



Ovladatelnost a stabilita vozidel

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství
Autor práce: **Jan Malad**
Vedoucí práce: doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jan Malad**
Osobní číslo: **S12000128**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **Ovladatelnost a stabilita vozidel**
Zadávající katedra: **Katedra vozidel a motorů**

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

Předmětem bakalářské práce je zpracování studie zaměřené na říditelnost a ovladatelnost osobních automobilů.

1. Uveďte hlavní zákonitosti dynamiky jízdy a vliv jednotlivých ústrojí na ovladatelnost a stabilitu při provozu vozidla.
2. Proveďte rozbor požadavků kladených na jízdní vlastnosti automobilů.
3. Zpracujte rešerši systémů směrového řízení, jež se uplatnily v konstrukci automobilů.
4. Proveďte vyhodnocení variant uspořádání ústrojí podvozku s ohledem na využití hnacích, brzdových a dalších systémů pro zajištění říditelnosti a ovladatelnosti vozidla a bezpečnosti jízdy.

Rozsah grafických prací: podle pokynů konzultanta
Rozsah pracovní zprávy: textová část 40 stran
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:


- [1] VLK, F. *Stavba motorových vozidel*. Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství. 1. vydání. Brno, 2003, ISBN 80-238-8757-2.
[2] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství. 1. vydání. Brno, 2000, ISBN 80-238-5273-6.
[3] Technische Unterrichtung Bosch: Bremsysteme mit ABS-ASR. 2. Ausgabe 94/95, Stuttgart, VDI 1994.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání bakalářské práce: 15. listopadu 2015
Termín odevzdání bakalářské práce: 15. února 2017


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. listopadu 2015

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé práce doc. Ing. Miroslavu Malému, CSc. za věnovaný čas při konzultacích, cenné podněty a doporučení při psaní této práce. Dále bych rád poděkoval Ing. Martinu Dorotkovi za uvedení do problematiky simulace jízdy vozidla a Ing. Josefu Brouškovi za další rady a doporučení při používání tohoto softwaru. V neposlední řadě bych rád poděkoval svým rodičům za podporu během studia a své přítelkyni za trpělivost při psaní této práce.

Ovladatelnost a stabilita vozidel

Anotace

Tato práce se zabývá tematikou ovladatelnosti osobních vozidel. Zahrnuje popis hlavních zákonitostí z dynamiky jízdy a rozbor systémů směrového řízení. Práce obsahuje rozbor požadavků na jízdní vlastnosti vozidla a vyhodnocení variant uspořádání ústrojí vozidla. Praktická část práce představuje vyhodnocení vybrané varianty vozidla s ohledem na ovlivnění říditelnosti v závislosti na obsazení osobami a nákladem.

Klíčová slova: vozidlo, říditelnost, mechanismus řízení, citlivost na rozložení hmotnosti, dSpace

Controllability and Stability of Vehicles

Annotation

This thesis explores the topic of vehicle control. It includes the main principles of automotive dynamics and analyses the systems related to directional control. The thesis comprises analysis of car dynamics requirements and evaluates the options of arranging these mechanisms within cars. The practical aspect of this thesis consisted of evaluating how varying passenger and load affected the vehicle control.

Key words: vehicle, controllability, steering mechanism, sensitivity to arrangement of the weight, dSpace

Obsah

Úvod.....	11
1 Hlavní zákonitosti dynamiky jízdy	13
1.1 Jízdní odpory	15
1.2 Hnací ústrojí	16
1.2.1 Pohonná jednotka.....	17
1.2.2 Pneumatika.....	18
2 Požadavky kladené na jízdní vlastnosti vozidla	25
2.1 Požadavky na pohon	25
2.2 Požadavky na řízení	26
2.3 Požadavky na vozidlová kola.....	26
2.4 Požadavky na vedení a směrovou stabilitu	27
3 Směrové řízení osobního vozidla.....	29
3.1 Geometrie řízených kol	29
3.2 Mechanismus řízení	32
3.3 Řiditelnost při ustáleném zatáčení	34
3.4 Aktivní řízení všemi koly.....	36
3.5 Elektronické stabilizační systémy	38
4 Možné varianty uspořádání podvozku	41
4.1 Přední pohon	41
4.2 Standartní pohon	42
4.3 Pohon všech kol	43
4.4 Zadní pohon	44
4.5 Motor uprostřed.....	44
5 Vyhodnocení citlivosti vozidla na zatížení nákladem	47
5.1 Způsoby zkoušení ovladatelnosti vozidel	47
5.2 Program pro simulaci jízdy	48
5.3 Zvolený typ vozidla pro vyhodnocení.....	48
5.4 Volba velikosti a hmotnosti nákladu.....	50
5.4.1 Náklad na střeše (N1)	50
5.4.2 Náklad v kufru (N2).....	51
5.4.3 Řidič (R3)	52
5.4.4 Spolujezdec (S4 – S6).....	53

5.5	Rozmístění osob a nákladu ve vozidle	54
5.6	Jednotlivé konfigurace uspořádání zátěže	55
5.6.1	Konfigurace 1 (pouze řidič)	55
5.6.2	Konfigurace 3 (řidič se spolujezdcem vpředu)	56
5.6.3	Konfigurace 5 (řidič a náklad v kufru).....	57
5.6.4	Konfigurace 6 (plné obsazení)	58
6	Vyhodnocení říditelnosti vozidla při konstantním natočení volantu	61
6.1	Průběh zkoušky.....	61
6.2	Výsledky	62
7	Závěr.....	65
	Seznam použité literatury	67
	Seznam obrázků	69
	Seznam tabulek	71
	Seznam symbolů a zkratk:	72
	Seznam příloh.....	76

Úvod

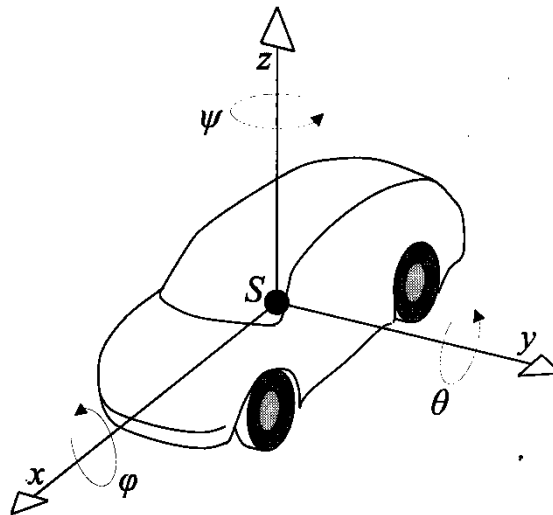
Osobní automobil je nejrozšířenější a nejběžnější prostředek dopravy a tudíž je na něj kladeno mnoho požadavků. Při návrhu vozidla jde často o drobné změny a zkoušení formou pokus a omyl. I tak se ale na vývoji podílí celé týmy kvalifikovaných lidí s cílem přijít, pokud možno, s nejlepším řešením. Toto řešení by mělo být kompromisem všech požadavků s ohledem na cílovou skupinu zákazníků a platné předpisy.

V poslední době nabývá na významu zejména bezpečnost jízdy, do které patří i jízdní ovladatelnost a stabilita při jízdě. I když jsou v současnosti všechna nová vozidla vybaveny elektronickými stabilizačními systémy, stále má na ovladatelnost a chování vozidla velmi podstatný vliv nastavení podvozku, typy zavěšení a poloha těžiště.

Cílem této práce je popsat hlavní zákonitosti dynamiky jízdy a provést rozbor systémů směrového řízení. Dalším úkolem je porovnat jednotlivé varianty uspořádání podvozku. V praktické části bude na vybrané variantě provedeno vyhodnocení ovladatelnosti a říditelnosti vozidla s ohledem na obsazení vozidla osobami a dalším nákladem.

1 Hlavní zákonitosti dynamiky jízdy

Pro popis dynamických jevů působících na vozidlo je výhodné zavést souřadný systém. V práci bude použit souřadný systém spojený s vnějším prostředím, systémy pevně spojené s vozidlem a další systémy spojené s objekty ve vozidle případně s částmi vozidla. Pokud je zkoumána poloha vozidla v závislosti na čase, bývá využíván vnější souřadný systém a pokud se vyšetřují veličiny týkající se vozidla samotného, je výhodnější použít souřadný systém vozidla. V případě výpočtů a simulace bývá souřadný systém umístěn do těžiště a v případě konstrukce a návrhu rozvržení vozidla bývá tento systém umístěn do pevně zvoleného bodu, nejčastěji v přední části vozidla. [1]



Obr. 1.1 Souřadnicový systém vozidla podle normy DIN 7000 (střed souřadného systému leží v těžišti) [1]

Vozidlo jako celek má šest stupňů volnosti odpovídající lokálním souřadnicovým osám: pohyb v podélném (osa x), příčném (osa y) a svislém (osa z) směru a tři rotace (φ , θ , ψ).

Tab. 1.1 Názvy pohybů a rotací vozidla vzhledem k jeho souřadnicovému systému [1]

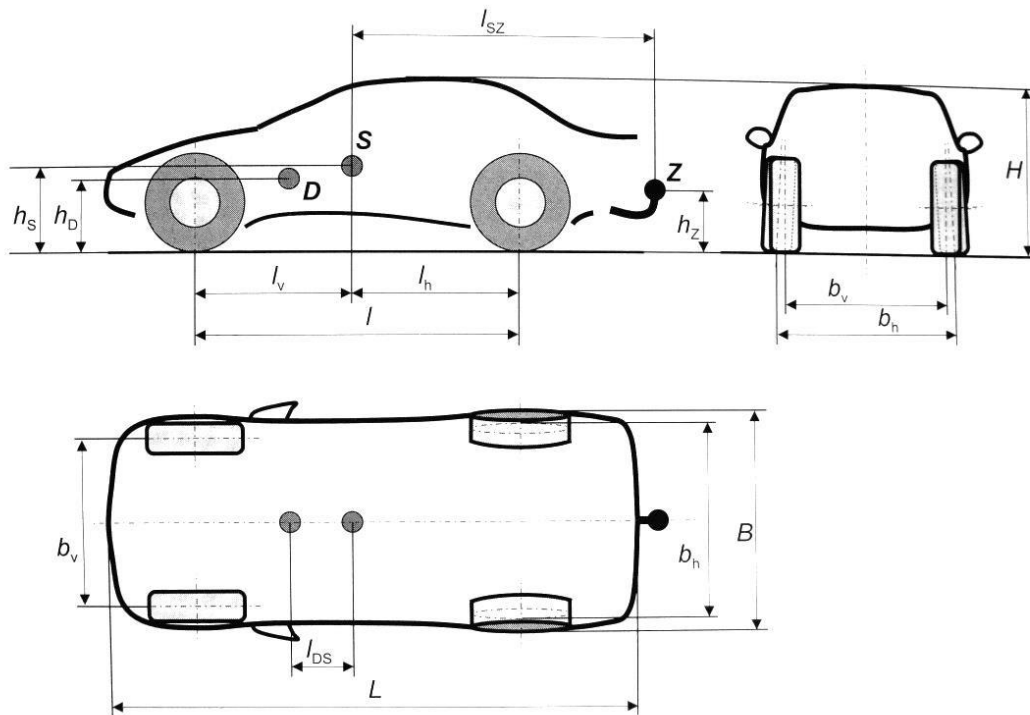
	osa x	osa y	osa z
Pohyb ve směru osy	jízda, šubání	vybočování	nadnášení
Rotace kolem osy	klopení , kolébání (úhel klopení φ)	klonění , houpání (úhel klonění θ)	stáčení , vrtění (úhel stáčení ψ)

Nejdůležitější souřadnicové systémy použité v této práci jsou:

- Vnější souřadný systém pro popis trajektorie pohybu těžiště vozidla (x_0, y_0, z_0).
- Souřadný systém pro popis polohy jednotlivých ústrojí ale i zátěže ve vozidle je pevně spojený s průsečnicí středů předních kol a podélnou rovinou symetrie vozidla (x', y', z').
- Souřadný systém umístěný do těžiště vozidla sloužící k popisu veličin souvisejících s pohybem vozidla, např.: posuvné a stáčivé rychlosti, boční zrychlení apod. ($x, y, z, \varphi, \theta, \psi$).

Pro dynamický popis vozidla je důležité znát polohu působišť u jednotlivých sil (viz obr. 1.2). Jde o síly působící na kola vozidla od vozovky, sílu setrvačnou působící v těžišti S, sílu aerodynamického odporu, která působí proti pohybu v bodě D a v případě zapřáhnutí přívěsu za tažné zařízení, tak i sílu v bodě Z.

- Vzdálenost mezi přední a zadní nápravou udává **rozvor l**; vzdálenost kol na jednotlivých nápravách udávají **rozchod přední nápravy b_v** a **rozchod zadní nápravy b_h** .
- Polohu těžiště S ve směru osy x lze určit jako **vzdálenost k přední nápravě l_v** a k **zadní nápravě l_h** . Ve směru osy z se určuje **výška těžiště od vozovky h_s** .
- **Vzdálenost bodu připojení Z** na tažném zařízení **k těžišti S** je ve směru osy x označena jako **l_{sz}** a **výška od vozovky jako h_z** .
- Vzdálenost mezi středem působišť aerodynamického odporu D a těžištěm S ve směru osy x je označena **l_{ds}** . Čím je tato vzdálenost větší, tím při působení bočního větru působí na vozidlo větší stáčivý moment, který může nepříznivě ovlivňovat jeho směrovou stabilitu [1].



Obr. 1.2 Důležité rozměry pro popis vozidla z hlediska dynamiky [1]

1.1 Jízdní odpory

Na vozidlo během jízdy působí odpory. Jde o odpory jak negativní, tak pozitivní, tedy působící jak proti pohybu např. odpor vzduchu, tak o odpory působící ve směru jízdy např. při jízdě ze svahu.

- **Valivý odpor O_f**

V důsledku valení pneumatiky po vozovce dochází ve směru jízdy k jejímu stlačování a odlehčování v opačném směru. Díky tomuto se posouvá reakce mezi pneumatikou a vozovkou ve směru jízdy o tzv. rameno valivého odporu e_i .

Tato síla spolu se stejně velikou normálovou silou F_{Ni} vytváří momentovou dvojici působící proti směru otáčení kola. Moment působí na dynamickém ramenu kola r_{Di} , který zohledňuje pružnost pneumatiky. V praktických případech se hovoří o tzv. součiniteli valivého odporu f_{Ki} . Jeho velikost závisí především na huštění pneumatiky a povrchu vozovky.

$$O_f = \sum_i F_{Ni} \frac{e_i}{r_{di}} = \sum_i F_{Ni} \cdot f_{Ki} \quad (1.1)$$

- **Vzdušný odpor O_v**

Je způsoben obtékáním vzduchu kolem automobilu a je přímo úměrný druhé mocnině tzv. náporové rychlosti vzduchu v_r . Náporová rychlost vzduchu představuje jeho relativní rychlost vůči vozidlu. Tento odpor dále závisí na ploše kolmé projekce průřezu automobilu S_x , součiniteli vzdušného odporu c_x a hustotě vzduchu ρ

$$O_v = c_x \frac{\rho}{2} S_x v_r^2 \quad (1.2)$$

- **Odpor stoupání O_s**

Odpor stoupání působí na vozidlo kdykoli se pohybuje z kopce nebo do kopce. Tato síla je ve své podstatě pouze složkou tíhové síly promítnuté do směru pohybu vozidla.

Hodnota stoupání se vyjadřuje buď úhlem, nebo poměrem rovným tangente tohoto úhlu. Tento poměr lze, při zanedbání malé nepřesnosti, použít namísto hodnoty funkce sinus tohoto úhlu.

$$O_s = \pm G \sin \alpha_s \approx \pm G \tan \alpha_s = \pm G s \quad (1.3)$$

- **Odpor zrychlení O_z**

Představuje dynamickou sílu působící proti zrychlení. Skládá se ze dvou složek. Ze složky působící proti posuvnému zrychlení O_{zp} a ze složky působící proti rotačnímu zrychlení O_{zr} . [3]

$$O_z = O_{zp} + O_{zr} = \left(m + \frac{J_R}{r_{Di} r_{Ki}} \right) \cdot \ddot{x} \quad (1.4)$$

1.2 Hnací ústrojí

Pro překonání jízdních odporů je zapotřebí pohonné jednotky (motoru) vytvářející mechanickou práci přeměnou z jiné formy energie (především chemické či elektrické). O přenos mechanického výkonu zajišťujícího pohyb, tedy konání práce, se stará

převodová a rozvodová soustava vozidla a kola, která přeměňuje rotační výkon pohonné jednotky na translační pohyb. Lze tedy říci, že moment, přeneseně síla, kterou je nutno působit na vozidlo pro uvedení do pohybu, musí být rovna součtu všech pasivních odporů, které na vozidlo působí. Pro hnací sílu F_H lze napsat:

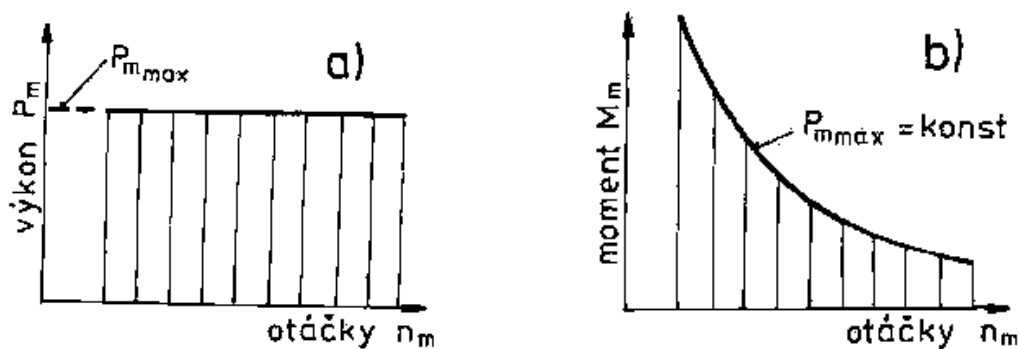
$$F_H = O_f + O_v + O_s + O_z \quad (1.5)$$

V hnací síle je již započítána složka brzdového momentu, který je potřeba uvažovat při zásahu elektronických stabilizačních systémů, jako je například ESP nebo ASR. Hnací síla je tedy rovna sumě rozdílů hnacích M_{Hi} a brzdných momentů M_{Bi} podělené dynamickým poloměrem kola r_{di} . [3]

$$F_H = \sum \frac{M_{Hi} - M_{Bi}}{r_{di}} \quad (1.6)$$

1.2.1 Pohonná jednotka

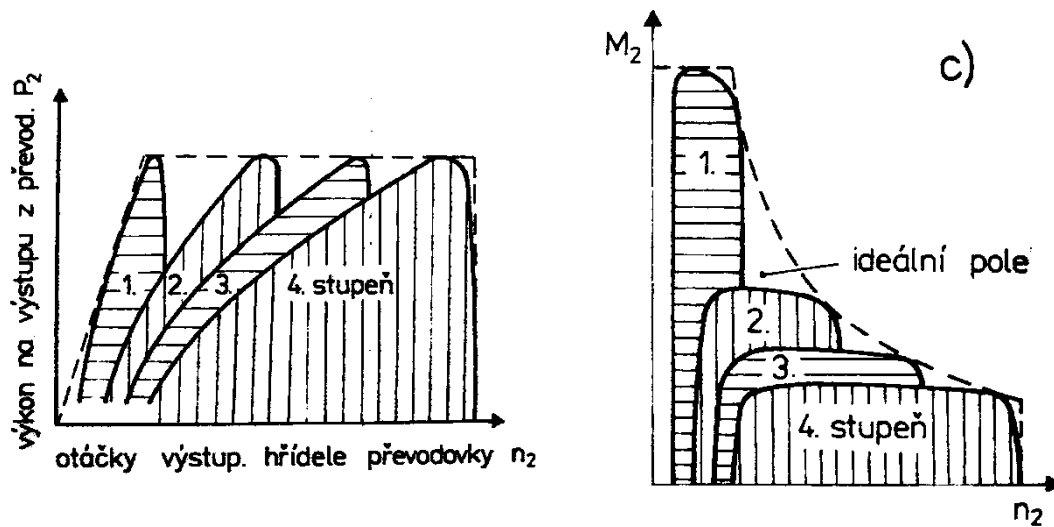
Hnací motor představuje pro vozidlo zdroj mechanického výkonu a práce, které získává přeměnou ať z chemické či elektrické energie. Ideální průběh výkonu motoru by byl, pokud by motor poskytoval v celém rozsahu otáček stejný výkon. To by znamenalo hyperbolický průběh momentu v závislosti na otáčkách. Tedy při rozjezdu maximální možný moment a se vzrůstající rychlostí (otáčkami), by postupně klesal až k nule.



