřesnění výsledku je vhodné provést měření v různých úhlech naklonění.

Naklonění na nápravu

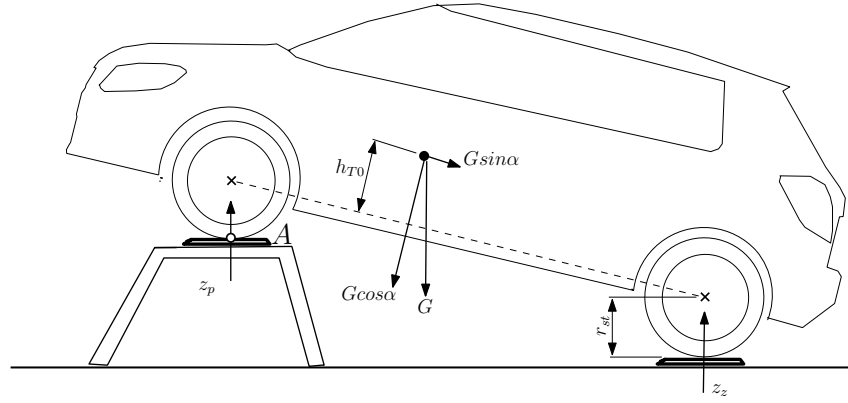
Měření probíhá zvednutím přední nebo zadní nápravy o určitou výšku. Metoda není vhodná pro vozidla s nízkou světlou výškou a většími převisy karoserie, které by nebylo možné naklonit o dostatečný úhel. Změna výšky určí úhel α , kterému odpovídá změna zatížení náprav. Pro přesný výpočet je nezbytné fixovat polohu kol vůči karoserii vozidla atd. dle výše uvedených metod. Pro lepší představu problematiky a sestavení momentové rovnice využijí další obrázek 2.4, momentová rovnice je vztažena k bodu A , který je dán osou přední nápravy.

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0$$

$$\Rightarrow z_z l \cos \alpha - G(h_{T0} \sin \alpha + l_1 \cos \alpha) = 0 \quad (2.8)$$

$$\sin \alpha = \frac{h_p}{l} \quad (2.9)$$

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha}; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \quad (2.10)$$



Obrázek 2.4: Naklonění na nápravu

Kde h_p je výška podpory pod přední nápravou. Po dosazení získáme rovnici

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h_p}{l^2 - h_p^2} \quad (2.11)$$

Z rovnice 2.8 vyjádřím z_z následovně

$$z_z = G \frac{h_{T0}}{l} \operatorname{tg} \alpha + G \frac{l_1}{l} \quad (2.12)$$

Výraz Gl_1/l je znám z určování podélné polohy těžiště a udává zatížení zadní nápravy ve vodorovné poloze z_{z0} . Postupně dosadíme a vyjádříme za předpokladu stejných statických poloměrů kol na přední a zadní nápravě.

$$\Delta z_z = z_z - z_{z0} \quad (2.13)$$

$$\Delta z_z = G \frac{h_p}{l} \operatorname{tg} \alpha \quad (2.14)$$

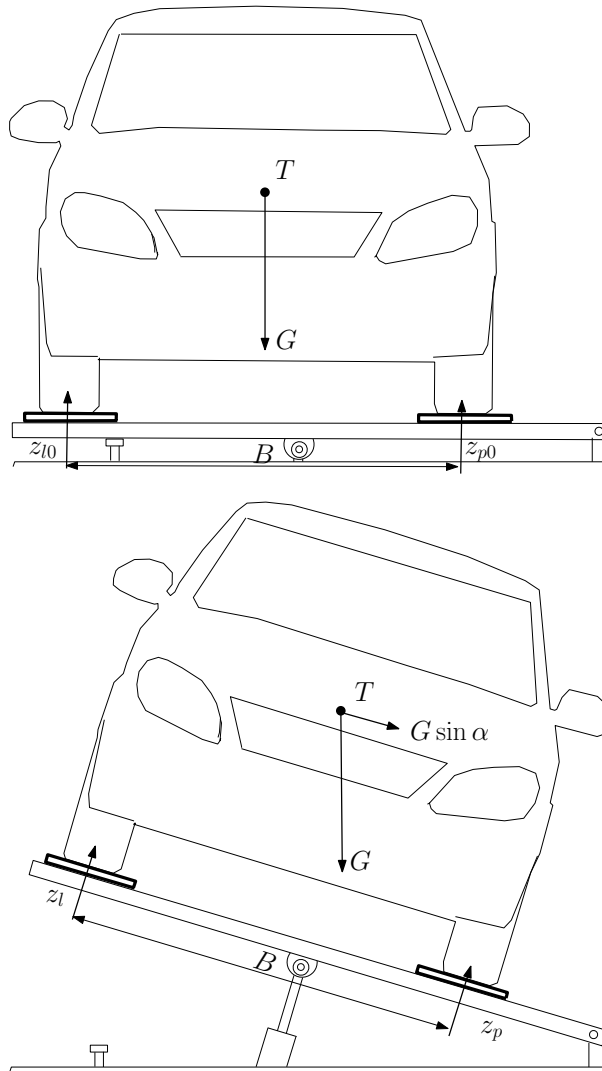
$$h_{T0} = \frac{\Delta z_z}{G} \frac{l}{y \operatorname{tg} \alpha} \quad (2.15)$$

$$h_T = h_{T0} + r_{st} \quad (2.16)$$

Při uvažování rozdílných statických poloměrů jsou nezbytné korekce, ale při nahuštěných pneumatik na maximální tlak dovolený výrobcem bude chyba minimalizována.

Naklonění na stranu

Metoda je založena na stejném základu jako při naklonění na nápravu. Změna nastává v provedení, kdy celé vozidlo umístíme na sklopnou plošinu viz obrázek 2.5. Toto je hlavní výhoda metody při měření vozidel s nízkou světlou výškou a sestavování rovnice. Podélná osa vozidla musí být rovnoběžná s osou otáčení plošiny. Úhel náklonu si zvolíme



Obrázek 2.5: Naklonění na stranu

dostatečně vzdálený od úhlu překlpení, aby nebylo nutné vůz náročněji zabezpečovat proti pohybu jak je nezbytné při měření úhlu překlpení. Opět je nezbytné provést úpravy zmíněné na začátku kapitoly a pro minimalizaci deformace pneumatik jejich vhodné nahuštění.

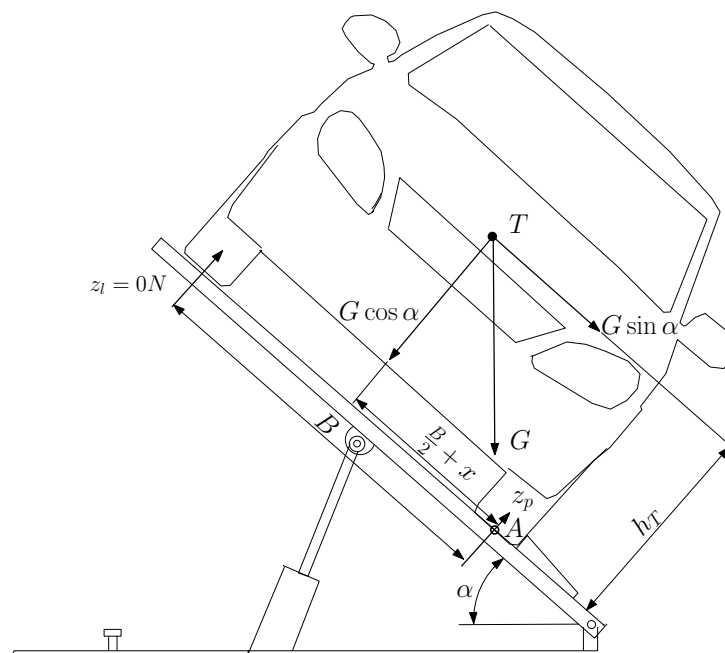
Výška těžiště se určí pomocí známého úhlu naklonění, protože během naklonění odlehčení kola ve vyšší poloze, zde na levé straně, a o stejnou hmotnost přitíží kola na pravé straně. Při známé změně kolmého zatížení váhy na levé straně vozidla, rozchodu kol a celkové hmotnosti můžeme sestavit rovnici 2.17:

$$\begin{aligned} \Delta z_l B &= G \sin \alpha h_T; \text{ kde } \Delta z_l = z_{l0} - z_l \cos \alpha \\ \Rightarrow h_T &= \frac{B(z_{l0} - z_l \cos \alpha)}{G \sin \alpha} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Kde z_{l0} je silové působení kol levé strany ve vodorovné poloze.

