



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA DOPRAVNÍ

Josef Budka
SIMULACE ZKOUŠKY STABILITY VOZIDLA

Diplomová práce

2016



K616.....Ústav dopravních prostředků

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení studenta (včetně titulů):

Bc. Josef Budka

Kód studijního programu a studijní obor studenta:

N 3710 – DS – Dopravní systémy a technika

Název tématu (česky): **Simulace zkoušky stability vozidla**

Název tématu (anglicky): Simulation of vehicle stability test

Zásady pro vypracování

Při zpracování diplomové práce se řiďte osnovou uvedenou v následujících bodech:

- Uved'te teorii dynamiky vozidla ve vztahu k stabilitě
- Uved'te teorii dynamiky vozidla s mobilním těžištěm
- Seznamte se s výsledky experimentu stability soustavy s mobilním těžištěm
- Proveďte simulaci jevu ve vhodném softwaru
- Navrhňte veličiny relevantní identifikaci modelu

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího diplomové práce

Rozsah průvodní zprávy: minimálně 55 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek, které jsou součástí průvodní zprávy)

Seznam odborné literatury: ISO normy stability

Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno, 2003. 432 s. ISBN 80-239-0024-2.

First, J.: Zkoušení automobilů a motocyklů, S&T CZ s.r.o, Praha, 2008, ISBN 978-80-254-1805-5

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jiří First**

Datum zadání diplomové práce: **24. června 2014**

(datum prvního zadání této práce, které musí být nejpozději 10 měsíců před datem prvního předpokládaného odevzdání této práce vyplývajícího ze standardní doby studia)

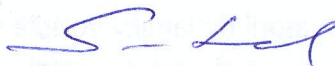
Datum odevzdání diplomové práce: **1. června 2016**

a) datum prvního předpokládaného odevzdání práce vyplývající ze standardní doby studia a z doporučeného časového plánu studia

b) v případě odkladu odevzdání práce následující datum odevzdání práce vyplývající z doporučeného časového plánu studia



.....
doc. Ing. Petr Bouchner, Ph.D.
vedoucí
Ústavu dopravních prostředků



.....
prof. Dr. Ing. Miroslav Svítek, dr. h. c.
děkan fakulty

Potvrzuji převzetí zadání diplomové práce.



.....
Bc. Josef Budka
jméno a podpis studenta

V Praze dne..... 2. prosince 2015

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Firstovi a také Ing. Josefu Míkovi za cenné rady při tvorbě práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině a všem ostatním, kteří mne při tvorbě práce podporovali a pomáhali mi s dokončením.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

Nemám závažný důvod proti užívání tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 2. 6. 2016

Podpis:

Abstrakt

Tato práce se zabývá stabilitou vozidla a simulací zkoušky stability vozidla. Nejprve popisuje obecně stabilitu a pohybové rovnice. Dále seznamuje s provedenou zkouškou stability vozidla s pohyblivým těžištěm na Fakultě dopravní ČVUT a řeší simulaci tohoto jevu v softwaru Adams. V závěru porovnává naměřené hodnoty a hodnoty ze simulace.

Klíčová slova

Dynamika vozidla, stabilita, zkoušení, zkouška stability, těžiště, simulace, Adams, Adams/Car, pohyblivé těžiště.

Abstract

This thesis focuses on the stability of a vehicle and the simulated vehicle stability test. It initially describes both, the basis of stability and the motion-calculation equations. Later, the thesis introduces the results of previously performed vehicle stability test with a moving center of gravity at the faculty of transportation sciences CTU and solves the simulation of this phenomenon using the Adams software. Lastly, the thesis compares the measured values and the values generated during the simulation.

Keywords

Vehicle dynamics, stability, testing, stability test, center of gravity, simulation, Adams, Adams/Car, movable center of gravity.

OBSAH

OBSAH	5
1 ÚVOD	6
2 DYNAMIKA VOZIDLA.....	7
3 STABILITA.....	8
3.1 Pohybové rovnice a modely	8
3.2 Statická říditelnost	12
3.3 Dynamická říditelnost	14
3.4 Chování vozidla v bočním větru	16
3.5 Naklápění automobilu	17
3.6 Řízení všech kol	20
3.7 Regulace jízdní dynamiky (ESP)	22
4 ZKOUŠKY STABILITY	27
5 VLIV TĚŽIŠTĚ NA STABILITU VOZIDLA	31
6 EXPERIMENT STABILITY SOUSTAVY S POHYBLIVÝM TĚŽIŠTĚM	33
6.1 Úprava vozidla	33
6.2 Výpočty.....	34
6.3 Zkoušky stability	36
6.4 Vyhodnocení.....	38
7 SIMULACE	44
7.1 Adams.....	44
7.2 Adams/Car	45
7.3 Simulace zkoušky stability vozidla.....	46
8 VYHODNOCENÍ	55
8.1 Vozidlo s pevným těžištěm.....	55
8.2 Vozidlo s pohyblivým těžištěm	58
8.3 Veličiny relevantní identifikaci modelu	59
9 ZÁVĚR	61
10 ZDROJE	62
Seznam obrázků	63
Seznam tabulek	64
Seznam zkratk	64
Seznam příloh.....	64

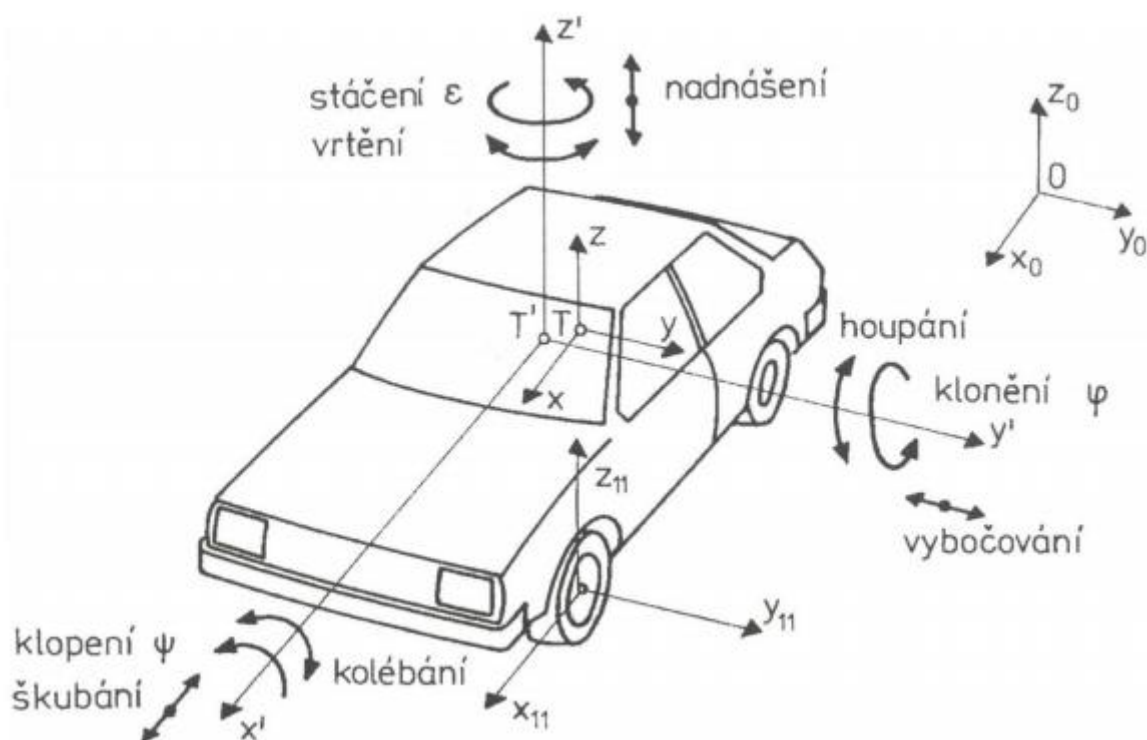
1 ÚVOD

Z názvu diplomové práce Simulace zkoušky stability vozidla je z velké části patrné, čeho se bude týkat. Nejdůležitější částí práce je samozřejmě vozidlo, či vozidla, která jsou součástí celé práce. Druhým nejdůležitějším termínem je slovo stabilita, které posouvá práci do oblasti dynamiky vozidla, kde bude uvedeno, jak se chová vozidlo v pohybu, jaké na něj působí síly a momenty. Bude zde také napsáno v jakých situacích je vozidlo stabilní, kdy je nestabilní, co vůbec stabilita znamená a jak zabránit vozidlu, aby se dostalo do situace, kdy není stabilní. Tím se práce pomalu posune k popisu jednotlivých zkoušek stability vozidla. V rámci homologací vozidel se provádí množství zkoušek a jsou nedílnou součástí výroby automobilů. Po popsání jednotlivých zkoušek stability přijde pasáž, která je velmi důležitá pro tuto práci, ale z názvu ji však nelze úplně vyčíst.

Na Fakultě dopravní, respektive na Ústavu K616, byly provedeny konkrétní zkoušky stability s konkrétním vozidlem. Upravili jsme vozidlo Škoda Octavia Kombi pro tyto zkoušky, ale úpravy nebyly úplně standardní. Vozidlo bylo v zadní části vybaveno barelem plným vody, který se mohl podle potřeby odvalovat, čímž bylo simulováno pohyblivé těžiště. Součástí práce je i popis chování vozidla s pohyblivým těžištěm, popis průběhu konkrétní zkoušky a následně také co se přesně měřilo a s jakými výsledky. Vrcholem práce by měla být simulace celého pokusu ve vhodném softwaru, aby se dala porovnat naměřená data s výstupem z počítačové simulace. Na základě těchto porovnání by následně měly být zjištěny veličiny, potřebné pro vytvoření simulace podobných jevů, bez nutnosti ověřování pokusem.

2 DYNAMIKA VOZIDLA

Jak již bylo naznačeno v úvodu, téma práce souvisí převážně s dynamikou vozidla. Dynamika se obecně zajímá o příčiny pohybu tělesa, případně jak se jeho pohyb mění. Dynamika vozidla se dělí na podélnou, příčnou a svislou. Příčná nebo také směrová dynamika je dynamika související s natáčením volantu vozidla. Je to pohyb ve směru osy y a výraznou roli zde hraje odstředivá síla. Se směrovou dynamikou souvisí také říditelnost, což je vztah mezi natočením volantu a stáčivou rychlostí vozu. Podélná naopak řeší pohyb vozidla rovně, neboli v ose x . Řeší akceleraci, brzdění a také jízdní odpory a výkony. Svislá dynamika je ve směru osy z . V tomto směru probíhá odpružení a jeho tlumení. Pro lepší orientaci v jednotlivých osách a pohybech je přiloženo následující schéma vozidla.



Obr. 1 Schéma pohybu vozidla [1]

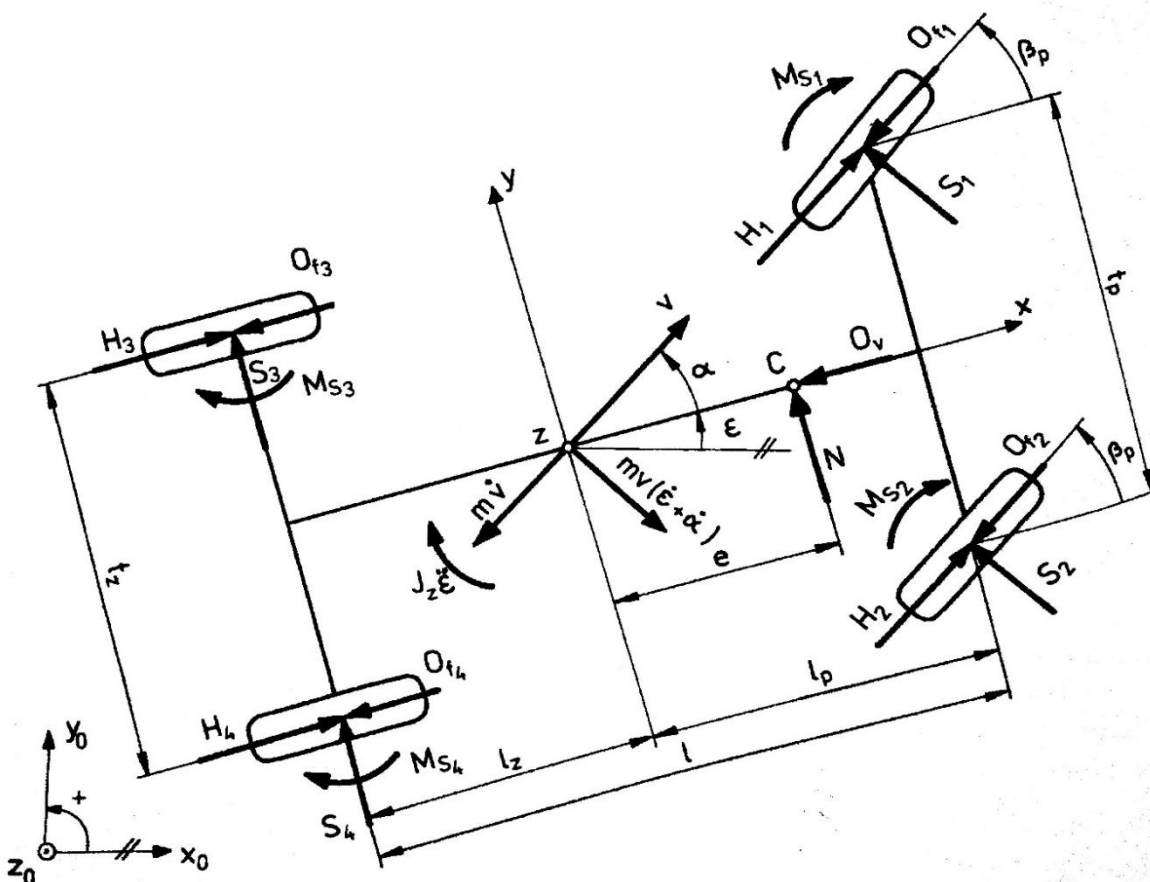
3 STABILITA

Stabilita je prvek aktivní bezpečnosti vozidla a spadá samozřejmě pod dynamiku vozidla. Má mnoho faktorů, které ji ovlivňují, ty hlavní jsou: konstrukce vozidla, vnější podmínky, chování řidiče a umístění nákladu. Nejdůležitější pro tuto práci bude poloha těžiště, což je faktor kombinující konstrukci vozidla a umístění nákladu. „Hranice mezi stabilitou a nestabilitou se dá chápat jako okamžik ztráty kontroly nad vozidlem.“ [2]

Pro základní popis stability nebo jízdní dynamiky je obecně potřeba sestavit pohybové rovnice. „Pokud jsou rovnice lineární, pak se stabilita pohybu určí podle kořenů tzv. charakteristické rovnice soustavy.“[1] K tomu je potřeba zvolit vhodný matematický model. V následující kapitole jsou popsány právě pohybové rovnice a modely vozidla.

3.1 Pohybové rovnice a modely

Základem je rovinný dynamický model. Ten neřeší výšku těžiště, to je umístěno v rovině vozovky, tudíž tento model neřeší naklápění vozidla.



Obr. 2 Rovinný dynamický model [1]

Na základě veličin patrných z tohoto modelu jsou sestaveny základní pohybové rovnice, z kterých se bude dále vycházet. [1] Pro přehlednost je seznam všech veličin v tabulce na konci kapitoly.

Rovnováha sil ve směru osy x:

$$-m\dot{v}\cos\alpha - mv(\dot{\alpha} + \dot{\varepsilon})\sin\alpha - (S_1 + S_2)\sin\beta_p + (H_1 - O_{f1} + H_2 - O_{f2})\cos\beta_p - O_V + H_3 + H_4 - O_{f3} - O_{f4} = 0$$

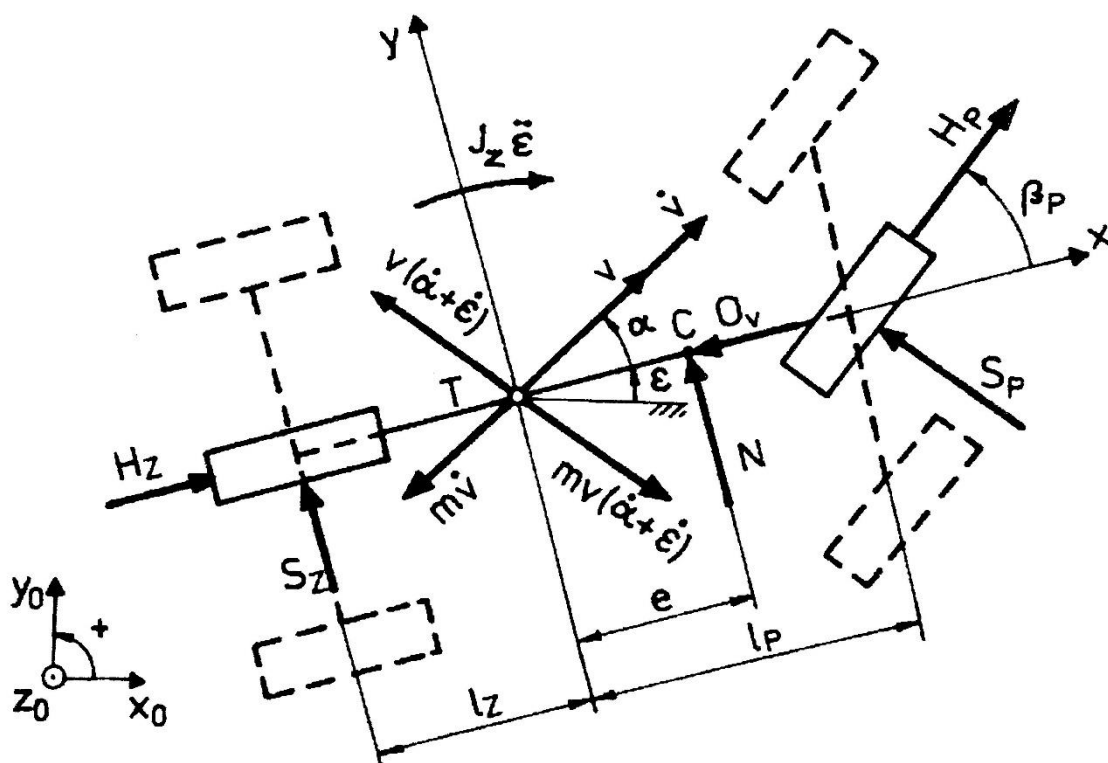
Rovnováha sil ve směru osy y:

$$-m\dot{v}\sin\alpha - mv(\dot{\alpha} + \dot{\varepsilon})\cos\alpha + (S_1 + S_2)\cos\beta_p + S_3 + S_4 + (H_1 - O_{f1} + H_2 - O_{f2})\sin\beta_p + N = 0$$

Rovnováha momentů k ose z:

$$-J_Z\ddot{\varepsilon} + (S_1 + S_2)l_p\cos\beta_p - (S_3 + S_4)l_z + (S_1 - S_2)\frac{t_p}{2}\sin\beta_p - \sum_i M_{Si} + (H_1 - O_{f1} + H_2 - O_{f2})l_p\sin\beta_p - (H_1 - O_{f1} - H_2 - O_{f2})\frac{t_p}{2}\cos\beta_p - (H_3 - O_{f3} - H_4 + O_{f4})\frac{t_z}{2} + N * e = 0$$

Výhodnější pro zkoumání stability a říditelnosti je však používat tzv. jednostopý model. Ten spočívá ve zjednodušení dvoustopého vozidla do jednostopého. Tímto zjednodušením jsou boční vodící síly na nápravě nahrazeny vždy jednou silou, to samé platí pro obvodové síly. Vratné momenty a valivé odpory lze zanedbat. [1]



Obr. 3 Jednostopý rovinný dynamický model automobilu [1]

Jako v předchozím případě se sestaví znovu pohybové rovnice, ale už podle jednostopého modelu. [1]

Rovnováha sil ve směru osy x:

$$-m\dot{v}\cos\alpha - mv(\dot{\alpha} + \dot{\epsilon})\sin\alpha - S_p\sin\beta_p + H_p\cos\beta_p - O_v + H_z = 0$$

Rovnováha sil ve směru osy y:

$$-m\dot{v}\sin\alpha - mv(\dot{\alpha} + \dot{\epsilon})\cos\alpha + S_p\cos\beta_p + S_z + H_p\sin\beta_p + N = 0$$

Rovnováha momentů k ose z:

$$-J_z\ddot{\epsilon} + S_p l_p \cos\beta_p - S_z l_z + H_p l_p \sin\beta_p + N * e = 0$$

U těchto upravených pohybových rovnic se provede linearizace (linearizace se provádí dosazením $\sin(x) = 0$ a $\cos(x) = 1$). Z toho vyloučí následující tři lineární diferenciální rovnice:

$$\begin{aligned} -m\dot{v} + H_p + H_z - O_V &= 0 \\ -mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) + S_p + S_z + N &= 0 \\ -J_z\ddot{\epsilon} + S_p l_p + S_z l_z + Ne &= 0 \end{aligned}$$

Z těchto rovnic je možné vycházet pro libovolné výpočty dynamiky vozidla. Pro odvození dalších rovnic je potřeba znát následující pomocné rovnice. Nejprve se vyjádří boční síly na nápravách pomocí směrové tuhosti obou pneumatik $C_{\alpha i}$ a pomocí úhlu směrové úchylky přední nápravy α_p pro přední nápravu, stejně pak i pro zadní nápravu. [1]

$$\begin{aligned} S_p &= C_{\alpha p} \alpha_p \\ S_z &= C_{\alpha z} \alpha_z \end{aligned}$$

Úhly směrových úchylek přední a zadní nápravy se odvodí podle rychlosti předního kola, která je dána vektorovým součtem rychlosti těžiště a rychlosti otáčení středu přední nápravy vzhledem k těžišti. Pro malé úhly lze pro obě nápravy psát tyto rovnice [1]:

$$\begin{aligned} \alpha_p &= -\alpha - \frac{l_p}{v} \dot{\epsilon} + \beta_p \\ \alpha_z &= -\alpha - \frac{l_z}{v} \dot{\epsilon} + \beta_z \end{aligned}$$

Po dosazení za boční síly na nápravách vyjdou lineární pohybové rovnice automobilu v závislosti na kinematických veličinách [1]:

$$\begin{aligned} -m\dot{v} + H_p + H_z - O_V &= 0 \\ -mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) + C_{\alpha p} \left(\alpha + \frac{l_p}{v} \dot{\epsilon} - \beta_p \right) - C_{\alpha z} \left(\alpha - \frac{l_z}{v} \dot{\epsilon} \right) - k_N v_r^2 \tau &= 0 \\ -J_z \ddot{\epsilon} - C_{\alpha p} l_p \left(\alpha + \frac{l_p}{v} \dot{\epsilon} - \beta_p \right) + C_{\alpha z} l_z \left(\alpha - \frac{l_z}{v} \dot{\epsilon} \right) + k_N e v_r^2 \tau &= 0 \end{aligned}$$

Dále se určí úhel natočení předních kol β_P a boční vodící síla S_P . Nakonec pro doplnění těchto vztahů je potřeba doplnit směrovou tuhost přední nápravy $C'_{\alpha P}$ [1]:

$$\beta_P = \beta_V^* - \frac{S_P(n_K n_S)}{C_{\ddot{x}}}$$

$$S_P = -C_{\alpha P} \left(\alpha + \frac{l_P}{v} \dot{\varepsilon} - \beta_P \right) = -C_{\alpha P} \left[\alpha + \frac{l_P}{v} \dot{\varepsilon} - \beta_V^* + \frac{S_P(n_K + n_S)}{C_{\ddot{x}}} \right]$$

$$S_P \left[1 + \frac{C_{\alpha P}(n_K + n_S)}{C_{\ddot{x}}} \right] = -C_{\alpha P} \left(\alpha + \frac{l_P}{v} \dot{\varepsilon} - \beta_V^* \right)$$

$$S_P = -C'_{\alpha P} \left(\alpha + \frac{l_P}{v} \dot{\varepsilon} - \beta_V^* \right)$$

$$C'_{\alpha P} = \frac{C_{\alpha P}}{1 + \frac{C_{\alpha P}(n_K + n_S)}{C_{\ddot{x}}}}$$

Na základě předešlých rovnic a za předpokladu, že se bude vyšetřovat pouze jízda stálou rychlostí ($\dot{v} = 0$), stačí pro pohyby vozidla ve vodorovné rovině tyto dvě lineární nehomogenní diferenciální rovnice[1]:

$$\frac{1}{v} [mv^2 - C_{\alpha Z} l_Z + C'_{\alpha P} l_P] \dot{\varepsilon} + mv \dot{\alpha} + (C'_{\alpha P} + C_{\alpha Z}) \alpha - C_{\alpha Z} \beta_Z - k_N v w_y = C'_{\alpha P} \beta_V^*$$

$$J_Z \ddot{\varepsilon} + \frac{1}{v} (C'_{\alpha P} l_P^2 + C_{\alpha Z} l_Z^2) \dot{\varepsilon} - (C_{\alpha Z} l_Z - C'_{\alpha P} l_P) \alpha + C_{\alpha Z} l_Z \beta_Z - k_N v w_y = C'_{\alpha P} l_P \beta_V^*$$

Z těchto dvou rovnic se bude vycházet při výpočtech statické říditelnosti, dynamické říditelnosti a vlivu bočního větru na stabilitu vozidla. Z těchto rovnic lze také vycházet při řešení problematiky řízení všech kol.