Obr. 1.3 Ideální charakteristiky motoru; a) výkonová charakteristika, b) momentová charakteristika [2]

Klasické pístové spalovací motory mají momentové i výkonové charakteristiky závislé na otáčkách, například při nulových otáčkách mají prakticky nulový moment. Ve vozidlech s těmito motory se využívají převodovky s více převodovými stupni, které

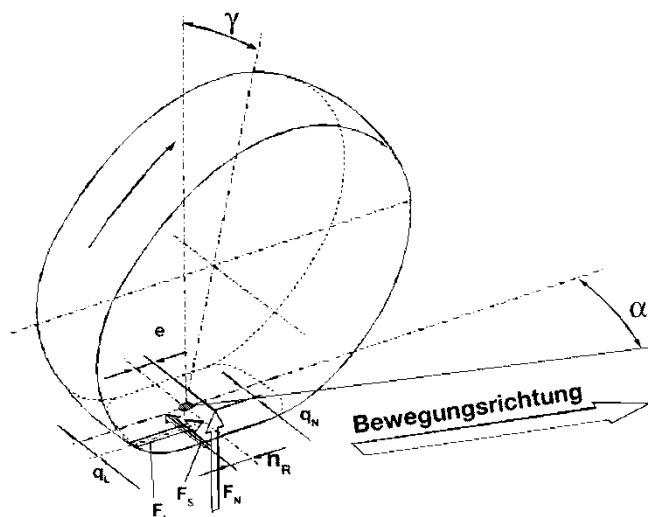
zajišťují optimální průběh momentu a výkonu ve velkém rozsahu otáček na výstupu. Průběhy momentu a výkonu se tedy více blíží těm ideálním (viz obr. 1.4) [3].



Obr. 1.4 Charakteristika pístového motoru po připojení čtyřstupňové převodovky; a) výkonová charakteristika, b) momentová charakteristika [2]

1.2.2 Pneumatika

Pneumatika představuje z hlediska přenosu sil jeden z nejpodstatnějších prvků ve vozidle, který má hned několik funkcí. Musí přenášet hnací sílu, vést vozidlo po požadované trajektorii a tlumit a odpružit nerovnosti vozovky, po níž se vozidlo pohybuje. Pneumatika je obecně zatížena normálovou silou F_N , působí na ní síla hnací, či brzdová F_l a síla bočního vedení kola F_s (viz obr. 1.5.).



Obr. 1.5 Ilustrační schéma sil působících na pneumatiku [1]. Kolo se valí s úhlem směrové odchytky α ve směru špičky „Bewegungsrichtung“. Na kolo působí v naznačených směrech síly

$$F_N, F_L, F_S$$

- **Úhel směrové odchytky α**

Pro valící se kolo zatížené silou F_N a silou bočního vedení F_S platí, že vektor okamžité rychlosti kola svírá se střední rovinou kola úhel α .

- **Skluz λ**

Při valení kola, na které působí svislé zatížení F_N a hnací či brzdná síla F_L platí, že v místě dotyku kola s vozovkou dochází k rozdílu rychlostí pohybu kola v_x a rychlosti valení kola v_A . Tento jev se nazývá skluz kola. Podle toho zda se jedná o skluz hnacího λ_A či brzděného kola λ_B se využije pro výpočet skluzu jeden ze dvou vzorců:

$$\lambda_A = \frac{v_A - v_x}{v_A} \quad (1.7)$$

$$\lambda_B = \frac{v_x - v_A}{v_x} \quad (1.8)$$

- **Součinitel podélné adheze μ_l a vztažná podélná tuhost c_l**

Součinitel podélné adheze μ_l představuje podíl mezi podélnou silou F_L a normálovou silou F_N :

$$\mu_l = \frac{F_l}{F_N} \quad (1.9)$$

V případě, že na kolo nepůsobí boční síla F_s , je součinitel μ_l závislý na skluzu pneumatiky λ . V praxi se rozlišují dvě základní hodnoty součinitele a to jeho maximální hodnoty $\mu_{l \max}$ a hodnoty odpovídající prokluzu $\mu_{l \text{gleit}}$. K prokluzu dochází v případě, že se kolo točí na místě nebo se naopak pohybuje a netočí. Tomu odpovídá hodnota skluzu $\lambda = 1$.

Pro malé hodnoty skluzu $\lambda < \lambda_{\mu_{l \max}}$ platí, že nárůst hodnoty μ_l je přibližně lineární. Pro tuto oblast se zavádí vztažná podélná tuhost c_l

$$\mu_l = c_l \cdot \lambda \quad (1.10)$$

- **Součinitel příčné adheze μ_s a vztažná příčná tuhost c_s**

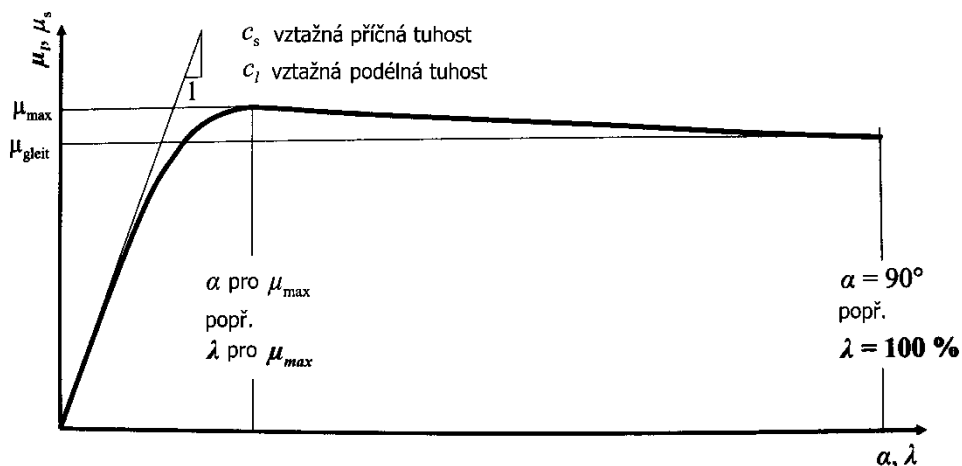
Součinitel příčné adheze μ_s udává podíl mezi příčnou silou F_s a normálovou silou F_N :

$$\mu_s = \frac{F_s}{F_N} \quad (1.11)$$

Pokud platí, že $F_l = 0$, lze vyjádřit závislost součinitele μ_s jako funkci úhlu α . Zde je opět součinitel maximální $\mu_{s \max}$ a součinitel skluzový $\mu_{s \text{gleit}}$, který odpovídá úhlu natočení $\alpha = 90^\circ$.

Pro malé hodnoty skluzu $\lambda < \lambda_{\mu_{s \max}}$ platí že, nárůst hodnoty μ_s je přibližně lineární. Pro tuto oblast se zavádí vztažná příčná tuhost c_s .

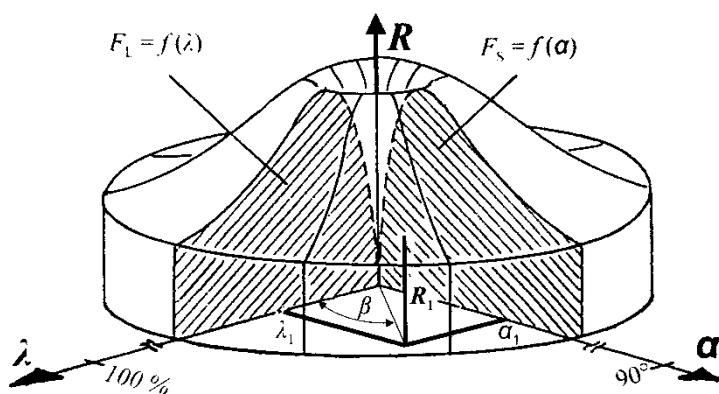
$$\mu_s = c_s \cdot \alpha \quad (1.12)$$



Obr. 1.6 Schématický graf závislosti součinitelů podélné a příčné adheze na skluzu λ popř. úhlu směrové odchyly α [1]

- **Kombinované zatížení pneumatiky (boční F_s i podélnou silou F_l)**

V reálném případě přenáší pneumatika zpravidla jak boční sílu F_s , tak i hnací nebo brzdou sílu F_l . Aby bylo možné zobrazit tento kombinovaný přenos sil, byl zaveden tzv. „koláč přilnavosti“ viz obr. 1.7, na kterém je vyznačena závislost přenášené síly na skluzu λ a úhlu směrové odchyly α .

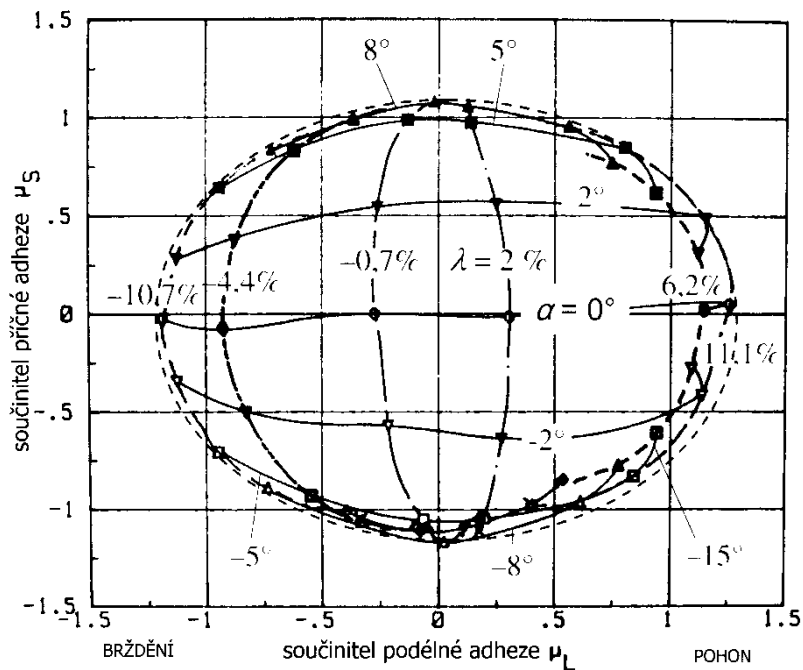


Obr. 1.7 Velikost síly přenášené koly jako funkce závislá na skluzu λ a úhlu směrové úchyly α [1]

Pro přenos síly v mezích ovladatelnosti potom platí vztah upravený z tzv. Kammovy kružnice. Z Kammovy kružnice lze určit maximální podélnou sílu F_l pro danou sílu bočního vedení kola F_s tak, aby nedošlo k smyku a tak ztrátě ovladatelnosti.

$$F_L^2 + F_S^2 \leq (F_N \cdot \mu_{\max})^2 \quad (1.13)$$

Rovnice popisující vztah této závislosti však uvažuje stejný maximální koeficient přilnavosti v podélném i příčném směru, což platí jen s určitou mírou nepřesnosti. Ve skutečnosti je koeficient přilnavosti v podélném směru μ_l o něco větší než ve směru příčném μ_s . Pro zohlednění této vlastnosti je nutné upravit Kammův vztah na rovnici elipsy. [1]



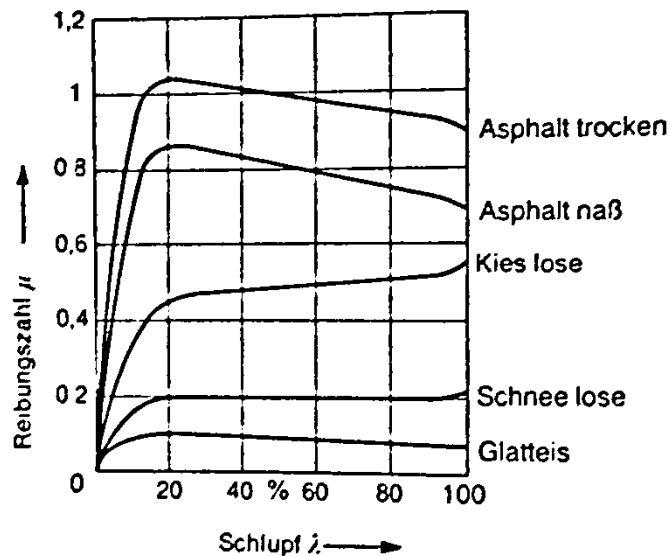
Obr. 1.8 Součinitel příčné adheze jako funkce součinitele podélné adheze. Data z reálného měření na silničním povrchu, měřeno měřičem koeficientu přilnavosti URM II [1]. Podélné křivky zachycují průběh změny součinitelů adheze v podélném a příčném směru při konstantním úhlu natočení kola a postupné změně brzděného až po hnací moment v mezích přilnavosti. Svislé křivky potom zachycují průběh obou koeficientů přilnavosti při konstantní hodnotě skluzu a proměnné úhlu směrové odchytky α

Kammův vztah pro určení mezního stavu upravený do vzorce pro elipsu:

$$\left(\frac{F_L}{\mu_{l \max}}\right)^2 + \left(\frac{F_S}{\mu_{s \max}}\right)^2 \leq F_N^2 \quad (1.14)$$

Ztráta adheze je doprovázena i ztrátou bočního vedení kola což znamená ztrátu stability a možnou ztrátu ovladatelnosti vozidla. Funkci maximální přenositelné síly na kolech proto nemá smysl překračovat.

Průběh součinitele adheze je ovlivněn i dalšími vlivy, jako je kvalita povrchu, hloubka dezénu či teplota. Rozdílné vlastnosti v přilnavosti pneumatiky jsou nejvíce patrné na zasněženém či mokřém povrchu, kde velmi snadno dochází k prokluzu, či blokaci kol.



Obr. 1.9 Graf zobrazující závislost koeficientu přilnavosti na skluzu pro rozdílné vnější podmínky. *Asphalt trocken* = suchý asfalt; *Asphalt naß* = mokřý asfalt; *Kies lose* = volný štěrk; *Schnee lose* = sníh; *Glatteis* = náledí [1]

2 Požadavky kladené na jízdní vlastnosti vozidla

Požadavky na jízdní vlastnosti jsou jednak dány zákazníky, jakožto tvůrci trhu a jednak požadavky jednotlivých norem a předpisů.

Z průzkumů [5] prováděných v Německu vyplývá, že pro více než 90 % lidí je důležitým hlediskem pro koupi zejména bezpečnost, kvalita provedení a hospodárnost. 81 % Kupců se zajímá o chování vozidla na rozdílných površích. Dále 73 % respondentů by chtělo vozidlo, které je vybaveno pokrokovou technikou, 62 % se zajímá o komfort, 53 % by chtělo malé kompaktní vozidlo a 51 % by si chtělo jízdu hlavně užít.

Zákonné požadavky na vozidlo jsou stanoveny ve směrnicích Evropské unie (ES) a v homologačních předpisech evropské hospodářské komise OSN (EHK). Za výklad ES i norem EHK v českém jazyce zodpovídá ministerstvo dopravy České republiky. [17] Těmto požadavkům se práce nebude věnovat.

Jednotlivé požadavky jízdní vlastnosti vozidla lze rozdělit do několika skupin a to do skupiny požadavků na řízení vozidla, na jeho pohon, pneumatiky, směrovou stabilitu apod.

2.1 Požadavky na pohon

Požadavky na pohon vozidla vyplývají zejména z požadavků na překonání jízdních odporů, zajištění optimální rychlosti jízdy a dostatečné akcelerace, při rozjezdu i během jízdy. Jednotlivé aspekty jsou shrnuty v následujícím seznamu [1]:

- dostatečný výkon;
- maximální výkon nejlépe co nejméně závislý na rychlosti;
- dodávaný výkon, rychle měnitelný, od volnoběhu do plného zatížení;
- vysoká hustota výkonu motoru;
- vysoká hustota uložené energie;
- dobrá účinnost;
- bezpečnost provozu.