2.4.2 Měření úhlu překlpení

Dále uvedená metodika vychází z článku [5]. Měření probíhá na sklopné plošině, která je naklápěna s vozidlem. Nezbytné je zajištění rovnoběžnosti kol s osou otáčení. Protože tření mezi kolem a plošinou není dostatečně vysoké a vozidlo by dříve usmýklo než se převrátilo, je nezbytné využít zarážky. Plošina je konstruována k jejich použití. Dále je potřeba kola na opačné straně, v horní poloze při naklápění, zajistit vázacími popruhy, aby nedošlo k přílišnému pohybu vozidla. Popruhy nesmí být zcela utáženy, aby bylo možné pozorovat ztrátu kontaktu kol s plošinou. Pro výpočet s rozchodem kol a vzdálenosti příčné polohy těžiště od jejich os souměrnosti je nutné nahustit pneumatiky na maximální tlak dovolený výrobcem.



Obrázek 2.6: Měření úhlu překlpení

Základní poloha je vodorovná při zapření o dorazy. Hydraulické čerpadlo vytváří tlak v hydraulice a celá plošina s vozidlem je postupně a plynule naklápěna. Sledujeme okamžik ztráty kontaktu mezi plošinou a horními koly. Následně by u nepřipevněného vozidla došlo k překlpení. Změříme úhel naklonění plošiny α a dle schématického obrázku 2.6 sestavíme příslušné rovnice 2.18 vztažené k bodu A .

Pro výsledné určení výšky těžiště musíme znát příčnou a podélnou polohu těžiště viz sekce 2.2 a 2.3 Výsledná hodnota je uvažována pro stejný rozchod kol u přední a zadní

nápravy, v případě rozdílných hodnot jsou nezbytné korekce výsledku.

$$\begin{aligned}
 \sum_{i=1}^n M_{iA} &= 0 \\
 \Rightarrow G \left(\frac{B}{2} + x \right) \cos \alpha - Gh_T \sin \alpha &= 0 \\
 \Rightarrow h_T &= \left(\frac{B}{2} + x \right) \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha}
 \end{aligned} \tag{2.18}$$

2.4.3 Postupné zavěšování

Zcela základní metoda určování těžiště u nepravidelných dvourozměrných obrazců. Můžeme ji nejnázorněji demonstrovat na výstřižku papíru. Zavěšením na dvou místech a narýsováním těžnic procházejících závěsem kolmo dolů získáme průsečík těžnic resp. pozici těžiště. Těžnice je přímka daná bodem závěsu nebo podepření a bodem těžiště, vždy je vertikální.

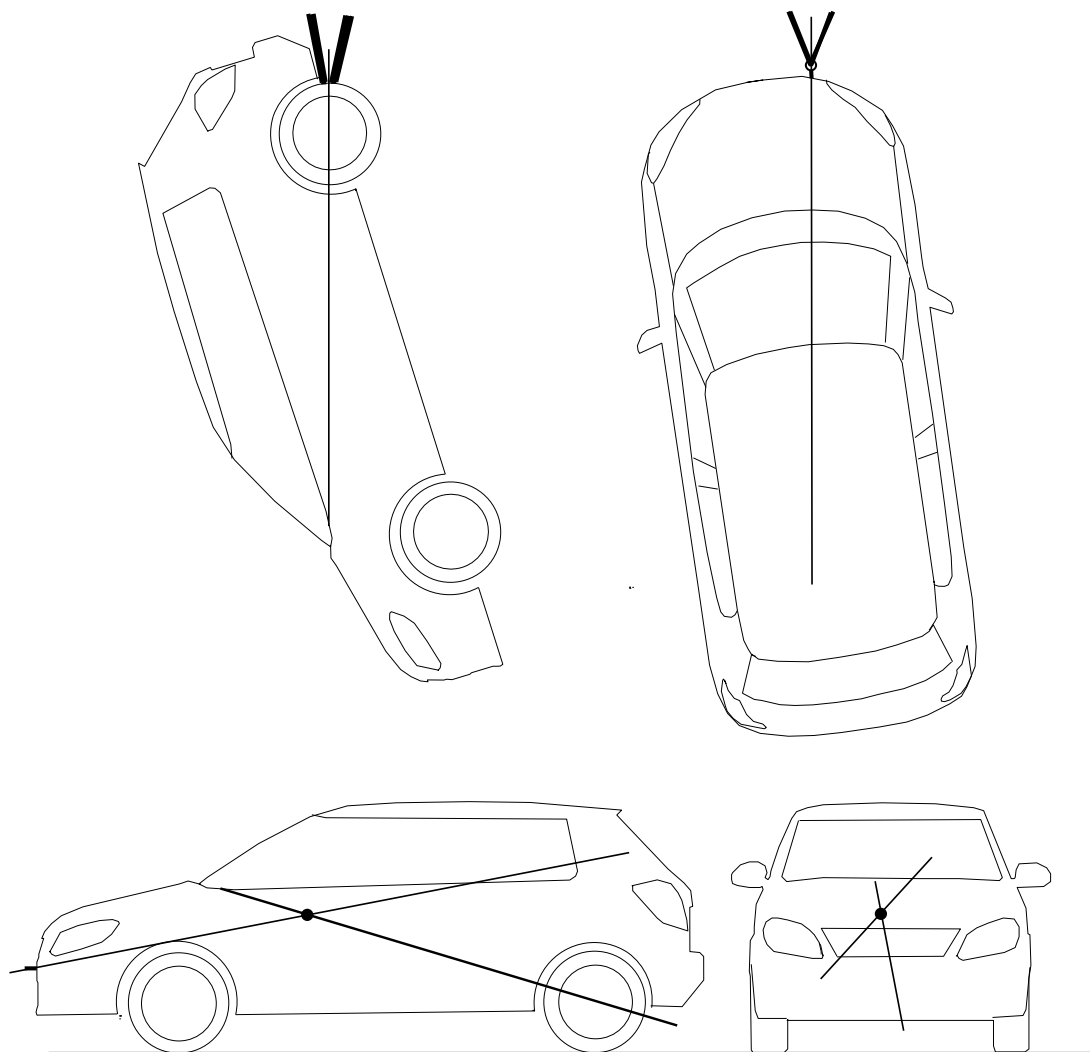
Postupné zavěšování snadno rozšíříme i pro prostorová tělesa, kdy pro určení těžiště jsou potřeba dva zcela různé body zavěšení. To znamená, že nesmí ležet na téže těžnici a navíc by těžnice těchto bodů měly být co nejkolmější, aby byla následně minimalizovaná chyba při výpočtu. Z výše uvedeného vyplývá, že k přesnému určení těžiště je vhodné použít více bodů zavěšení. Každý další bod by měl ověřit správnost, případně sloužit k zpřesnění měření.

Zavěšování vozidla klade největší požadavky na pevnost, zafixování pohyblivých předmětů, vypuštění provozních kapalin a paliva, které by se přelívaly. Kapaliny by mohly při určitých polohách z vozu unikat, případně poškodit ostatní součásti. Vliv kapalin lze následně dopočítat, například poloha paliva je dána jejím objemem a tvarem palivové nádrže.

Metoda není příliš vhodná pro jej náročnost a požadavky. Využití by se však našlo pro závodní vozidla, které mají vysoce pevnou konstrukci. Představu o řešení nastiňuje obrázek 2.7.

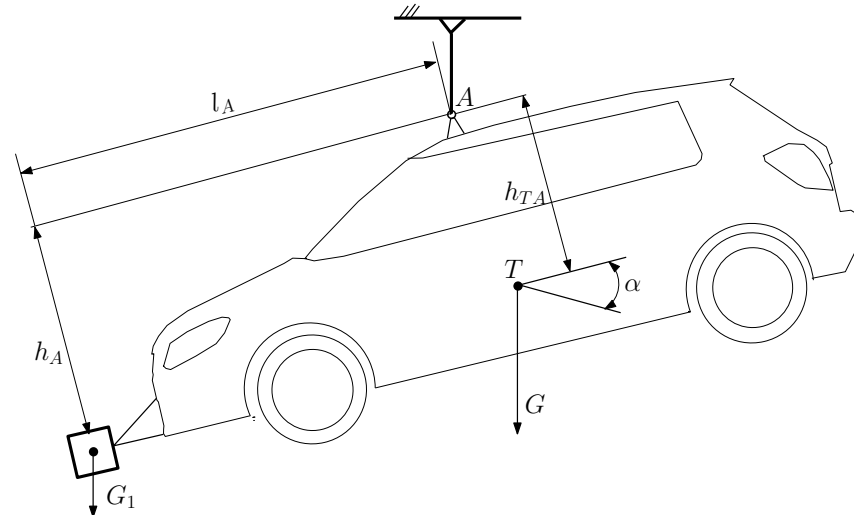
2.4.4 Zavěšení vozidla se závažím

Metoda spočívá v zavěšení celé vozidla podobně jako u metody postupného zavěšování. Místo změny pozice zavěšení zde změním rovnovážnou a polohu těžiště připevněním závaží o známé hmotnosti.