3.2 Statická říditelnost

„Statická říditelnost je určena odezvami vozidla na natáčení volantu při ustálené jízdě v kruhu.“ [1] Pro změny dostředivého zrychlení se může měnit rychlost průjezdu kruhem nebo jeho poloměr.

Při ustálené jízdě v kruhu platí, že $\ddot{\epsilon} = \dot{\alpha} = 0$. Po dosazení do předchozích dvou rovnic a při zanedbání vzdušných účinků vyjdou následující rovnice [1]:

$$\frac{1}{v} [mv^2 - (C_{\alpha Z} l_Z - C'_{\alpha P} l_P)] \dot{\epsilon}_{stat} + (C'_{\alpha P} + C_{\alpha Z}) \alpha_{stat} = C'_{\alpha P} \beta_{V_{stat}}^*$$

$$\frac{1}{v} (C'_{\alpha P} l_P^2 + C_{\alpha Z} l_Z^2) \dot{\epsilon}_{stat} - (C_{\alpha Z} l_Z - C'_{\alpha P} l_P) \alpha_{stat} = C'_{\alpha P} l_P \beta_{V_{stat}}^*$$

Z těchto dvou rovnic se pomocí jednoduchého výpočtu dostane statický zisk stáčivé rychlosti, kde K označuje faktor stability. Právě K faktor je nejdůležitější veličinou této kapitoly.

$$\left(\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_V^*} \right)_{stat} = \frac{C'_{\alpha P} C_{\alpha Z} l}{C'_{\alpha P} C_{\alpha Z} l^2 + m(C_{\alpha Z} l_Z - C'_{\alpha P} l_P) v^2} v = \frac{v}{l + K v^2}$$

$$K = m \frac{C_{\alpha Z} l_Z - C'_{\alpha P} l_P}{C'_{\alpha P} C_{\alpha Z} l}$$

Pokud je $K = 0$, je vozidlo neutrální, pro $K > 0$ je vozidlo nedotáčivé, pro $K < 0$ je vozidlo naopak přetáčivé. Tyto pojmy jsou velmi známé, ale ve zkratce je vysvětlím. Tyto jevy jsou nejlépe pozorovatelné při průjezdu zatáčkou vysokou rychlostí, nebo při snížené adhezi. Přetáčivé vozidlo má tendenci při průjezdu zatáčkou opisovat menší poloměr než má zatáčka a dochází ke ztrátě adheze zadní nápravy. Naopak nedotáčivé vozidlo má tendenci opisovat větší poloměr než má zatáčka a dochází ke ztrátě adheze přední nápravy. Větší sklon k nedotáčivosti mají vozidla s pohonem přední nápravy a přetáčivá vozidla mají většinou pohon nápravy zadní. Společně s K faktorem je ještě důležité odvodit kritickou rychlost.

Výpočtem ze dvou předchozích rovnic se získá tato rovnice, kde se již vyskytuje charakteristická rychlost v_{ch} . Ta se dá následně vyjádřit, ale pokud je charakteristická rychlost na druhou, může nabývat i záporných hodnot, což není vyhovující. K tomu slouží ještě přepočítání na kritickou rychlost, což je prakticky otočení znaménka u K. [1]

$$\left(\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_V^*} \right)_{stat} = \frac{v}{l} \frac{1}{1 + K \frac{v^2}{l}} = \frac{v}{l} \frac{1}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}} \right)^2}$$

$$v_{ch}^2 = \frac{l}{K} = \frac{C'_{\alpha P} C_{\alpha Z} l^2}{m(C_{\alpha Z} l_Z - C'_{\alpha P} l_P)}$$

$$v_{kr}^2 = \frac{l}{-K} = \frac{C'_{\alpha P} C_{\alpha Z} l^2}{m(C'_{\alpha P} l_P - C_{\alpha Z} l_Z)}$$

Kritická rychlost má smysl pouze pro přetáčivé vozidlo ($K < 0$). Zjednodušeně, pokud se přetáčivé vozidlo pohybuje rychlostí nižší, než je rychlost kritická, pak je stabilní. Naopak pokud se přetáčivé vozidlo pohybuje rychlostí vyšší, než je rychlost kritická, pak je vozidlo nestabilní.

3.3 Dynamická říditelnost

Dynamická říditelnost je reakce vozidla na definované natočení volantu při konstantní rychlosti jízdy. Podle toho se provádí i zkoušky, což bude popsáno v kapitole 4. Jedná se o skokové nebo impulsivní natočení volantu a harmonické natáčení volantu. Stabilita pohybu pro lineární model se získá z přenosových funkcí vozidla.[1]

$$\frac{1}{v} [mv^2 - C_{\alpha Z} l_Z + C'_{\alpha P} l_P] \dot{\epsilon} + mv\dot{\alpha} + (C'_{\alpha P} + C_{\alpha Z})\alpha = C'_{\alpha P} \beta_v^*$$

$$J_Z \ddot{\epsilon} + \frac{1}{v} (C'_{\alpha P} l_P^2 + C_{\alpha Z} l_Z^2) \dot{\epsilon} - (C_{\alpha Z} l_Z - C'_{\alpha P} l_P)\alpha = C'_{\alpha P} l_P \beta_v^*$$

Opět vše vychází z již známých rovnic lineárního modelu automobilu, u nichž se zanedbá vliv větru. V tomto případě je potřeba získat přenosové funkce, tudíž budou úpravy o něco složitější. Nejprve se získají Laplaceovou transformací obrazy pohybových rovnic, ze kterých plynou dva obrazové přenosy (přenosové funkce). [1]

$$\left[\frac{1}{v} (mv^2 + C'_{\alpha P} l_P - C_{\alpha Z} l_Z) \right] \dot{\epsilon}(p) + (mvp + C'_{\alpha P} + C_{\alpha Z})\alpha(p) = C'_{\alpha P} \beta_v^*(p)$$

$$\left[J_Z p + \frac{1}{v} (C'_{\alpha P} l_P^2 + C_{\alpha Z} l_Z^2) \right] \ddot{\epsilon}(p) + (C'_{\alpha P} l_P - C_{\alpha Z} l_Z)\alpha(p) = C'_{\alpha P} l_P \beta_v^*(p)$$

$$F_{\dot{\epsilon}}^*(p) = \frac{\dot{\epsilon}(p)}{\beta_v^*(p)} = \left(\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_v^*} \right)_{stat} * \frac{1 + T_{\dot{\epsilon}} p}{1 + T_1 p + T_2^2 p^2}$$

$$F_{\alpha}^*(p) = \frac{\alpha(p)}{\beta_v^*(p)} = \left(\frac{\alpha}{\beta_v^*} \right)_{stat} * \frac{1 + T_{\alpha} p}{1 + T_1 p + T_2^2 p^2}$$

Úplně shodné rovnice lze psát také pro boční zrychlení těžiště a moment na volantu. Jelikož se bude dále vycházet ze jmenovatele, který je všude stejný, není potřeba více rovnic. Časové konstanty zpoždění 1. a 2. řádu T_1 a T_2^2 ve jmenovatelích mají tvar[1]:

$$T_1 = \frac{2\delta}{\omega_0^2}$$

$$T_2^2 = \frac{1}{\omega_0^2}$$

„ δ je konstanta dozívání a ω_0 je vlastní úhlová frekvence kmitání netlumené soustavy. Tyto veličiny určují následující vztahy“[1]:

$$\delta = \frac{m(C'_{\alpha P} l_P^2 + C_{\alpha Z} l_Z^2) + J_Z(C'_{\alpha P} + C_{\alpha Z})}{2J_Z m v}$$

$$\omega_0^2 = \frac{C'_{\alpha P} C_{\alpha Z} l^2 + m(C_{\alpha Z} l_Z - C'_{\alpha P} l_P) v^2}{J_Z m v^2}$$

Pomocí těchto veličin se dá opět dostat ke K faktoru a charakteristické, respektive kritické rychlosti. Jmenovatel jednotlivých přenosů je charakteristickou rovnicí vlastního kmitání tlumené soustavy o jednom stupni volnosti, což znamená, že tato rovnice popisuje vlastní tlumené kmitání vozidla kolem jeho svislé osy z. Charakteristickou rovnicí $1 + T_1 p + T_2^2 p^2 = 0$ lze přepsat do tvaru $p^2 + 2\delta p + \omega_0^2 = 0$. Nutnou a postačující podmínkou stability lineární soustavy je záporné znaménko reálných částí všech kořenů charakteristické rovnice.[1]

$$p_{1,2} = -\delta \pm \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2}$$

Charakteristická rovnice je druhého řádu, proto je podmínka stability splněna také za předpokladu, že mají všechny koeficienty charakteristické rovnice stejné znaménko. Vlastní kmitání vozidlového systému kolem svislé osy je tedy tlumeno, což znamená, že vozidlový systém je stabilní, pokud platí $\delta > 0$ a $\omega_0^2 > 0$. Z rovnice konstanty dozívání vychází, že δ je vždy větší než nula. To však neplatí pro kvadrát vlastní úhlové frekvence, kde záleží na tom, jaká znaménka jsou v čitateli. Proto musí být čítec větší než nula. Pokud tato nerovnice, respektive další dvě její obdoby platí, pohyb vozidla bude stabilní. [1]

$$C'_{\alpha P} C_{\alpha Z} l^2 + m(C_{\alpha Z} l_Z - C'_{\alpha P} l_P) v^2 > 0$$

$$1 + K \frac{v^2}{l} > 0$$

$$1 + \left(\frac{v}{v_{ch}} \right)^2 > 0$$

Pokud bude v_{ch}^2 větší než nula, bude mít charakteristická rychlost reálnou hodnotu a vozidlo bude stabilní. Z rovnice charakteristické rychlosti vyplývá, že K musí být větší než nula. Vozidlo má v tomto případě nedotáčivý charakter. Pokud však bude v_{ch}^2 menší než nula, pak je charakteristická rychlost imaginární, a to znamená, že vozidlo je stabilní jen do kritické rychlosti. Kritická rychlost vznikne jen u přetáčivého vozidla. [1]

3.4 Chování vozidla v bočním větru

Z hlediska stability je potřeba zmínit chování vozu při tzv. rušivém vstupu, což je boční vítr. Zatím byla vždy vzdušná síla zanedbávána. Nyní je potřeba zjistit, jak musí být natočený volant při působení bočního větru, aby jelo vozidlo rovně. Potom je možné zjistit citlivost na boční vítr.

Opět se bude vycházet ze známých rovnic lineárního modelu automobilu, avšak nebude se zanedbávat vliv bočního větru. Je nutné, aby se automobil pohyboval přímo, tudíž musí platit $\delta = \dot{\delta} = \dot{\alpha} = 0$. Po napsání rovnic s touto úpravou se následně z jedné vyjádří úhel α a dosadí do druhé. Tím se získá přídatný úhel natočení volantu, neboli řídicí korektura. [1]

$$\begin{aligned} (C'_{\alpha P} + C_{\alpha Z})\alpha &= C'_{\alpha P}\beta_v^* - k_N v_r^2 \tau \\ -(C_{\alpha Z} l_Z - C'_{\alpha P} l_P)\alpha &= C'_{\alpha P} l_P \beta_v^* - k_N e v_r^2 \tau \\ \frac{\beta_v^*}{v_r^2 \tau} &= \frac{k_N}{C'_{\alpha P}} * \frac{C_{\alpha Z}(l_Z + e) - C'_{\alpha P}(l_P - e)}{C_{\alpha Z} l} \end{aligned}$$

Auto je stabilnější, když musí řidič co nejméně protířdit. Tomu pomáhá nízký součinitel k_N a velká směrová tuhost přední nápravy. Dále čitatel obsahuje vzdálenosti, které udávají vzdálenost tlakového středu C od náprav. Zde je pro nejnižší hodnoty potřebná nízká veličina e neboli vzdálenost středu C od těžiště. Toho, aby byly body C a těžiště co nejblíže, lze docílit vhodným tvarem karoserie.

Citlivost na boční vítr řeší, jak se pohybuje vozidlo při nulovém natočení volantu. Vozidlo má tendenci jet rovně, ale boční vítr ho vychyluje z dráhy.

3.5 Naklápění automobilu

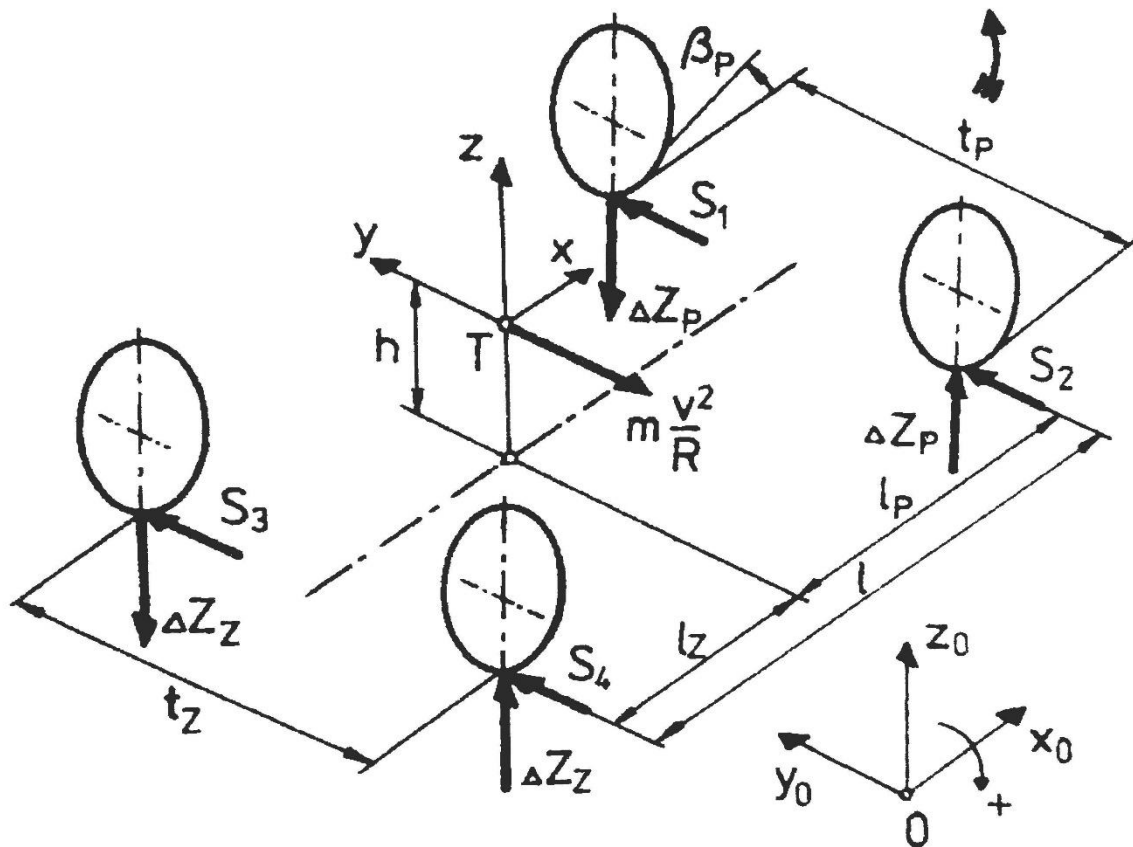
Naklápění automobilu je pohyb velmi důležitý pro provedený experiment. Doposud se vycházelo z jednostopého modelu, kde se nacházelo těžiště v úrovni vozovky. Nyní je uvažováno těžiště ve výšce h , jak je tomu i u skutečného automobilu. Bude tedy vyšetřován vliv naklápění na stabilitu vozidla. Pro zjednodušení půjde opět o jízdu po kruhové dráze, tudíž bude úhel naklonění ψ konstantní ($\dot{\psi} = \ddot{\psi} = 0$). Jak již bylo zmíněno, pokud je těžiště ve výšce h nad vozovkou, vytváří odstředivá síla a boční reakce pneumatik moment kolem podélné osy.

$$M = m \frac{v^2}{R} h$$

Tento moment vyvolává změnu svislých zatížení kol. Při průjezdu zatáčkou se zatížení kol na jedné nápravě změní o ΔZ . Zatížení kola na straně, která uvnitř oblouku, se o ΔZ zmenší, neboli se odlehčí. Naopak kolo na druhé straně (více vzdáleno od středu oblouku) má o ΔZ větší zatížení. To platí jak pro přední, tak i pro zadní nápravu. Pokud se k tomu přidá rozchod předních a zadních kol, může být vyjádřen moment pomocí těchto veličin. Oba tyto momenty musí být v rovnováze. [1]

$$M = \Delta Z_p t_p + \Delta Z_z t_z$$

$$mh \frac{v^2}{R} = \Delta Z_p t_p + \Delta Z_z t_z$$



Obr. 4 Schéma zatížení kol [1]

Jelikož jsou dvě neznámé v jedné rovnici, musí být pro získání veličin ΔZ doplněny deformační podmínky. To se dá například provést tak, že se zjistí naklonění karoserie vůči kolům a odvodí se hodnoty ΔZ . Z toho plyne statické zatížení kol. [1]

$$Z_{Pstat} = mg \frac{l_z}{l}$$

$$Z_{Zstat} = mg \frac{l_P}{l}$$

Nyní lze napsat výsledné radiální reakce jednotlivých kol.