2.2 Požadavky na řízení

Některé z požadavků na řízení vozidla:

- mechanické nebo jiné spojení mezi volantem a zatáčejiými koly;
- dostatečně přímý převod při parkování (menší natočení volantu);
- minimální vynaložená síla;
- zratelná síla na volantu;
- řízená kola se musí samovolně vratet do polohy pro přímý směr;
- zpětné natáčení volantu po jízdě do zatáčky, ale malé kmity při puštění volantu;
- malý přenos rázů z řízení při přejezdu nerovností (například pomocí tlumičů zatáčení);
- preciznost;
- dostatečná ovladatelnost – vozidlo by mělo kopírovat směr vytyčený řidičem s co možná nejmenší vlivem rychlosti jízdy;
- malá vůle v řídicím ústrojí – pro vozidla s konstrukční rychlostí větší než 100 km/h je dovolena maximální vůle na volantu 18°. [4]

2.3 Požadavky na vozidlová kola

Požadavky na vozidlová kola jsou:

- přenos sil na vozovku v podélném i příčném směru;
- dobrá adheze na suchém i mokrém povrchu;
- maximální snížení rizika aquaplaningu (dezén pneumatiky nestačí odvádět vodu, díky čemuž dochází ke ztrátě dotyku pneumatiky s vozovkou);
- tlumení malých nerovností vozovky;
- dostatečná pevnost proti průrazu;
- malá hmotnost (cílem je snižování hmotnosti neodpružených hmot);
- minimální opotřebování. [1]

2.4 Požadavky na vedení a směrovou stabilitu

Směrová stabilita je schopnost vozidla udržovat směr pohybu vozidla daný řízením i při působení vnějších vlivů prostředí, nebo tzv. poruch [3].

- Malé ovlivnění bočním větrem (tedy těžiště vozidla by mělo být blízko působišti síly aerodynamického odporu), malý součinitel vzdušného odporu; [4]
- Optimální přenos sil (maximální využití adheze).

3 Směrové řízení osobního vozidla

Směrové řízení je ústrojí dovolující udržovat nebo měnit směr jízdy automobilu. U osobních vozidel se hovoří zejména o řízení jednotlivými koly, která jsou natáčena kolem rejdového čepu. Řízena jsou zpravidla jen kola přední. Existují i systémy, kde dochází k současnému řízení i koly zadními, tyto systémy zatím nemají u osobních vozidel velké zastoupení. [2]

3.1 Geometrie řízených kol

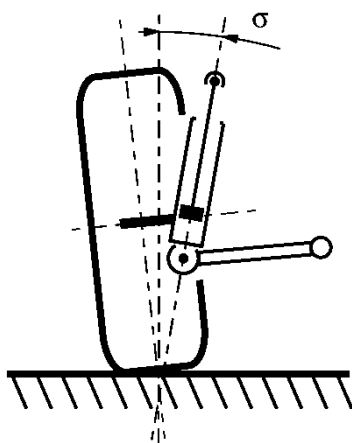
Pro optimální odvalování a stabilní a přesné řízení jsou rejdové osy a kola pod určitými úhly vzhledem ke svislé rovině. Těmto úhlům se zjednodušeně říká geometrie zavěšení. [2]

- **Příklon rejdové osy σ**

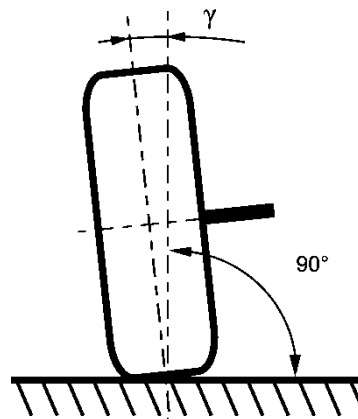
Je úhel, který svírá průmět rejdové osy na příčnou rovinu vozidla se svislicí. U nápravy McPherson jde o spojnici spodního kulového čepu v příčném rameni a horního závěsného ložiska. Příklon je důležitý pro vracení kol do přímé polohy. Při zatočení kol dochází k jejich zvedání, což způsobuje zpětný moment, který vrací kola do původního směru.

- **Úhel odklonu kola γ**

Úhel γ udává sklon střední roviny kola vůči svislé rovině vozidla. Často volen nulový, případně velmi malý počáteční odklon $+5'$ až $+10'$. Malý kladný počáteční odklon je volen, aby bylo opotřebenění pneumatiky v celé šířce stejné při jízdě po mírně klenuté vozovce. Při propružení vlivem zatížení je výhodný záporný úhel -1° až -2° . Ten zajistí lepší vedení v zatáčkách zejména při naklopení karoserie, kdy je výhodné, aby tlak pneumatiky na vozovku byl rovnoměrný. Na druhou stranu, ale při změně odklonu kola při propružení dochází ke vzniku gyroskopického momentu, který je zachycován v řízení a je nežádoucí. Záporný úhel odklonu v nezatíženém stavu je volen především u sportovních vozů, kde není kladen takový důraz na opotřebenění pneumatik.



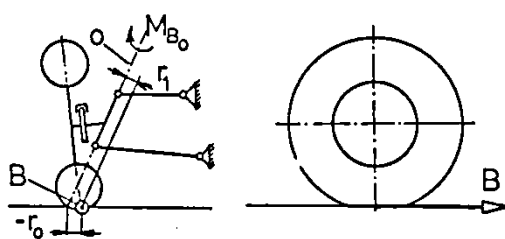
Obr. 3.1 Příklad rejdové osy [16]



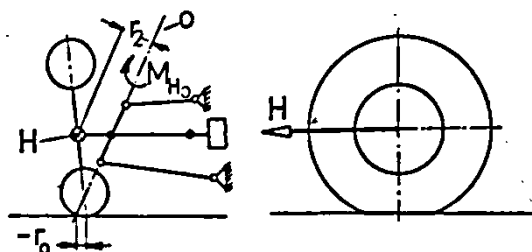
Obr. 3.2 Úhel odklonu kola [16]

- **Poloměr rejdu r_0**

Poloměr rejdu udává vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy a roviny vozovky vzhledem ke středu stopy pneumatiky. Pokud průsečík leží na vnitřní straně pneumatiky, jedná se o kladnou hodnotu r_0 , v opačném případě o zápornou. Se zvětšujícím se poloměrem rejdu roste i velikost vratného momentu. V dnešní době jsou auta s předním pohonem nejčastěji konstruována se záporným poloměrem rejdu, který díky tlačení kola do sbíhavosti při pohonu i při brždění má na vozidlo stabilizující účinek. Vlivem nesouměrného brždění, například funkcí systému ABS, může při nenulovém poloměru rejdu docházet k přenášení kmitů do řízení.



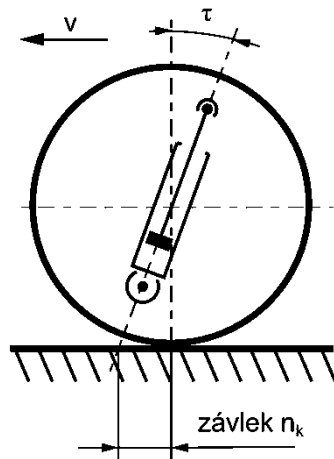
Obr. 3.3 Účinné rameno při brždění kol se záporným rejdem [2]



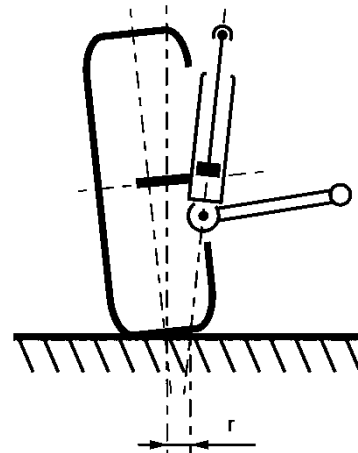
Obr. 3.4 Účinné rameno při pohonu kol se záporným rejdem [2]

- **Záklon rejdové osy τ**

Záklon rejdové osy je úhel, který svírá průmět rejdové osy do svislé roviny vozidla spolu se svislicí. Kladné natočení je bráno při záklonu. Záklon rejdové osy se používá zejména u vozidel se zadním náhonem, kde přispívá ke vratnému momentu při průjezdu zatáčkou. V případech zadního náhonu bývá volen záklon 1° až 3° . U vozidel s předním náhonem bývá zpravidla roven nule, jelikož by v případě pohonu předních kol vznikl moment natáčející kolo více do zatáčky.



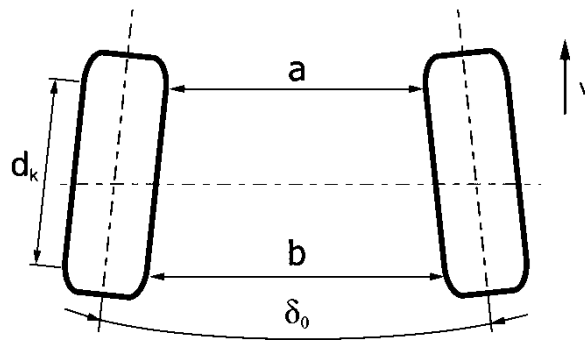
Obr. 3.5 Záklon rejdové osy [16]



Obr. 3.6 Poloměr rejdu [16]

- **Úhel sbíhavosti δ_0**

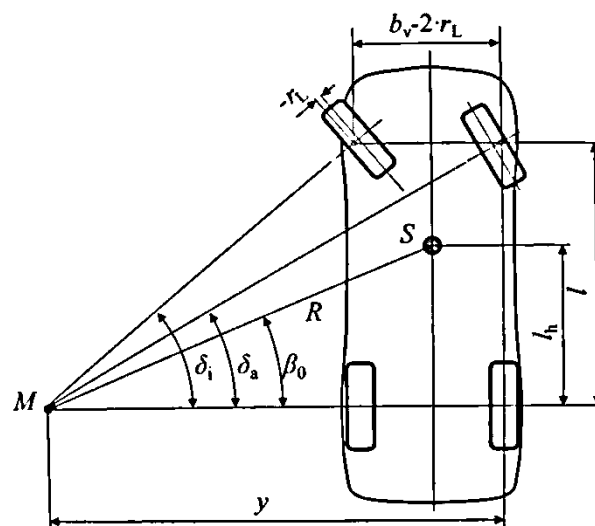
Jde o úhel, který svírají průměty středních rovin kol do roviny vozovky. Sbíhavost slouží k vyrovnání pružných vůlí v řízení, tak aby se kola odvalovala ve výsledku paralelně. U předního náhonu je možné zvolit mírnou rozbíhavost, která vyrovnává tlak do sbíhavosti vlivem momentu od hnacích sil na kolech. Trendem je ale spíše nulová či mírně kladná sbíhavost, která je volena s ohledem na nezhoršení stability vlivem ubrání plynu, či brždění motorem. V případě zadního náhonu je vždy výhodná mírná sbíhavost. [2]



Obr. 3.7 Úhel sbíhavosti [16]

3.2 Mechanismus řízení

Mechanismus řízení zajišťuje přenos řídicího pohybu z převodky řízení na kola, rozdílné natočení vnitřního a vnějšího kola při zatáčení a udržuje zatáčející kola ve vzájemné poloze. Základní představu o kinematické vazbě mezi zatáčejícími koly poskytuje tzv. Ackermannova geometrie řízení. Ta by platila přesně pro bočně nepoddajná kola s nulovou hodnotou závleku, přibližně potom platí pro vozidlo pohybující se malou rychlostí.

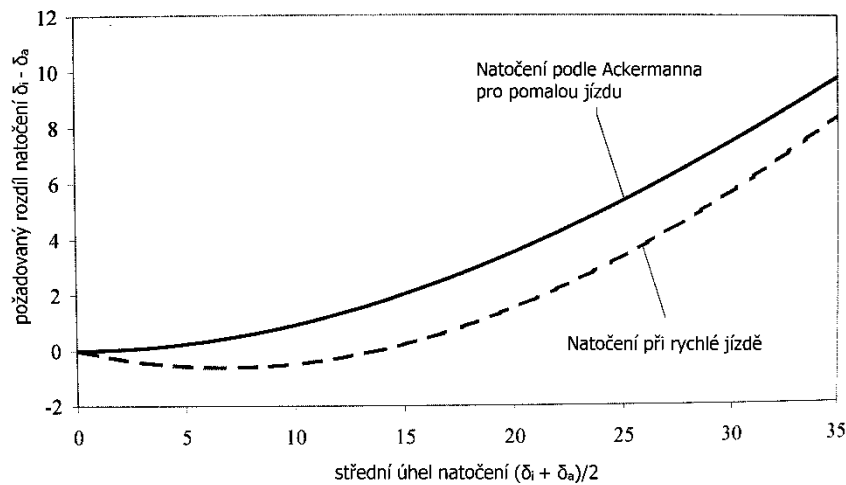


Obr. 3.8 Zatočení kol podle Ackermannovy geometrie řízení [1]

Z obrázku 3.8 je patrné že natočení vnitřního kola δ_i je větší než natočení kola vnějšího δ_a . Pro natočení levého a pravého kola platí vztah, který je odvozen z obrázku:

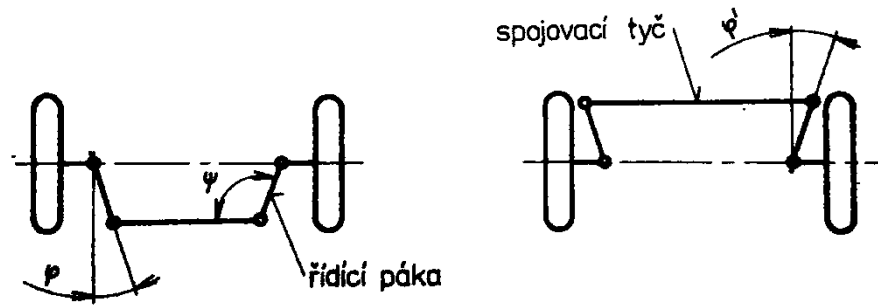
$$\cot \delta_i = \cot \delta_a - \frac{b_v - 2r_L}{l} \quad (3.1)$$

Rozměr b_v udává rozchod předních kol a r_L poloměr rejdu. V praxi je důležité znát rozdíl požadovaného úhlu natočení vnitřního a vnějšího kola $\delta_i - \delta_a$ v závislosti na středním úhlu natočení $\frac{\delta_i + \delta_a}{2}$. Graf jeho průběhu je zobrazen na obr. 3.9. Požadovaný průběh natočení kol se při rychlém průjezdu zatáčkou liší. To je dáno odchýlením úhlu vektoru okamžité rychlosti valení kola \vec{v}_i od střední roviny kola o úhel α .

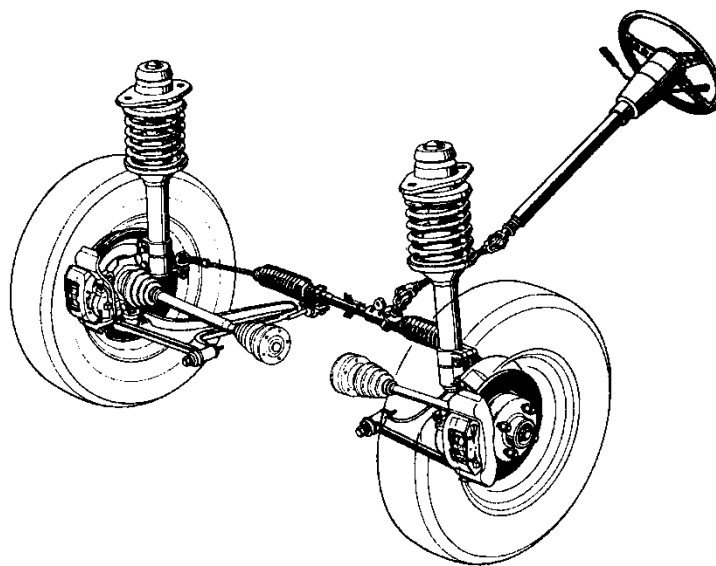


Obr. 3.9 Závislost požadovaného rozdílu natočení $\delta_i - \delta_a$ na středním úhlu zatáčení $\frac{\delta_i + \delta_a}{2}$ při pomalém a rychlém průjezdu zatáčkou [1]

Vzhledem k tomu, že realizace mechanického propojení v souladu s Ackermannovou geometrií by byla obtížná a zároveň tato geometrie při působení odstředivé síly neplatí, používá se tzv. lichoběžník řízení (viz obr. 3.10), kde dochází jen k přiblížení ideálnímu průběhu natočení kol. Pro základní představu o kinematické vazbě je výhodný mechanismus řízení na tuhé nápravě. Běžně se vyskytující osobní vozidla mají zpravidla nezávislé zavěšení předních kol McPherson, výjimečně lichoběžníkové zavěšení, a mechanismus řízení se skládá z více prvků (viz obr. 3.11). I tak se ale jedná o lichoběžník řízení, který musí zajistit mechanické propojení vnitřního a vnějšího kola, tak, aby se vnitřní kolo natáčelo více než vnější, v souladu s požadovanou změnou úhlu při natočení.