Obrázek 2.7: Zavěšení vozidla

Metoda skýtá mnoho nevýhod. Mezi hlavní patří konstrukčně složitější systém zavěšení, kdy pro každé měřené vozidlo je nutné jej vyrobit či upravit. Konstrukce a připevnění může poškodit nebo vyžadovat nevratné změny. Krom zavěsu je nutné nějakým způsobem k části vozu připevnit závaží. Problém nastává s těžištěm závěsného systému přišroubovaného k vozidlo po kloub, které musíme zvlášť určit. Dále nesmí docházet k deformaci karoserie, jenomže vozidla nejsou konstruována k přikotvení například za střechu. Z toho vyplývá i problém s nalezením dostatečně pevné části vozidla. Využití lze nalézt u nákladních vozidel typu valník apod., které mají dostatečně pevné a přístupné nosné prvky rámu. Výška těžiště je dána vzdáleností mezi kloubem závěsu a těžištěm viz obrázek 2.8 a výpočet je dán momentovou rovnicí ke středu kloubu závěsu bodu A , pro zjednodušení zanedbáváme hmotnost závěsu.



Obrázek 2.8: Zavěšení vozidla se závažím

$$\begin{aligned}
 \sum_{i=1}^n M_{iA} &= 0 \\
 \Rightarrow G_1 l_A \cos \alpha - G_1 h_A \sin \alpha - G h_{TA} \sin \alpha &= 0 \\
 \Rightarrow G_1 (l_A \cos \alpha - h_A \sin \alpha) &= G h_{TA} \sin \alpha \\
 \Rightarrow h_{TA} &= \frac{G_1}{G} (l_A \cotg \alpha - h_A)
 \end{aligned} \tag{2.19}$$

Pro určení výšky těžiště h_T je nutné změřit výšku závěsu od povrchu v nezavěšeném stavu a pro určení h_{T0} i statický poloměr kol.

2.4.5 Centrifuga

Metoda využívající centrifugu patří ještě mezi nejnákladnější a nejnáročnější.

Metoda byla vyvinuta agenturou NASA jako reakce na požadavek od americké instituce Národní správy bezpečnosti silniční dopravy (NHTSA). Uvedená instituce chtěla testovat vlastnosti vozidel pohybujících se po tamějších komunikacích, protože v roce 2001 vědci zjistili, že vozy SUV a pick-up jsou mnohem náchylnější k převrácení během dopravní nehody než ostatní osobní automobily.

NASA navrhla a zkonstruovala vysokorychlostní centrifugu s plošinou pro automobil, viz obrázek 2.9. Vytvořila tak jakoby dynamickou metodu, která zachycuje působení sil při průjezdu zatáčkou. Není to zcela dynamická zkouška, protože se vozidlo otáčí díky pohonu centrifugy. Dva silné elektromotory dokáží vyvinout rychlost na konci ramen až 320 km/h. Mechanismus centrifugy je velice složitý, protože jen ramena váží několik tun a pochopitelně i nároky na spotřebu elektrické energie jsou značné.

Během testu je celé vozidlo zabezpečeno proti převrácení nebo přílišnému náklonu, protože pro správný průběh zkoušky je potřeba dostředivého zrychlení přesahujícího jedno g . Vozidlo je napojeno na velký počet senzorů a na sedadlo řidiče je umístěna speciální figurína využívaná pro nárazové zkoušky, která též obsahuje mnoho senzorů.

Z výsledků měření během zkoušky se určí takzvaný faktor statické stability. Bodově ohodnocený výsledek má přidělený příslušný počet hvězdiček dle náchylnosti k převrácení, kde maximální počet pěti hvězdiček značí velmi nízkou náchylnost. Více o problematice můžete nalézt v diplomové práci [6] nebo přímo stránkách NASA [7].



Obrázek 2.9: Zavěšení vozu na centrifugu, zdroj NASA [7]

3. Vlastní experiment

Vlastní experiment jsem rozdělil na dvě hlavní části, kde v první se zabírám určováním těžiště na vozidle a v druhé se zaměřím na těžiště osoby se sedačkou.

3.1 Určování těžiště automobilu

Měření proběhlo na vozidle Škoda Fabia druhé generace v karosářském provedení hatchback s motorem 1.6 Tdi, využil jsem metodiku vážení vozidla v šikmé poloze 2.4.1. Vozidlo bylo váženo samotné a obsazené čtyřmi osobami, aby bylo možné hodnoty porovnávat s těžištěm samotné karoserie s teoreticky umístěnými čtyřmi sedačky s čtyřčlennou posádkou.



Obrázek 3.1: Vážení ve vodorovné poloze

Vážení jsem uskutečnil na čtyřech nájezdových váhách v prostorách Výzkumného a výukového centra v dopravě (součást Dopravní fakulty Jana Pernera). Při měření v šikmé poloze jsem zvedl přední část automobilu pomocí sloupového zvedáku a pod přední kola umístil vyvýšené podpory s váhami viz obrázky 3.1 a 3.2.

Zjištěné hodnoty zatížení jednotlivých vah nalezneme v tabulce 3.3. Do výpočtu byly dále zadány hodnoty rozchodu a rozvoru kol, objem nádrže, statické poloměry kol, výšky podpěr atd. Pro výpočet jsem využil výpočtový model v programu MATHCAD. Výpočtový model byl zhotoven v rámci diplomové práce Michala Vernerera [8] a zcela postačoval k rámcovému porovnání hodnot.



Obrázek 3.2: Vážení v šikmé poloze

Výsledné souřadnice těžiště prázdného vozidla jsou $x = -5$ mm, $l_1 = 823$ mm, $h_{T0} = 335$ mm a vozidla obsazené čtyřmi osobami $x = -2$ mm, $l_1 = 989$ mm, $h_{T0} = 355$ mm.

pozice kola	vozidlo	vozidlo v nákl.	obsazené voz.	obsazené voz. v nákl.
pravé přední	386	366	438	418
levé přední	382	362	440	408
levé zadní	198	218	302	328
pravé zadní	186	206	286	314

Tabulka 3.3: Zatížení jednotlivých kol v kilogramech

3.2 Určování těžiště sedačky s osobou

K měření jsem využil přední spolujezdcovu sedačku z vozu Škoda Roomster, která je shodná i pro Fabia druhé generace. Sedačka nebyla osazena žádným výškovým nastavením, nabízela základní funkce jako stavitelnou polohou opěradla, posuvné ližiny, stavitelnou hlavovou opěrkou a boční airbag.

Aby měření nebylo ovlivněno změnou polohy noh osob, bylo nezbytné je fixovat. Možností se naskýtal více, od pevné fixace celých dolních končetin dlahou až po různé konstrukce. Vytvořil jsem návrh dřevěné konstrukce s otočným kloubem, kterému se utaheným šroubovým spoje zamezí v pohybu. Výslednou podnožku jsem zhotovil převážně ze smrkového dřeva, šroubů do dřeva, tří šroubů M8 s matkami a podložkami. Velká plocha

na sedačce omezila zaboření do sedačky a tlaku na stehna osoby. Další výhodou byl kloub, protože podnožku jsem nastavil přímo ve voze a tím se zvyšuje autenticita měření. Váha konstrukce se dá zanedbat, protože opisuje tvar noh a lze ji považovat za rozdíl anatomie člověka viz obrázek 3.4.



Obrázek 3.4: Podnožka

Způsoby měření výšky těžiště osoby se sedačkou vycházejí z metod měření u automobilu. Pro přesnost a porovnání jsem vyzkoušel dvě metody. Metodu vážení a metodu rovnovážné polohy.