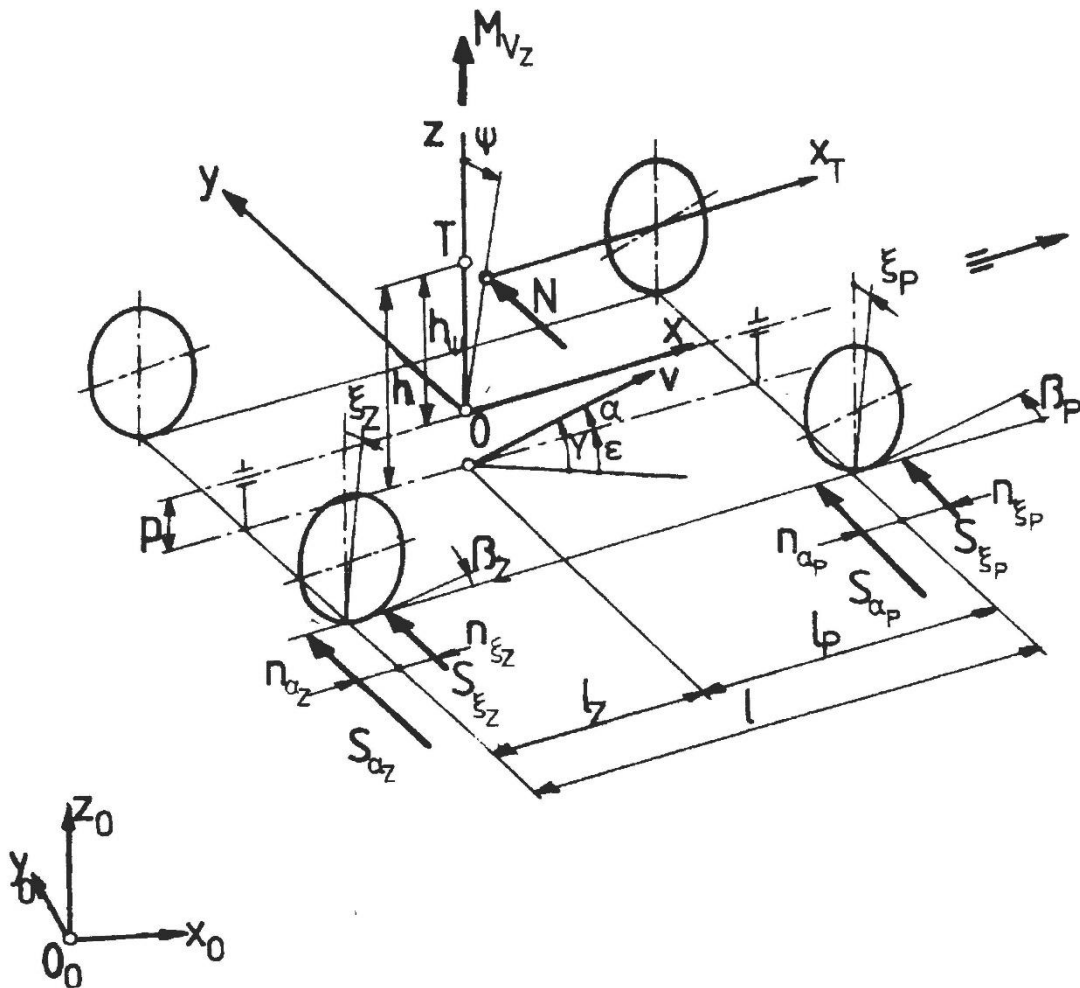
$$Z_1 = \frac{1}{2} Z_{Pstat} - \Delta Z_P = \frac{1}{2} mg \frac{l_z}{l} - \Delta Z_P$$

$$Z_2 = \frac{1}{2} Z_{Pstat} + \Delta Z_P = \frac{1}{2} mg \frac{l_z}{l} + \Delta Z_P$$

$$Z_3 = \frac{1}{2} Z_{Z_{stat}} - \Delta Z_Z = \frac{1}{2} mg \frac{l_P}{l} - \Delta Z_Z$$

$$Z_4 = \frac{1}{2} Z_{Z_{stat}} - \Delta Z_Z = \frac{1}{2} mg \frac{l_P}{l} - \Delta Z_Z$$

Po popsání naklápění automobilu jsou známe rovnice pro momenty a zatížení kol. Další důležitou věcí je uvést příslušný lineární prostorový model a předělat podle něj pohybové rovnice. Pohybové rovnice budou závěrem této kapitoly, jelikož další výpočty a vztahy jsou již poměrně složité.



Obr. 5 Lineární prostorový model automobilu [1]

Rovnováha sil ve směru osy y:

$$-mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) + m_\psi h_\psi \ddot{\psi} + S_{\alpha P} + S_{\alpha Z} + S_{\xi P} + S_{\xi Z} + N = 0$$

Rovnováha momentů kolem osy z:

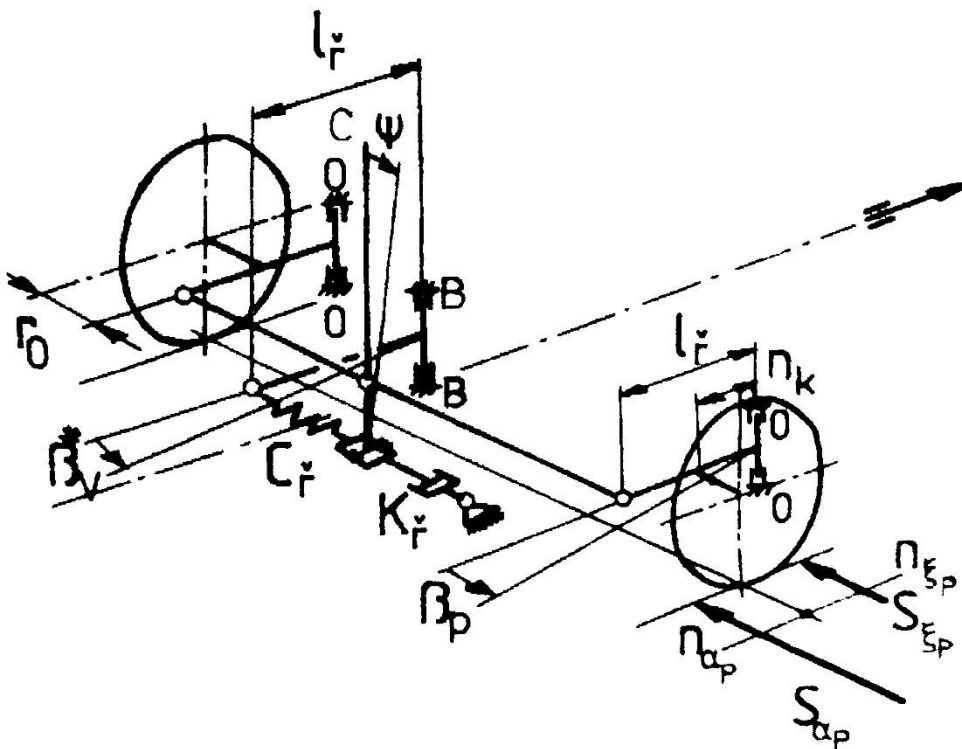
$$-J_Z \ddot{\epsilon} + (l_P - n_{\alpha P}) S_{\alpha P} - (l_Z + n_{\alpha Z}) S_{\alpha Z} + (l_P + n_{\xi P}) S_{\xi P} - (l_Z - n_{\xi Z}) S_{\xi Z} + M_{V_Z} + \sum M_{G_Z} = 0$$

Rovnováha momentů kolem osy X_T:

$$-J_\psi \ddot{\psi} - K_\psi \dot{\psi} - C_\psi \psi + G_\psi h_\psi \psi + h_\psi S_{\alpha P} + h_\psi S_{\alpha Z} + h_\psi S_{\xi P} + h_\psi S_{\xi Z} + \sum M_{G_X} = 0$$

Rovnováha momentů vzhledem k osám rejdových čepů:

$$-J_0 (\ddot{\beta}_P + \ddot{\epsilon}) - C_{\dot{\beta}} \left[\dot{\beta}_P - \frac{\beta_V}{i_f} - \left(\frac{\partial \beta}{\partial \psi} \right)_P \psi \right] - K_{\dot{\beta}} \left[\dot{\beta}_P - \left(\frac{\partial \beta}{\partial \psi} \right)_P \psi \right] - (n_K + n_{\alpha P}) S_{\alpha P} - (n_K + n_{\xi P}) S_{\xi P} + 2M_{G_Z} = 0$$



Obr. 6 Náhradní model řídicího ústrojí [1]

3.6 Řízení všech kol

Tento prvek patří do aktivního ovlivňování jízdní dynamiky. Jsou dvě základní možnosti aplikace. Při nižších rychlostech se zadní kola natáčí o určitý úhel na druhou stranu, než kola přední a tím je zajištěna lepší manévrovatelnost například při parkování. Naopak při vyšších rychlostech se zadní kola natáčejí stejným směrem jako přední, samozřejmě pouze

v omezeném úhlu, a tím je dosaženo lepší stability v zatáčkách, respektive je možné projíždět zatáčky rychleji, než mohou vozidla, která tento systém nemají. Bere se v úvahu nucené natáčení zadních kol pomocí akčních členů, což může být například mechanický, hydraulický nebo elektrický mechanismus ovládání.

Znovu vše vychází z pohybových rovnic pro lineární vozidlový model a nejsou potřeba účinky bočního větru. Nejdůležitější je veličina β_Z neboli úhel natočení zadních kol. Dá se vyjádřit pomocí koeficientu k_P . Pokud je k_P větší než 0, je řízení zadních kol souhlasné, což se využívá pro průjezd zatáčkami ve vyšších rychlostech. Pokud je k_P menší než 0, dochází k nesouhlasnému řízení, což znamená, že se zadní kola natáčí v opačném smyslu než přední. Toho se využívá, jak již bylo zmíněno, v nižších rychlostech například při manévrování na parkovišti. A pokud je tento koeficient roven nule, tak se jedná o konvenční automobil bez možnosti řízení zadní nápravy.

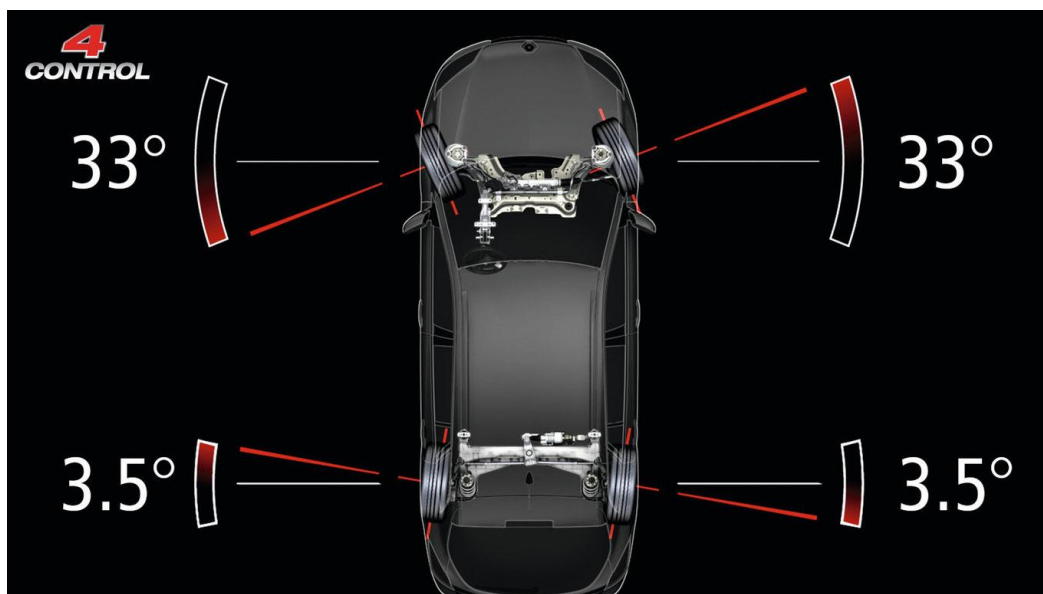
$$\frac{1}{v}[mv^2 - C_{\alpha Z}l_Z + C'_{\alpha P}l_P]\dot{\epsilon} + mv\dot{\alpha} + (C'_{\alpha P} + C_{\alpha Z})\alpha - C_{\alpha Z}\beta_Z = C'_{\alpha P}\beta_V^*$$

$$J_Z\ddot{\epsilon} + \frac{1}{v}(C'_{\alpha P}l_P^2 + C_{\alpha Z}l_Z^2)\dot{\epsilon} - (C_{\alpha Z}l_Z - C'_{\alpha P}l_P)\alpha + C_{\alpha Z}l_Z\beta_Z = C'_{\alpha P}l_P\beta_V^*$$

$$\beta_Z = k_P\beta_V^* = k_P\frac{\beta_V}{i_{\ddagger}}$$

Důležité je také popsat příklady využití tohoto systému, který bývá označován 4WS (Four Wheel Steering – tedy anglicky 4 řízená kola). Největším přínosem je natáčení zadních kol u dlouhých nákladních vozidel a autobusů, kterým systém pomáhá při manévrování ve stísněných prostorech. Pro tuto práci je přece jen zajímavější využití u osobních automobilů. V osmdesátých letech přišly s tímto systémem japonské automobilky Mazda a Honda. Poté to zkusilo ještě BMW a najednou jako kdyby tyto systémy na čas zmizely. Byly založené na mechanické bázi a nebyly úplně bezproblémové. Asi po 20 letech oživil tuto myšlenku Renault ve svém modelu Laguna GT. Tento vůz nabízel výborné jízdní vlastnosti, ale paradoxně nebyl moc oblíben u zákazníků. Dalším, kdo se pokusil systém oživit, bylo Porsche. U této automobilky také došlo ke zlepšení jízdních vlastností vozidla, ale opět se také našli zastánci klasického řešení, které paradoxně umožňuje mít menší stabilitu a umožňuje větší smýkání zadní nápravy, což je pro fanoušky sportovní jízdy důležitější, než stabilita a vyšší bezpečnost. V malé míře je také systém využíván u Infiniti, respektive u Nissanu, pod názvem

4WAS. V dnešních dnech však do tohoto systému vložil důvěru opět Renault. Nabízí tento systém, který nazývá 4Control, hned ve třech modelech, a to nezávisle na tom, zda se jedná o luxusní vůz nebo malý pětidveřový automobil. A to se nabídka modelů s tímto systémem pravděpodobně bude rozšiřovat, v současnosti je systém tedy k dispozici u modelů Mégane, Talisman a Espace. V úvodu kapitoly bylo hovořeno o změně natáčení kol pro nízké a vysoké rychlosti. U Renaultu je tato hranice 60 km/h, u Porsche například 65 km/h. [6]

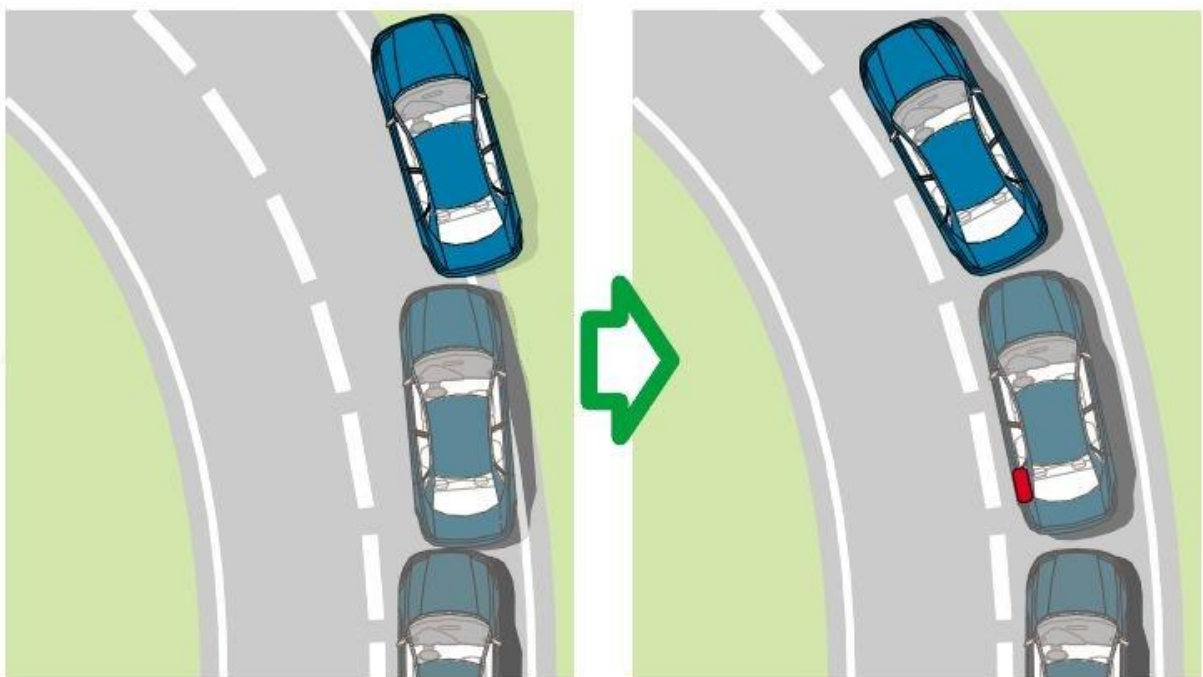


Obr. 7 Řízení všech kol 4Control [6]

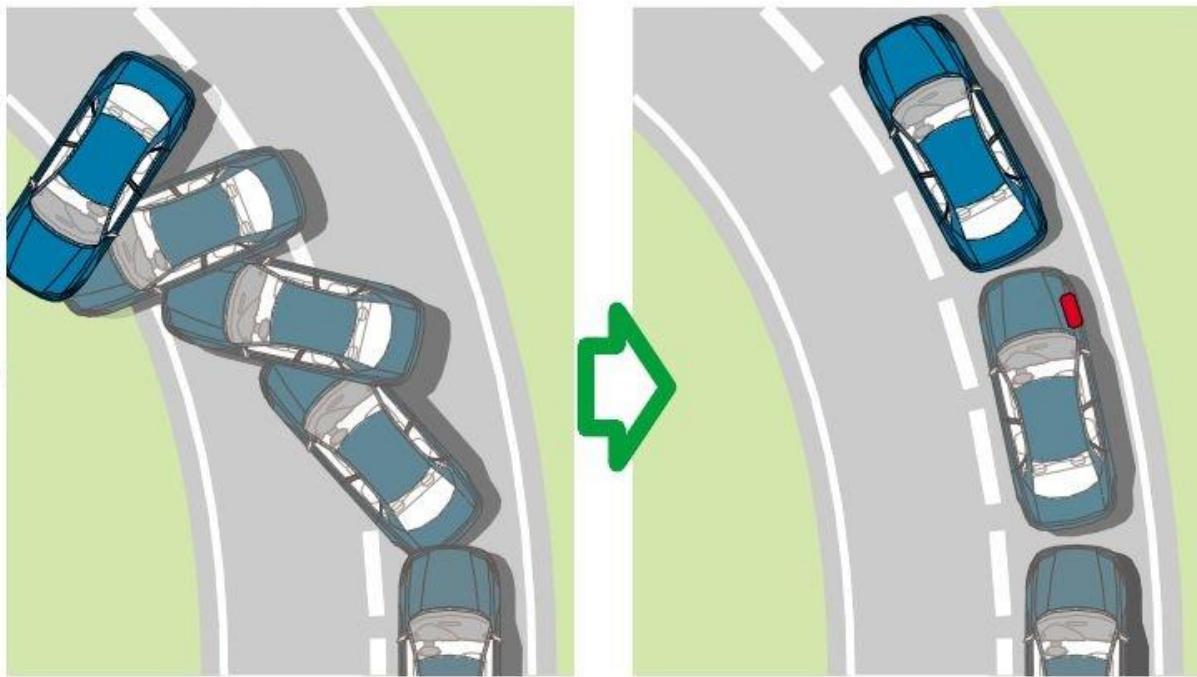
3.7 Regulace jízdní dynamiky (ESP)

Z hlediska stability vozidla nejde v dnešní době nezmínit nejdůležitější součást aktivního ovlivňování stability, systém ESP (Electronic Stability Program). Tento systém zasahuje do brzdové soustavy i do hnacího ústrojí a tím zajišťuje stabilitu vozidla za všech situací. Nelze na něj sto procentně spoléhat, protože nedokáže ohýbat fyzikální zákony. Bohužel spousta řidičů si myslí, že pokud mají ve voze ESP, nebo ještě třeba k tomu pohon všech kol, že se jim nemůže nic stát při jakékoliv rychlosti. Tyto případy bohužel dopadají špatně. To však nemůže pokazit pověst systému, který každý den pomáhá řidičům v náročných situacích. V naprosté většině případů pracuje dnes tento systém ještě se systémem ABS, který zajišťuje, aby při brzdění nedocházelo k zablokování kol a bylo možné řídit vozidlo při prudkém brzdění. Dalším spolupracujícím systémem je systém ASR, neboli takzvaný „protiprokluz“. Ten naopak zajišťuje, aby při rozjezdu nedocházelo k prokluzu kol. Systém nejčastěji pomáhá při krizových

situacích, kdy na vozidlo působí boční síly. Dále pomáhá při všech jízdách, a to když vozidlo prudce brzdí, přibrzďuje, jede na volnoběh nebo akceleruje. Kromě krizových situací, což může být například snaha zabránit dopravní nehodě, pomáhá hlavně za snížené adheze, a to když prší, sněží nebo je náledí. Nejčastěji systém zasahuje v zatáčkách nebo při manévrech, kde se mění směr vozidla, protože za těchto situací dochází nejčastěji ke smyku. Když je systém aktivní a nezasahuje pomocí hnacího ústrojí, musí využít selektivní brzdění jednotlivých kol. V případě řešení nedotáčivosti přibrzdí systém zadní kolo na straně ke středu projížděné zatáčky, v dnešní době však dochází k přibrzdování i předního vnitřního kola, jednoduše prostě systém pracuje podle aktuální situace a může zasáhnout i hnacími koly. Při přetáčivosti přibrzdí naopak přední kolo na vnější straně, aby se vozidlo stabilizovalo.