Obr. 3.10 Lichoběžník řízení tuhé nápravy [2]



Obr. 3.11 Mechanismus zatáčení na přední nápravě McPherson automobilu VW Siroco [2]

3.3 Řiditelnost při ustáleném zatáčení

Jedná se o vlastnost popisující odezvu vozidla při jízdě po kruhové dráze. Při zkouškách ustálené říditelnosti jde o zjištění závislosti potřebného úhlu natočení kol (volantu) pro jízdu v kruhu o požadovaném poloměru při určitém bočním (odstředivém) zrychlení. Tyto zkoušky lze vyhodnocovat buď prostřednictvím změny rychlosti jízdy při průjezdu dráhy stejného poloměru, nebo při stejné rychlosti na dráhách o různých poloměrech. [10]

Pro vozidlo pohybující se velmi malou rychlostí po kruhové dráze o konstantním poloměru platí, že střední úhel natočení předních kol δ je roven úhlu zatáčení $\delta_A = \frac{l}{R}$. Pokud zůstává tato vlastnost zachována i ve vyšší rychlosti jedná se o vozidlo neutrální. V případě, že je při průjezdu nutné korigovat úhel natočení kol o hodnotu $\Delta\alpha > 0$, jedná se o nedotáčivé vozidlo. Jestliže že je korekce úhlu natočení záporná $\Delta\alpha < 0$ potom jde naopak přetáčivé chování.

$$\delta = \delta_A + \Delta\alpha \quad (3.2)$$

Pro velikost korekce úhlu zatočení $\Delta\alpha$ platí:

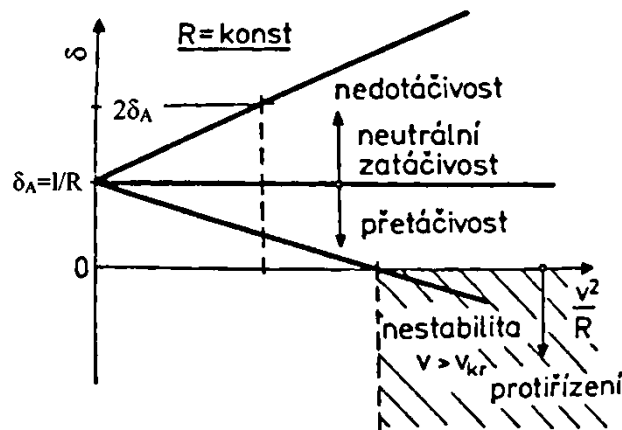
$$\Delta\alpha \approx \frac{m}{I} \cdot \left(\frac{l_h}{C_{\alpha v}} - \frac{l_v}{C_{\alpha h}} \right) \cdot \frac{v^2}{R} \quad (3.3)$$

Veličina $C_{\alpha v}$ je boční tuhost předních a $C_{\alpha h}$ boční tuhost zadních kol. Tyto veličiny jsou zjednodušením dvoustopého vozidla na jednostopé a představují vždy náhradní veličinu za obě přední nebo zadní kola. Pro boční tuhost dvojice kol platí, že je přibližně rovna dvojnásobku vztažné boční tuhosti jednoho kola násobené normálovým zatížením kola F_N : $C_{\alpha} \approx 2 \cdot c_s \cdot F_N$. Tento vztah je pouze přibližný, protože tuhosti dvojice kol jsou ovlivněny i elastokinematických zavěšením.

Boční tuhost dvojice kol C_{α} udává úhel směrové odchylky α ve stupních při působení boční síly jednoho newtonu na pneumatiku. Vztah platí přesně jen pro malé úhly δ .

Ze vzorce 3.3 vyplývá, že charakter přetáčivosti nebo naopak nedotáčivosti vozidla závisí jak na podélné poloze těžiště, tak na bočních tuhostech $C_{\alpha v}$ a $C_{\alpha h}$. Posuvem těžiště dopředu teoreticky zvětšujeme nedotáčivost a posuvem dozadu naopak přetáčivost. Teoreticky tak lze nalezením jeho správné polohy dosáhnout i neutrálního chování vozidla. Podobně je možné zvětšením tuhosti předních kol zvětšit nedotáčivost a u zadních přetáčivost. [1], [3]

¹ Haken, ..., str.251

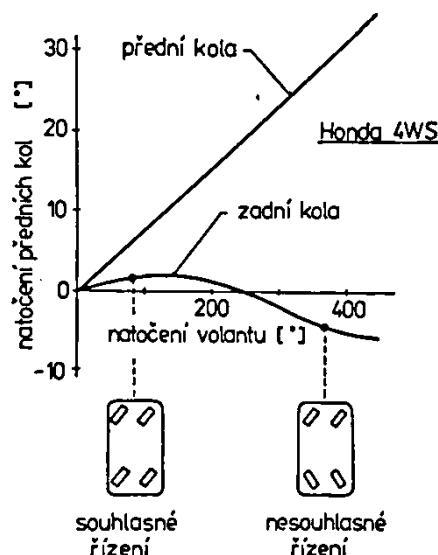


Obr. 3.12 Charakteristika zátáčivosti [3]

3.4 Aktivní řízení všemi koly

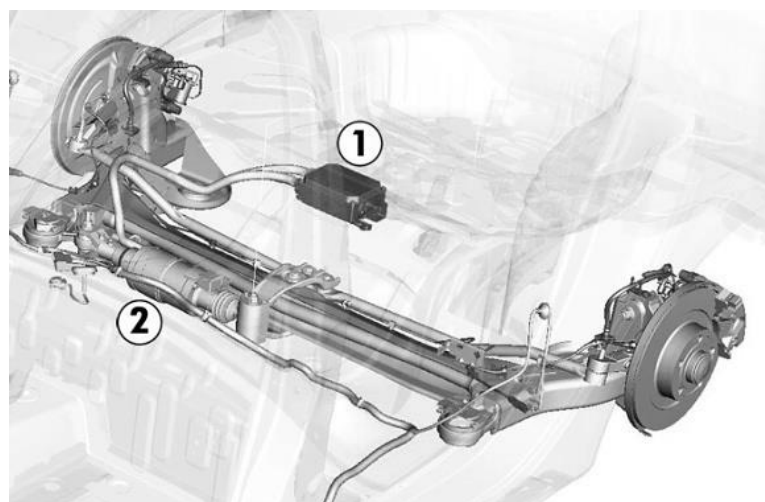
System aktivního řízení všemi koly (označovaný 4WS – Four Wheels Steering) zajišťuje současné natáčení předních i zadních kol s cílem zlepšení vlastností chování vozidla. Vzhledem k potřebě natáčet zadní kola, musí být otočně uložena a mít vlastní převodku řízení, nebo přídavné hydraulické zařízení. Podle smyslu natočení zadních kol se rozlišuje tzv. souhlasné a nesouhlasné řízení všemi koly. U **nesouhlasného řízení** jsou zadní kola natáčena proti smyslu natáčení kol předních, díky čemuž se vozidlo může otáčet na menším poloměru a je tím usnadněné např. parkování. Při **souhlasném řízení** dochází naopak k natáčení ve stejném směru, čímž se zlepšuje rozložení působení sil na kolech při vysokých rychlostech a dochází díky tomu ke zlepšení dynamické říditelnosti.

Jako první uvedla tento systém japonská automobilka Honda se svým modelem **Honda Prelude** v roce 1985. Závislost natáčení předních a zadních kol na natočení volantu je patrná z diagramu na obr. 3.13 Vazba mezi přední a zadní převodkou řízení byla realizována mechanicky [2].



Obr. 3.13 Závislost úhlů rejdů předních a zadních kol na úhlu natočení volantu a rychlosti jízdy (Honda Prelude 4WS) [2]

Za zmínku stojí systém **Active Drive (4Control)**, který představila automobilka Renault se svým vozem Laguna GT v roce 2008. Zadní kola jsou propojena táhlem řízení a ovládána pomocí elektromotoru. Výhodou tohoto systému je, že pracuje v součinnosti se stabilizačními systémy ESP a ABS, díky čemuž může v kritických situacích v případě potřeby reagovat natočením zadních kol. Do rychlosti 60 km/h jsou kola řízena nesouhlasně a při vyšší rychlosti souhlasně čímž se zvyšuje stabilita vozidla a snižuje se opotřebení pneumatik. Natočení zadních kol nebývá větší než 2° , v případě kritické situace mohou být kola natočena až o úhel $3,5^\circ$. Systém provádí nastavení v intervalech 10 ms. [11]



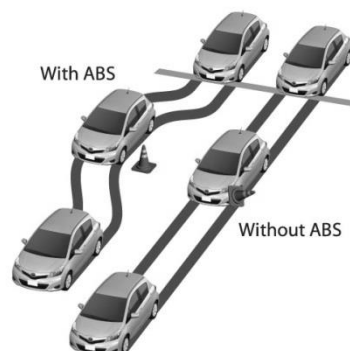
Obr. 3.14 Zadní náprava vozu Laguna GT vybavená systémem Active Drive; 1 – řídicí jednotka 4WS; 2 – elektrický aktuátor [11]

3.5 Elektronické stabilizační systémy

Elektronické stabilizační systémy se řadí mezi systémy aktivní bezpečnosti, které mají za cíl předcházet vzniku dopravních nehod. Stabilizační systémy, jak už vyplývá z názvu, zlepšují jízdní stabilitu a udržují říditelnost jízdy v různých jízdních situacích. Jedná se o aktivní podporu řidiče v kritických situacích při působení odstředivé síly; zvýšenou jízdní stabilitu například při brždění, pohonu, či brždění motorem; zlepšení stability při náhlých rychlých manévrech ze strachu, např. vyhýbání se překážce. Tyto systémy zasahují do brzdové, hnací případně i řídicí soustavy [9].

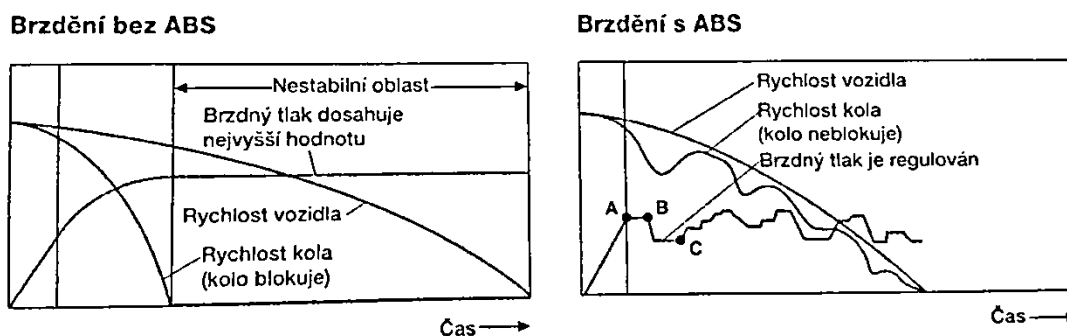
- **ABS**

Antiblokovací systém nebo zkráceně ABS je systém, zajišťující stabilitu a říditelnost vozidla při brždění. Při prudkém brždění nebo brždění na kluzkém povrchu může snadno dojít ke ztrátě adheze a blokaci kola. Blokace kola znamená ztrátu bočního vedení (kolo se začne smýkat, místo odvalovat), a má za následek ztrátu ovladatelnosti vozidla. [12]



Obr. 3.15 Objíždění překážky při prudkém brždění; porovnání systému s ABS a bez ABS [13]

Systém získává data ze snímačů otáček, které posílá do řídicí jednotky. Řídicí jednotka ze vstupních signálů určí, zda hrozí nebezpečí blokace a v případě potřeby upustí tlak v brzdovém válci příslušného kola. Při znovu obnovení rotace a valení může systém tlak krátkodobě znovu zvýšit. Celý cyklus se opakuje podle generace systému až 12 – 16x za sekundu [2]. Pro zlepšení stability je tlak v obou zadních kolech řízen podle požadavku zadního kola s nižší adhezí. Přední kola jsou regulována nezávisle [9].



Obr. 3.16 Porovnání průběhu brzdění s ABS a bez něj [2]

- **ASR**

Protiprokluzový systém ASR slouží k zabránění prokluzu poháněných kol. Zásah probíhá přibrzděním protáčejícího kola či snížením hnacího momentu od motoru. Systém ASR pracuje analogicky jako systém ABS, jen s omezením na hnací kola. Při regulaci momentu zážehového motoru jsou regulovány: poloha škrticí klapky, časování okamžiku zážehu a potlačení jednotlivých vstřikovacích a zapalovacích signálů. U vznětového motoru se používá redukce vstřikovaného množství paliva. [9]

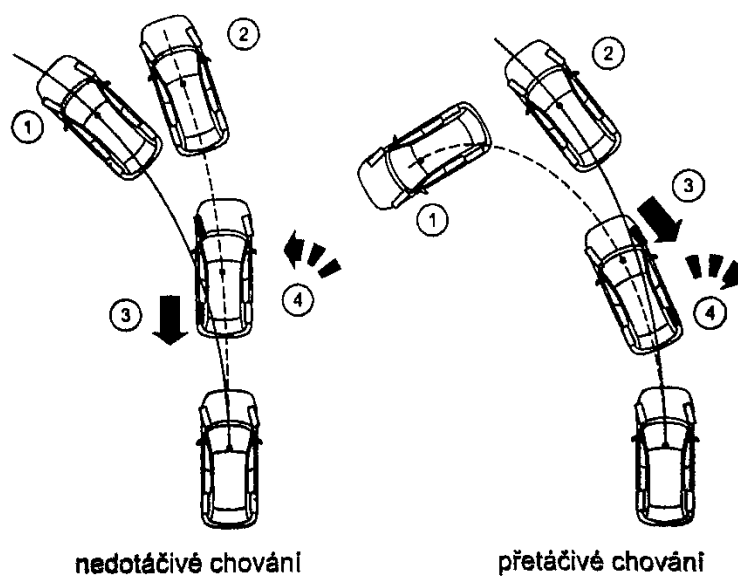
- **MSR**

Systém MSR se využívá především u vznětových motorů, kdy může dojít vlivem brzdného momentu na povrchu s nízkou přilnavostí k blokadě kol. V případě tendence zablokování kol, které rozezná řídicí jednotka ABS, dojde ke zvýšení otáček motoru a tím k odvalování kol po vozovce. Systém pracuje v součinnosti se systémem ABS. [14]

- **ESP**

Systém ESP je systém aktivní stabilizace směrového vedení vozidla, který pomocí cílených zásahů pomáhá řidiči v některých kritických situacích a předchází tak vzniku smyku. Pokud se vozidlo dostane do kritické situace, kde hrozí ztráta ovladatelnosti, vozidlo cíleně zasáhne a vozidlo stabilizuje. Systém ESP spolupracuje s dalšími elektronickými stabilizačními systémy a je jim nadřazen. Snímané parametry pro vyhodnocení zásahu jsou: natočení volantu, otáčky jednotlivých kol, podélné a příčné zrychlení, úhlová rychlost, tlak brzdové kapaliny a poloha plynového pedálu. [15]

Stabilizace probíhá pomocí zásahů do brzd jednotlivých kol a hnacího momentu motoru bez zásahu řidiče, kdy se vytvoří moment kolem svislé osy vozidla, který kompenzuje přetáčivý nebo nedotáčivý pohyb vozidla. V případě, že hrozí přetáčivý smyk vozidla, dojde k přibrzdění kol na vnější straně zatáčky, kdy působí nejvíce síly na vnější přední kolo. Při hrozbě nedotáčivého smyku dojde naopak k přibrzdění kol na vnitřní straně zatáčky. Systém musí souběžně vyhodnocovat reakci řidiče na chování vozidla a případně provést korekci zásahu. Regulace ESP pomáhá udržovat jízdní stopu při plném nebo částečném brzdění, při pohonu, brzdění motorem či při panických reakcích, například ze strachu. [2]

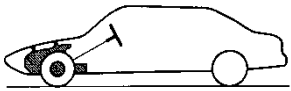
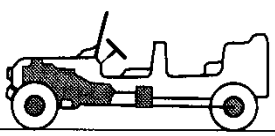
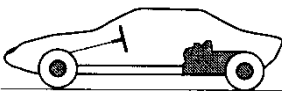


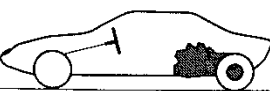



Obr. 3.17 Zásah ESP při nedotáčivém a přetáčivém chování: vlevo: 1 – s ESP, 2 – bez ESP, 3 – brzdná síla, 4 vyrovnání nedotáčivosti; vpravo: 1 – bez ESP, 2 – s ESP, 3 brzdná síla, 4 – vyrovnání přetáčivosti [2]

4 Možné varianty uspořádání podvozku

Dnes nejčastěji používané koncepty pohonu mají spalovací motor, který přes převodovku a hnací hřídele pohání minimálně jednu nápravu. Protože je hnací moment závislý na otáčkách, využívá se pro změnu hnacích otáček a momentu automatická převodovka s hydrodynamickým měničem, nebo převodovka s ručním razením a spojkou. Motor může být umístěn vpředu v blízkosti předního náhonu a to podélně nebo příčně. Dále může být motor umístěn před zadní nápravu, nebo za ní. Volba poháněné nápravy potom závisí na poloze motoru a budoucím použití vozidla. [4]

Tab. 4.1 Varianty uspořádání hnacího ústrojí osobních vozidel [1]

		Umístění motoru		
		vpředu	uprostřed	vzadu
Poháněná osa	přední	 Přední pohon		
	přední i zadní	 pohon všech kol		
	zadní	 standartní pohon	 motor uprostřed	 zadní pohon

4.1 Přední pohon

Pohon předních kol zajišťuje přenos hnacího momentu na přední kola z motoru umístěného u přední nápravy. Koncepce vozidla s předním pohonem vznikla ze standartní koncepce (motor vpředu a pohon zadních kol). Rozlišuje se několik koncepcí uspořádání a to s motorem a převodovkou umístěnou před osou, motorem uloženým podélně před nebo za osou a motorem umístěným příčně nad nebo vedle převodovky.

Výhody:

- dobré trakční vlastnosti na kluzkém povrchu díky tomu že je vozidlo taženo, ty se ale v případě velkého nákladu snižují;
- chování vozidla na suché vozovce je průměrné;
- vozidlo se chová nedotáčivě;
- velmi malá citlivost na boční vítr.

Nevýhody:

- při plném zatížení zhoršené možnosti rozjezdu na kluzké vozovce a při jízdě do svahu;
- u silných motorů narůstá ovlivňování řízení vlivem pohonu;
- při vysokém zatížení přední nápravy je nutný velký převod řízení nebo posilovač;
- omezený poloměr otáčení vlivem omezeného úhlu sklonu hnacích hřídelů;
- velké síly v řídicím ústrojí z důvodu velkého zatížení přední nápravy;
- větší opotřebení zadních kol. [4], [1]

4.2 Standartní pohon

Standartní pohon představuje koncepci, kdy je motor uložen podélně vpředu a hnaná je pouze zadní náprava.

Výhody:

- průměrné trakční schopnosti na suché silnici a v případě většího nákladu se trakce lehce zlepšuje;
- lehce nedotáčivé chování;
- dobré chování v kritické oblasti;
- menší ovlivnění zatačivosti vlivem hnací síly než u předního pohonu;
- větší maximální rejď;
- nízká citlivost na boční vítr;
- přibližně stejné opotřebení předních i zadních kol.