3.2.1 Metoda vážení

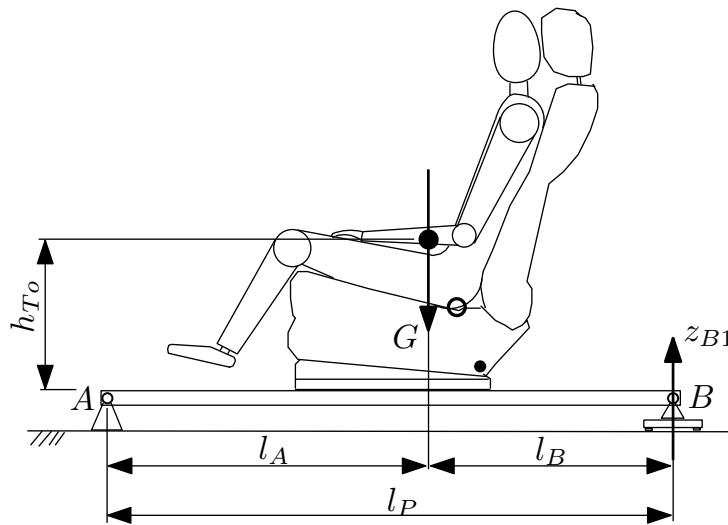
Určování polohy těžiště jsem založil na vážení ve vodorovné a následně v nakloněné poloze. Pomocí momentové rovnice ve vodorovné poloze jsem určil vzdálenost těžiště od podpor a změna zatížení při naklonění určila výšky těžiště. Z vážení jsem získal data viz tabulku 3.5.

měření	celková hmotnost m_c	zatížení m_{B1}	zatížení m_{B2}
1	93,5	58,1	79,4
2	93,1	58,4	79,5
3	93,8	58,3	79,2
4	93,6	58,4	79,4
5	93,7	58,3	79,6
průměr	93,54	58,3	79,42

Tabulka 3.5: Přehled naměřených hodnot č. 1 v kilogramech

Vážení ve vodorovné poloze

Sedačku jsem umístil na dřevěný rám a přišrouboval čtyřmi šrouby s využitím původních montážních otvorů, kterými je přišroubována ve voze. Dřevo jsem volil z důvodu nízké hmotnosti, aby nebyla nevhodně ovlivněna pozice těžiště, snadného opracování a spojování vruty. Na jedné straně byl rám se sedačkou podepřen digitální osobní váhou a na druhé dřevěnou lať stejné výšky, aby byla celá konstrukce vodorovná. Momentovou rovnici k bodu A , daného středem stykových ploch příčné latě a rámu, jsem vhodně upravil pro výpočet vzdálenosti podpory A k těžnici. Nezbytné pro výpočet rovnice bylo zvážit sedačku s osobou.



Obrázek 3.6: Vodorovná poloha sedadla

Momentovou rovnici 3.1 sestavíme dle obrázku 3.6.

$$\begin{aligned}\sum_{i=1}^n M_{iA} &= 0 \\ \Rightarrow Gl_A - z_{B1}l_P &= 0 \\ \Rightarrow l_A &= \frac{z_{B1}l_P}{G}\end{aligned}\quad (3.1)$$

Dosazeny jsou průměrné hodnoty, viz tabulka, z více měření v kilogramech, protože tíhové zrychlení g se snadnou úpravou vykrátí.

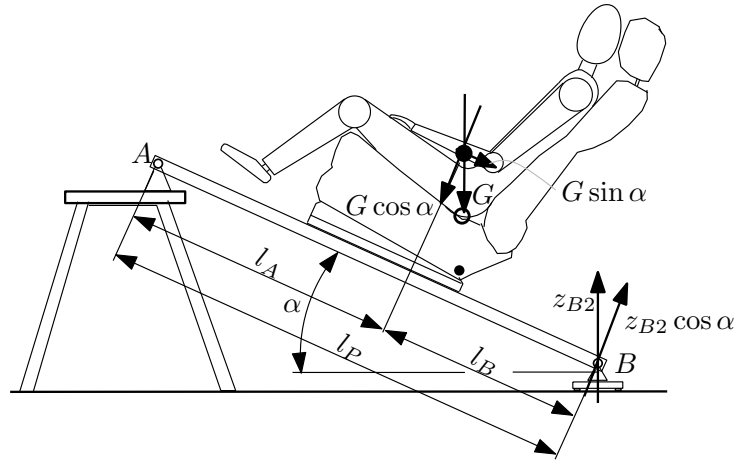
$$l_A = \frac{58,3 \cdot 948}{93,54} = 591 \text{ mm}\quad (3.2)$$

Vážení v naklonění poloze

Stejně jako ve vodorovné poloze byla na jedné straně pod rámem váha. Druhou stranu podepírala opět lať, ale byla umístěna na vyvýšené podpoře. Jako podpora se dá

využít jakýkoliv dostatečně tuhý a stabilní předmět, například mnou využitá židle. Tíhová síla byla rozložena do složek podle pravouhlého souřadnicového systému viz obrázek 3.7. Podle působících sil jsem dosadil do momentové rovnice, ze které jsem vyjádřil výšku těžiště h_T .

Při vážení v nakloněné poloze však nastal problém. Rám se příčnými latěmi dotýkal podkladu pouze hranou. U vážení ve vodorovné poloze síla měla procházet středy podpór, teoreticky se tlak přenáší rovnoměrně celou plochou. Odečetl jsem proto ve vzorci 3.3 od l_A změnu délky $\Delta l = 25 \text{ mm}$, což je vzdálenost středu podpór od hrany.



Obrázek 3.7: Šikmá poloha na sedadla

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n M_{iA} &= 0 \\ \Rightarrow G \sin \alpha h_{To} + G \cos \alpha l_A - z_{B2} \cos \alpha l_P &= 0 \\ \Rightarrow h_{To} &= \frac{z_{B2} \cos \alpha l_P - G \cos \alpha l_A}{G \sin \alpha} \end{aligned} \quad (3.3)$$

Po dosazení l_A z rovnice 3.1 a jednoduché úpravě obdržíme výraz:

$$h_{To} = \frac{l_P \cos \alpha (z_{B2} - z_{B1})}{G \sin \alpha} \quad (3.4)$$

Z nutné změny v délce l_A jsem dosazoval hodnoty do vzorce 3.3.

$$h_{To} = \frac{79,42 \cdot \cos 24,36^\circ \cdot 948 - 93,54 \cdot \cos 24,36^\circ \cdot (591 - 25)}{93,54 \cdot \sin 24,36^\circ} = 528 \text{ mm} \quad (3.5)$$

Výsledek však není konečný. Je třeba odečíst výšku dřevěného rámu, aby byla výška vztažená k ližinám. Konečná hodnota po korekci je $531 - 51 = 477 \text{ mm}$.

Opakované vážení

Výše uvedená hodnota vzdálenosti těžiště se příliš lišila od zjištěné rovnovážnou metodou 3.2.2. Měření jsem opakoval s několika změnami. Nejzásadnější byla změna krajových podpor rámu viz obrázky 3.8. Půlkulatá podpora při libovolném úhlu směřuje sílu vždy do středu. Další podstatná výhoda je zmenšení styčných ploch. U dříve použité latě velice záleželo na rovnoběžnosti s podkladem a již při sebemenších rozdílech se tlak nepřenášel rovnoměrně .



Obrázek 3.8: Podpory

Snažil jsem se zachovat, co nejvíce stejných podmínek, ale vlivem změny krajových podpor se roztečná délka zkrátila o 12 mm. Ze zkrácení délky při stejné výšce vyvýšené podpory vzrostl i úhel $\alpha = 24,69^\circ$. Výška rámu vzrostla o několik milimetrů, ale z důvodu půlkulatin budou nutné menší korekce při odečtu výšky rámu. Vlivem změn na konstrukci a časové vzdálenosti měření nezůstala hmotnost stejná. Celková hmotnost konstrukce se sedačkou a osobou vzrostla na 99 kg. Hodnoty z druhého měření jsem opět vložil do přehledné tabulky 3.9. Do výpočtu jsem dosazoval opět průměrné hodnoty z měření.

$$l_A = \frac{m_{B1} l_P}{m_c} = \frac{53,84 \cdot 936}{99} = 506 \text{ mm} \quad (3.6)$$

$$h_{To} = \frac{m_{B2} \cos \alpha l_P - m_c \cos \alpha l_A}{m_c \sin \alpha} = \frac{936 \cdot \cos 24,69^\circ \cdot (77,92 - 53,84)}{99 \cdot \sin 24,69^\circ} = 495 \text{ mm} \quad (3.7)$$

měření	celková hmotnost m_c	zatížení m_{B1}	zatížení m_{B2}
6	99,1	54,0	78,1
7	98,8	53,8	77,8
8	99,0	53,9	78,0
9	99,0	53,7	77,7
10	99,1	53,8	78,0
průměr	99,00	53,84	77,92

Tabulka 3.9: Přehled naměřených hodnot č. 2 v kilogramech

Nakloněním na půlkulaté podpěře klesla kolmá vzdálenost. Využil jsem funkce kosínus, kde nulový úhel byl při vodorovné poloze sedačky. Výsledná výška těžiště osoby se sedačkou vztažená k ližinám je h_T snižená o výšku prkna a podpory.

$$h_{T_o} = 462 - 24 - 33 \cdot \cos 26,25^\circ = 441 \text{ mm} \quad (3.8)$$

Abych se vyhnul nejasnostem ve značení, výška těžiště osoby je nazývána h_{T_o} a výška těžiště automobilu ke spojnicí os kol h_{T_0} .