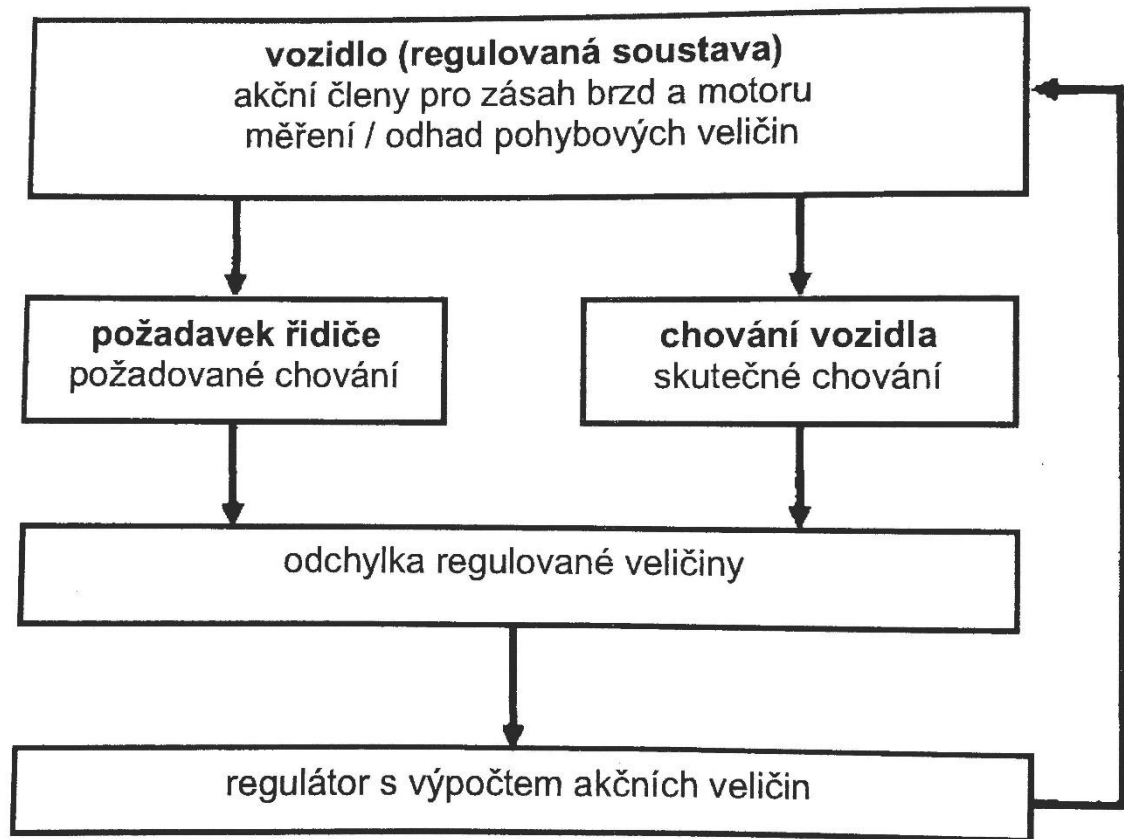


Obr. 8 Řešení nedotáčivého smyku [7]



Obr. 9 Řešení přetáčivého smyku [7]

Systém se snaží udržovat v ovladatelné míře podélnou rychlost, příčnou rychlost a stáčivou rychlost. Samotné schéma není zas tak složité. Zásadním vstupem je požadavek řidiče, jak se má vozidlo chovat. Druhým vstupem je skutečné chování vozidla. Regulační odchylka udává rozdíl mezi oběma vstupy, čím je odchylka větší, tím větší má vozidlo problém s udržením stability. Na základě odchylky zasáhnou akční členy vozidla a uvedou vozidlo do stabilního pohybu, je-li to fyzikálně možné. Požadavky řidiče jsou definovány signály z příslušných snímačů. Potřebujeme znát stav plynového pedálu, stav brzdového pedálu a úhel natočení volantu, čímž systém zjistí, jestli chce řidič akcelarovat, brzdit nebo zatáčet a v jaké míře. Regulační obvod má k dispozici tyto veličiny: Stáčivou rychlost, úhel natočení volantu, boční zrychlení, podélnou rychlost vozidla, podélné síly pneumatik a hodnoty jejich skluzu. Z těchto veličin se určují boční síly na kolech, úhly směrových úchylek kol, úhel směrové úchylky těžiště a příčná rychlost vozidla. Použité hodnoty podélné rychlosti vozidla a přilnavosti pneumatik se odhadují ze snímačů otáček kol, bočního zrychlení brzdných tlaků a stáčivé rychlosti. [1] Další zajímavou funkcí je takzvaná funkce „stěrače brzd“. Pokud jede vozidlo v dešti, což detekuje buď dešťový senzor nebo jsou zapnuté stěrače, a dlouho nedochází k brzdění, tak systém automaticky na krátkou chvíli přitlačí destičky ke kotouči, aby se brzdy osušily a mohly podat, v případě potřeby, maximální brzdový výkon.



Obr. 10 Schéma systému ESP [1]

Kromě názvu ESP můžeme narazit u různých automobilek na různá označení tohoto systému. Například ESC (Electronic Stability Control) používá mimo jiné Kia a Hyundai, DSC (Dynamic Stability Control) zase používají britské automobilky a BMW. Za hlavního výrobce tohoto systému lze v současné době označit firmu Bosch. Dále se na vývoji podílí firma Continental a další firmy. Zajímavostí nakonec je, že systém ESP je povinný u každého nového auta prodaného v EU od 1. listopadu 2014.

POUŽITÉ VELIČINY	
α	úhel směrové úchylky těžiště
α_P	úhel směrové úchylky přední nápravy
β_p	úhel natočení přeních kol
β_v^*	řídící korektura
$v_T^2 \tau$	
β_V^*	měrný úhel natočení volantu
$C_{\alpha P}$	směrová tuhost pneumatik přední nápravy
C	tlakový (aerodynamický) střed
$C'_{\alpha P}$	směrová tuhost přední nápravy
C_{ξ}	tuhost řízení
C_{ψ}	klopná tuhost vozidla
δ	konstanta doznívání
e	vzdálenost C od T
ε	úhel stáčení vozidla
$\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta_V^*}\right)_{stat}$	statický zisk stáčivé rychlosti
g	gravitační zrychlení
G_{ψ}	tíha karoserie
H	obvodová (hnačí) síla kola
h	výška těžiště
h_{ψ}	vzdálenost osy klopení od těžiště
i_{ξ}	celkový převod řízení
J_Z	hmotnostní moment setrvačnosti k ose z
$J_Z \ddot{\varepsilon}$	setrvačný moment
K	K faktor
K_{ψ}	konstanta viskózního tlumení klopení
K_{ξ}	konstanta tlumení řízení
l	rozvor vozidla
l_P	vzdálenost T od přední nápravy
M_{Si}	vrtný moment kola
M_{G_X}	gyroskopický moment kol
m	hmotnost
M	moment
$m\dot{v}$	setrvačná síla
$mv(\ddot{\alpha} + \dot{\varepsilon})$	setrvačná síla
N	vzdušná síla
n_K	konstrukční závlek kola
$n_{\xi P}$	předvlek pneumatiky
O_{fi}	valivý odpor
ω_0	vlasní úhlová frekvence
O_V	vzdušný odpor
ψ	úhel naklopení
S_P	boční síla na přední nápravě
S_i	boční vodící síla pneumatiky
$S_{\xi P}$	boční síla od odklonu pneumatiky
T	těžiště
T_1	časová konstanta zpoždění (1. řád)
T_2^2	časová konstanta zpoždění (2. řád)
t_P	rozchod přední nápravy
v	rychlost
v_{ch}	charakteristická rychlost
v_{kr}	kritická rychlost
ΔZ	změna zatížení kola

Tab. 1 Použité veličiny

4 ZKOUŠKY STABILITY

Stabilitu lze hodnotit více způsoby a tomu jsou podřízeny její zkoušky. Mezi nejdůležitější veličiny, které souvisí se stabilitou, patří hmotnost, rychlost, zrychlení, dráha a síla. Z nich je nejdůležitější zrychlení, a to ve všech směrech.

Metod zkoušek je mnoho. Podle jednotlivých situací se dělí na:

- brzdění v přímém směru,
- brzdění při zatáčení,
- ustálené zatáčení,
- zatáčení přes ojedinělou překážku,
- změna hnací síly při zatáčení,
- citlivost na boční vítr
- dynamická říditelnost, která zahrnuje
 - skokové natočení řízení,
 - impulsové natočení řízení,
 - harmonické natáčení řízení. [2]

Brzdění v přímém směru hodnotí brzdňý účinek a vybočení vozidla. Může se provádět jízdni zkouškou, kde se vozidlo pohybuje po vodící lince, nebo rovnoběžně s ní a hodnotí se odchylka od této linie při brzdění. Nebo se provádí na válcové zkušebně, kde jsou snímány brzdňé síly jednotlivých kol. [2]

Brzdění při zatáčení posuzuje účinné brzdění, nevybočení ze zvoleného kruhového směru, otáčení kolem svislé osy a odvalování kol (nesmí se smýkat). Zkoušení probíhá tak, že vozidlo se pohybuje po kruhové dráze a sledují se tyto veličiny: rychlost příčná a podélná, zpomalení podélné a příčné, stáčívá rychlost a úhel směrové úchytky. K měření se používá gyroskop nebo stabilizovaná plošina a zařízení na měření rychlosti (např. Correvit). [2]

Ustálené zatáčení bylo součástí našeho experimentu. Metoda se provádí jízdou po kruhové dráze konstantní rychlostí. Rychlosti jsou postupně zvyšovány, než dochází ke ztrátě stability. Síla, která se snaží vozidlo destabilizovat, je odstředivá síla. Tato známá rovnice

$$F = m \frac{v^2}{R}$$

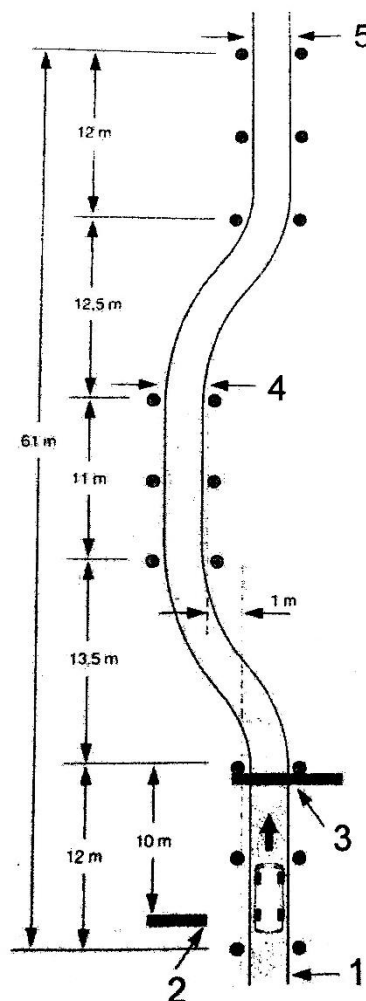
udává vztah hmotnosti m , kvadrátu rychlosti v a poloměru dráhy R . Jak již bylo zmíněno, vozidlo se pohybuje danou rychlostí po kruhové dráze a jsou sledovány následující veličiny: boční zrychlení, úhel natočení volantu, úhel směrové výchylky podélné osy vozidla, úhly směrových úchylek přední/zadní nápravy, úhel naklonění karoserie, síla na volant a moment na volant. Stabilnější je to vozidlo, u kterého dojde ke ztrátě stability při vyšší rychlosti. Tato zkouška se provádí i pro jednostopá vozidla, kde se sleduje rychlost a úhel sklopení vozidla. Jelikož u jednostopého vozidla dojde při smyku k položení vozidla, musí být vozidlo vybaveno speciálním ochranným zařízením. Boční zrychlení se získá ze vztahu pro odstředivou sílu[2]:

$$a_y = \frac{v^2}{R}$$

Zatáčení přes ojedinělou překážku se provádí na kruhové dráze, kde se vozidlo pohybuje konstantní rychlostí a na této dráze je umístěna překážka. Pokud nemá dojít k neřízenému smyku, musí být odstředivá síla a síla přenášena pneumatikami v rovnováze. Přejetím překážky se ovlivňují síly přenášené pneumatikou, až dojde k nerovnosti mezi těmito silami a následně nestabilitě. Podle očekávání je stabilnější to vozidlo, u kterého dojde ke ztrátě stability při vyšší rychlosti. Snímají se tyto veličiny: boční a svislé zrychlení, úhel natočení volantu, úhel směrové výchylky podélné osy vozidla, úhly směrových úchylek přední/zadní nápravy, úhel naklonění karoserie a sílu na volant. [2]

Změna hnací síly při zatáčení se posuzuje při zrychlení nebo při zpomalení. Vozidlo se pohybuje po kruhové dráze konstantního poloměru. Při zrychlení zpravidla dochází k vybočení z kruhu ven, při zpomalení dochází zpravidla k vybočení dovnitř kruhu. Musí se ovšem zohlednit, která náprava vozidla je poháněna, protože může dojít k vybočení v přesně opačném směru, než je uvedeno výše. Posuzují se rozdíly ve stáčivé rychlosti a stabilnější jsou ta vozidla, která při zrychlení či zpomalení mají nižší stáčivou rychlost. [2]

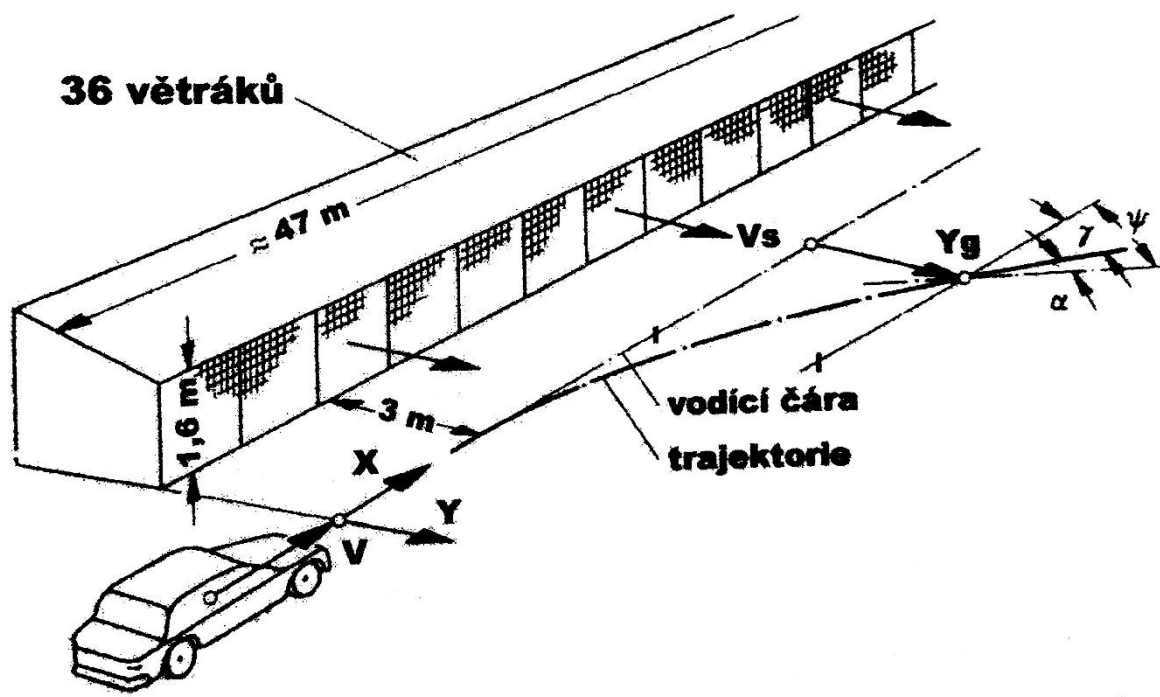
Dynamická říditelnost definuje natočení volantu při konstantní rychlosti jízdy. Patří pod ní tři zkoušky, a to jsou skokové natočení volantu, impulsivní natočení volantu a harmonické natáčení volantu. Skokové natočení volantu se provádí při konstantní rychlosti na rovné dráze o předepsaný úhel. Sleduje se úhel natočení volantu, natočení kol, stáčivá rychlost, boční zrychlení a všechny tyto veličiny se vynesou do grafu jako funkce času. Impulsivní natočení volantu bylo provedeno při experimentu. Jinak je tato zkouška známá také jako losí test. Spočívá v průjezdu dráhy, která se vychýlí a následně vrátí zpět. Na obrázku 11 jsou číselně označeny jednotlivé body na trati. V bodě 1 dochází k zařazení nejvyššího rychlostního stupně (stupně D u automatické převodovky) při 2000 otáčkách motoru za minutu. V bodě dva je uvolněn akcelerační pedál. V bodě tři se měří rychlost světelnou závorou a volant se natáčí doleva. V bodě 4 se natáčí volant doprava a v bodě 5 je konec testu. Snímán je čas průjezdu a vozidlo nesmí opustit vyznačenou trať. [2]



Obr. 11 Schéma trati [2]

Harmonické natáčení volantu se provádí na rovné dráze konstantní rychlostí a volant je střídavě vychýlen do levé a pravé strany. Vychýlení má sinusový průběh. Sleduje se úhel natočení volantu, stáčivá rychlost, frekvenční přenos a fázový úhel. Tato zkouška je vhodná pro jízdní soupravy. Mimo zmíněné veličiny se ještě sleduje úhel lomení soupravy. [2]

Poslední zkouškou je **citlivost na boční vítr**, která se provádí na speciální dráze se soustavou větráků. Vozidlo se pohybuje rovnoměrnou rychlostí po dráze a sleduje se výchylka z přímé dráhy buď při nulové výchylce volantu, nebo při výchylce volantu, která je registrována. [2]



Obr. 12 Zkouška citlivosti na boční vítr [2]

5 VLIV TĚŽIŠTĚ NA STABILITU VOZIDLA

V této kapitole bude rozebráno vše kolem polohy těžiště a jeho vlivu na stabilitu vozidla a problematika pohyblivého těžiště. Samotná poloha těžiště a její vliv je patrný už z předchozích pohybových rovnic.

V rovině xz dochází ke klonění automobilu, respektive poloha těžiště v této rovině ovlivňuje, jak moc se bude vozidlo naklánět při zrychlování nebo při brzdění. Čím je těžiště výš, tím větší je následný moment a podle toho je velké zatížení přední nápravy při brzdění, nebo naopak její odlehčení při zrychlování. Stejně tomu přispívá umístění těžiště blíž přední nápravy, kdy dochází k vyššímu zatížení předních kol a naopak. Každopádně umístění v této rovině má vliv na zatížení náprav a na podélnou stabilitu vozidla.

Jinak už je tomu v rovině yz , kde se řeší naopak boční stabilita, respektive klopení vozidla. Výška těžiště opět ovlivňuje spolu s odstředivou silou klopný moment kolem podélné osy. Čím více je těžiště vychýleno ve směru osy y , o to větší je zatížení, nebo naopak odlehčení kol na vnější, respektive vnitřní straně oblouku při průjezdu libovolným obloukem. V příčném směru je tedy nejdůležitější opět výška těžiště, ale svou roli zde hraje i rozchod kol vozidla.

Základním faktem je to, že největší vliv na stabilitu vozidla z hlediska polohy těžiště má jeho výška. Dalšími faktory jsou potom rozchod a rozvor kol vozidla a umístění těžiště v rámci os x a y . Tím se však blíží problematika této práce, a to je těžiště pohyblivé. Pohyblivé těžiště se nachází nejčastěji u nákladních automobilů. K tomuto problému dochází při převozu nákladu, který je neukotvený, nebo ho nelze naopak ukotvit. Jsou to tudíž hlavně sypké a tekuté náklady, ale také pevný náklad, který není ukotven a živá zvířata. Nejlepší bude uvést několik příkladů. Typickým příkladem je ne zcela plná cisterna s kapalinou, kde se v průběhu jízdy kapalina přelévá. To může být z části řešeno jistými přepážkami, ale tento efekt nelze úplně potlačit. Obdobně se chová sypký náklad, který se však uvádí do pohybu méně ochotně, než kapalina. Při převozu živých zvířat záleží na jejich rozdělení v nákladovém prostoru. Při průjezdu zatáčkou se všechna tato zvířata tlačí na vnější bok vozidla, respektive se k němu snaží co nejvíce přiblížit. Příkladem pevného nákladu může být neukotvená paleta s jakýmkoli nákladem umístěna na hladké podlaze. Zde dochází k pohybu v jednotlivých osách, podle aktuálního pohybu automobilu, dokud náklad nenarazí na stěnu vozidla, což způsobí výrazný ráz. Pro lepší osvětlení této problematiky je tato práce ideální. Jsou dva hlavní způsoby, jak

zjistit vliv pohyblivého těžiště na stabilitu vozidla. Jedním je pokus přímo s pohyblivým nákladem v reálném vozidle a druhým je počítačová simulace tohoto jevu ve vhodném softwaru. Oba tyto způsoby tato práce obsahuje.

6 EXPERIMENT STABILITY SOUSTAVY S POHYBLIVÝM TĚŽIŠTĚM

Příprava samotného experimentu zahrnovala více částí. Jednou z nejdůležitějších částí bylo upravení vozidla pro potřeby experimentu. Tyto úpravy se dají ještě rozdělit na úpravy vozidla po konstrukční stránce a poté instalace měřících přístrojů.

6.1 Úprava vozidla

K dispozici bylo vozidlo Škoda Octavia Combi 1,9 TDi 4x4. Nejdříve bylo potřeba odstrojit většinu částí interiéru. Následně byl do vozu instalován bezpečnostní rám splňující předpis FIA. Poté byla umístěna místo zadních sedadel konstrukce nesoucí sud s vodou, který se dal podle potřeby uvolnit a mohl se volně pohybovat ve vymezeném prostoru po kolejnicích. Samotnou konstrukci tvořil rám a dráha pro pohyb barelu. Dráhu tvořily dvě kolejnice obloukovitého tvaru vyrobené z Jäklu profilu U umístěné v zadní části vozu 800 mm od sebe. Ke kolejnicím byly přivařeny další profily kvůli zpevnění a připevnění k vozidlu. Nakonec se povrchy kolejnic polepily gumovou páskou. Na kolejnice byl umístěn sud naplněný vodou, který měl hmotnost 21 kg před naplněním a objem 200 l.



Obr. 13 Úprava vozidla [3]

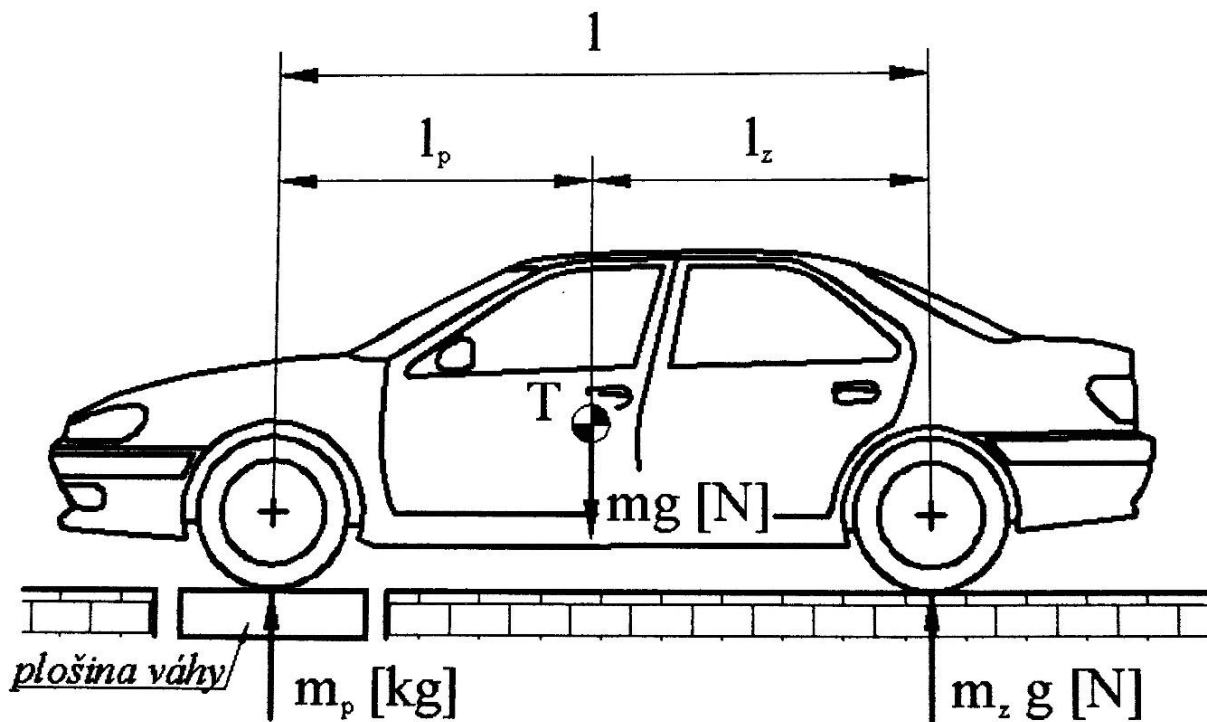
Kolem sudu se nainstalovaly ještě další vzpěry. Zepředu a za sudem byly umístěny vzpěry na pevně, které bránily pohybu sudu ve směru osy x, to znamená do prostoru řidiče a také dozadu při jízdě vozidla. Zároveň tyto vzpěry vymezovaly pohyb sudu po kolejnicích. V ose y ovlivňovaly pohyb sudu celkem čtyři vzpěry. Dvě byly vyjímatelné přímo u boků sudu, které se používaly pro měření s pevným těžištěm. Po vyjmutí těchto vzpěr se mohl sud volně pohybovat po kolejnicích, než narazil na poslední dvě vzpěry umístěné napevno k rámu vozidla. Z důvodu utlumení nárazu byly obě vzpěry na rámu obalené molitanem. Tím vznikl akční rádius sudu 425 mm, což znamená, že se do každé strany mohl vychýlit o přibližně 212 mm. Dále bylo vozidlo vybaveno anatomicky tvarovaným sedadlem se čtyřbodovým bezpečnostním pásem. Samozřejmostí je také ochranná přilba pro řidiče, není to sice součástí vozu, ale je potřeba ji zmínit.