Nevýhody:

- horší trakční vlastnosti na kluzkém povrchu. [4], [1]

4.3 Pohon všech kol

Pohon všech kol zajišťuje přenos hnacího momentu na přední i zadní nápravu. Pohon všech kol ale nemusí být trvalý, různé systémy zajišťují připojování zadní nebo naopak přední nápravy jen v případě potřeby, kdy hrozí ztráta adheze. Díky tomu může mít vozidlo jak výhody čtyřkolky, tak i výhody například náhonu na přední kola. Pohon všech kol zajišťuje lepší využití přilnavosti vozovky, než je tomu u náhonu jen na jednu nápravu. [16] Hlavním důvodem, proč tento typ pohonů zatím není rozšířený tolik jako například vozidla pouze s předním náhonem, je vyšší cena a vyšší prostorové nároky. Díky lepšímu využití přilnavosti vozovky, se vozidlo může pohybovat s větším zrychlením a především poskytuje lepší stabilitu při jízdě zatáčkou, což je zapříčiněno lepším rozložením hnacích sil. Díky tomu existuje větší rezerva pro přenášení bočních sil než v případě pohonu jedné nápravy.

Výhody:

- velmi dobré trakční vlastnosti na všech površích díky lepšímu využití přilnavosti než je tomu u náhonu jen na jednu nápravu;
- velmi dobrá stoupavost do kopce;
- nedotáčivý až neutrální charakter;
- nízká citlivost na boční vítr;
- dobré chování v kritických oblastech.

Nevýhody:

- nízká agilita (akčnost);
- více konstrukčních dílů, tedy větší cena i náklady na údržbu;
- větší hmotnost;
- vyšší spotřeba. [4], [1]

4.4 Zadní pohon

Zadní pohon je typ uspořádání, kdy je motor uložený až za zadní nápravou a pohání pouze zadní kola. Převodovka je umístěna za zadní nápravou, nebo v oblasti nápravy. Koncepce zadního pohonu byla využívána například u starších vozů Škoda (1000MB, 100, 105,...) a v současnosti přetrvává především u sportovních a závodních vozů.

Výhody:

- dobré trakční vlastnosti na kluzkém i suchém povrchu a dobrá stoupavost;
- malé síly na volantů vlivem nízkého zatížení přední nápravy;
- dobré rozdělení brzdných sil;
- jednoduchá konstrukce přední nápravy.

Nevýhody:

- obtížná ovladatelnost v kritických stavech (vozidlo se snadno dostane do přetáčivého smyku);
- horší stabilita při přímé jízdě;
- výrazně vyšší opotřebení zadních pneumatik oproti předním;
- obtížné umístění palivové nádrže do bezpečné oblasti;
- velká citlivost na boční vítr. [4], [1]

4.5 Motor uprostřed

Koncepce pohonu s motorem uprostřed je uspořádání, kdy je motor umístěn vzadu před zadní nápravou. Vzhledem k umístění motoru nebývá takové vozidlo zpravidla vybaveno zadními sedadly. Tato koncepce má využití zejména u sportovních vozidel.

Výhody:

- dobrá trakce na kluzkém i suchém povrchu;
- neutrální chování;
- menší ovlivnění zatáčivosti vlivem hnací síly než u předního pohonu;
- agilita (obratnost, akčnost).

Nevýhody:

- citlivost na boční vítr;
- větší opotřebení zadních kol. [4], [1]

5 Vyhodnocení citlivosti vozidla na zatížení nákladem

Pro vyhodnocení ovladatelnosti a říditelnosti vozidla bylo možné zvolit reálný test nebo simulaci. Obě varianty mají své výhody i nevýhody. Základní výhoda reálného testu ovladatelnosti vozidla spočívá v tom, že takový test popisuje skutečné chování daného vozidla. Nevýhodou je však nutnost obstarat zkušební vůz, přístroje na měření stáčivé rychlosti, bočního zrychlení apod. V případě simulace je tento test snáze proveditelný a lze provést více variant testů v kratším časovém horizontu.

Pro testování citlivosti vozidla na zatížení nákladem byla v této práci zvolena simulace v aplikaci dSpace. Tato aplikace umožňuje nastavení mnoha parametrů včetně nastavení vozidla, dráhy a řídicího manévru.

Pro vyhodnocení citlivosti (změny říditelnosti) vozidla na změnu zatížení nákladem byly vybrány různé varianty uspořádání nákladu a spolujezdců.

5.1 Způsoby zkoušení ovladatelnosti vozidel

Hodnocení ovladatelnosti (říditelnosti) se zakládá na zhodnocení chování vozidla v různých jízdních situacích. Může jít o odezvy vozidla při různých řídicích úkonech, nebo při působení vnějších poruch (boční vítr, zhoršené adhezní podmínky apod.)

Ovladatelnost vozidla lze hodnotit v zásadě třemi metodami:

- **Čistě subjektivní hodnocení**

Jedná se o metodu, kdy řidič vozidlo řídí a současně i posuzuje jeho vlastnosti a chování. Jde o metodu, která je obtížně reprodukovatelná a málo přesná.

- **Subjektivní zkoušky ovladatelnosti**

Metoda kdy řidič projíždí dráhu vymezenou kužely. Hodnocení závisí na rychlosti jízdy rozmístění kuželů, jejich vzdálenosti apod. Mezi subjektivní zkoušky ovladatelnosti se řadí například Losí test, který je popsán v normě ISO/TR 3888-2.

- **Objektivní zkoušky ovladatelnosti**

Při zkoušce je omezen vliv člověka, jehož chování lze stále jen obtížně definovat. Výstupem je popis chování vozidla při určitých jízdních režimech, jako je například jízda v kruhu, skokové natočení volantu, změna hnací síly apod. Jednou z nejstarších metod pro zkoušení ovladatelnosti je ustálené zatáčení, kdy lze zjišťovat chování vozidla při průjezdu zatáčkou o stálém poloměru, nebo při konstantním natočení volantu. [10]

5.2 Program pro simulaci jízdy

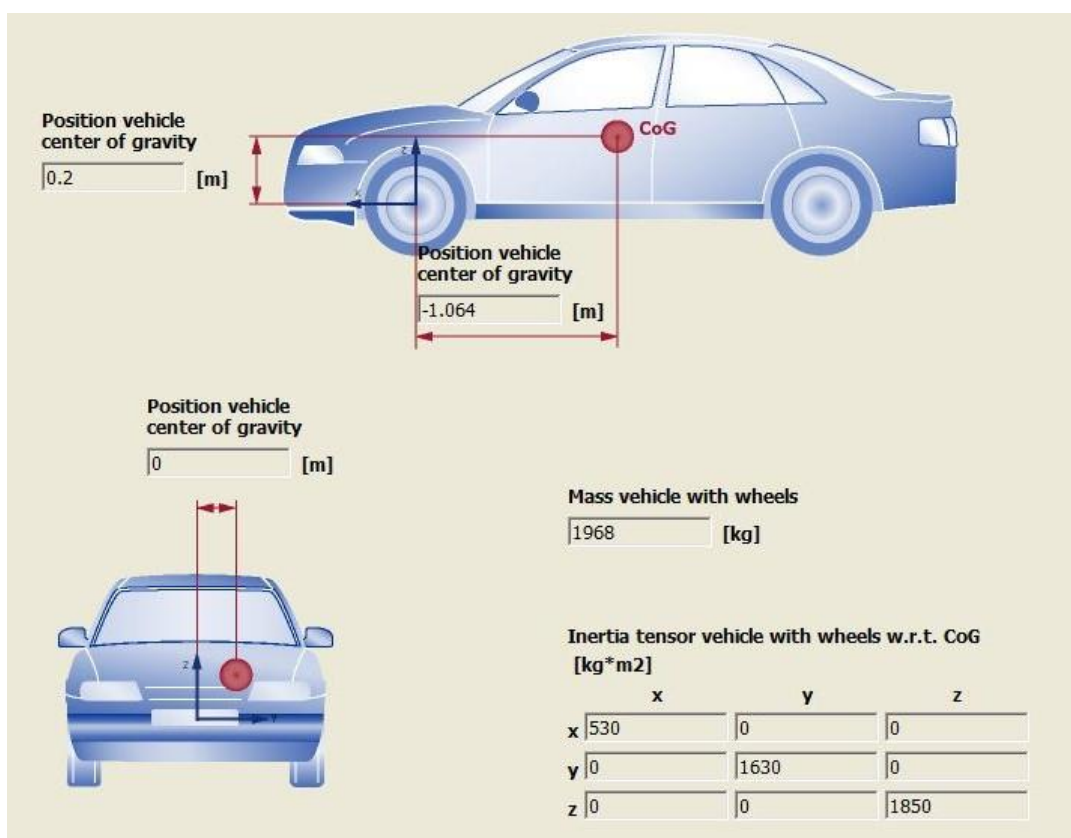
Pro simulaci jízdy vozidla byl využit program od německé firmy **dSpace**, který obsahuje výpočtový model složený z funkčních bloků v prostředí Matlab Simulink doplněný uživatelským prostředím ModelDesk a MotionDesk. Prostředí ModelDesk slouží k nastavení parametrů vozidla, dráhy a jízdního manévru. Odtud se vstupní data načtou do Simulinku, kde proběhne i kompletní výpočet. Pro zobrazení výsledků slouží rozhraní MotionDesk, kde jsou výsledná data zobrazena jako 3D animace pohybu vozidla po dráze. Grafický model vozidla určený pro vizualizaci pohybu je od výrobce již předpřipraven a jeho proporce nemusí přímo odpovídat parametrům nastavení a rozvoru vůči rozchodu apod. V aplikaci je dále možné volit mezi pohledy zobrazení, tedy pohled se zobrazením rychlosti vozidla, otáček motoru a zařazení rychlostního stupně. Dalším výstupem z programu jsou data o průběhu jednotlivých veličin (poloha vozidla, síly, natočení volantu aj.) v závislosti na čase. Tato data jsou k dispozici prostřednictvím prostředí v Matlabu. [18]

5.3 Zvolený typ vozidla pro vyhodnocení

Pro modelování a simulaci jízdy byl zvolen předdefinovaný matematický model vozidla s motorem uloženým podélně a s náhonem na přední kola. Tento model nese označení „Mid-size car“, jedná se o sedan střední třídy.

Tab. 5.1 Parametry modelu vozidla

Přehled základních parametrů vozidla	
Hmotnost m	1968 kg
Rozvor l	2,66 m
Rozchod přední nápravy b_v	1,46 m
Rozchod zadní nápravy b_h	1,46 m
vzdálenost těžiště k přední nápravě podél ve směru osy x	1,064 m
Typ pohonu	Přední náhon s motorem vpředu
Přední náprava	McPherson
Zadní náprava	Vlečená náprava
Převodovka	automatická s pěti stupni
ABS	ano
ESP	ne



Obr. 5.2 Hmotnostní parametry modelu vozidla

5.4 Volba velikosti a hmotnosti nákladu

Pro zatížení vozidla v simulačním programu byly voleny zjednodušené modely osob a nákladu tak, aby jejich hmotnostní vlastnosti alespoň přibližně odpovídali realitě. V případě zatížení prostoru kufru a střechy byly spočítány hmotové vlastnosti kvádrů a pro zatížení sedadel automobilu byly vytvořeny jednoduché modely řidiče a spolujezdce v aplikaci Autodesk Inventor.

5.4.1 Náklad na střechě (N1)

Podkladem pro hmotnostní a setrvačné vlastnosti střešního boxu posloužil dlouhý střešní box: Thule Dynamic M [21]. Tento box má rozměry 2060x840x340 mm a nosnost 75 kg. Samotná hmotnost nosiče je 18 kg. Zjednodušený model pro výpočet má tvar kvádrů s homogenním rozložením hustoty. Střešní box zde není zatížen plnou váhou, ale jen zhruba ze dvou třetin.

- **Hmotnost m:** 70 kg
- **Šířka b** (příčný rozměr vzhledem k vozu – osa y): 0,9 m
- **Délka l** (podélný rozměr vzhledem k vozu – osa x): 2 m
- **Výška h** (osa z): 0,35 m

Výpočet matice setrvačnosti byl proveden pomocí vzorce (jednotky jsou dosazovány v metrech a kilogramech) [7], [6]:

$$\begin{aligned} I_x &= \int_0^m y^2 + z^2 \cdot dm = m \cdot \frac{(b^2 + h^2)}{12} = \\ &= 200 \cdot \frac{(0,9^2 + 0,35^2)}{12} = 5,44 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (5.1)$$

$$I_y = m \cdot \frac{(l^2 + h^2)}{12} = 200 \cdot \frac{(2^2 + 0,35^2)}{12} = 24,05 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (5.2)$$

$$I_z = m \cdot \frac{(l^2 + b^2)}{12} = 200 \cdot \frac{(2^2 + 0,9^2)}{12} = 28,06 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (5.3)$$

Vzhledem k tomu že těleso má více jak dvě roviny symetrie, jsou všechny deviační momenty nulové.

$$I_{xy} = \int_0^m x \cdot y \cdot dm = 0; I_{xz} = 0; I_{zy} = 0 \quad (5.4)$$

Tab. 5.2 Matice setrvačnosti nákladu na střeše N1 (uvažováno vzhledem těžišti)

	x	y	z
x	5,44 kg · m ²	0	0
y	0	24,05 kg · m ²	0
z	0	0	28,06 kg · m ²

5.4.2 Náklad v kufru (N2)

Jako podklad pro volbu rozměrů tělesa pro zatížení oblasti kufru byl zvolen kvádr o následujících parametrech:

- **Hmotnost** m_{N2} : 200 kg
- **Šířka** b_{N2} (příčný rozměr vzhledem k vozu – osa y): 0,7 m
- **Délka** l_{N2} (podélný rozměr vzhledem k vozu – osa x): 0,6 m
- **Výška** h_{N2} (osa z): 0,3 m

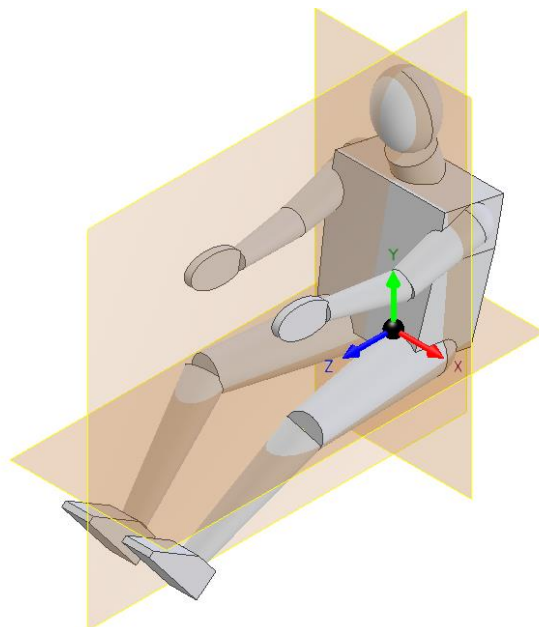
Pro výpočet setrvačných momentů využijeme vzorců (5.1) až (5.4).

Tab. 5.3 Matice setrvačnosti nákladu v kufru N2 (uvažováno vzhledem těžišti)

	x	y	z
x	9,66 kg · m ²	0	0
y	0	7,50 kg · m ²	0
z	0	0	14,17 kg · m ²

5.4.3 Řidič (R3)

Pro zjištění matice setrvačnosti řidiče byl v aplikaci Autodesk Inventor modelován model člověka o výšce 1,85 m a hmotnosti 80 kg. Detailní popis rozměrů modelu je uveden v příloze č. 2. Protože se osoba řidiče nachází v určité poloze, byla na modelu tato poloha nastavena obdobně.



Obr. 5.3 Model Řidiče (R3) vytvořený v aplikaci Autodesk Inventor

Vzhledem k tomu, že v aplikaci nelze nastavit hmotnost celku, ale pouze hustotu materiálu, je nutné přepočítat velikosti setrvačných momentů tak, aby odpovídaly hmotnosti právě 80 kg. Hmotnost modelu stanovená aplikací Inventor činí 79,64 kg. Pro upravení setrvačných momentů je vhodné zavést korekční součinitel k_{R3} , který je roven podílu požadované a skutečné hmotnosti.

$$k_{R3} = \frac{80}{79,64} = 1,004 \quad (5.5)$$

Vzhledem k nepatrné odchylce součinitele od jedničky lze napsat, že $k_{R3} \approx 1$ a momenty setrvačnosti se použijí beze změny. Poloha těžiště je vázána na referenční bod, který se nachází ve středu hýžd'ových svalů.

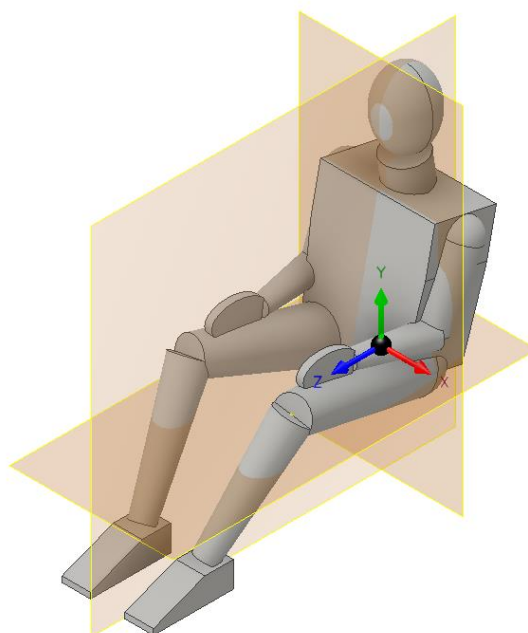
- **hmotnost m_{R3} :** 80 kg
- **poloha těžiště:** osa x_{R3} : 0 mm
osa y_{R3} : 174,3 mm
osa z_{R3} : 129,6 mm

Tab. 5.4 Matice setrvačnosti řidiče R3 (uvažováno vzhledem těžišti)

	x	y	z
x	5,39 kg · m ²	0	3,34 kg · m ²
y	0	10,61 kg · m ²	0
z	5,39 kg · m ²	0	3,34 kg · m ²

5.4.4 Spolujezdec (S4 – S6)

Model spolujezdce má stejné parametry jako model řidiče, pouze se liší polohou usazení. Díky odlišné poloze a rozdílnému průniku hmot geometrických těles, z nichž je model poskládán se mírně liší hmotnost, matice setrvačnosti i poloha těžiště.