3.2.2 Rovnovážná poloha

Druhý experiment jsem založil na nalezení rovnovážné polohy osoby se sedačkou. Metoda vychází z postupného zavěšování tělesa. Těžnice, která při zavěšení prochází těžištěm a místem zavěšení, zde vede těžištěm a bodem podepření resp. místem styku sedačky s podložkou. Postupné zavěšování je nahrazené změnou stykových bodů a opětovném ustálení v rovnovážné poloze.

Pro základní zajištění rozměru, tvarů, vzájemných poloh a vzdáleností byl využit fotoaparát na stativu a vertikální laser. Pro zachování přesnosti byla použita stupnice svinovacího metru a čtvercové sítě umístěné za sedačkou. Tento způsob zajistil zaznamenání detailů a umožňuje reprodukci experimentu. Více o záznamu měření a podmínek jej ovlivňujících lze nalézt v publikaci Soudní inženýrství [9]

Vertikální laser byl přišroubován na stativ a ustálen kolmo k podlaze pomocí křížové vodováhy na zařízení viz obrázek 3.10.

Promítání svislé čáry během měření napomohlo k snazšímu umístění těžnice. Je rovnoběžná s promítanou čarou a prochází těžištěm. Vyhnul jsem se tím pracnému hledání kolmic s podlahou a zkreslení ččkami fotoaparátu při umístění ve větší vzdálenosti od středu snímku. Místo promítání laseru by stejně posloužila olovnice s dobře viditelným vláknem úvazu, kterou by se dalo navíc vhodně posunovat do blízkosti bodu styku sedačky s podložkou. Záměrně uvádím do blízkosti, například před sedačku, protože se nesmí ničeho dotýkat, aby nebyla narušená kolmá poloha olovnice. Vertikální laser byl promítán na stejné místo, protože při každé změně pozice je třeba jej vyrovnat pomocí křížové vodováhy. Je tedy snazší provést změnu v programu na úpravu fotek.

K přesnému překryvu fotek, resp. sedačky s osobou přispěly křídou namalované body. Neměly přesně určenou pozici, ale sloužily k snadnému rozlišení poloh fotek a byly na černé sedačce velmi dobře viditelné i při částečném zprůhlednění snímku.

V programu na úpravu fotek jsem na svislou čárku nakreslil osu, kterou jsem následně posunul do bodu styku s podložkou a tím vytvořil těžnici. Jednotlivé rovnovážné



Obrázek 3.10: Vertikální laser

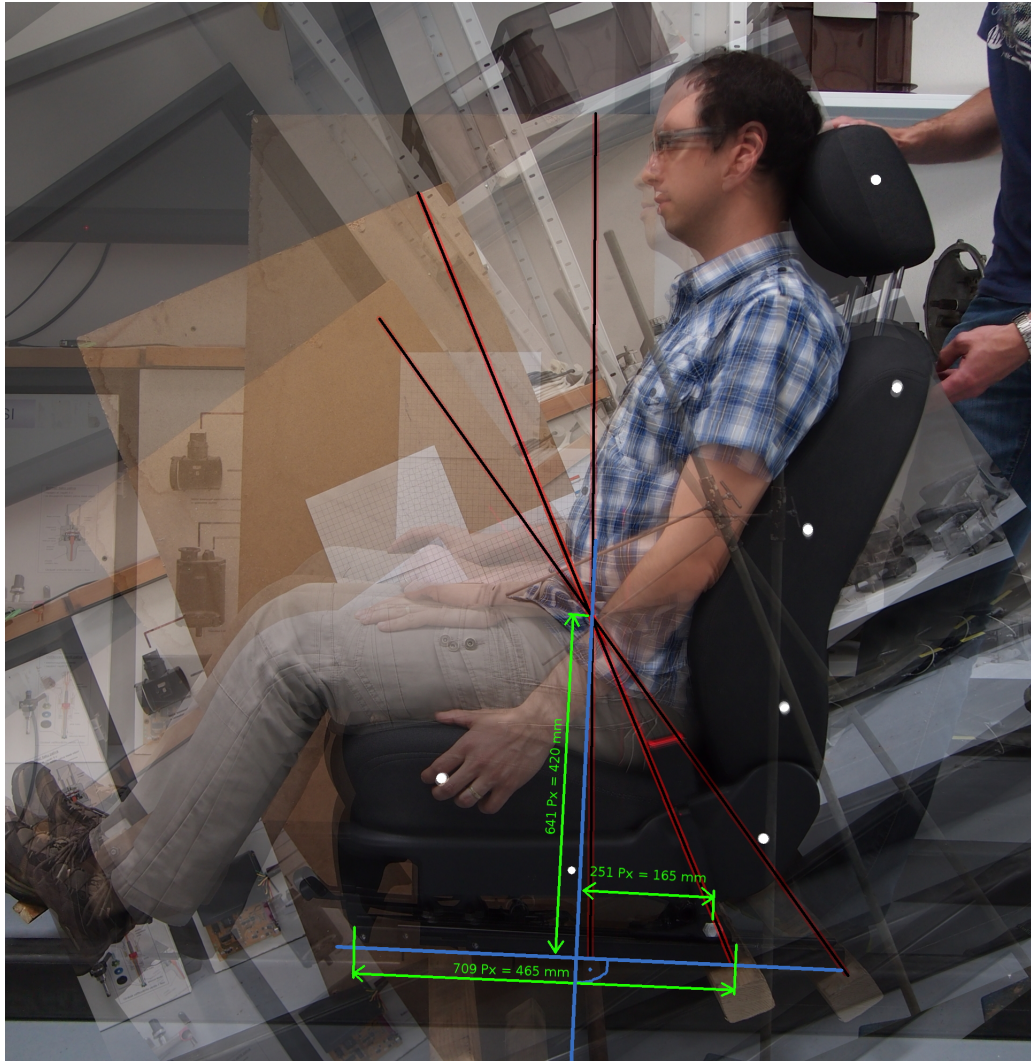
polohy jsem určil při překlápění osoby se sedačkou vzad, kde různým nastavením ližin byly dány dvě polohy a jako ověřovací sloužila poloha na kulatině. Během měření na kulatině jsem se pokoušel o vodorovnou polohu ližin sedačky, ale z důvodu odvalování kulatiny po podložce jsem se vodorovné poloze nepřiblížil.

Záměrně jsem vložil čtvrtou fotografii, na které se osoba přidržuje rukama místo jejich volného položení na stehnech. Důvod změny je zřejmý, protože během překlápění málokdo ponechá horní končetiny volně. Z grafického překrytí je patrné, že osa se neposunula o rozeznatelnou vzdálenost. Vysvětlení plyne z nízkého podílu hmotnosti horních končetin k celému tělu. Výška těžiště je vypočítána pomocí přímé úměry s tím, že délka ližiny byla změřená a použita jako referenční velikost viz obrázek 3.11. Vzdálenost ližin od těžiště určená dle výše uvedeného postupu je $H_{To} = 420$ mm.

3.2.3 Vyhodnocení výsledků

Přesnost celého měření byla ovlivněna řadou faktorů. Část z nich jsem se snažil ovlivnit změnou nosného rámu. Z teoretického pohledu jsem výšku těžiště u měření na rámu očekával nižší než z měření rovnovážné polohy. Z naměřených a vypočítaných hodnot uvedených v tabulce 3.12 vyplývá přesný opak.

Metoda vážení je založena na přesném vážení. Přesnost osobní váhy nebyla nijak zkontrolována. Odchytky měření se v různých pásmech zatížení mohly lišit co do velikosti tak i znaménka. Dále i v upraveném vzorci se hmotnost respektive tíhová síla vyskytuje



Obrázek 3.11: Složení fotek z více poloh naklonění

hned třikrát, což opět zvětšuje celkovou chybu měření. Další problém se vidím v poklesu desky váhy při zatížení, kde každý milimetr zvětšil úhel náklonu. Pokud budu chtít měřit přesně, není ani svinovací metr správnou volbou. Měřil jsem délku a výšku rámu, výšku podpěr a při rozlišitelnosti milimetru a přičtením lidského faktoru opět zvyšuje chybu celého měření.