6.2 Výpočty

Nedílnou součástí celé úpravy vozidla byla spousta výpočtů, které prováděli kolegové v rámci svých bakalářských prací. Kromě výpočtů týkajících se všech konstrukcí bylo nutné určit polohu těžiště.

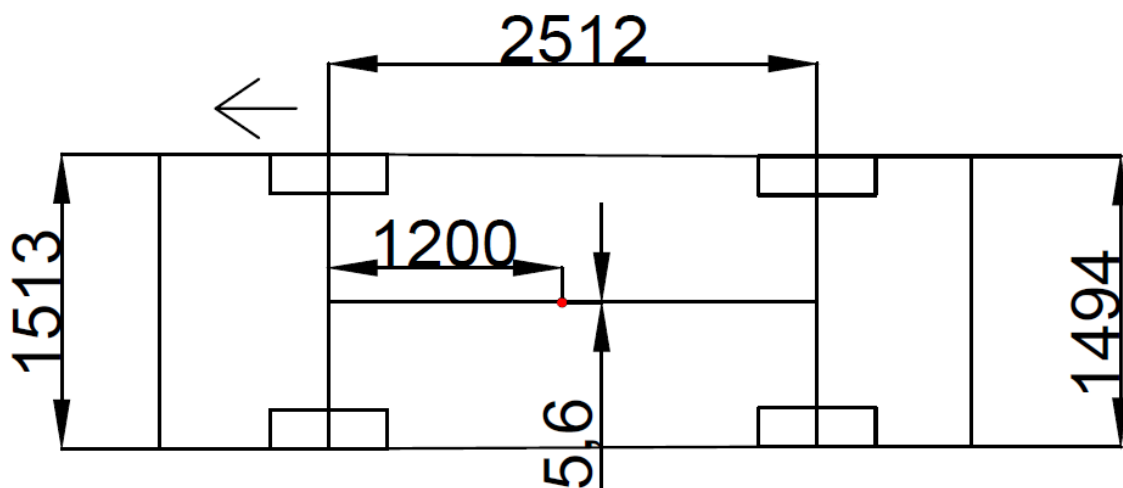
Výpočet těžiště

Výpočet polohy těžiště byl důležitý pro následné umístění akcelerometru. Souřadnice x a y se zjistí pomocí vážení deskovými vahami a dosazením do příslušných vztahů, kde x je vzdálenost od svislé roviny procházející osou předních kol a y je vzdálenost od svislé roviny procházející středem kontaktních bodů pneumatik na levé nebo pravé straně vozidla.[2] Měření se provádělo jak pro v prázdné vozidlo (bez řidiče, prázdný sud), tak pro vozidlo zatížené řidičem a plným sudem.



Obr. 14 Vážení automobilu [2]

Pro prázdné vozidlo došli kolegové pomocí vzorců a statistických úprav k souřadnicím $x = 1029,5 \text{ mm}$, $y = -25,8 \text{ mm}$. Pro zatížené vozidlo vyšly hodnoty $x = 1199,7 \text{ mm}$ a $y = -5,6 \text{ mm}$.



Obr. 15 Schéma polohy těžiště [3]

Ve zvoleném souřadnicovém systému hodnota y znamenala vzdálenost od středové roviny vozidla a záporné znaménko směr k řidiči.[3] Tudiž je poloha těžiště v obou případech podle očekávání v úrovni místa řidiče, blíže k řidiči.

značka a model	Škoda Octavia Combi
motor	Vznětový čtyřválec 1.9 TDi 4x4
výkon	74 kW
točivý moment	240 Nm
modelová řada	2001 - 2004
délka	4513 mm
šířka	1731 mm
výška	1481 mm
rozvor	2512 mm
přední rozchod	1513 mm
zadní rozchod	1494 mm
hmotnost	1475 kg

Tab. 2 Technické údaje vozidla [4]

Pro úspěšnost experimentu se vozidlo dovybavilo akcelerometrem umístěným pod sedadlem řidiče, notebookem pro sběr dat, měřičem úhlu natočení volantu a kamerami snímajícími dráhu vozu.

6.3 Zkoušky stability

Obě zkoušky stability se prováděly v areálu Státní zkušebny zemědělských, potravinářských a lesnických strojů, která se nachází v ulici Třanovského 622/11, Praha 6 - Řepy.

První provedenou zkouškou byla ustálená jízda v kruhu metodou konstantního poloměru. Při zkoušce se projíždí kruh konstantní rychlostí, která je postupně zvětšována, dokud nedojde ke ztrátě stability. Zkouška byla provedena dne 16. 5. 2014 a měřeny byly tyto veličiny: rychlost vozidla, úhel natočení volantu a zrychlení v osách x , y a z . Kruhová dráha měla poloměr 12 m. Dráhu projíždělo šest řidičů, nejdříve s upevněným sudem, potom s pohyblivým při tachometrové rychlosti 50 km/h.

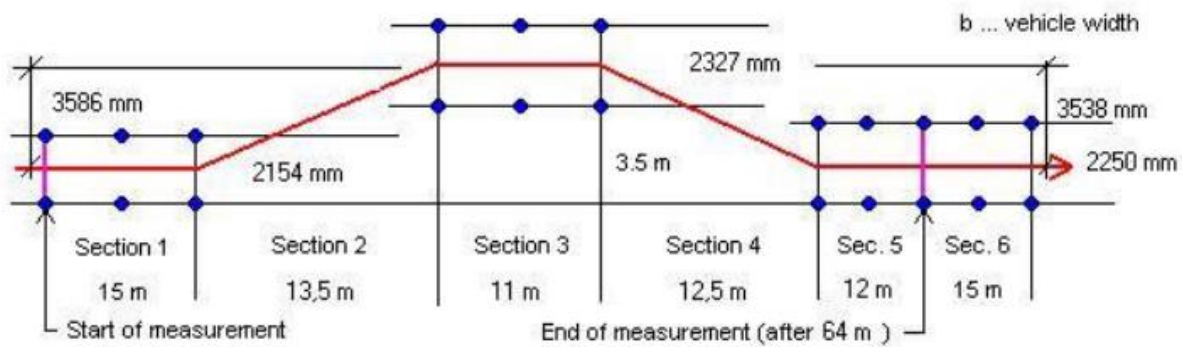


Obr. 16 Ustálená jízda v kruhu

Druhou provedenou zkouškou byla odezva na impulsní natočení volantu, která je známá pod názvem losí test. Tato zkouška se konala 20. 6. 2014 a měřeny byly tyto veličiny: rychlost vozidla v podélném směru, úhel natočení volantu a zrychlení v osách x, y a z. Nejprve bylo potřeba vytyčit zkušební dráhu. Zkoušku provádělo 8 jezdců, každý jel tři jízdy s pevným těžištěm a tři jízdy s pohyblivým těžištěm. Dráha se projížděla tachometrovou rychlostí 50 km/h, což odpovídalo skutečné rychlosti 44 km/h.



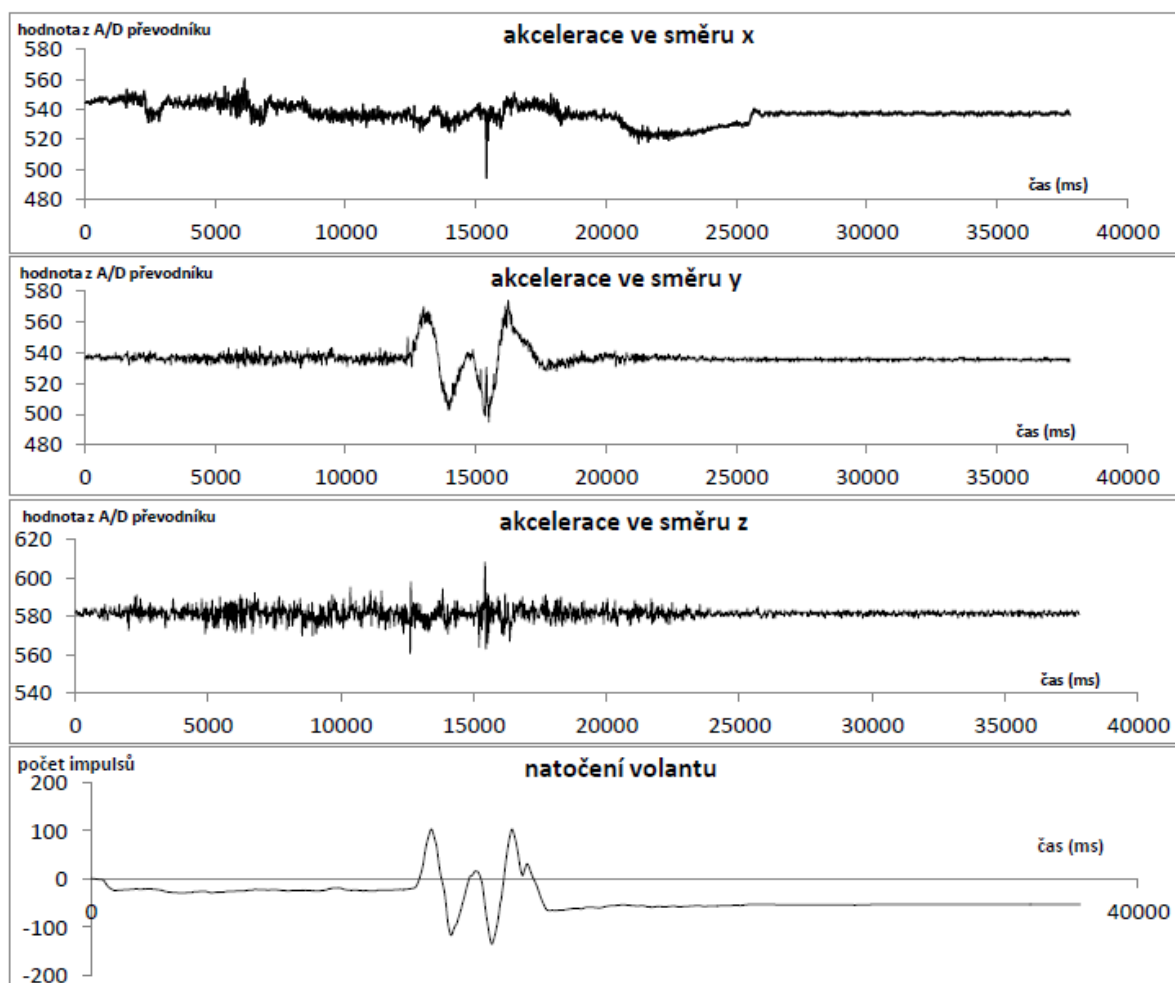
Obr. 17 Odezva na impulsní natočení volantu [3]



Obr. 18 Dráha pro zkoušku [3]

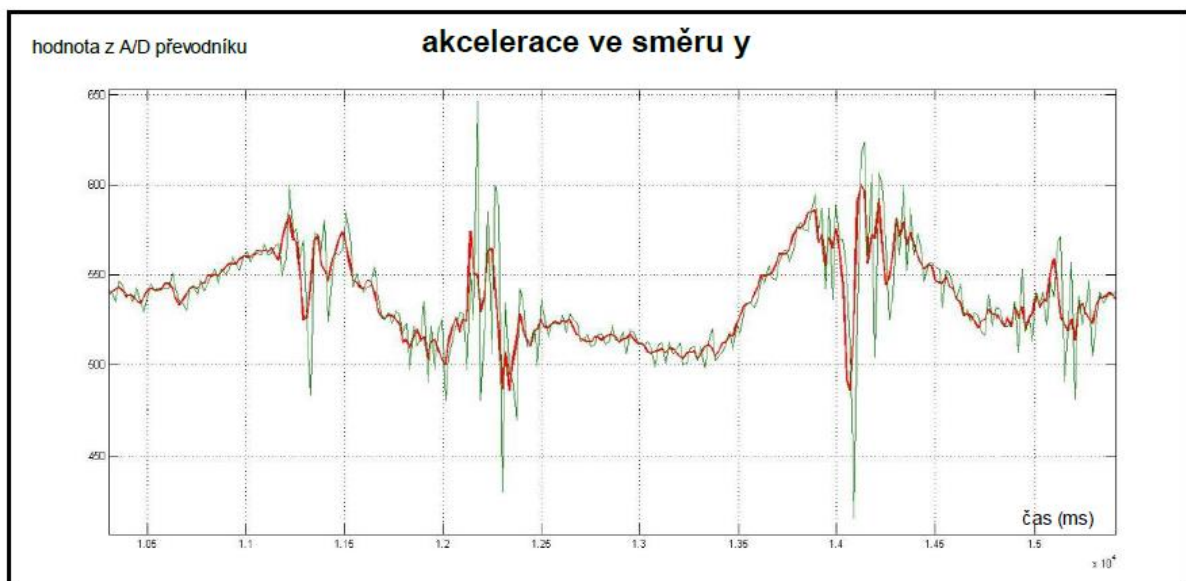
6.4 Vyhodnocení

Vyhodnocení probíhalo pomocí notebooku umístěného ve vozidle, do kterého šla přes vyhodnocovací obvod data z akcelerometru a snímače natočení volantu. Nainstalovaný program umožňoval odesílání dat do dalšího počítače, který se nacházel mimo vozidlo. Na něm se sledovaly aktuální průběhy veličin. Aby fungovalo propojení těchto dvou počítačů, byl v areálu nezbytný wifi router. Z přijatých dat z A/D převodníku se vypočítaly hodnoty akcelerací pomocí jednoduchého vzorce. To samé platilo i pro úhel natočení volantu, kde se musely přepočítat příchozí impulsy, když kolegové věděli, že 1000 impulsů odpovídá 360°. [3] Vypovídající hodnoty byly získány pouze pro odezvu na impulsní natočení volantu, proto všechny výsledky i následná simulace se týkají pouze tohoto pokusu.



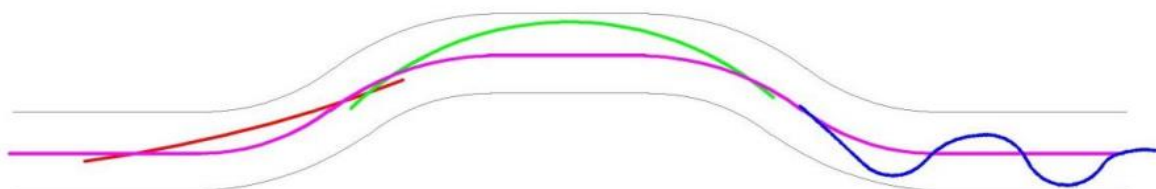
Obr. 19 Naměřená data [4]

Získaná data musela být filtrována. Důležité ale bylo neztratit vysokofrekvenční kmity, proto se zvolil pro filtraci dat klouzavý průměr s velikostí okna 3, což znamená, že se v každém kroku vždy tři hodnoty zprůměrovaly.[4] Na obrázku 20 jsou porovnána filtrovaná a nefiltrovaná data.

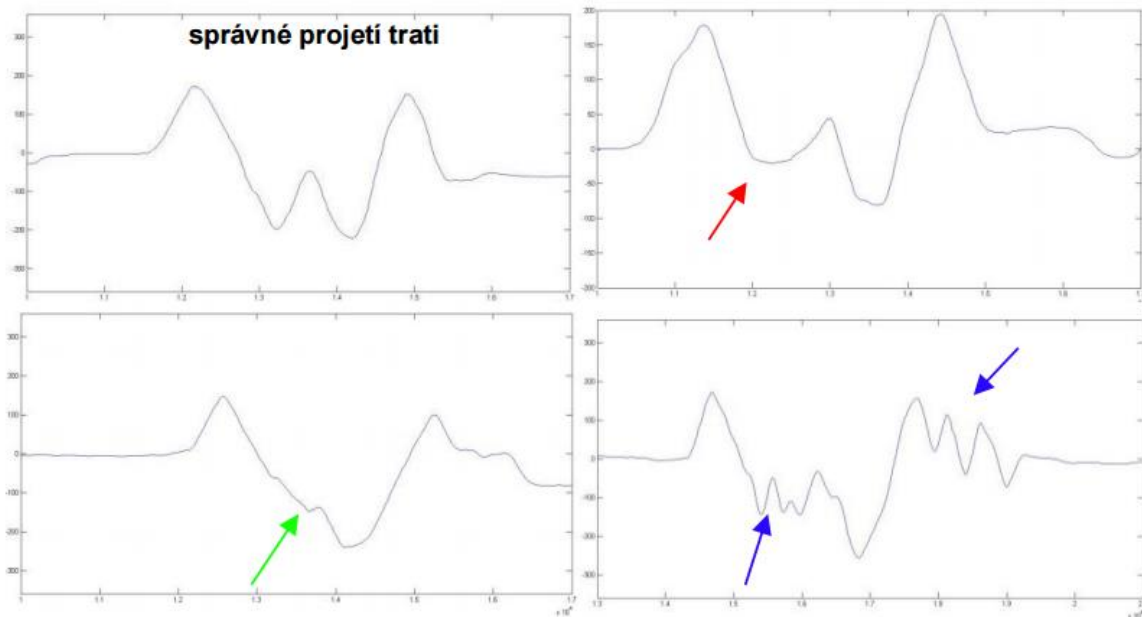


Obr. 20 Rozdíl mezi filtrovanými a nefiltrovanými daty [4]

Na zkreslení naměřených dat má vliv spousta faktorů. Je to šum, nízká vzorkovací frekvence a následná filtrace. Dalším problémem, který způsobuje zkreslení dat, je nesprávné projetí trati konkrétním řidičem. Není úplně jednoduché udržet se přesně na trati a projeví se jízdou styl řidiče a jeho zkušenosti.