Obr. 5.4 Model spolujezdce (S4 – S7) vytvořený v aplikaci Inventor

Hmotnost skutečného modelu je 77,9 kg. Hodnota korekčního součinitele pro požadovanou hmotnost 80 kg pak vychází: $k_S = 1,027$. Členy matice setrvačnosti jsou dále upraveny pomocí tohoto korekčního součinitele.

- **hmotnost m_S :** 80 kg
- **poloha těžiště:** osa x_S : 0 mm
osa y_S : 177,6 mm
osa z_S : 106,1 mm

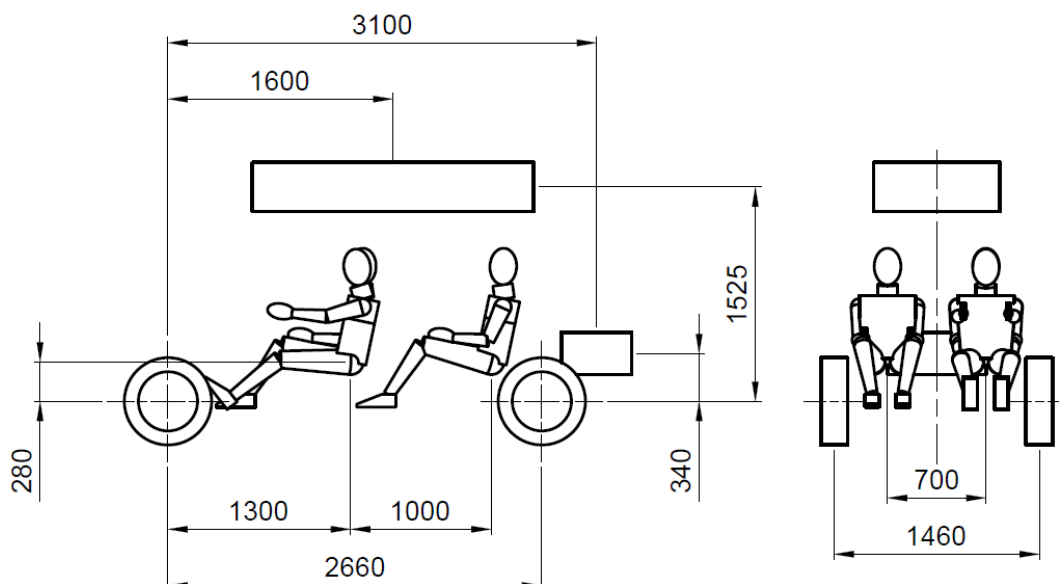
Tab. 5.5 Matice setrvačnosti Spolujezdce S4 – S6 (uvažováno vzhledem těžišti)

	x	y	z
x	5,13 kg · m ²	0	3,12 kg · m ²
y	0	9,30 kg · m ²	0
z	3,12 kg · m ²	0	6,78 kg · m ²

5.5 Rozmístění osob a nákladu ve vozidle

Osoby a náklad byly ve vozidle umístěny do míst obvyklých pro vozy této kategorie (viz Škoda Octavia II [19]). Pro ověření vzájemné polohy jednotlivých objektů i polohy vůči vozidlu byl vytvořen v aplikaci Autodesk Inventor model rozmístění vzhledem ke kolům vozu. Poloha a velikost těchto kol byla získána z dat v rozhraní ModelDesk. Každá osoba nebo náklad má svojí pevně danou polohu ve vozidle. Tyto polohy jsou:

- **Řidič R3:** přední sedadlo vlevo
- **Spolujezdec S4:** přední sedadlo vpravo
- **Spolujezdec S5:** zadní sedadlo vlevo
- **Spolujezdec S6:** zadní sedadlo vpravo

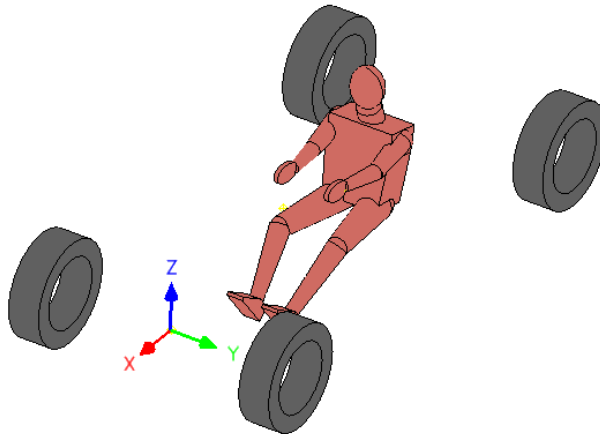


Obr. 5.5 Ilustrační zobrazení rozmístění zátěže ve vozidle je vytvořené v aplikaci Autodesk Inventor. Náklad v kufru a na střeše je okótovaný k jejich těžišti a poloha modelů osob k referenčnímu bodu, který je umístěn ve středu hýžd'ových svalů.

5.6 Jednotlivé konfigurace uspořádání zátěže

Pro vyhodnocení změny říditelnosti při ustáleném zatáčení bylo původně zvoleno celkem 7 variant, které se lišili rozložením hmotnosti. Z těchto sedmi variant jsou v textu práce uvedeny a popsány pouze čtyři. Ze vzorce 3.3 vyplývá, že jedním z vlivů na říditelnost vozidla je i poloha jeho těžiště. Z toho důvodu byly do vyhodnocení zahrnuty varianty, v nichž došlo k největšímu posunu těžiště v podélné ose. Varianty uspořádání jsou jednak číslovány a jednak jsou označeny podle zastoupení zátěže.

5.6.1 Konfigurace 1 (pouze řidič)



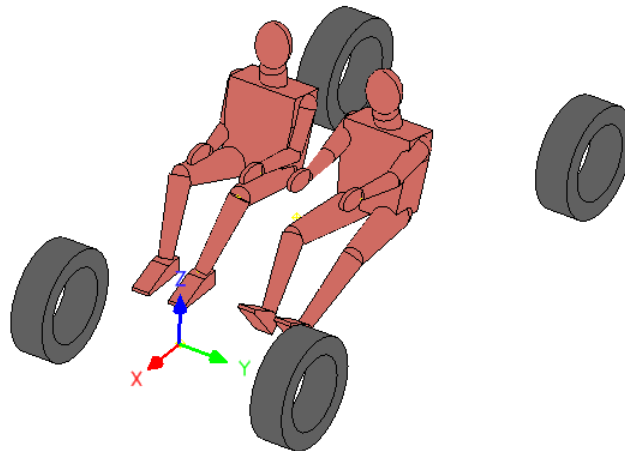
Obr. 5.6 Rozmístění zátěže při konfiguraci 1 (pouze řidič).

Konfigurace 1 představuje výchozí konfiguraci, protože řidič musí být ve vozidle vždy. Usazením řidiče do vozidla dochází k minimálnímu posunu těžiště díky tomu, že osoba sedící na předním sedadle se nachází velmi blízko těžiště vozidla. To se vlivem obsazení řidiče posouvá o čtyři milimetry směrem k zádi, o čtrnáct milimetrů do boku a o deset milimetrů do výšky.

Tab. 5.6 Přehled parametrů při konfiguraci 1

Konfigurace 1 (pouze řidič)		
Celková hmotnost	2048 kg	
Souřadnice těžiště	X'	-1,068 m
	Y'	0,014 m
	Z'	0,210 m
Posun souřadnic těžiště vzhledem k nezatíženému vozidlu	$\Delta X'$	-0,004 m
	$\Delta Y'$	0,014 m
	$\Delta Z'$	0,010 m
Zatížení kol	pravé přední	624,27 kg
	levé přední	601,31 kg
	pravé zadní	418,91 kg
	levé zadní	403,51 kg
Zatížení náprav	přední	1225,58 kg
	zadní	822,42 kg

5.6.2 Konfigurace 3 (řidič se spolujezdcem vpředu)



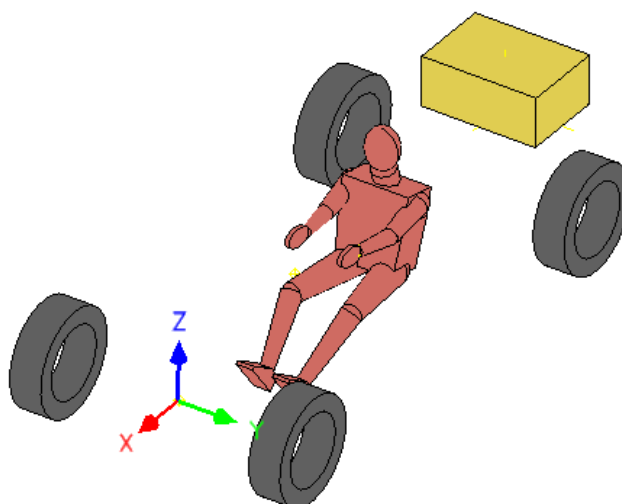
Obr. 5.7 Rozmístění zátěže při konfiguraci 3 (řidič a spolujezdec vpředu)

Při konfiguraci 3 je obsazeno kromě řidiče i místo spolujezdce těžiště se díky tomu posune o 9 mm dozadu, 19 mm do výšky a bočně zůstává vyváжено.

Tab. 5.7 Přehled parametrů při konfiguraci 3

Konfigurace 3 (pouze řidič se spolujezdcem vpředu)		
Celková hmotnost	2128 kg	
Souřadnice těžiště	X'	-1,073 m
	Y'	0,000 m
	Z'	0,219 m
Posun souřadnic těžiště vzhledem k nezatíženému vozidlu	$\Delta X'$	-0,009 m
	$\Delta Y'$	0,000 m
	$\Delta Z'$	0,019 m
Zatížení kol	pravé přední	634,84kg
	levé přední	634,84 kg
	pravé zadní	429,16 kg
	levé zadní	429,16 kg
Zatížení náprav	přední	1269,67 kg
	zadní	858,33 kg

5.6.3 Konfigurace 5 (řidič a náklad v kufru)



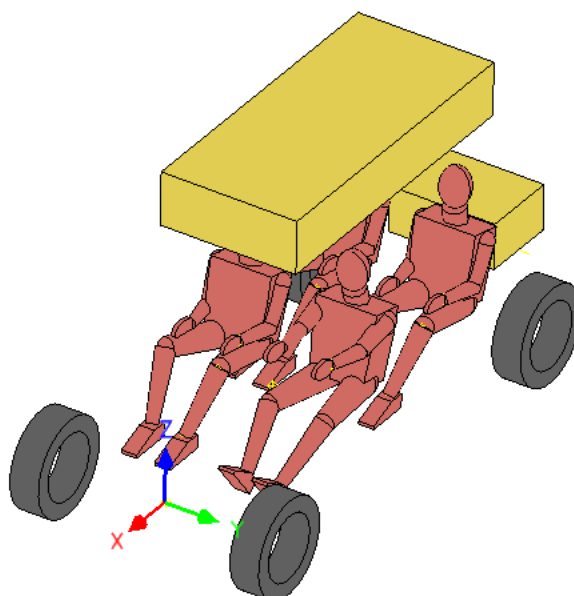
Obr. 5.8 Rozmístění zátěže při konfiguraci 5 (řidič a náklad v kufru)

Při konfiguraci 5 je ve vozidle obsazený kromě řidiče náklad v kufru. V tomto rozložení se těžiště vozidla zvýší o 21 mm, boční posunutí je 12 mm ve směru polohy řidiče a posouvá se o 185 mm dozadu.

Tab. 5.8 Přehled parametrů při konfiguraci 5

Konfigurace 5 (pouze řidič s nákladem v kufru)		
Celková hmotnost	2248 kg	
Souřadnice těžiště	X'	-1,249 m
	Y'	0,013 m
	Z'	0,222 m
Posun souřadnic těžiště vzhledem k nezatíženému vozidlu	$\Delta X'$	-0,185 m
	$\Delta Y'$	0,013 m
	$\Delta Z'$	0,022 m
Zatížení kol	pravé přední	606,42 kg
	levé přední	586,08 kg
	pravé zadní	536,76 kg
	levé zadní	518,75 kg
Zatížení náprav	přední	1192,50 kg
	zadní	1055,50 kg

5.6.4 Konfigurace 6 (plné obsazení)



Obr. 5.9 Rozmístění zátěže při konfiguraci 6 (plně naložené vozidlo)

Konfigurace 6, při které je vozidlo plně naloženo, představuje variantu, kdy došlo k největšímu posunutí těžiště směrem dozadu, celkem o 245 mm. Při tomto rozložení se

těžiště zároveň posunulo i nejvíce ve svislém směru, o 79 mm do výšky. Stranově zůstává vozidlo vyváženo.

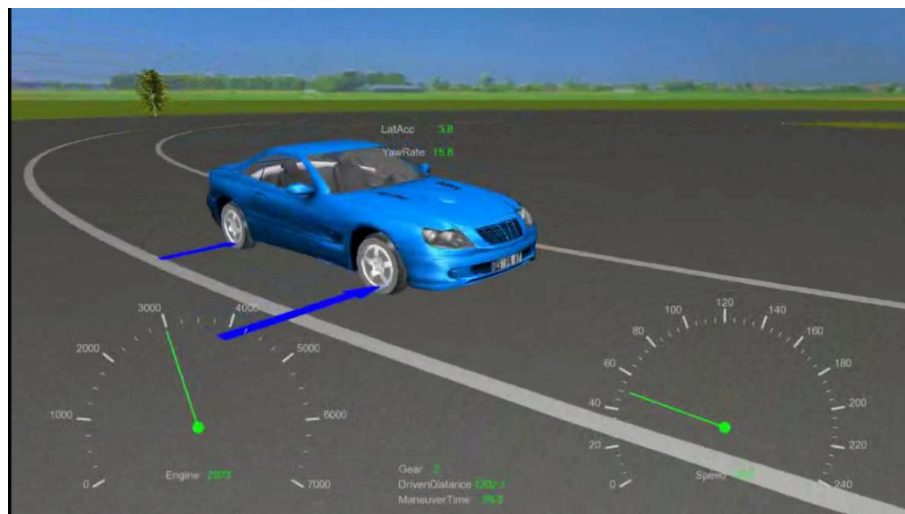
Tab. 5.9 Přehled parametrů při konfiguraci 6

Konfigurace 6 (plně naložené vozidlo)		
Celková hmotnost	2558 kg	
Souřadnice těžiště	X'	-1,313 m
	Y'	0,000 m
	Z'	0,279 m
Posun souřadnic těžiště vzhledem k nezatíženému vozidlu	$\Delta X'$	0,245 m
	$\Delta Y'$	0,000 m
	$\Delta Z'$	0,079 m
Zatížení kol	pravé přední	647,57 kg
	levé přední	647,57 kg
	pravé zadní	631,43 kg
	levé zadní	631,43 kg
Zatížení náprav	přední	1295,15 kg
	zadní	1262,85 kg

6 Vyhodnocení říditelnosti vozidla při konstantním natočení volantu

Cílem zkoušky jízdy při konstantním natočení volantu bylo zjistit, jak se změní chování vozidla jedoucího určitou rychlostí s určitým natočením volantu při různém zatížení vozidla. Zejména jak je vozidlo citlivé na rozložení tohoto zatížení. Pro zkoušku byla zvolena rychlost **50 km/h** a natočení volantu **49°**.

6.1 Průběh zkoušky



Obr. 5.10 Náhled na průběhu vlastní zkoušky v prostředí MotionDesk při rychlosti 50 km/h při obsazení pouze řidičem

Pro zjištění chování vozidla při jízdě za konstantního natočení volantu, byla v aplikaci vytvořena kruhová trať o třech jízdnicích pruzích. Prostřední pruh slouží jako pruh vodící, po němž se má vozidlo pohybovat během rozjezdu. Tento pruh má poloměr 50 m. Dva krajní pruhy jsou na okruhu proto, aby mělo vozidlo dostatek prostoru při případné odchylce poloměru zatáčení, která se očekávala.

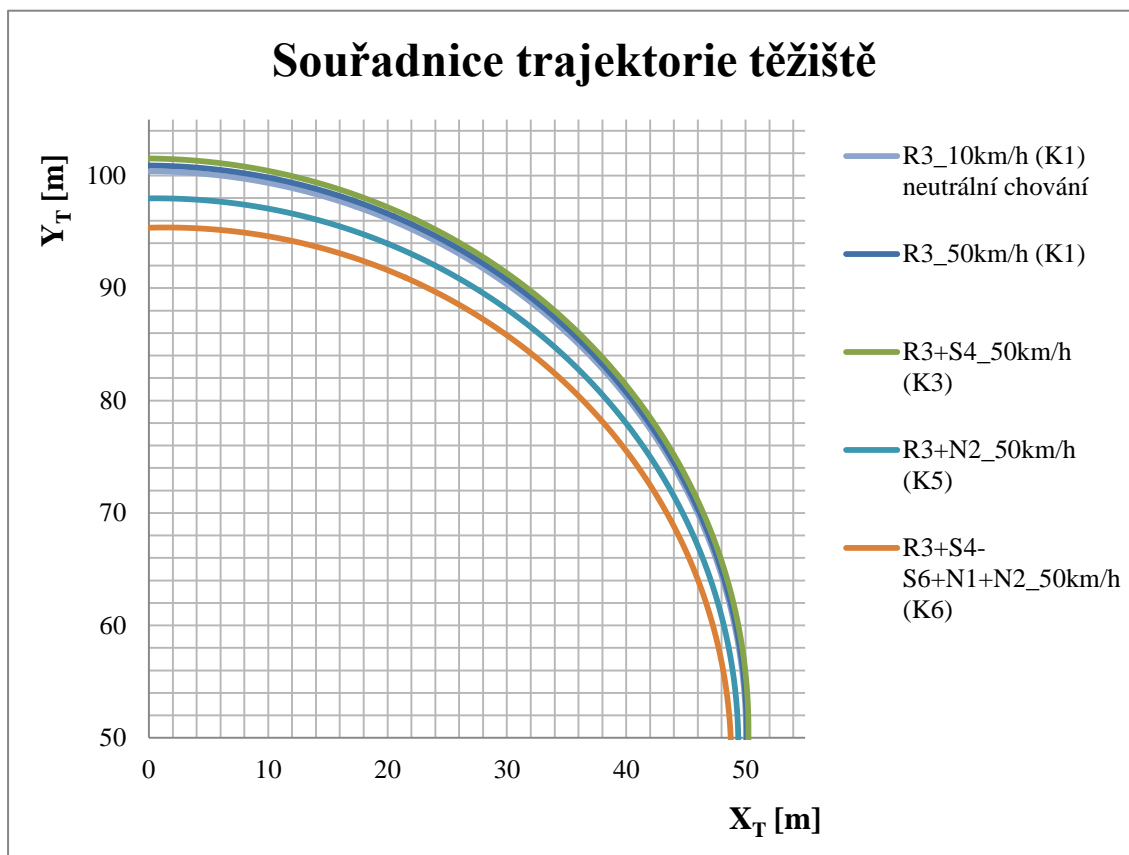
Vozidlu bylo předepsáno, aby se během tří kol okruhu rozjelo na rychlost 50 km/h. Čtvrté kolo bylo pro ustálení rychlosti. Po té následovalo natočení volantu do požadovaného úhlu 49°. Vozidlo se po odeznění reakce na skokovou změnu natočení volantu pohybuje ustáleně po kruhu o konstantním poloměru.