Grafické řešení z rovnovážné polohy má méně nepřesností. Opět jsem měřil svinovacím metrem, ale pouze délku ližiny pro přepočítání mezi skutečnou délkou a vzdáleností na obrázku. Následné měření v grafickém programu bylo mnohem přesnější díky možnosti

měřená veličina	vážení č. 1	vážení č. 2	rovnovážná poloha
h_{T_o} [mm]	477	441	420

Tabulka 3.12: Přehled hodnot výšky těžiště

detailního přiblížení. Přesnost zajisté ovlivnil tvar čočky, ale této vlastnosti fotoaparátu jsem si byl před měřením vědom a měřená místa byla ve středu snímku. Lidský faktor ovlivnil přesnost naklonění do rovnovážné polohy a následným zpracováním fotografií.

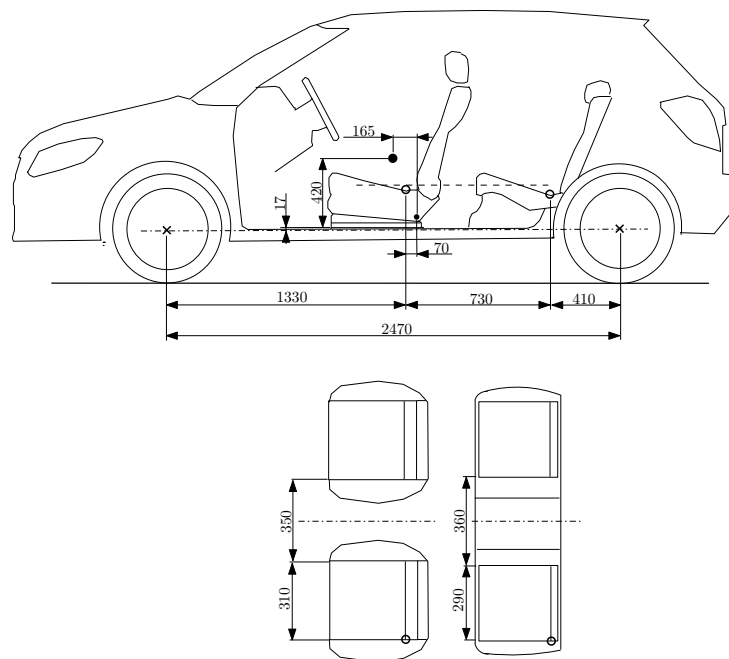
Rozdílnost výsledků jednotlivých měření lze porovnat také na vzdálenosti těžiště od osy šroubu zádržného systému sedačky. U metody vážení z druhého pokusu vychází tato vzdálenost na 154 mm a rovnovážnou na 165 mm. První hodnotu jsem získal odečtením vzdáleností l_A od horizontální rozteče os šroubu a půlkulaté podpory A .

4. Těžiště

4.1 Karoserie

Z vlastního experimentu popsaného v části 3.2 jsem získal polohu těžiště a hmotnost sedačky s osobou. Získaná data využiji pro výpočet těžiště karoserie vozu se 4 sedačkami s osobami, na které má být simulátor dimenzován. Z důvodu bezpečnosti a dostatku prostoru na druhé řadě sedadel je simulátor koncipován jako čtyřmístný.

Těžiště a hmotnost samotné karoserie jsem získal od Škoda auto. Hodnoty jsou vztažené k bodu středu osy přední nápravy: $m_k = 318$ kg; $l_{1k} = 1\,291$ mm; $h_{T0k} = 405$ mm; $x_k = 3$ mm. Polohu jednotlivých sedadel jsem změřil přímo na vozidle. Z důvodu vážení osoby na přední sedačce, jsem uvažoval na zadní třímístné lavici stejnou výškovou pozici a hmotnost lavice uvažuji jako shodnou s hmotností dvou sedadel předních. Experiment se zadní lavicí by byl velmi náročný jak z hlediska provedení a měření, tak z fixace polohy opěradel, která jsou ve vozidle fixována západkami v karoserii. Zadní lavice má sice větší úhel sedáků, ale výšky uprostřed byly s předními shodné. Ve výpočtu uvažuji hmotnost osoby se sedačkou 95 kg. Předpokládaná hmotnost osoby je pak zhruba 80 kg což odpovídá průměrné hmotnosti figurantů při vážení vozidla. Pro výpočet vyvážení a pohonné jednotky budu uvažovat vyšší váhu.



Obrázek 4.1: Poloha sedadel

pozice těžiště od středu osy předních kol [mm]	karoserie	karoserie + posádka a sedačky	kompletní vozidlo	kompletní vozidlo s posádkou
x	3	1	-5	-2
l_l	1 291	1 459	823	989
h_{T0}	405	422	335	355

Tabulka 4.2: Přehled poloh těžišť

K výpočtu jsem využil redukční princip viz kapitola 1.

$$x_T = \frac{x_1 G_1 + x_2 G_2 + \dots + x_n G_n}{G_1 + G_2 + \dots + G_n} \quad (4.1)$$

po vydělení tíhovým zrychlením získáme

$$x_T = \frac{x_1 m_1 + x_2 m_2 + \dots + x_n m_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n} \quad (4.2)$$

po dosazení pro x zjistíme, že pozice posádky jsou od podélné osy symetricky a leží na ose x . Lze pak psát:

$$x_{TO} = \frac{m_k x_k}{m_k + 4m_o} = \frac{318 \cdot 3}{318 + 4 \cdot 95} = 1 \text{ mm} \quad (4.3)$$

Výpočet výšky těžiště k ose kol.

$$h_{T0O} = \frac{m_k h_{T0K} + 4m_o h_{To}}{m_k + 4m_o} = \frac{318 \cdot 405 + 4 \cdot 95 \cdot (420 + 17)}{318 + 4 \cdot 95} = 422 \text{ mm} \quad (4.4)$$

Výpočet vzdálenosti těžiště od osy předních kol.

$$\begin{aligned} l_{1O} &= \frac{m_k l_{1k} + 2m_o l_{1o1} + 2m_o l_{1o2}}{m_k + 4m_o} \\ &= \frac{318 \cdot 1\,291 + 2 \cdot 95 \cdot (1\,330 + 70 - 165) + 2 \cdot 95 \cdot (1\,330 + 730 + 70 - 165)}{318 + 4 \cdot 95} \\ &= 1\,459 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.5)$$

4.2 Porovnání

Polohy těžiště u karoserie, karoserie s uvažovanými čtyřmi sedadly a posádkou, kompletního vozidla s motorem 1.6 Tdi a následné těž obsazeného čtyřmi osobami jsem uspořádal do tabulky 4.2.

Z příčných hodnot je patrné, že vozidlo samo o sobě má těžiště jen mírně vyosené v jednotkách milimetrů. Vlivem symetrického rozmístění sedadel od podélné osy se při obsazení těžiště posune blíže podélné ose.

Podélná souřadnice je u kompletního vozu blíže přední nápravě, díky značné hmotnosti pohonného ústrojí a řízení. Zatížením automobilu čtyřčlennou posádkou se těžiště posune blíže k zadní nápravě.

Výšková hodnota těžiště se u kompletního vozu nachází níž než u skeletu, protože zavěšení, pohonné ústrojí a další těžké komponenty jsou hmoty umístěné nízko nejen z důvodu stability a obsazení posádkou vždy těžiště posune výš.

5. Vhodné umístění osy rotace

Jak bylo už zmíněno v kapitole 2.1, stabilita vozidla je dána rozchodem a výškou těžiště. Většina řidičů neví, jak se jejich vozidlo chová v krizových situacích, a mnozí ani netuší, jak by se sami měli zachovat. Z tohoto důvodu se do vozidel montují různé systémy, dnes jsou standardem dva hlavní a to ABS a ESP. Systém ABS (Anti-lock Brake System) udržuje při prudkém brzdění adhezi okolo maxima a tím zkracuje brzdnu dráhu pro většinu řidičů. Systém ESP (Electronic Stability Program) zajišťuje stabilitu vozidla a pohyb ve směru daným řízením.

Osobní vozidla dostávají ve většině případů dříve smyk než by nastaly podmínky pro překlacení i při suchém povrchu vozovky. Ke změně situace však může dojít velmi snadno. Stačí aby během smyku byla na vozovce překážka či výmol, o který se zarazí vnější kolo a pravděpodobnost překlacení vozidla výrazně vzroste.