Obr. 21 Chyby řidičů [4]



Obr. 22 Chyby řidičů [4]

Na obrázku 21 je fialově vyznačeno správné projetí trasy. Červeně, zeleně a modře jsou pak vyznačeny chyby řidičů a na obrázku je patrný jejich vliv na průběhy grafů. I přes tyto komplikace byla data vyhodnocena. Následně nás zajímalo, jakých extrémů dosahuje boční zrychlení u automobilu s pevným těžištěm a také u automobilu s pohyblivým těžištěm. U zkoušky vozidla s pevným těžištěm se statisticky vyhodnotilo natočení volantu, z čeho je možné určit důslednost projetí tratě. Extrémy u zkoušek s pevným těžištěm se mohly kvůli podobnosti vyhledávat pomocí naprogramovaného skriptu v MATLABu, data pro pohyblivé těžiště se však výrazně lišila, a proto se vyhodnocovala ručně. Následně proběhla také kontrola dodržování určené rychlosti. Na základě znalosti dráhy a času průjezdu byla vypočtena rychlost, kterou daný řidič jel. Po statistickém vyhodnocení vyšla průměrná rychlost 42,24 km/h při směrodatné odchylce 1,7 km/h. Průměrná rychlost byla tedy nižší, než předepsaných 44 km/h. [4]

U zkoušky s pevným těžištěm se vyhodnotilo boční zrychlení a úhly natočení volantu. Dráha obsahuje 4 shodné oblouky, tudíž by měla působit ve všech obloucích stejně velká boční síla. Výsledky však dopadly trochu jinak vzhledem k chybám řidičů. V následujících tabulkách jsou statisticky zpracovány průměrné hodnoty bočního zrychlení, úhlu natočení volantu a jejich směrodatné odchylky. Nejprve jsou uvedena data pro jednotlivé oblouky a následně pro celou trať.

veličina	akcelerace v bočním směru (g)				úhel natočení volantu (°)			
	levá 1	pravá 1	pravá 2	levá 2	levá 1	pravá 1	pravá 2	levá 2
průměr	0,7543	0,7180	0,8646	0,8607	111,7	75,1	99,3	117,3
sm. odch.	0,1000	0,1219	0,1147	0,2084	14,4	26,8	32,4	31,7

Tab. 3 Akcelerace a úhel natočení volantu pro jednotlivé oblouky [4]

veličina	akcelerace v bočním směru (g)	úhel natočení volantu (°)
průměr	0,7994	100,8
sm. odch.	0,1547	31,2

Tab. 4 Akcelerace a úhel natočení pro celou dráhu [4]

Z tabulky 3 je patrné, že poměry úhlu natočení volantu a akcelerace v daném oblouku nejsou úměrné. Je však patrné, že nejmenší úhel natočení volantu byl v druhém oblouku (pravá 1), což vysvětluje nejnižší hodnotu bočního zrychlení právě v tomto oblouku. Jelikož není znám rozptyl základního souboru, byl výsledek určen jako intervalový odhad na intervalu spolehlivosti 90 %. Střední hodnota boční akcelerace leží v intervalu **(0,7737; 0,8256) g** a střední hodnota úhlu natočení volantu se nachází v intervalu **(95,5; 106,1)°**. [4]

Stejně se provedla zkouška s mobilním těžištěm. Je nutné počítat s faktem, že při vjezdu do první zatáčky je sud v rovnovážné poloze, ale při vjezdu do druhé je sud vychýlen a o to je náraz větší. Proto budou data vyhodnocena pro dvojice oblouků. První dvojicí jsou první oblouky, respektive první a třetí oblouk a druhou dvojicí jsou takzvané druhé oblouky, neboli druhý a čtvrtý oblouk. V tomto případě již nebudou vyhodnoceny úhly natočení volantu, jelikož jsou obdobné jako u zkoušky s pevným těžištěm.

oblouk	boční zrychlení [g]			
	levá 1	pravá 1	pravá 2	levá 2
průměr	1,4224	2,1906	1,1500	2,2001
sm. odch.	0,5718	1,2777	0,4886	0,6980

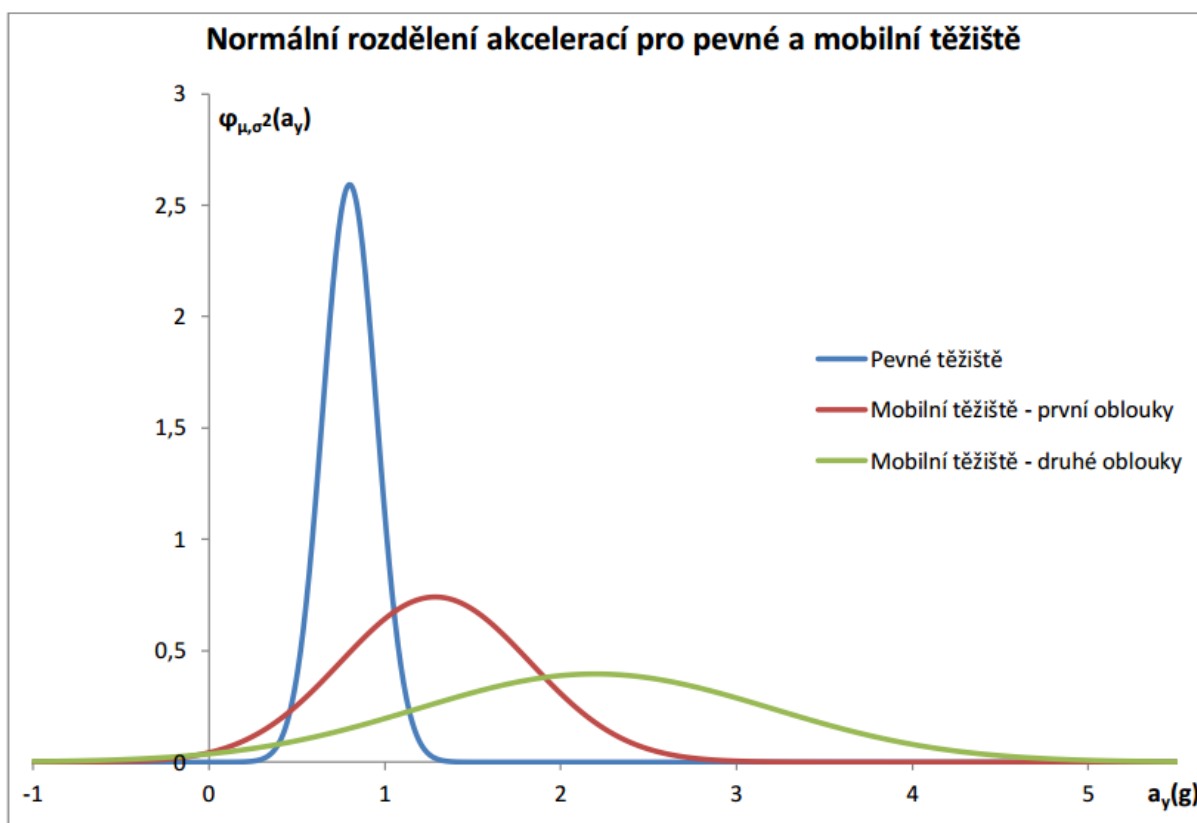
Tab. 5 Akcelerace pro jednotlivé oblouky [4]

Pro porovnání s předchozí zkouškou s pevným těžištěm je uvedena střední hodnota bočního zrychlení s 90 % pravděpodobností. Střední hodnota bočního zrychlení: [4]

- celkového v prvních obloucích je v intervalu (1,1559; 1,4165) g
- celkového v druhých obloucích je v intervalu (1,9513; 2,4393) g

Pro porovnání ještě připomenu hodnotu bočního zrychlení pro zkoušku s pevným těžištěm. Střední hodnota boční akcelerace leží v intervalu (0,7737; 0,8256) g.

Tyto výsledky lze vyjádřit také pomocí pravděpodobnostního rozdělení v grafu normálního rozdělení. Z výsledků je patrná vyšší hodnota bočních akcelerací u vozidla s pohyblivým těžištěm a také vyšší rozptyl hodnot. [4]



Obr. 23 Shrnutí výsledků [4]

7 SIMULACE

Simulace je obecně napodobení nějaké věci, problému nebo prakticky jakékoli situace, kterou si lze představit. Pro představu je možné uvést například simulace vesmírných procesů, simulace rozrůstání města, simulace namáhání součástek a veškeré simulátory. Většina simulací stojí na konkrétním modelu, většinou matematickém, a poté dochází k řadě složitých výpočtů, z čehož vyplývá, že k řešení složitých simulací je samozřejmě potřeba počítač. Aby bylo možné provést kvalitní simulaci na počítači, je potřeba zvolit vhodný software. Software je možné využívat buď speciální pro danou problematiku, ale ty však bývají špatně dostupné či složité, nebo software, které se specializují na něco úplně jiného. Příkladem může být Microsoft Excel, či Matlab, což nejsou primárně simulační programy, ale lze je pro jednodušší simulace použít.

Pro účely této práce bylo potřeba zvolit takový program, který by zvládl pokročilý model pohybu vozidla, včetně vizualizace a následné analýzy dat. Jediným, ale velmi důležitým omezením byla nutnost volit ze softwarů dostupných na Fakultě dopravní ČVUT, nebo zajistit studentskou verzi placeného softwaru. Nejprve padla volba na software HyperWorks od společnosti Altair, kterým fakulta disponuje. Po seznámení se s tímto jinak kvalitním softwarem vyplynulo, že pro konstrukci modelu automobilu jsou vhodnější možnosti. Tudíž se volba přesunula k softwaru Adams. Zde je možné využít zdarma studentskou verzi nebo software s licencí pro ČVUT. Studentská verze je bohužel ochuzena o spoustu funkcí a model lze vytvořit z omezeného počtu dílů, což je pro vytvoření automobilu nedostatečné.

7.1 Adams

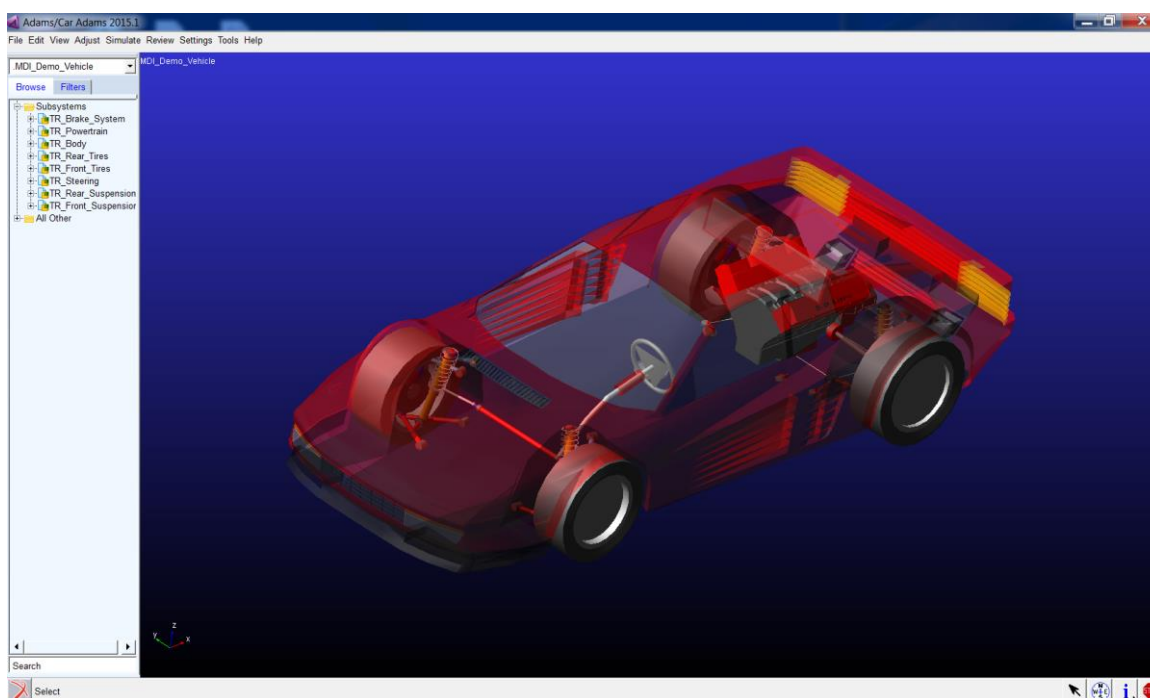
ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) provádí modelování a následné simulace mechanických systémů. Při doslovném překladu názvu, z něhož zkratka vychází, provádí automatickou dynamickou analýzu mechanických systémů. Jeho výrobcem je společnost MSC Software Corporation sídlící v Kalifornii. České zastoupení společnosti nalezneme v Brně. Adams nabízí spoustu modulů, například View, Solver, Postprocessor a pro tuto problematiku Adams/Car.

Adams/View je možné přirovnat k základnímu modulu. Zde jsou modely vytvářeny z jednotlivých elementů bez výrazných ulehčení. Lze vytvářet tělesa, vazby mezi nimi, dále přidávat síly, momenty a vytvářet simulace. Od Adams/View je odvozena zmíněná studentská

verze programu. **Adams/Solver**, neboli řešič, je jádrem celého Adamsu a je součástí všech modulů. Provádí veškeré výpočty, sestavuje modely a řeší soustavy rovnic. **Postprocessor** poté řeší zobrazení výsledných dat a zajišťuje lepší práci s výstupy simulace. Oba tyto moduly lze spustit zvlášť, ale z uživatelského hlediska k tomu nedochází často, jelikož jsou součástí všech nebo alespoň většiny modulů. Pro simulace automobilů a jejich částí je nejlepším řešením modul **Adams/Car**, který bude krátce představen. Celý Adams pracuje v angličtině, tudíž v následujících odstavcích budou pro lepší porozumění anglické termíny překládány. Pro případné zájemce o tento software je dobré originální názvy uvádět.

7.2 Adams/Car

Modul Adams/Car je přímo určen pro modelování a simulace vozidel nebo jejich částí. Po otevření se objeví jednoduché rozhraní. V horní části jsou záložky a v levé části složky obsahující jednotlivé části vozidla nebo jeho subsystemů. Po otevření záložky **File** (soubor) se otevře nebo vytvoří buď Subsystem nebo Assembly („spojení subsystemů“). Subsystem je například odpružení, karoserie, motor a řízení. Assembly, jak z názvu vyplývá, spojuje subsystemy do celého automobilu. Assembly však může být využito také pro simulaci odpružení tak, že se spojí pouze odpružení, řízení a kola do jednoho systému. Součástí Adamsu jsou základní subsystemy, ze kterých je možné sestavit zobrazený model sportovního automobilu nebo jiné automobily.



Obr. 24 Pracovní plocha Adams/Car

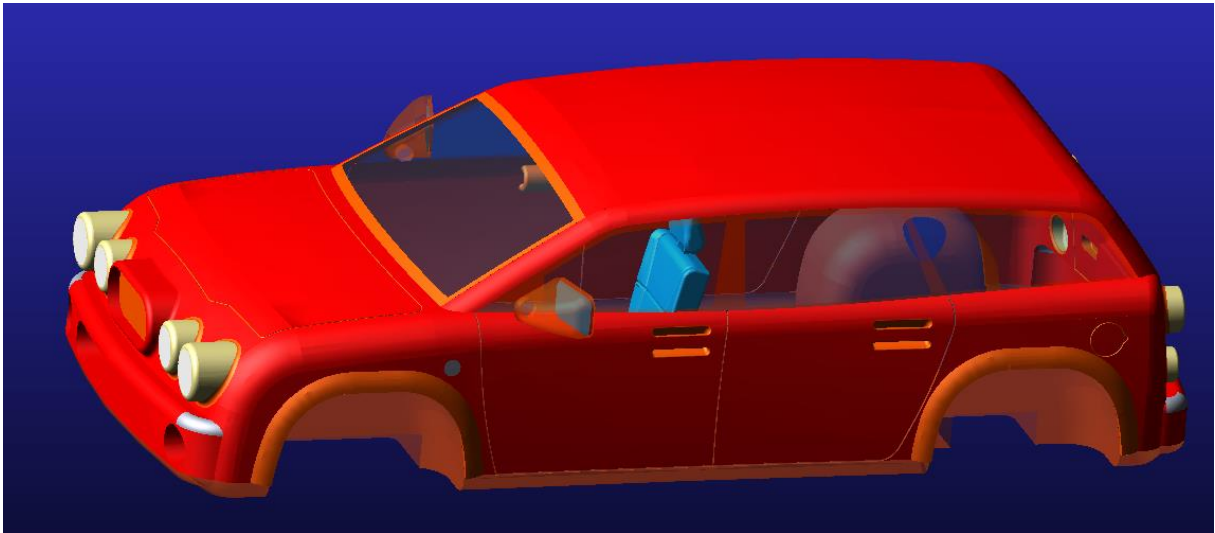
V záložce **Simulate** (simulace) je možné zvolit požadovanou simulaci odpružení, vozidla nebo pneumatiky. Při zvolení simulace vozidla se nabídne mnoho možností. Od brzdění, zrychlování, driftu až po změny jízdního pruhu. Jakmile simulace proběhne, je možné rozkliknout záložku **Review** (revize) a spustit vizualizaci příslušné simulace. Po zhlédnutí simulace je možné otevřít Adams/PostProcessor a vykreslit požadované hodnoty. Příkladem použití tohoto modulu bude simulace provedené zkoušky stability na konci této kapitoly.

Mohou nastat případy, což bude případ i této simulace, kdy nestačí subsystémy nabízené Adamsem. Potom je nutné vytvořit nové subsystémy nebo alespoň upravit ty, které jsou dostupné. Je možné využít importu z jiných softwarů, ale nejefektivnější řešení je použít integrovaný **Template Builder** („vytváření šablon“). Po nainstalování softwaru se však do Template Builderu nelze dostat a je nutné dle návodů aktivovat uživatelský režim expert. Po otevření modulu Adams/Car si bude nutné vybrat, zda se otevře Standard Interface (standardní rozhraní) nebo právě Template Builder.

Template Builder se graficky liší pouze v záložkách. K existujícím subsystémům existují stejnojmenné šablony, které je možné upravovat. Záložka **Build** (stavba) obsahuje většinu základních sil, těles a vazeb známých z modulu Adams/View. Právě obsahem této záložky se vytvoří, či upraví šablona a po uložení se přejde do Standard Interface. Zde se vytvoří nový subsystém z právě vzniklé šablony a je možné pokračovat k simulaci. Příkladem bude následující kapitola.

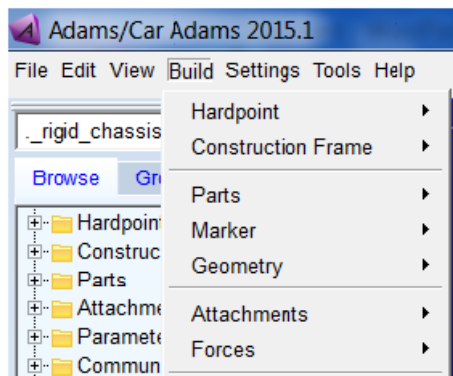
7.3 Simulace zkoušky stability vozidla

Shoda názvu této podkapitoly s názvem celé práce předznamenává stěžejní pasáž. Po seznámení se se všemi rozhraními a dostupnými subsystémy dochází konečně k tvorbě modelu Škody Octavia s pohyblivým sudem uvnitř. Je mnoho možností, ale nejvhodnější je nalézt v subsystémech podobnou karoserii, následně ji upravit a spojit s odpovídajícími subsystémy, které je potřeba také drobně upravit. Volba padla, kvůli tvaru, na karoserii crossover. Po jejím otevření v Template Builderu je možné začít s úpravami.



Obr. 25 Karoserie crossover po vyjmutí sedadel

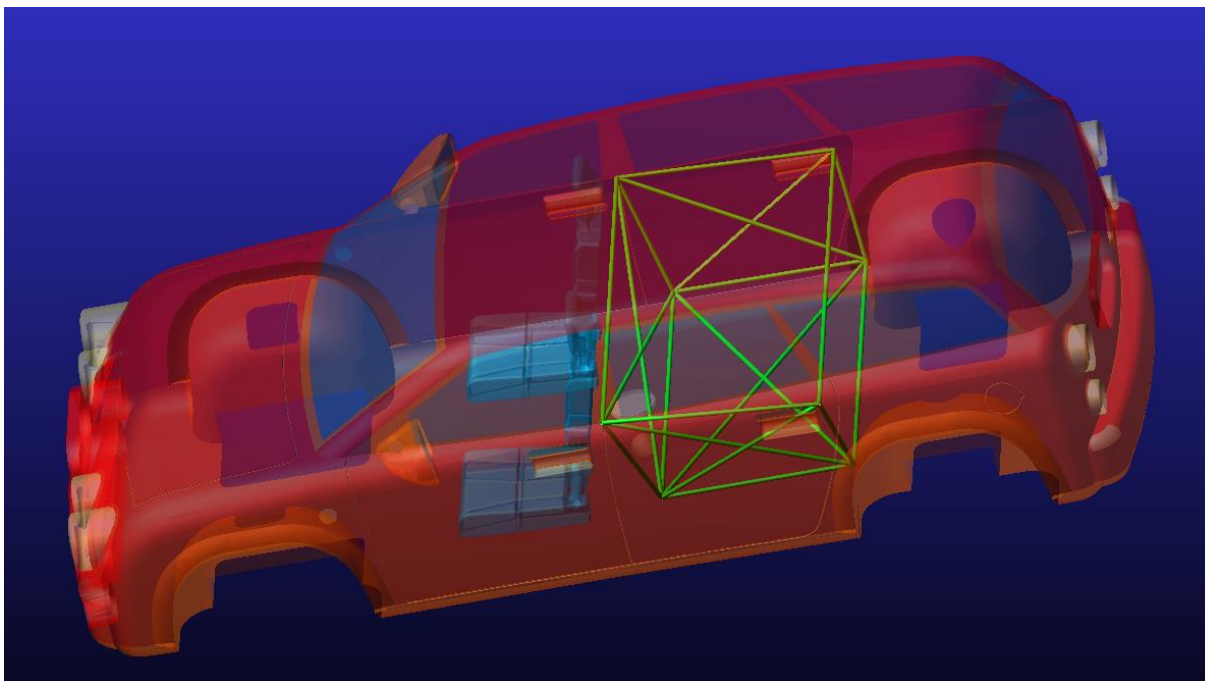
Úpravy se budou většinou shodovat s reálnými úpravami na vozidle. Je tedy potřeba odstranit z interiéru nepotřebné věci, v tomto případě sedačky. Zůstane jen místo řidiče, na které kvůli obdobnému rozložení hmotnosti bude později umístěna figurína řidiče o příslušné hmotnosti. Dále pak je nutné ve vzniklém prostoru umístit rám, sud a potřebné vazby. Těchto úprav lze docílit prakticky jen používáním již zmíněné záložky **Build** (stavba). V záložce Build se první od shora nachází podzáložka Hardpoint (pevný bod).



Obr. 26 Záložka Build

Tyto body se vytváří v těch místech, kde je potřeba uchytit rám ke karoserii a také kde bude přibližně střed sudu. Zadat se dají přímo souřadnice, nebo se umístí bod myši například na karoserii. Kombinací obou možností bylo vytvořeno dostatek bodů pro zhotovení rámu a umístění sudu. Při zapnutí programu jsou jednotlivé osy nastaveny podle očekávání. Podélná x nabývá nulové hodnoty ve středu přední nápravy, příčná je y a nulová hodnota je v ose vozidla. Vertikální osa je z a nulovou hodnotu má ve výšce vozovky. Pro umístění středu sudu

je nezbytná hodnota příslušného bodu na ose y rovna nule. Ještě je dobré zmínit, že při tvorbě bodu, ale i spousty jiných částí, je možné zvolit, jestli bude levý, pravý nebo single. Single vytvoří samotný bod, například střed sudu. Pokud při tvorbě rámu na levé straně je u bodu zadáno, že je bod levý, automaticky se na pravé straně vytvoří zrcadlově další bod, což ušetří polovinu práce. Obdobou pevného bodu je Construction Frame (konstrukční rám), s tím rozdílem, že pevný bod udává pouze umístění, ale konstrukční rám udává umístění i orientaci. Lze ho umístit do bodu, který představuje střed sudu, ale také jím tento pevný bod i nahradit. Zmíněná orientace je nezbytná pouze u sudu, protože se podle zvolených os umístí válec a také vazby. Na to navazuje podzáložka Parts (části), respektive General Parts (hlavní části). Ty jsou zapotřebí dvě, část rám a část sud. Část rám bude umístěna v libovolném bodu na karoserii a její orientace může být libovolná. Část sud je umístěna ve středu vozu v příslušném bodě, který byl vytvořen a orientaci udává příslušný konstrukční rám. Pro dokončení části je nutné zadat hmotnost, momenty setrvačnosti a materiál. Materiál je zvolen v základu jako ocel a ostatní čísla je možné napsat libovolná, protože se zpětně dopočítají v dalším kroku po doplnění tvarů a rozměrů. Po vytvoření obou částí je nutné přiřadit potřebnou geometrii. Rozkliknutím Geometry se objeví jednotlivé tvary, kde pro vytvoření rámu je ideální volba Link, což je válcový element s výraznou délkou a malým průměrem vytvořený z ocele. Těmito elementy se pospojují vytvořené body rámu a vždy se příslušný element přiřadí k části rám.