Vzhledem k tomu, že změnu říditelnosti bylo nutné srovnávat s neutrálním chováním, bylo jako neutrální chování vybráno uspořádání vozidla pouze s řidičem (konfigurace 1)

při rychlosti 10 km/h. Tato rychlost je dostatečně nízká na to, aby směrové odchylky kol α vlivem bočních sil byly minimální a vozidlo se tak chovalo neutrálně. Tedy mělo by přibližně platit, že úhel natočení kol odpovídá úhlu zatačení $\delta \approx \delta_A$.

6.2 Výsledky

Z dat získaných ze simulace ustálené jízdy při rychlosti 50km/h a natočení volantu 49° vyplývá, že se vozidlo může chovat přetáčivě i nedotáčivě v závislosti na rozložení hmotnosti. Chování vozidla při jednotlivých variantách rozložení hmotnosti je porovnáváno s referenční jízdou pouze s řidičem při rychlosti 10 km/h.



Graf 6.1 Opsaná trajektorie těžiště vozidla pro jednotlivé varianty rozložení hmotnosti

Tab. 6.1 Tabulka s výslednými hodnotami

Konfigurace naložení vozidla	R3_10km/h K1	R3_50km/h K1	R3+S4_50 km/h K3	R3+N2_50 km/h K5	R3+S4+S5+S6+N1+N2_50km/h K6
rychlost jízdy [km/h]	10	50	50	50	50
Natočení volantu [°]	49	49	49	49	49
Poloměr zatáčení [m]	50,11	50,43	50,80	48,83	47,46
Stáčivá rychlost [°/s]	3,66	15,78	15,67	16,30	16,77
boční zrychlení [m/s ²]	0,21	3,83	3,80	3,95	4,07
Klopení [°]	-0° 4′	1° 58′	2° 16′	2° 17′	3° 28′

Jako nedotáčivé byly vyhodnoceny konfigurace:

- **konfigurace 1** (pouze řidič)

Při konfiguraci 1 během ustálené jízdy vozidlo opisovalo dráhu o poloměru 50,43 m, což je o 0,32 m více než v případě referenční jízdy. Při tomto rozložení hmotnosti zároveň došlo ke klopení vozidla o 1° 58′.

- **konfigurace 3** (pouze řidič se spolujezdcem vpředu)

Při konfiguraci 3 vozidlo opisuje dráhu o poloměru 50,8 m, což je o 0,69 m více než referenční jízdy a dokonce i o 0,37 m více než v případě konfigurace 1. Tento výsledek je částečně překvapivý, protože poloha těžiště konfigurace 3 se nachází 5 mm za polohou při konfiguraci 1. Podle vzorce 3.3 by mělo dojít naopak k tomu, že se vozidlo s polohou těžiště více vzadu bude projevovat méně nedotáčivě. Tyto rozdíly mohli vzniknout i vlivem změny kinematického vedení kol při propružení. Při tomto rozložení došlo ke klopení vozidla o 2° 16′, což je o 18′ více než v případě rozložení pouze s řidičem. Tato změna je způsobená posuvem těžiště vozu o 9 mm do výšky vůči konfiguraci 1.

Jako přetáčivé se chovalo vozidlo při rozložení:

- **konfigurace 5** (pouze řidič s nákladem vzadu)

Při konfiguraci 5 se vozidlo chovalo přetáčivě a při ustálené jízdě v kruhu opisovalo poloměr o velikosti 48,83 m. Tato hodnota je o 1,28 m menší než v případě referenční jízdy, a je zapříčiněná posunem těžiště dozadu o 180 mm v souladu se vzorcem 3.3. Úhel klopení je $2^{\circ} 17'$ (což je zvětšení o jednu úhlovou minutu oproti předchozímu rozložení, což odpovídá zvýšení těžiště o 2 mm).

- **konfigurace 6** (plně naložené vozidlo)

Během simulace konfigurace 6 se vozidlo chovalo nejvíce přetáčivě a během jízdy v kruhu opisovalo poloměr 47,46 m, což je o 1,65 m méně než při neutrálním chování. Tento výsledek je opět v souladu se vztahem 3.3, protože posun těžiště v podélné ose zde byl o 245 mm. V této konfiguraci došlo zároveň k největšímu klopení $3^{\circ} 28'$, které bylo zapříčiněno zvýšením polohy těžiště.

Celkové zhodnocení:

Z výsledků simulace vyplývá, že rozložením nákladu se mění říditelnost vozidla v souladu se vztahem 3.3. Anomálie kdy se vozidlo při obsazení řidiče a spolujezdce chovalo více nedotáčivě, než vozidlo pouze s řidičem lze přičíst na vrub rozdílnému kinematickému vedení kol vlivem odlišného propružení zavěšení kol.

Dále bylo zjištěno, že při naložení vozidla lze zvýšit polohu těžiště a tak zvětšit klopení vozidla. Při plném naložení vozidla došlo k maximálnímu klopení o velikosti $3^{\circ} 28'$, které je o 76% větší než v případě obsazení pouze řidičem a 52% větší než při obsazení řidičem spolu se spolujezdcem vpředu.

7 Závěr

Tato práce se zabývá ovlivněním ovladatelnosti vozidla s předním pohonem v závislosti na zatížení nákladem. V počátečních kapitolách byl proveden rozbor problematiky pasivních odporů a hnacího ústrojí se zaměřením na dynamické vlastnosti pneumatiky. Ve druhé kapitole byl popsán soubor požadavků kladených na vlastnosti vozidel. Z těchto požadavků mimo jiné vyplývá, že vozidlo by mělo být ovladatelné za různých stavů prostředí a vozidla samotného tak, aby se toto vozidlo pro řidiče chovalo předvídatelně. Ve třetí kapitole byly popsány základní parametry řízených kol a jejich kinematického propojení. V této kapitole bylo pro zjednodušený jednostopý model vozidla vysvětleno ovlivnění jeho říditelnosti v závislosti na bočních tuhostech kol a poloze těžiště. Ze vzorce pro toto ovlivnění vyplývá, že pokud vedle sebe postavíme dvě stejná vozidla, tak vozidlo, které bude mít těžiště posunuté více vzadu, bude muset pro průjezd dráhy o stejném poloměru natočit volant o něco méně než vozidlo s těžištěm více vpředu. Tato vlastnost ale nemusí platit stoprocentně, protože se vztahuje právě jen na zjednodušený jednostopý model.

Pro vyhodnocení ovlivnění chování vozidla v závislosti na rozložení nákladu jsem zvolil simulaci v aplikaci dSpace, která obsahuje simulační algoritmus naprogramovaný v programu Matlab Simulink. Tato aplikace dále obsahuje uživatelské rozhraní ModelDesk pro definování a změnu parametrů vozu, dráhy a řídicího manévru a rozhraní MotionDesk pro zobrazení animace pohybu vozidla po dráze. Do modelu vozidla v rozhraní ModelDesk je možné umístit model zátěže v podobě osob nebo nákladu. Pro umístění modelu je nutné doplnit jeho hmotnost, polohu těžiště v souřadném systému vozidla a matici setrvačnosti vzhledem k tomuto těžišti. Pro potřeby simulace jsem vytvořil model osoby řidiče a spolujezdce v aplikaci Autodesk Inventor pro zjištění matice setrvačnosti a polohy těžiště vzhledem k lokálnímu souřadnicovému systému. Pro náklad v kufru a na střeše jsem zvolil těleso ve tvaru kvádru, pro které jsem matici setrvačnosti zjistil výpočtem. Polohu umístění jednotlivých objektů ve vozidle jsem zvolil s ohledem na odpovídající vozidlovou kategorii.

Pro zjištění změny říditelnosti v závislosti na rozložení nákladu jsem zvolil průjezd kruhové dráhy při konstantním natočení volantu, kdy by mělo podle předpokladu dojít k rozdílnému poloměru zatáčení. Simulace probíhala tak, že se vozidlo nejdříve

rozjíždělo po dráze o konstantním poloměru, kde dosáhlo požadované rychlosti 50 km/h. Po té následoval jeden okruh pro ustálení rychlosti. V dalším kroku došlo ke skokovému natočení volantu na úhel 49° a po odeznění přechodového děje se vozidlo pohybovalo po dráze o konstantním poloměru. Tento průběh zkoušky jsem zopakoval pro sedm variant uspořádání zátěže, z nichž jsem z důvodu přehlednosti vyhodnotil celkem čtyři. Jedná se o varianty: pouze řidič; řidič se spolujezdcem vpředu; řidič a náklad v kufru; plné obsazení.

Pro vyhodnocení, zda se vozidlo chová nedotáčivě nebo přetáčivě, jsem provedl srovnávací jízdu při nízké rychlosti 10 km/h v obsazení pouze řidič. Chování vozidla při této jízdě jsem vzhledem k malým bočním silám hodnotil jako neutrální. Při porovnání výsledků spolu jednotlivými variantami při rychlosti 50 km/h se vozidlo v případě varianty pouze s řidičem a varianty s řidičem spolu se spolujezdcem vpředu pohybovalo po trajektorii o větším poloměru než v případě srovnávací jízdy. Vůz se tedy při těchto dvou variantách choval nedotáčivě. V případě varianty kdy byl ve voze pouze řidič a náklad v kufru stejně jako při plném naložení se vozidlo pohybovalo po dráze o menším poloměru než při srovnávací jízdě. Při tomto rozložení se tedy chovalo přetáčivě. V případě nedotáčivého chování došlo k nepředpokládanému výsledku, kdy vozidlo obsazené pouze řidičem, které mělo těžiště více vpředu než vozidlo obsazené řidičem spolu se spolujezdcem, opisovalo při jízdě trajektorii o menším poloměru. Toto chování pouze potvrdilo, že určení říditelnosti pro ustálené zatáčení nemusí platit absolutně. V tomto případě pravděpodobně došlo ke změně kinematického vedení kol při propružení. V případě rozložení kdy se vozidlo chovalo přetáčivě, byly výsledky již podle předpokladů, kdy vozidlo plně naložené s těžištěm více vzadu opisovalo kruhovou trajektorii o menším poloměru než vozidlo při obsazení pouze řidiče spolu s nákladem vzadu, které mělo těžiště více vpředu. Dále bylo zjištěno, že klopení vozidla je tím větší, čím je vlivem rozložení nákladu výše těžiště. Konkrétně došlo oproti naložení při konfiguraci pouze s řidičem ke zvětšení úhlu klopení z hodnoty $1^\circ 58'$ na hodnotu $3^\circ 28'$, tedy o jeden a půl úhlového stupně.

Vzhledem k získaným výsledkům by bylo vhodné pro vozidlo navrhnout systém, který by zajistil, aby byla říditelnost stále stejná nezávisle na rozložení hmotnosti. Tedy aby změny v chování vozidla vlivem přidaného nákladu byly minimální. Tento systém by mohl doplnit stávající systémy elektronické stabilizace.

Seznam použité literatury

- [1] HAKEN, Karl-Ludwig. Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik. Vyd. 4., aktualiz. München : Hanser, 2015, 316 s. ISBN 978-3-446-44216-0
- [2] VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006, vii, 464 s. ISBN 80-239-6464-x.
- [3] VLK, František. Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [4] VLK, František. Stavba motorových vozidel. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 499 s. ISBN 80-238-8757-2.
- [5] HANS-HERMANN BRAESS, Ulrich Seiffert. Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 7., aktual. Aufl. 2013. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. ISBN 9783658016913.
- [6] ŠÍR, Miroslav. Zápisky z předmětu Mechanika III (Dynamika)
- [7] BALKE, H. Formelsammlung TECHNISCHE MECHANIK. 10/14. Technische Universität Dresden, 2014.
- [8] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. Výkladový automobilový slovník. Vyd. 3., aktualiz. Brno: Computer Press, 2007, 244 s. Auto-moto-profi (Computer Press). ISBN 978-80-251-1842-9.
- [9] ZANTEN, Anton van. Regulace jízdní dynamiky: jízdní bezpečnost motorových vozidel. Praha: Robert Bosch, 2001. Technická příručka (Bosch). ISBN 80-902585-8-1.
- [10] VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. 1. vyd. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.
- [11] Active Drive (4Control). Autolexicon.net [online]. Ing. Jan Sajdl, Ph.D. – vydavatel, 2016 [cit. 2016-05-20]. Dostupné z:
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/active-drive/>
- [12] ABS (Anti-lock Braking System). Autolexicon.net [online]. Ing. Jan Sajdl, Ph.D. – vydavatel, 2006 [cit. 2016-07-03]. Dostupné z:
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/abs-anti-lock-braking-system/>

- [13] Braking under ABS and Non-ABS. Autointhebox [online]. 2015 [cit. 2016-07-03]. Dostupné z: <http://blog.autointhebox.com/braking-under-abs-and-non-abs.html>
- [14] MSR (MotorSchleppmomentRegelung). Autolexicon.net [online]. Ing. Jan Sajdl, Ph.D. – vydavatel, 2006 [cit. 2016-07-03]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/msr-motor-schleppmoment-regelung/>
- [15] ESP (Electronic Stability Programme). Autolexicon.net [online]. Ing. Jan Sajdl, Ph.D. – vydavatel, 2006 [cit. 2016-07-03]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/esp-electronic-stability-programme/>
- [16] Autolexicon.net [online]. Ing. Jan Sajdl, Ph.D. – vydavatel, 2006 [cit. 2016-06-07]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/>
- [17] INFORMAČNÍ DOKUMENT. In: Praha: Ministerstvo dopravy, 2003. Dostupné také z: <http://www.mdcz.cz/NR/rdonlyres/23067FC3-BFBD-4B3B-9737-1A16FB88E58E/0/id030501.rtf>
- [18] dSPACE GmbH, User manuals, Germany 2013
- [19] CEDRYCH, Mario René a Jiří SCHWARZ. Automobily Škoda Octavia: Octavia, Octavia Combi, Octavia modelový ročník 1997-2004. 4., přeprac. vyd. Praha: Grada, 2004. ISBN 80-247-0657-1.
- [20] ČÁP, Jaroslav, Vladimír HLAVŇA a Ladislav FREIBAUER. Teorie vozidel. 2. vyd. Žilina: Vysoká škola dopravy a spojov, Fak. strojnícka a elektrotechnická, 1991. ISBN 8071000477.
- [21] Thule [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: https://www.thule.com/cs-cz/cz/cargo-carrier/car-top-carrier/thule-dynamic-m-_612800

Seznam obrázků

- Obr. 1.1. Souřadnicový systém vozidla se středem v těžišti
- Obr. 1.2. Důležité rozměry pro popis vozidla z hlediska dynamiky
- Obr. 1.3 Ideální charakteristiky motoru
- Obr. 1.4 Charakteristika pístového motoru s čtyřstupňovou převodovkou
- Obr. 1.5 Ilustrační schéma sil působících na pneumatiku
- Obr. 1.6 Schématický graf závislosti součinitelů podélné a příčné adheze na skluzu, popř. úhlu směrové odchylky
- Obr. 1.7 Velikost síly přenášené koly jako funkce závislá na skluzu λ a úhlu směrové úchylny
- Obr. 1.8 Součinitel příčné adheze jako funkce součinitele podélné adheze
- Obr. 1.9 Graf zobrazující závislost koeficientu přílnavosti na skluzu pro rozdílné vnější podmínky
- Obr. 3.1 Příklon rejdové osy
- Obr. 3.2 Úhel odklonu kola
- Obr. 3.3 Účinné rameno při brždění kol se záporným rejdem
- Obr. 3.4 Účinné rameno při pohonu kol se záporným rejdem
- Obr. 3.5 Záklon rejdové osy
- Obr. 3.6 Poloměr rejdu
- Obr. 3.7 Úhel sbíhavosti
- Obr. 3.8 Zatočení kol podle Ackermannovy geometrie řízení
- Obr. 3.9 Závislost požadovaného natočení kol pro pomalou a rychlou jízdu zatáčkou
- Obr. 3.10 Lichoběžník řízení tuhé nápravy
- Obr. 3.11 Mechanismus zatáčení na přední nápravě McPherson automobilu VW Sirocco
- Obr. 3.12 Charakteristika zatáčivosti
- Obr. 3.13 Závislost úhlů rejdu předních a zadních kol na úhlu natočení volantu a rychlosti jízdy (Honda Prelude 4WS)
- Obr. 3.14 Zadní náprava vozu Laguna GT vybavená systémem Active Drive
- Obr. 3.15 Objíždění překážky při prudkém brždění; porovnání systému s ABS a bez ABS
- Obr. 3.16 Porovnání průběhu brždění s ABS a bez něj
- Obr. 3.17 Zásah ESP při nedotáčivém a přetáčivém chování
- Obr. 5.1 Momentová charakteristika spalovacího motoru použitého v simulaci v programu dSpace

- Obr. 5.2 Hmotnostní vlastnosti simulačního modelu vozidla
- Obr. 5.3 Model Řidiče
- Obr. 5.4 Model spolujezdce S4 – S7
- Obr. 5.5 Ilustrační zobrazení rozmístění zátěže ve vozidle
- Obr. 5.6 Rozmístění zátěže při konfiguraci 1 (R3)
- Obr. 5.7 Rozmístění zátěže při konfiguraci 3 (R3+S4)
- Obr. 5.8 Rozmístění zátěže při konfiguraci 5 (R3+N2)
- Obr. 5.9 Rozmístění zátěže při konfiguraci 6 (R3+S4+S5+S6+N1+N2)
- Obr. 5.10 Náhled na průběhu vlastní zkoušky v prostředí MotionDesk