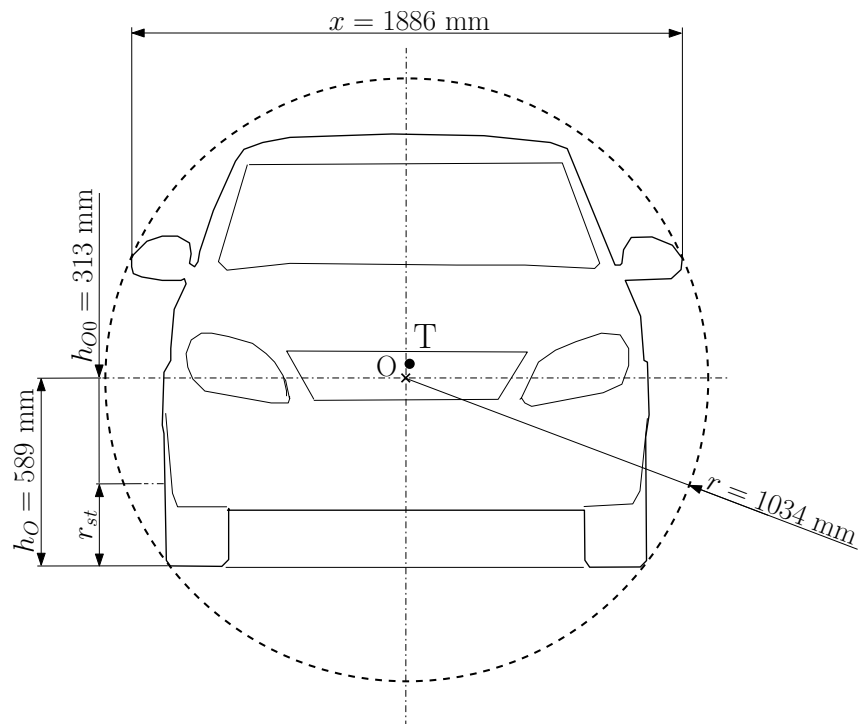
Osa rotace během překlápění vozidla při dopravní nehodě opisuje složitý pohyb. Nejčastěji se vozidlo otáčí přes bok kolem podélné osy. Tyto a podobné nehody testují pevnost střech vozidel ať plošným zatížením tak bodovým působením překážky. Za nejnebezpečnější překážky se dá považovat stožár pouličního osvětlení, hrany mostních konstrukcí, stromy a v zastavěných oblastech všudypřítomné obrubníky. Výška obrubníku okolo 15 centimetrů nepůsobí hrozivě, ale pokud se střecha vozidla zdeformuje o tuto výšku v oblasti hlavy někoho z posádky, následky budou pravděpodobně tragické.

V případě otáčení vozidla přes bok je potřeba rozlišit možnosti, že se vozidlo odvaluje po vozovce a samotnou rotaci ve vzduchu. Během odvalování je osa otáčení dána vnějšími rozměry a deformací tvarů vozidla. Při rotaci bez kontaktu s okolím osa rotace prochází těžištěm vozu.

5.1 Osa rotace

Simulátor překlápění bude připodobňovat volnou rotaci, protože konstrukční řešení odvalování vozidla při jeho nepravidelných tvarech by bylo velice obtížné. Osa rotace bude vhodně umístěna podle následujících požadavků. Bezpečného návratu simulátoru do základní polohy, to jest pneumatikami dolů. Minimalizací změnou polohy těžiště při různém obsazení vozidla, konstrukční řešení počítá s obsazením až čtyřmi pasažéry. Umístění osy rotace do středu opsané kružnice čelního průřezu automobilu.

Z obrázku 5.1 je patrné, že střed opsané kružnice tvaru automobilu není vhodný jako střed otáčení. Osa otáčení by byla umístěná pod těžiště a nebyl by tedy splnění základní



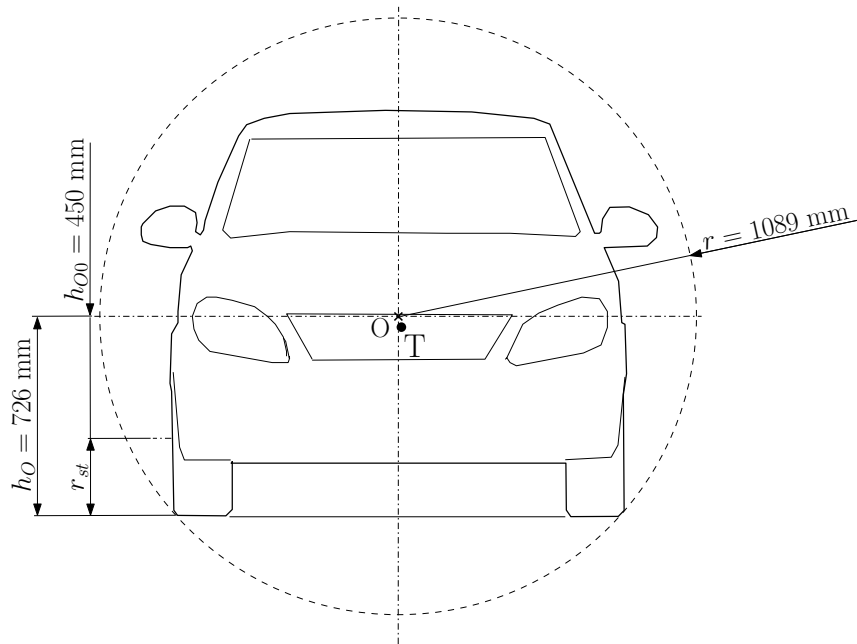
Obrázek 5.1: Osa otáčení ve středu opsané kružnice

požadavek návratu simulátoru do základní polohy. Posunout těžiště pod osu otáčení by bylo možné využitím závaží nebo umístěním rámu otočné konstrukce pod karoserii vozidla. Otočný rám však může být snadno připevněn k nosným částem karoserie a je nutné hledat jiné řešení.

Vhodnější konstrukční řešení vychází z výsledků měření v bodu 4.2, kde uvažuji umístění osy otáčení nad těžiště osoby se sedačkou a těžiště karoserie. Vždy bude zajištěn návrat vozidla do základní polohy. Dále s obsazením vozidla bude výsledné těžiště blíže osy otáčení a tím se nebude měnit příliš moment nutný k otáčení simulátoru. Jedinou nevýhodou je nutný větší prostor pro otáčení simulátoru. Nárůst poloměru kružnice je minimální, jedná se o 55 milimetrů, ale z důvodů bezpečnosti bude okolo rotujícího vozu větší prostorová rezerva. Osu otáčení automobilu jsem umístil do výšky $h_{O0} = 450$ mm od přímky spojnice os kol a vyosení $x = 0$ mm, osa leží na rovině souměrnosti vozu, viz obrázek 5.2.

5.2 Požadavky na pohon

Z předešlé kapitoly je určena osa otáčení a v této se budu zabývat silovými respektive momentovými účinky na pohon otáčení simulátoru. Abych nemusel vyšetřovat průběh momentu, vypočítám horní odhad maximálního momentu z následující rovnice.



Obrázek 5.2: Výsledná osa otáčení

Větší přesnost není nutná, jedná se o pouze rámcové porovnání požadavků. Při konstrukci simulátoru se do výpočtu zahrnou odpory, skutečná hmotnost skeletu vozidla se dveřmi, otočným mechanismem a dalšími komponenty.

$$M_{max} = mg(\Delta h \cos \varphi + \Delta x \sin \varphi) \quad (5.1)$$

Kde Δh je kolmá vzdálenost osy otáčení od těžiště a Δx je vyosení těžiště. Maximální odhad vytvořím dosazením $\cos \varphi = 1$ a $\sin \varphi = 1$, tedy maximální hodnoty jaké mohou nabývat. Maximální chyba činí cca 42 %, a zmenšuje s rostoucím rozdílem hodnot Δh a Δx .

$$M_{max} = mg(\Delta h + \Delta x) \quad (5.2)$$

Výpočet odhadu maximálního momentu uvedu pro tři hraniční situace:

1. Minimální hmotnost – pouze karoserie.

$$M_{max} = 318 \cdot 9,81 \cdot (0,45 - 0,405 + 0,001) = 144 \text{ Nm} \quad (5.3)$$

2. Maximální nevyvážení – karoserie s obsazením dvou osob na sedačkách za sebou. Zda uvažuji hmotnost osoby se sedačkou 135 kg, hmotnost osoby odpovídá 120 kg, což je i maximální hmotnost jedné osoby.

$$M_{max} = 588 \cdot 9,81 \cdot (0,45 - 0,42 + 0,153) = 1\,056 \text{ Nm} \quad (5.4)$$

Z důvodu velkého ovládacího momentu uvedu výpočet i pro jednu osobu se sedačkou.

$$M_{\max} = 453 \cdot 9,81 \cdot (0,45 - 0,415 + 0,1) = 600 \text{ Nm} \quad (5.5)$$

3. Maximální zatížení – karoserie s plným obsazením čtyř osob se sedačkami.

$$M_{\max} = 858 \cdot 9,81 \cdot (0,45 - 0,425 + 0,001) = 219 \text{ Nm} \quad (5.6)$$

Moment při obsazení simulátoru dvěma osobami za sebou je mnohem větší než v ostatních situacích a proto bych doporučil postupné obsazování vozu. kdy při dvoučlenné posádce budou osoby sedět vždy vedle sebe. Pro simulátor bych doporučil pohon dimenzovaným na 1 000 Nm, kdy bude součinitel bezpečnosti pohonu 1,66. Těžší osoby nejsou předpokládány a navíc se jedná o bezpečnost pohonu, nikoli otočné konstrukce.