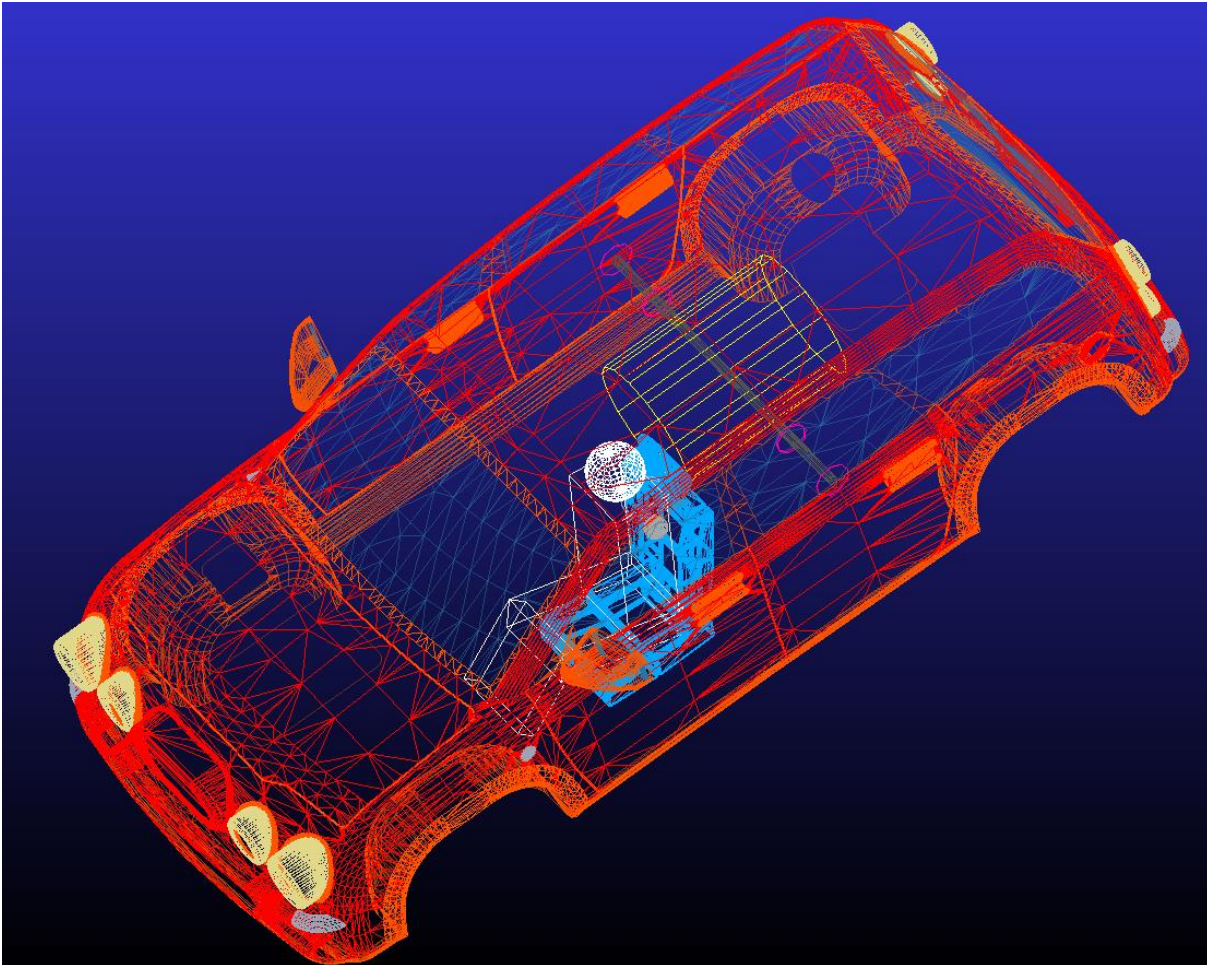


Obr. 27 Rám připevněný ke karoserii

Před dokončením všech jednotlivých geometrií se nabízí možnost zaškrtnout políčko s názvem Calculate Mass Properties of General Part. To zajistí, že se v předchozím kroku náhodně zadané hodnoty přepíše přesně podle materiálu a rozměrů. Nadále je však možné hmotnost měnit. Pro sud se nabízí intuitivně ve složce Geometry volba Cylinder (válec). Zde je pak potřeba zadat již vytvořený Construction Frame a pokud se válec nezobrazí dobře, je potřeba měnit jeho osy, dokud není dosaženo požadovaného natočení. Nyní jsou tedy obě části hotové s přiřazenými tvary a hmotností. Hmotnost u sudu se dá změnit na potřebných 221 kg už teď nebo až před simulací. Nezbytností je obě části ukotvit v prostoru. K tomu slouží volba Attachments („spojení“) a poté Joint („vazba“). První vazba bude fixed (pevná) mezi rámem a karoserií. Bude umístěna v libovolném spoji karoserie a rámu a orientace není důležitá. Druhá vazba bude translational (posuvná), mezi rámem a sudem, umístěna ve středu sudu s orientací podle požadované osy tak, že bude pohyb možný jen v ose y. Je možné také úplně vynechat rám a vytvořit posuvnou vazbu mezi sudem a přímo karoserií. Model se bude chovat stejně jako s rámem, akorát je nutné upravit hmotnost vozu, aby odpovídala skutečnosti.

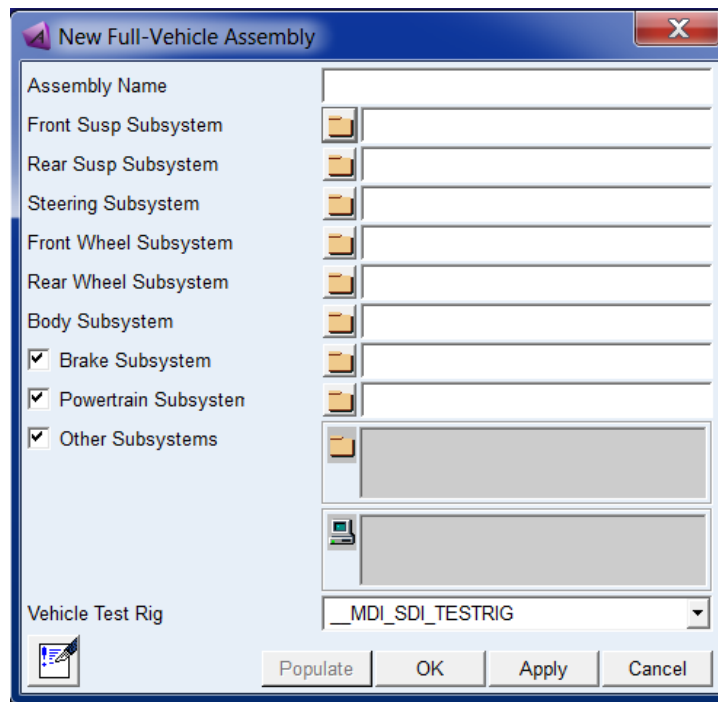
Nyní je k dispozici upravená karoserie, která obsahuje ocelový rám a sud, který je schopen pohybu v ose y. V tuto chvíli nechci předbíhat rovnou k simulaci, ale v rámci úprav karoserie jsem několikrát doplnil karoserii o zbylé subsystemy a provedl cvičnou simulaci, jak se vozidlo s danou úpravou chová a jestli je možné pokračovat dál. V aktuálním stavu modelu, při aktuálních vazbách a konstrukci, kdy jak rám, tak i válec jsou ocelové, jsem provedl cvičnou simulaci. Očekáváním bylo, že se sud při zatočení vozidla dá do pohybu na jednu stranu v rámci osy y a jakmile se dostane k ocelovému rámu, dojde k nárazu. Ve skutečnosti se sice válec dal do pohybu v ose y, ale bez jakéhokoli kontaktu prošel rámem, prošel dveřmi a pokračoval kamsi do prostoru. Takto se chovají tělesa v Adams/View, kde je na to v záložce se silami jednoduchá volba Contact (kontakt). Tudíž ideálním řešením by bylo použít tuto volbu v Adams/Car nebo přehodit model do Adams/View, doplnit kontaktní vazby a vrátit model zpět. První možnost není reálná, protože obdobná kontaktní síla v Adams/Car není. Zde se nachází pouze jakási volba Contact Definition, kterou je možné využít například na grafické zobrazení kontaktu pneumatiky s vozovkou, ale jinak je naprosto nepoužitelná. Přenesení modelu do Adams/View je bezproblémové, doplnění kontaktních sil je také možné, ale nemožné je upravený model importovat zpět do Adams/Car. Tento import hlásí řádově desítky chyb a simulace je tudíž neproveditelná. Jediným řešením bylo tedy najít v rámci Template

Builderu ve složce Build něco, co se bude chovat jako kontaktní vazba nebo síla. V rámci volby Forces (síly) je volba Bumpstop, která se používá jako doraz u tlumičů, respektive odpružení.



Obr. 28 Karoserie se sudem

Potom byla jedna část Bumpstopu umístěna na plášti sudu, druhá na rámu vozidla, a jakmile se obě části přiblíží, dojde k požadovanému nárazu. Pro plnou funkčnost je potřeba doplnit sud o pomocnou osu procházející oběma „Bumpstopy“ a upravit parametry nárazu. Vše je vidět na obrázku 28. Tímto je konečně model karoserie hotov. Takže po přejmenování a uložení se zapne opět Standard Interface. Zde je nutné nejprve sestavit celé vozidlo. Po zjištění z jakých subsystémů skládá Adams model crossover se vytvoří nové vozidlo.

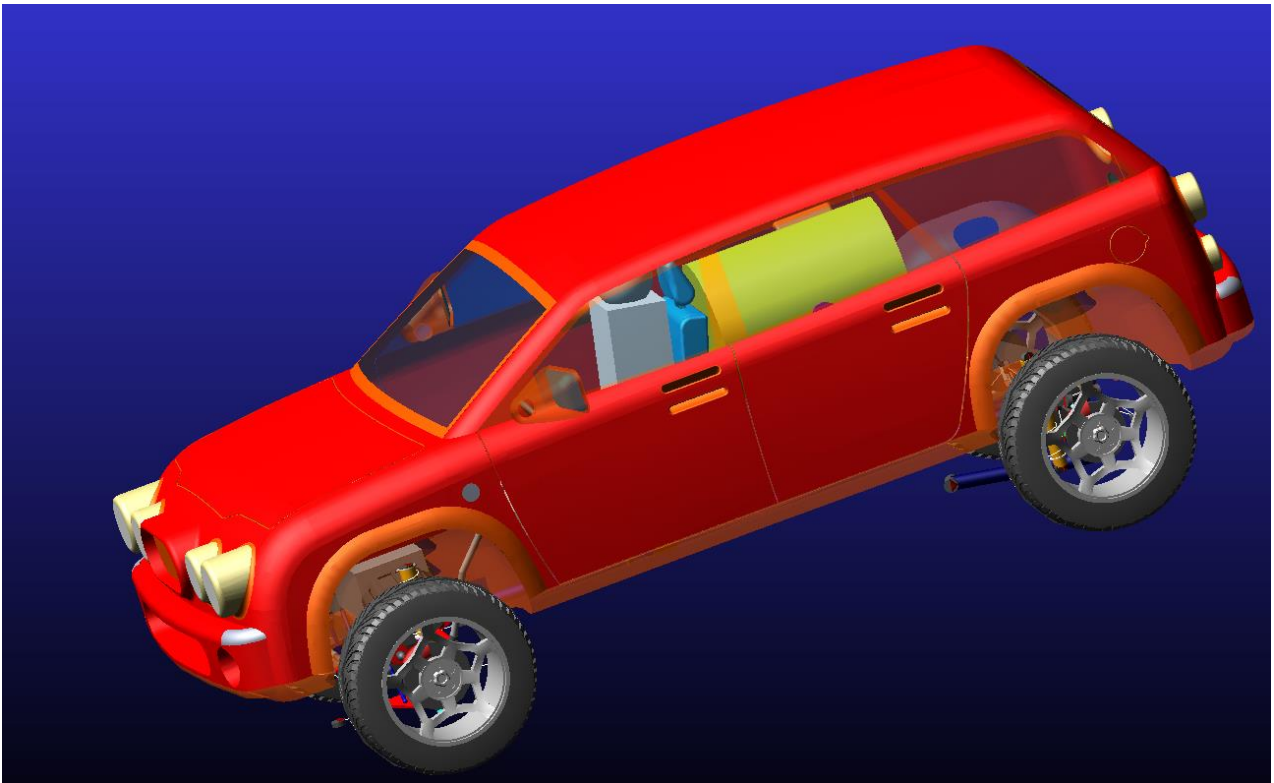


Obr. 29 Okno tvorby nového vozidla

Otevře se okno, kam se zadávají potřebné subsystemy nutné pro vytvoření vozidla. Zadané subsystemy jsou uvedeny v následující tabulce a pochází z databáze acar_concept/subsystems.tbl. Vytvořený Body Subsystem (karoserie) se nachází v adresáři, kam byl model karoserie uložen.

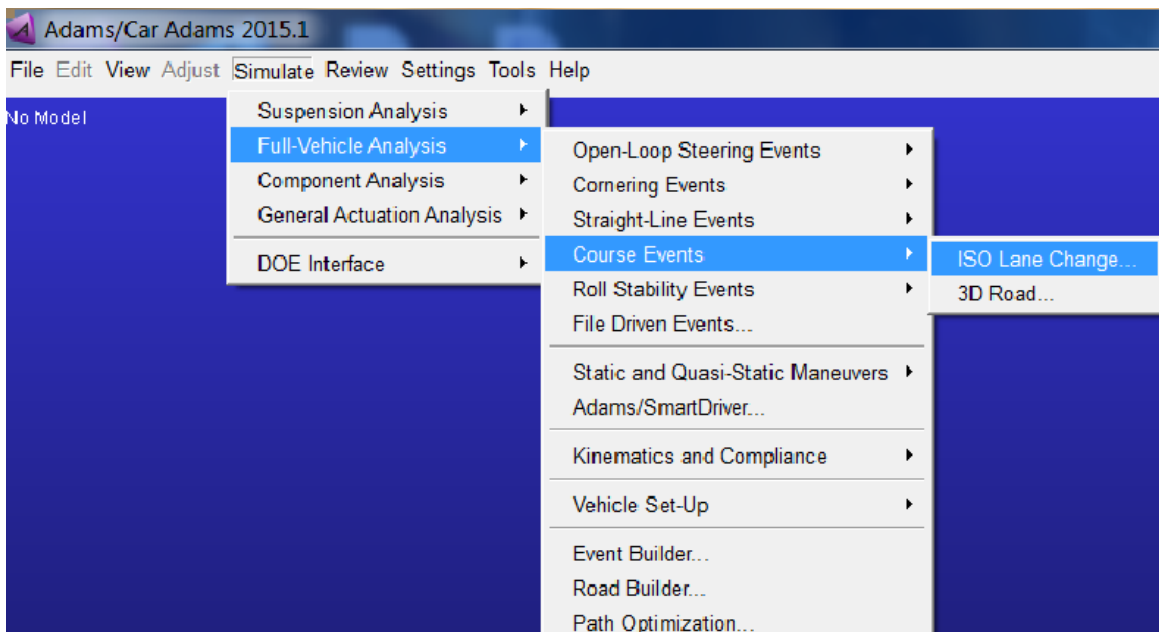
New Full-Vehicle Assembly ("nové vozidlo")		
Subsystem	Překlad	Zvolený subsystem
Front Susp	Přední odpružení	front_mcpherson_strut_susp3.sub
Rear Susp	Zadní odpružení	rear_multi_link_susp3.sub
Steering	Řízení	crossover_steering.sub
Front Wheel	Přední kola	pickup_truck_front_tires.sub
Rear Wheel	Zadní kola	pickup_truck_rear_tires.sub
Body	Karoserie	naše uložená karoserie.sub
Brake	Brzdy	sedan_brake_system.sub
Powertrain	Pohonné ústrojí	engine_transmission_transverse2.sub
Other	Ostatní	driveline_awd_crossover.sub
		front_arb_crossover.sub

Tab. 6 Subsystemy vozidla



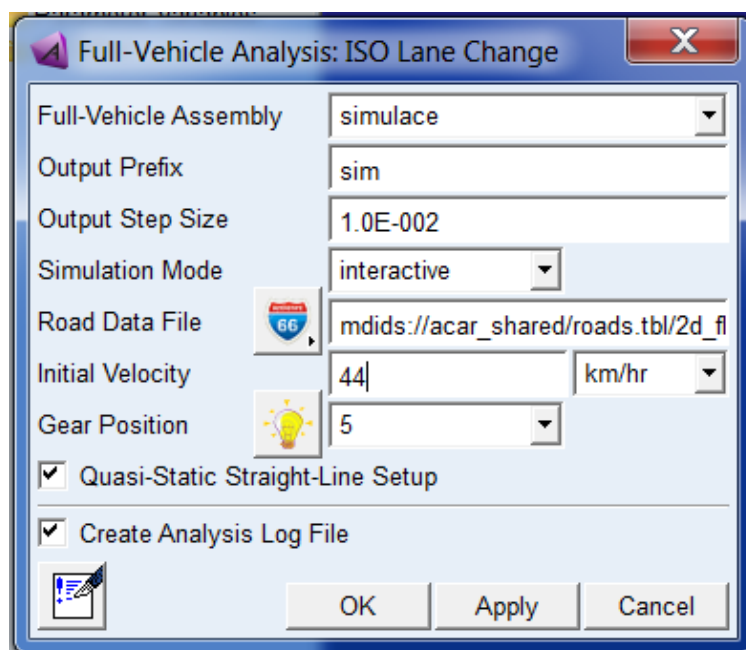
Obr. 30 Vykreslené vozidlo

Poté co se celý vůz vykreslí, je možné ještě upravovat některé hmotnosti a vlastnosti. Jakmile je model vozu podle představ, přejde se k simulaci. Pro tuto situaci je ideální zvolit simulaci ISO Lane Change, neboli změna jízdního pruhu. Tato konkrétní simulace je obdoba losího testu.



Obr. 31 Záložka Simulate

Po otevření se objeví jednoduché okno, kam se zadají hodnoty podle následujícího obrázku.



Obr. 32 Okno Simulace

První řádek se načte automaticky, to je vytvořený model. Do druhého řádku patří název simulace, pod kterým se všechny soubory uloží. Třetí řádek je velikost kroku simulace, který je nastaven na 0,1, ale pro lepší vizualizaci simulace je lepší jej přenastavit na 0,01. Pro doplnění, stejně jako v mnoha jiných softwarech i Adams používá místo desetinné čárky tečku. Ve čtvrtém řádku se vybírá mód simulace. Interactive provede vizualizaci simulace, background provede simulaci na pozadí a files_only vytvoří pouze soubory s výsledky. Já zvolil interactive. Pátý řádek udává charakteristiku silnice, zde není potřeba nic měnit. Šestý řádek udává počáteční rychlost, což je v tomto případě 44 km/h. A nakonec sedmý řádek řeší zařazený rychlostní stupeň, tedy pátý. Dále už není potřeba nic měnit a spustí se simulace. Simulace může dle výkonu počítače probíhat řádově i několik minut. Pokud nedojde k žádné chybě tak simulace úspěšně doběhne do konce a uloží se příslušné soubory. Tím je simulace hotová.

Po rozkliknutí záložky **Review** a Animation Controls se spustí vizualizace simulace. Zde je možné sledovat, jak se v konkrétní zatáčce sud chová, případně jak probíhá náraz. Stiskem klávesy F8 nebo kliknutím na podzáložku Postprocessing Window se otevře již několikrát zmíněné okno Adams/PostProcessor, kde se vykreslí požadovaná data zrychlení, natočení volantu a vlastně téměř cokoli, co software nabídne. Vykreslené grafy se objeví v následující kapitole, kde budou porovnány s naměřenými daty z pokusu.

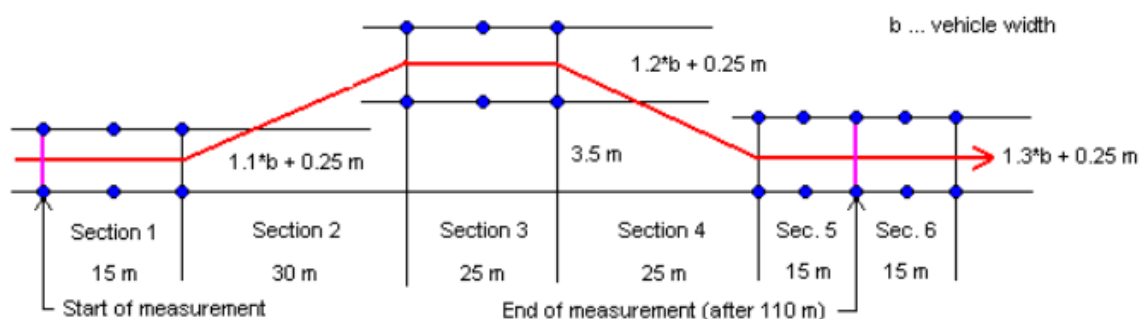
Pro dokonalé porovnání dat se nejprve musí provést simulace i s vozidlem s upevněným těžištěm. To se provede návratem do Template Builderu, načte se model karoserie a předělá se posuvná vazba (translational) na pevnou (fixed). Po vytvoření vozidla se provede simulace a tím se získají data pro obě varianty pokusu.

8 VYHODNOCENÍ

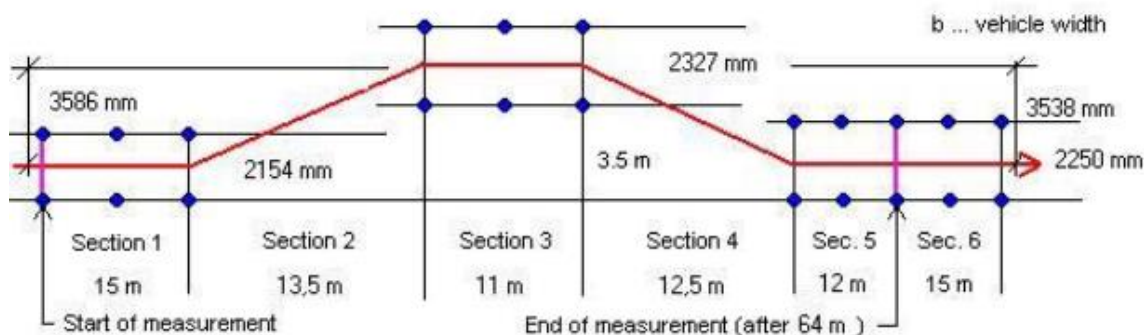
Nyní přichází nejdůležitější část celé práce, a to porovnání hodnot ze simulace s hodnotami naměřenými při pokusu. Simulace by měla hlavně odstranit chyby jednotlivých řidičů.