5.3 Vyvážení

Vzhledem ke změně těžiště při obsazení posádkou, která nebude nikdy stejná, vycházím z rozmanitosti lidské postavy, by vyvážení této hmoty bylo velice náročné. Tento problém však díky nízkému počtu otáček plynoucí ze zadání 10 až 20 za minutu a dostatečně dimenzovanému pohonu, byl zohledněn při umístování osy rotace. Případné částečné dovážení vozu je žádoucí pro nižší zatěžování motoru a kompenzaci posunu těžiště přidáním různých komponent.

Závěr

Práci jsem zaměřil na teoretický model simulátoru překlápění. Postupoval jsem od obecné definice těžiště přes jeho určování u automobilů až k vlivům, které má na stabilitu při jízdě. Zaobíral jsem se mnoha metodami, snadnými i náročnými na výpočet a provedení. Základnímu přiblížení metod jsem věnoval velkou část práce, kde se snažím popsat nejen principy metod, ale i jejich úskalí a možnosti provedení.

Druhou velkou část jsem zaměřil na vlastní experiment. Představil jsem v něm dvě metody pro určení těžiště osoby se sedačkou. Jednu z metod jsem vylepšil. Následně jsem porovnal jejich výsledky i vlivy, které se mohly podílet na přesnosti. Uvedený experiment jsem využil pro teoretické umístění sedaček s osobami do karoserie automobilu Škoda Fabia druhé generace. Pro porovnání výsledků jsem provedl měření těžiště kompletního automobilu téhož typu na nájezdových vahách podle metody popsané v teoretické části.

Celý experiment sloužil k určení vhodné pozice osy otáčení simulátoru. Otáčené vozidlo nepotřebuje velké množství součástí jako řízení, nápravy a odpružení, výfukový systém, rezervní kolo, pohonné ústrojí vozu, brzdový systém a mnohé další. Ve svých teoretických výpočtech jsem uvažoval pouze karoserii osazenou sedačkami a posádkou, protože hmotnost vozidla bez uvedených komponentů je bližší hmotnosti samotné karoserie.

Na závěr práce jsem uvedl postup a výslednou pozici umístění osy otáčení simulátoru, která byla cílem mé práce. Z umístění jsem vypočítal maximální nároky na pohon a popsal, proč není nutné přesně dovažovat otočný mechanismus.

Seznam použité literatury

- [1] SDRUŽENÍ AUTOMOBILOVÉHO PRŮMYSLU: *Složení vozového parku v ČR*, 2015. [online], [cit. 2015-03-24] <http://www.autosap.cz/zakladni-prehledy-a-udaje/slozeni-vozoveho-parku-v-cr/>.
- [2] ŠIMŠA, Jaromír: Archimédova statika v geometrii. *Historie matematiky 1*, 127–139, 1994.
- [3] SVOBODA, Pavel: *Problematika experimentálního zjišťování inerciálních charakteristik silničních vozidel*. Disertační práce, Dopavní fakulta Jana Pernera Univerzita Pardubice, 2014.
- [4] KUNOVSKÝ, Martin: *Vliv polohy těžiště vozidla na jeho postřetový pohyb*. Disertační práce, Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2011.
- [5] JÍLEK, Petr, POKORNÝ, Jan a ŠEFČÍK, Ivo: Určení souřadnice těžiště automobilu na sklopné plošině. *Perner's contacts*, 9(III):78–86, 2014.
- [6] FERDA, Tomáš: *Měření výškové polohy těžiště vozidla*. Disertační práce, Fakulta strojního inženýrství Vysoké učení technické v Brně, 2010.
- [7] NASA: *NASA takes the family car out for a spin*, 2003. [online], [cit. 2015-04-21] <http://www.nasa.gov/centers/goddard/news/topstory/2003/0212suv.html>.
- [8] VERNER, Michal: *Základ databáze parametrů vozidla*. Disertační práce, Dopavní fakulta Jana Pernera Univerzita Pardubice, 2010.
- [9] BRADÁČ, Albert A KOL.: *Soudní inženýrství*. Akademické nakladatelství CERM, Brno, 1999.

Seznam obrázků

1	Obecné určování těžiště	
1.1	Těžiště – redukční princip	9
2	Určování těžiště automobilu	
2.1	Poloha těžiště	11
2.2	Podélná poloha těžiště	13
2.3	Určení vzdálenosti x při známé délce l_1	15
2.4	Naklonění na nápravu	17
2.5	Naklonění na stranu	18
2.6	Měření úhlu překlopení	19
2.7	Zavěšení vozidla	21
2.8	Zavěšení vozidla se závažím	22
2.9	Zavěšení vozu na centrifugu	23
3	Vlastní experiment	
3.1	Vážení ve vodorovné poloze	24
3.2	Vážení v šikmé poloze	25
3.3	Zatížení jednotlivých kol	25
3.4	Podnožka	26
3.5	Přehled naměřených hodnot č. 1	26
3.6	Vodorovná poloha sedadla	27
3.7	Šikmá poloha na sedadla	28
3.8	Podpory	29
3.9	Přehled naměřených hodnot č. 2	29
3.10	Vertikální laser	31
3.11	Složení fotek z více poloh naklonění	32
3.12	Přehled hodnot výšky těžiště	32
4	Těžiště	
4.1	Poloha sedadel	34
4.2	Přehled poloh těžišť	35
5	Vhodné umístění osy rotace	
5.1	Osa otáčení ve středu opsané kružnice	38
5.2	Výsledná osa otáčení	39

Seznam symbolů

α	úhel naklopení
Δh	kolmá vzdálenost osy otáčení od těžiště
Δx	vyosení těžiště od osy otáčení
B	rozchod kol
B_1	rozchod kol na přední nápravě
B_2	rozchod kol na zadní nápravě
G	tíha
g	tíhové zrychlení
h_p	výška podpory
h_T	výška těžiště od země
h_{T0k}	výška těžiště karoserie od spojnice os kol
h_{T0O}	výška těžiště karoserie obsazené čtyřmi osobami se sedačkami od spojnice os kol
h_{T0}	výška těžiště od spojnice os kol
h_{T_o}	výška těžiště osoby se sedačkou
l	rozvor vozidla
l_1	podélná vzdálenost těžiště od osy předních kol
l_2	podélná vzdálenost těžiště od osy zadních kol
l_A	podélná vzdálenost těžiště osoby od podpory A
l_B	podélná vzdálenost těžiště osoby od podpory B
l_P	roztečná vzdálenost podpor
l_{1k}	podélná vzdálenost těžiště karoserie od osy předních kol
l_{1o1}	podélná vzdálenost těžiště osoby se sedačkou v první řadě sedadel od osy předních kol
l_{1o2}	podélná vzdálenost těžiště osoby se sedačkou v druhé řadě sedadel od osy předních kol
l_{1O}	podélná vzdálenost těžiště karoserie obsazené čtyřmi osobami se sedačkami od osy předních kol
m	hmotnost
M_A	moment působící v bodě A
m_c	celková hmotnost

m_k	hmotnost karoserie
m_o	hmotnost osoby se sedačkou
M_{\max}	maximální moment
m_B	hmotnost zatěžující podporu B
m_{LP}	hmotnost připadající na levé přední kolo
m_{LZ}	hmotnost připadající na levé zadní kolo
m_{PP}	hmotnost připadající na pravé přední kolo
m_{PZ}	hmotnost připadající na pravé zadní kolo
O	osa rotace simulátoru
T	těžiště
x	vyosení těžiště od roviny souměrnosti vozu
x_k	vyosení těžiště karoserie od roviny souměrnosti
x_{TO}	vyosení těžiště karoserie obsazené čtyřmi osobami se sedačkami od roviny souměrnosti
z_l	radiální reakce na levé straně
z_P	radiální reakce na přední nápravě
z_p	radiální reakce na pravé straně
z_Z	radiální reakce na zadní nápravě
z_{LP}	radiální reakce na levém předním kole
z_{LZ}	radiální reakce na levém zadním kole
z_{PP}	radiální reakce na pravém předním kole
z_{PZ}	radiální reakce na pravém zadním kole