8.1 Vozidlo s pevným těžištěm

Nejdříve se porovnají hodnoty u vozidla s upevněným sudem. Hned při první simulaci se při vyhodnocení objevila nezvykle nízká data bočního zrychlení. Po krátkém pátrání po příčině vyplynulo, že ISO dráha, na které se provádí zkouška, byla pro potřeby experimentu upravena, respektive zmenšena, a na základě toho byla možná projíždět nižší rychlostí. Jenže software Adams používá při konkrétní simulaci původní ISO dráhu, kterou nelze měnit.



Obr. 33 ISO dráha pro vyhýbací manévr [4]



Obr. 34 Dráha pokusu [4]

To znamená, že vytvořený model v simulaci může jet vyšší rychlostí, než se dostane na boční zrychlení naměřená při pokusu. Nyní je potřeba dát tato data dohromady. Nejideálnější by samozřejmě bylo, kdyby byl pokus proveden na ISO dráze. To je ale nyní nereálné, tudíž jediným řešením je předpokládat, že model bez pohybujícího se těžiště a se shodně nastavenou hmotností všech částí se bude chovat obdobně jako vozidlo v pokusu. Následným porovnáním hodnot bočního zrychlení v několika rychlostech lze zjistit, jaká rychlost na ISO

dráze odpovídá rychlosti na zmenšené dráze. Se stejnou rychlostí bude provedena simulace s pohyblivým těžištěm a hodnoty už by se měly sejít. Tabulka 7 z kapitoly o pokusu připomíná naměřené hodnoty.

veličina	akcelerace v bočním směru (g)				úhel natočení volantu (°)			
	levá 1	pravá 1	pravá 2	levá 2	levá 1	pravá 1	pravá 2	levá 2
průměr	0,7543	0,7180	0,8646	0,8607	111,7	75,1	99,3	117,3
sm. odch.	0,1000	0,1219	0,1147	0,2084	14,4	26,8	32,4	31,7

Tab. 7 Akcelerace a úhly natočení volantu v jednotlivých obloucích [4]

V tabulce 8 jsou hodnoty bočního zrychlení při simulaci v jednotlivých rychlostech. Zde je vidět další výhoda simulace, protože v relativně krátkém čase je možné provést simulace v různých rychlostech. Jak je z tabulky 8 patrné, rychlosti kolem 44 km/h (v reálu to nakonec bylo lehce přes 42 km/h)[4] odpovídá přibližně rychlost 80 km/h na ISO dráze.

Rychlost [km/h]	Boční zrychlení [g]			
	Oblouk 1	Oblouk 2	Oblouk 3	Oblouk 4
44	0,36	0,3	0,46	0,41
50	0,46	0,39	0,56	0,5
60	0,6	0,54	0,71	0,65
70	0,72	0,63	0,8	0,76
80	0,77	0,7	0,85	0,8
85	0,81	0,75	0,86	0,83

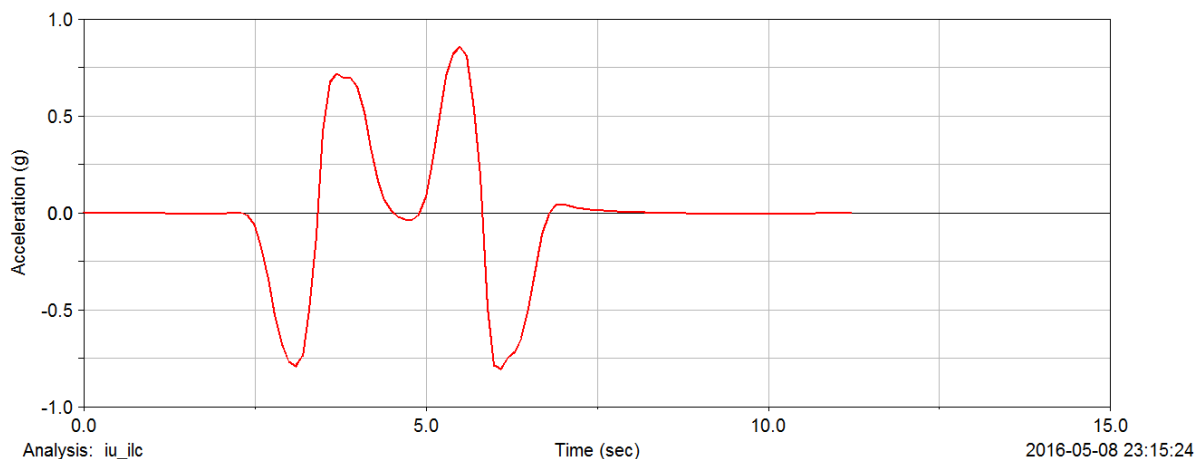
Tab. 8 Boční zrychlení při simulaci

Rozdíly obou tras lze kromě obrázků 33 a 34 popsat také poloměrem oblouku, který lze vypočítat z upraveného vzorce pro odstředivou sílu, kde R je poloměr oblouku, F odstředivá síla, v rychlost a m hmotnost. Podíl kvadrátu rychlosti a poloměru oblouku je zrychlení.

$$R = \frac{mv^2}{F}$$

Poloměr oblouku vychází při pokusu 18,7 m a při simulaci v rychlosti 44 km/h 42,3 m. Tento rozdíl vysvětluje odlišná boční zrychlení na obou tratích. V případě znalosti přesného pohybu vozidla, a tudíž znalosti poloměru, po kterém se pohybuje, by bylo možné dopočítat příslušnou rychlost, v jaké bude zrychlení stejné. Jenže v každé rychlosti se pohybuje vozidlo po odlišném

poloměru, a proto je lepší provést více simulací a tím určit příslušnou rychlost, aby byla zrychlení obdobná. Na obrázku 35 je možné vidět průběh bočního zrychlení s pevným těžištěm. Zde je znázorněno, jak simulace odstraní chyby řidičů.



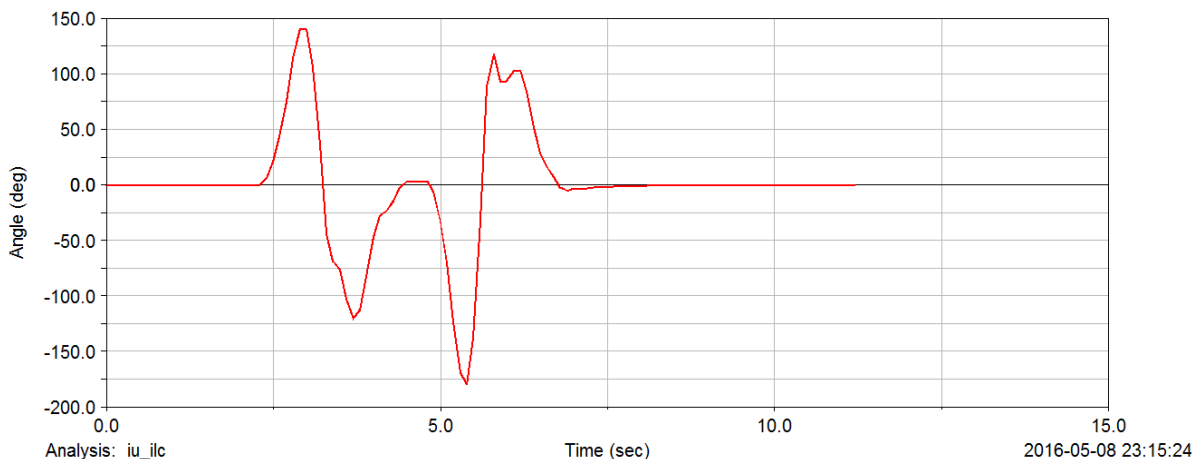
Obr. 35 Průběh bočního zrychlení s pevným těžištěm

Dalším paradoxem je úhel natočení volantu v simulaci. V rychlosti 80 km/h jsou úhly mnohem větší než při pokusu. Při rychlosti 44 km/h na ISO dráze jsou hodnoty sice nižší, pořád se ale neshodují s naměřenými. Všechny grafy, ze kterých byly odečteny hodnoty v tabulkách 8 a 9, jsou k dispozici v přílohách.

Rychlost [km/h]	Úhel natočení volantu [°]			
	Oblouk 1	Oblouk 2	Oblouk 3	Oblouk 4
44	119	101	153	130
50	122	104	157	136
60	127	117	170	147
70	135	126	174	138
80	138	113	178	123
85	140	103	173	129

Tab. 9 Úhly natočení volantu v jednotlivých obloucích

Provedl jsem simulaci také pro vozidlo o jiné hmotnosti, kde hmotnost byla snížena o 221 kg, tento stav odpovídal vozu bez sudu. S takto odlehčeným vozem se změnil úhel natočení v oblouku s největším rozdílem hodnot o 3°. Z toho vyplývá, že změna hmotnosti nehraje výraznou roli a odchylka hodnot je způsobena zřejmě již zmíněnou odlišnou dráhou, rychlostí průjezdu zatáček, ale také ji způsobují chyby jednotlivých řidičů, jak bylo zmíněno v kapitole o pokusu.



Obr. 36 Průběh úhlu natočení volantu

Na závěr ještě tabulka s porovnáním průměrů naměřených hodnot s těmi ze simulace.

	Boční zrychlení [g]		Úhel natočení volantu [°]	
	Průměr	Směrodatná odchylka	Průměr	Směrodatná odchylka
Pokus	0,799	0,155	100,850	18,742
Simulace	0,788	0,068	125,750	21,747

Tab. 10 Porovnání průměrů hodnot

8.2 Vozidlo s pohyblivým těžištěm

Z minulé kapitoly je jisté, že pro ideální porovnání výsledků by bylo zapotřebí mít totožnou trasu obou srovnávaných dějů. Je ale možné vzít hodnotu rychlosti, při které má v simulaci vozidlo obdobné boční zrychlení a tou samou rychlostí provést simulaci s pohyblivým těžištěm. Vzhledem k tomu, že u vozidla s pevným těžištěm není mnoho možností pro chybu, mohlo by toto srovnání přinést požadovaný výsledek. U vozidla s pevným těžištěm je daná rychlost a přesná hmotnost vozidla i jeho částí, tudíž by měla simulace odpovídat reálu. Proto byla provedena simulace vozidla s pohyblivým těžištěm v rychlosti 80 km/h a podle předpokladu by se hodnoty měly přiblížit hodnotám z reálného pokusu s pohyblivým těžištěm.

		Boční zrychlení [g]			
		Oblouk 1	Oblouk 2	Oblouk 3	Oblouk 4
Pokus	Průměr	1,42	2,19	1,15	2,2
	Sm. odchylka	0,57	1,27	0,49	0,69
Simulace		1,17	1,97	0,94	2,27

Tab. 11 Boční zrychlení při pokusu a simulaci [4]

V tabulce 11 je uvedeno boční zrychlení vozidla při pokusu i v simulaci s pohyblivým těžištěm. Jako pro pevné těžiště jsou hodnoty opět rozděleny pro jednotlivé oblouky. Jak již bylo zmíněno v kapitole o pokusu, zrychlení v sudých obloucích (v tomto případě pravá 1 a levá 2) je vyšší než v lichých. To je dáno polohou sudu v jednotlivých obloucích. I kdyby náhodou vyšly v simulaci odlišné hodnoty, musí být hodnoty v sudých obloucích stejně vyšší. Po provedení simulace vyšly následující hodnoty uvedené v tabulce 11. Hodnoty jsou sice trochu nižší než naměřené, ale po připomenutí si intervalů bočního zrychlení z pokusu je zřejmé, že kromě oblouku 3 jsou všechny hodnoty v intervalech.

Střední hodnota bočního zrychlení: [4]

- v prvních obloucích je v intervalu (1,1559; 1,4165) g
- v druhých obloucích je v intervalu (1,9513; 2,4393) g.

Z toho vyplývá, že i přes rozdílné trasy bylo možné při úpravě rychlosti u vozidla s pevným těžištěm získat hodnoty odpovídající naměřeným intervalům.

8.3 Veličiny relevantní identifikaci modelu

Tento odstavec shrne všechny hodnoty a veličiny, které bylo potřeba zjistit na vozidle a následně zadat do simulace, aby bylo možné se dostat k podobným výsledkům v simulaci. Hned první veličinou, kterou lze nazvat v tomto případě nejdůležitější, je rozměr trati. Kdyby tento pokus nebo podobný ještě někdy probíhal, je potřeba buď dodržet ISO rozměry, nebo změněné rozměry nějakým způsobem zadat do softwaru. Po problémech s tratí přišlo na řadu určování polohy těžiště. Součástí určování polohy těžiště bylo i zjištění hmotnosti vozidla se sudem. Právě hmotnost je stěžejní údaj, na kterém stojí tato simulace. Když je řeč o hmotnosti, druhým nejdůležitějším údajem je hmotnost samotného sudu. S tím samozřejmě souvisí i rozměry, ale paradoxně rozměry sudu nejsou nezbytné. Sud musí mít podobné rozměry, ale hlavní je znát akční rádius. To znamená, po jaké dráze se sud o dané hmotnosti pohybuje, než

narazí. Jakmile jsou známé hmotnosti, je nutná také počáteční rychlost průjezdu trati. Z těchto veličin už lze sestavit smysluplný model. Dále je potom potřeba pohlídat přibližně podobné rozměry karoserie a orientační hmotnosti jednotlivých subsystémů, aby se například nestalo, že jedno kolo bude vážit přes 50 kilogramů a například motor 2 kilogramy. Pokud tyto údaje odpovídají, už je model téměř hotov. Potom lze ještě doplnit řidiče do modelu, a to zadáním jeho hmotnosti podle normy, nebo podle pokusu. Na druhou stranu však nemá smysl podrobně zjišťovat vlastnosti pneumatik nebo odpružení, stačí použít Adamsem nabízené subsystémy. S těmito údaji je možné sestavit odpovídající model.

9 ZÁVĚR

Tato práce měla několik cílů. Prvním bylo seznámení se s dynamikou vozidla ve vztahu ke stabilitě. Základem byly matematické modely vozidla a z toho plynoucí pohybové rovnice jak v rovině, tak i v prostoru. Vzhledem k povaze provedeného pokusu bylo nutné se seznámit s problematikou pohyblivého těžiště. Pohyblivé těžiště má výrazný vliv na stabilitu, příkladem může být neupevněný náklad ve vozidle. Je jedno, jestli je náklad pevný, tekutý nebo sypký, vždy má jeho pohyb určitý vliv na stabilitu vozidla. Poté proběhlo seznámení se zkouškou stability vozidla provedené na Fakultě dopravní ČVUT, kdy byla provedena zkouška stability upraveného vozu Škoda Octavia s pohyblivým sudem uvnitř. Po důkladné analýze všech úprav vozidla a celého pokusu už bylo možné se přesunout k simulaci tohoto děje. Pro úspěšnou simulaci bylo nutné důkladně se seznámit se softwarem Adams. Po porozumění softwaru, hlavně modulu Adams/Car, došlo na tvorbu vozidla s pohyblivým sudem uvnitř. Nejdříve bylo nutné upravit samotnou karoserii, doplnit ji o sud a příslušná upevnění a vazby. Karoserie poté byla spojena s ostatními subsystemy nutnými pro stavbu vozu. S tímto modelem byla následně spuštěna simulace změny jízdního pruhu neboli „losí test“. Ze simulace byla získána data o bočním zrychlení. Následovalo ale zjištění, že provedený pokus neproběhl na ISO dráze. Proto bylo nezbytné upravení rychlosti u simulace s pevným těžištěm na takovou rychlost, aby odpovídalo boční zrychlení, respektive odstředivá síla. Ideální rychlost byla 80 km/h a tou samou rychlostí bylo nutné provést simulaci s pohyblivým těžištěm. Předpokladem bylo, že vyjdou obdobné hodnoty, jako byly naměřeny při pokusu, a to se také potvrdilo. Proto je možné pro všechny ostatní vozidla a náklady využít simulaci. Pro lepší přesnost by bylo ideální vytvořit obdobný pokus ještě jednou na ISO dráze. Po provedení pokusu na ISO dráze by měly hodnoty lépe odpovídat simulaci. Na základě naměřených hodnot by bylo možné naprosto přesně vytvořit model a po validaci všech dat ještě například změnit nastavení odpružení nebo pneumatik. Na závěr ještě bylo potřeba shrnout, jaké hodnoty a veličiny byly zapotřebí k vytvoření modelu. Stěžejní veličiny pro vytvoření modelu jsou celková hmotnost, hmotnost dílčích částí vozu včetně sudu, s tím související poloha těžiště a akční rádius sudu. K tomu je nutné připojit rozměry dráhy, vozu a rychlost průjezdu tratí. Všechna tato témata byla dostatečně popsána a cíle práce byly splněny.

10 ZDROJE

- [1] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [2] FIRST, Jiří. *Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry*. Vyd. 1. Praha: S, 2008. ISBN 978-80-254-1850-5.
- [3] HOHN, Tomáš. *Vliv těžiště na stabilitu vozidla - konstrukce zařízení pro experiment*. Praha, 2004. Bakalářská práce. ČVUT. Vedoucí práce Ing. Jiří First.
- [4] HANKE, Štěpán. *Vliv těžiště na stabilitu vozidla - metodologie*. Praha, 2004. Bakalářská práce. ČVUT. Vedoucí práce Ing. Jiří First.
- [5] ŘADA, Jakub. *Vliv těžiště na stabilitu vozidla – měřicí technika*. Praha, 2004. Bakalářská práce. ČVUT. Vedoucí práce Ing. Jiří First.
- [6] KARNOPP, Dean. *Vehicle stability*. New York: Marcel Dekker, c2004. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.), 171. ISBN 0824757114.
- [7] FIRST, Jiří, KOVANDA, Jan. *Vliv hmotnosti na parametry, zejména dynamiku vozidla*. Praha, 2007. Nezávislá studie. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta dopravní, Katedra dopravní techniky.
- [8] *AutoSuperMarket* [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z:
<http://www.autosupermarket.it/magazine/renault-4control-quattro-e-meglio-di-due/>
- [9] *Autolexikon* [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z:
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/esp-electronic-stability-programme/>
- [10] *MSC Software: Adams/Car* [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z:
<http://www.mscsoftware.com/product/adams-car>
- [11] *Adams/Car: Real Dynamics for Vehicle Design and Testing* [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: http://www.4cad.fr/content/files/ds_adams-car_ltr_w.pdf
- [12] *MSC Software: Adams/Car for Academic Vehicle Simulations* [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://web.mscsoftware.com/spain/Academia/Learn/Learn-AdamsCar.aspx>

Seznam obrázků	
Obrázek 1	Schéma pohybu vozidla
Obrázek 2	Rovinný dynamický model
Obrázek 3	Jednostopý rovinný dynamický model automobilu
Obrázek 4	Schéma zatížení kol
Obrázek 5	Lineární prostorový model automobilu
Obrázek 6	Náhradní model řídicího ústrojí
Obrázek 7	Řízení všech kol 4Control
Obrázek 8	Řešení nedotáčivého smyku
Obrázek 9	Řešení přetáčivého smyku
Obrázek 10	Schéma systému ESP
Obrázek 11	Schéma trati
Obrázek 12	Zkouška citlivosti na boční vítr
Obrázek 13	Úprava vozidla
Obrázek 14	Vážení automobilu
Obrázek 15	Schéma polohy těžiště
Obrázek 16	Ustálená jízda v kruhu
Obrázek 17	Odezva na impulsní natočení volantu
Obrázek 18	Dráha pro zkoušku
Obrázek 19	Naměřená data
Obrázek 20	Rozdíl mezi filtrovanými a nefiltrovanými daty
Obrázek 21	Chyby řidičů
Obrázek 22	Chyby řidičů
Obrázek 23	Shrnutí výsledků
Obrázek 24	Pracovní plocha Adams/Car
Obrázek 25	Karoserie crossover po vyjmutí sedadel
Obrázek 26	Záložka Build
Obrázek 27	Rám připevněný ke karoserii
Obrázek 28	Karoserie se sudem
Obrázek 29	Okno tvorby nového vozidla
Obrázek 30	Vykreslené vozidlo
Obrázek 31	Záložka Simulate
Obrázek 32	Okno Simulace
Obrázek 33	ISO dráha pro vyhýbací manévr
Obrázek 34	Dráha pokusu
Obrázek 35	Průběh bočního zrychlení s pevným těžištěm
Obrázek 36	Průběh úhlu natočení volantu

Seznam tabulek	
Tabulka 1	Použité veličiny
Tabulka 2	Technické údaje vozidla
Tabulka 3	Akcelerace a úhel natočení volantu pro jednotlivé oblouky
Tabulka 4	Akcelerace a úhel natočení pro celou dráhu
Tabulka 5	Akcelerace pro jednotlivé oblouky
Tabulka 6	Subsystemy vozidla
Tabulka 7	Akcelerace a úhly natočení volantu v jednotlivých obloucích
Tabulka 8	Boční zrychlení při simulaci
Tabulka 9	Úhly natočení volantu v jednotlivých obloucích
Tabulka 10	Porovnání průměrů hodnot
Tabulka 11	Boční zrychlení při pokusu a simulaci

Seznam zkratek	
4WAS	4 Wheel Active Steer
ABS	Antilock Braking System
ASR	Anti-Slip Regulation
BMW	Bayerische Motoren Werke AG
ČVUT	České Vysoké Učení Technické
ESP	Electronic Stability Programm
FIA	Federation Internationale de l'Automobile
ISO	International Organisation for Standardization
TDi	Turbocharged Direct Injection

Seznam příloh	
Příloha 1	Boční zrychlení při simulaci v 44 km/h
Příloha 2	Úhel natočení volantu při simulaci v 44 km/h
Příloha 3	Boční zrychlení při simulaci v 50 km/h
Příloha 4	Úhel natočení volantu při simulaci v 50 km/h
Příloha 5	Boční zrychlení při simulaci v 60 km/h
Příloha 6	Úhel natočení volantu při simulaci v 60 km/h
Příloha 7	Boční zrychlení při simulaci v 70 km/h
Příloha 8	Úhel natočení volantu při simulaci v 70 km/h
Příloha 9	Boční zrychlení při simulaci v 85 km/h
Příloha 10	Úhel natočení volantu při simulaci v 85 km/h
Příloha 11	Boční zrychlení při simulaci s pohyblivým těžištěm v 80 km/h