Seznam tabulek

Tab. 1.1.	Názvy pohybů a rotací vozidla
Tab. 4.1	Varianty uspořádání hnacího ústrojí osobních vozidel
Tab. 5.1	Parametry simulačního modelu vozidla
Tab. 5.2	Matice setrvačnosti vzhledem k těžišti – Náklad na střeše N1
Tab. 5.3	Matice setrvačnosti vzhledem k těžišti – Náklad v kufru N2
Tab. 5.4	Matice setrvačnosti vzhledem k těžišti – Řidič R3
Tab. 5.5	Matice setrvačnosti vzhledem k těžišti – Spolujezdec S4 – S6
Tab. 5.6	Přehled parametrů při konfiguraci 1
Tab. 5.7	Přehled parametrů při konfiguraci 3
Tab. 5.8	Přehled parametrů při konfiguraci 5
Tab. 5.9	Přehled parametrů při konfiguraci 6
Tab. 6.1	Tabulka s výslednými hodnotami

Seznam symbolů a zkratek:

x_0, y_0, z_0	souřadnice pro popis polohy vozidla ve vnějším souřadném systému	[m]
x', y', z'	souřadnice pevně spojené s vozidlem se středem v průsečnici středů předních kol a podélnou rovinou vozu	[m]
x, y, z	souřadnice pevně spojené s vozidlem se středem v těžišti	[m]
x_{R3}, y_{R3}, z_{R3}	souřadnice pevně spojené s hmotnostním modelem řidiče	[m]
x_{S3}, y_{S3}, z_{S3}	souřadnice pevně spojené s hmotnostním modelem spolujezdce	[m]
φ	úhel klopení	[°]
θ	úhel klonění	[°]
ψ	úhel stáčení	[°]
l	rozvor	[m]
b_v	rozchod přední nápravy	[m]
b_h	rozchod zadní nápravy	[m]
l_v	vzdálenost těžiště k přední nápravě podél ve směru osy x	[m]
l_h	vzdálenost těžiště k zadní nápravě podél ve směru osy x	[m]
h_S	výška těžiště vzhledem k vozovce	[m]
l_{SZ}	vzdálenost bodu připojení tažného zařízení k těžišti ve směru osy x	[m]
h_Z	výška bodu připojení tažného zařízení od vozovky	[m]
l_{DS}	vzdálenost mezi středem působíště aerodynamického odporu D a těžištěm S ve směru osy x	[m]
O_f	valivý odpor kola i	[N]
e_i	rameno valivého odporu kola i	[m]
$F_N, (F_{Ni})$	Síla působící na kolo v normálovém směru (reakce vozovky na zatížení kola)	[N]
r_{Di}	dynamické rameno kola i (kolmá vzdálenost od středu kola k vozovce)	[m]
f_{Ki}	součinitel valivého odporu kola i	[-]
O_v	vzdušný odpor	[N]

v_r	relativní rychlost vzduchu vůči vozidlu	$[m \cdot s^{-1}]$
S_x	plocha příčného průřezu vozidla	$[m^2]$
c_x	součinitel vzdušného odporu	$[-]$
ρ	hustota vzduchu	$[kg \cdot m^{-3}]$
O_s	odpor stoupání	$[N]$
G	tíhová síla	$[N]$
s	stoupavost vozidla	$[-]$
O_z	odpor zrychlení	$[N]$
O_{zp}	odpor proti posuvnému zrychlení	$[N]$
O_{zr}	odpor proti rotačnímu zrychlení	$[N]$
m	hmotnost vozidla	$[kg]$
r_{Ki}	kinematický poloměr kolo (od středu kola k pólu otáčení)	$[m]$
J_R	redukovaný moment setrvačnosti rotujících částí vozidla	$[kg \cdot m^2]$
F_H	hnací síla	$[N]$
M_{Hi}	hnací moment kola i	$[N \cdot m]$
M_{Bi}	brzdňý moment kola i	$[N \cdot m]$
$\mu_{l,s}$	součinitel přilnavosti kola k vozovce – podélný, příčný	$[-]$
$\mu_{l,s \text{ gleit}}$	součinitel adheze při prokluzu – podélný, příčný	$[-]$
$\mu_{l,s \text{ max}}$	maximální hodnota součinitele adheze – podélná, příčná	$[-]$
F_l	hnací či brzdňá síla působící v podélné rovině kola	$[N]$
F_s	síla bočního vedení kola	$[N]$
μ_l	součinitel přilnavosti pneumatiky v podélném směru	$[-]$
μ_s	součinitel přilnavosti pneumatiky v příčném směru	$[1/^\circ]$
v_A	obvodová rychlost valení kola	$[m \cdot s^{-1}]$
v_x	rychlost pohybu valícího se kola	$[m \cdot s^{-1}]$
α_s	úhel stoupání	$[^\circ]$
α	úhel směrové odchyšky kola	$[^\circ]$
$\lambda, (\lambda_{A,B})$	skluz kola (hnaného A, brzděného B)	$[-]$
v_A	obvodová rychlost kola	$[m \cdot s^{-1}]$

v_x	rychlost pohybu kola	$[m \cdot s^{-1}]$
c_l	vztažná podélná tuhost pneumatiky	[-]
c_s	vztažná příčná tuhost pneumatiky	$[1/^\circ]$
σ	příklon rejdové osy	$[^\circ]$
γ	úhel odklonu kola	$[^\circ]$
r_0	poloměr rejdu	[m]
τ	záklon rejdové osy	$[^\circ]$
δ_0	úhel sbíhavosti	$[^\circ]$
δ_i	natočení vnitřního kola	$[^\circ]$
δ_a	natočení kola vnějšího	$[^\circ]$
δ	střední úhel natočení předních kol	$[^\circ]$
$C_\alpha (C_{\alpha v}, C_{\alpha h})$	boční tuhost dvojice kol (předních, zadních)	$[N/^\circ]$
k_{R3}	korekční součinitel pro úpravu matice setrvačnosti modelu řidiče	[-]
k_S	korekční součinitel pro úpravu matice setrvačnosti modelu spolujezdce	[-]
I_x, I_y, I_z	momenty setrvačnosti vzhledem k souřadnicovým osám (x,y,z)	$[kg \cdot m^2]$
I_{xy}, I_{yz}, I_{zx}	deviační momenty vzhledem k dvojicím souřadnicových os (xy, yz, zx)	$[kg \cdot m^2]$
S	těžiště vozidla	
D	působíště aerodynamického odporu	
Z	bod připojení k tažnému zařízení	

LP	levé přední kolo
PP	pravé přední kolo
LZ	levé zadní kolo
PZ	pravé zadní kolo
R3	hmotnostní model řidiče
S4	hmotnostní model spolujezdce vedle řidiče
S5	hmotnostní model spolujezdce za řidičem
S6	hmotnostní model spolujezdce vpravo vzadu
N1	hmotnostní model nákladu na střeše
N2	hmotnostní model nákladu v kufru

Seznam příloh

příloha č. 1: Úplný seznam důležitých veličin z průběhu testu při konstantním natočení volantů;

příloha č. 2: Skica zjednodušeného modelu osoby pro zjištění matice setrvačnosti (vytvořeno v aplikaci Autocad Mechanical);

příloha č. 3: Matice setrvačnosti modelu osoby v rozložení řidiče a spolujezdce určená s pomocí aplikace Autodesk Inventor pro hustotu materiálu 1g/cm^3 ;

příloha č. 4: Různé koncepce uspořádání pohonu, které lze nastavit v prostředí ModelDesk;

příloha č. 5: Průběh poloměru zatáčení vozidla v závislosti na čase pro různé varianty uspořádání;

příloha č. 6: Charakteristika spalovacího motoru použitého v simulaci v programu dSpace. (Graf závislosti momentu na otáčkách a výchylce plynového pedálu v %);

příloha CD: BP_Malad_Jan_2016.pdf

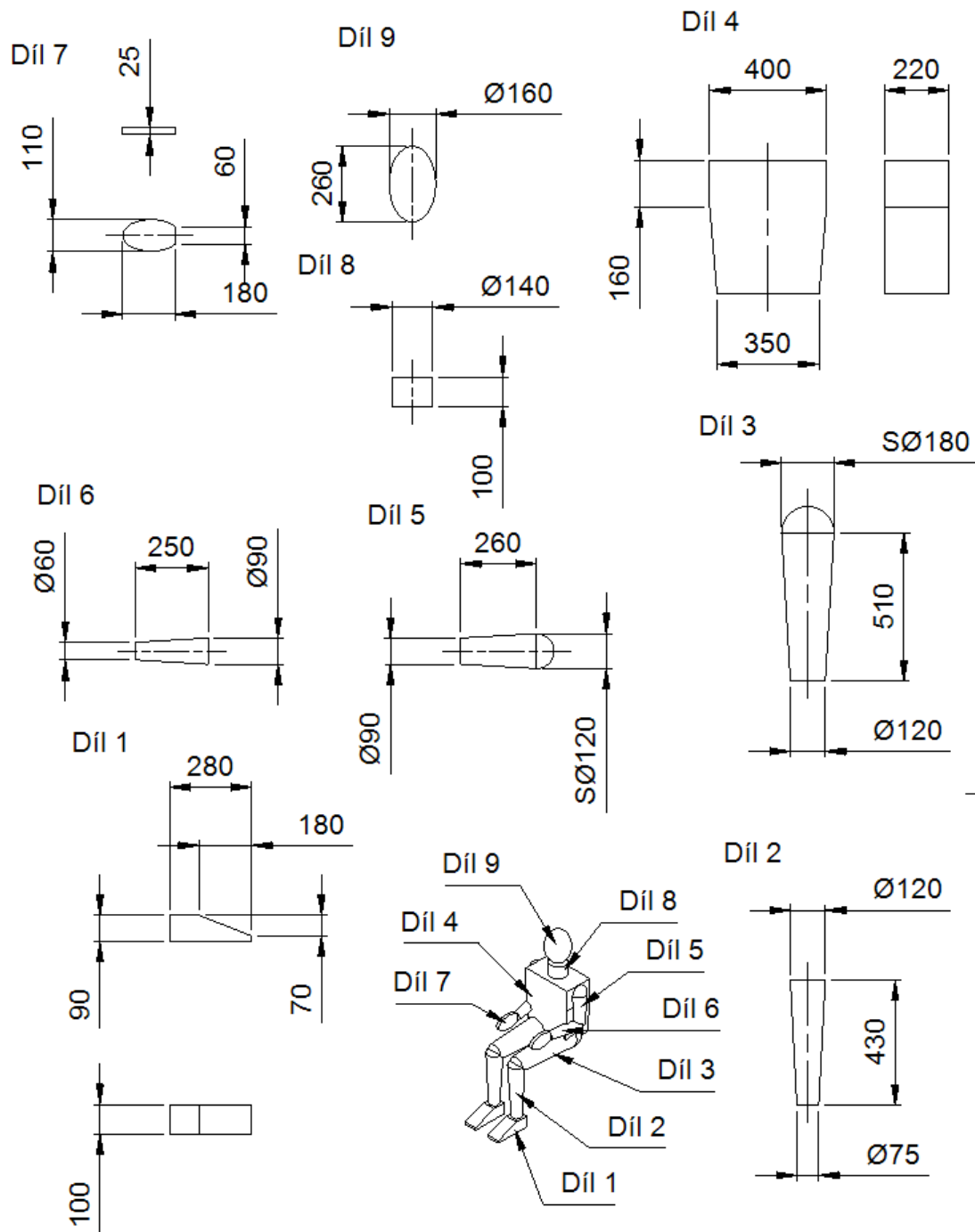
EXEL_SIMULACE (složka obsahující data i jejich vyhodnocení ze softwaru dSpace)

MODEL_RIDIC_SPOLUJEZDEC (složka s modely řidiče a spolujezdce)

Příloha č. 1 Úplný seznam důležitých veličin z průběhu testu při konstantním natočení volantu

Konfigurace naložení vozidla	R3_10km/h K1	R3_50km/h K1	R3+S4_50km/h K3	R3+N2_50km/h K5	R3+S4+S5+S6+N1+N2_50km/h K6
rychlost jízdy [km/h]	10	50	50	50	50
Natočení volantu [°]	49	49	49	49	49
Poloměr zatáčení [m]	50,11	50,43	50,80	48,83	47,46
Stáčivá rychlost [°/s]	3,66	15,78	15,67	16,30	16,77
boční zrychlení [m/s ²]	0,21	3,83	3,80	3,95	4,07
Klopení [°]	-0,07	1,97	2,26	2,29	3,46
F _{S LP} [N]	-386,0	1817,4	1754,5	1857,9	1776,5
F _{S PP} [N]	667,9	3040,6	3289,4	3029,6	3753,4
F _{S LZ} [N]	39,6	1162,5	1138,6	1397,7	1423,7
F _{S PZ} [N]	96,0	1803,4	1890,4	2582,0	3436,5
F _{N LP} [N]	6010,0	4510,4	4533,6	4106,3	3827,1
F _{N PP} [N]	5962,4	7483,6	7892,1	7485,8	8676,8
F _{N LZ} [N]	4080,7	2846,4	2888,0	3846,1	4517,6
F _{N PZ} [N]	4046,4	5198,3	5509,7	6563,7	8022,2
F _{I LP} [N]	99,1	215,5	227,9	253,3	333,0
F _{I PP} [N]	98,2	215,4	228,6	255,5	343,6
F _{I LZ} [N]	-16,1	-10,4	-10,6	-14,4	-17,0
F _{I PZ} [N]	-15,9	-19,9	-21,2	-25,7	-32,2

Příloha č. 2 Skica zjednodušeného modelu osoby pro zjištění matice setrvačnosti (Vytvořeno v aplikaci Autocad Mechanical)



Příloha č. 3 Matice setrvačnosti modelu osoby v rozložení řidiče a spolujezdce určená s pomocí aplikace Autodesk Inventor pro hustotu materiálu 1g/cm^3

ridic.ipt iProperties

General Summary Project Status Custom Save Physical

Solids: The Part [Update]

Material: Generic [Clipboard]

Density: 1,000 g/cm³ Requested Accuracy: Very High

General Properties

Center of Gravity	
Mass	79,641 kg (Relative)
Area	2125987,692 mm ²
Volume	79640552,401 mm ³
X	0,000 mm (Relative)
Y	174,319 mm (Relative)
Z	129,626 mm (Relative)

Inertial Properties

Principal Global Center of Gravity

Mass Moments

Ixx	10608707,362 kg mm ²	Calculated using negative integral.			
Ixy	-1,158 kg mm ²	Iyy	7863293,248 kg mm ²		
Ixz	0,050 kg mm ²	Iyz	3336033,120 kg mm ²	Izz	5385749,969 kg mm ²

The 3D model shows a driver figure seated in a car seat, with a yellow center of gravity point and coordinate axes (X, Y, Z) overlaid on the model.

spolujezdec.ipt iProperties

General Summary Project Status Custom Save Physical

Solids: The Part [Update]

Material: Generic [Clipboard]

Density: 1,000 g/cm³ Requested Accuracy: Low

General Properties

Center of Gravity	
Mass	77,881 kg (Relative)
Area	1990355,563 mm ²
Volume	77880910,372 mm ³
X	-0,001 mm (Relative)
Y	177,566 mm (Relative)
Z	106,076 mm (Relative)

Inertial Properties

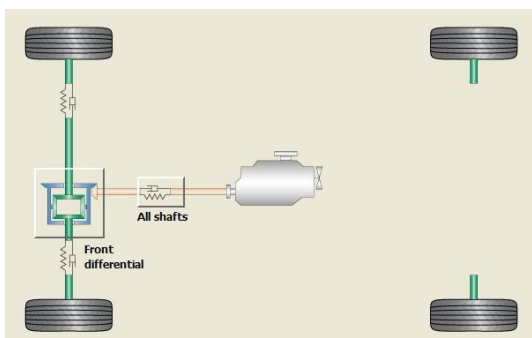
Principal Global Center of Gravity

Mass Moments

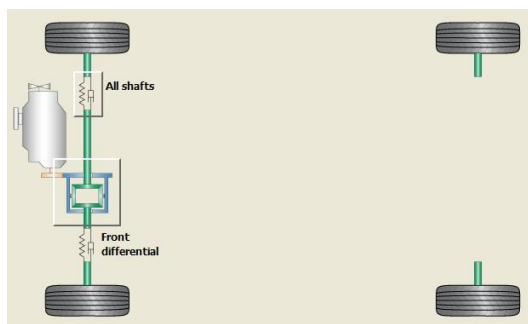
Ixx	9054571,682 kg mm ²	Calculated using negative integral.			
Ixy	-9,192 kg mm ²	Iyy	6605050,016 kg mm ²		
Ixz	24,495 kg mm ²	Iyz	3037476,358 kg mm ²	Izz	4997164,928 kg mm ²

The 3D model shows a passenger figure seated in a car seat, with a yellow center of gravity point and coordinate axes (X, Y, Z) overlaid on the model.

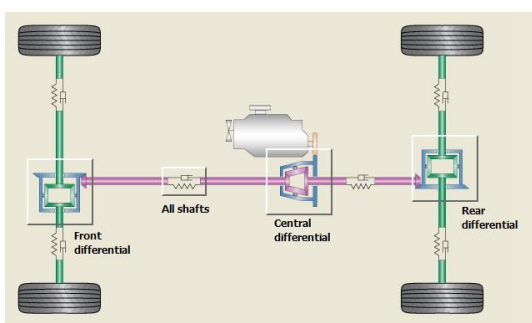
Příloha č. 4 Různé koncepce uspořádání pohonu, které lze nastavit v prostředí ModelDesk



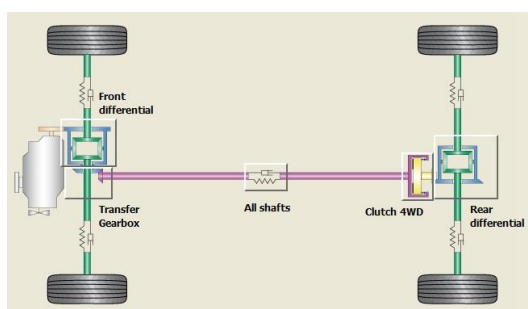
Pohon předních kol s podélně uloženým motorem



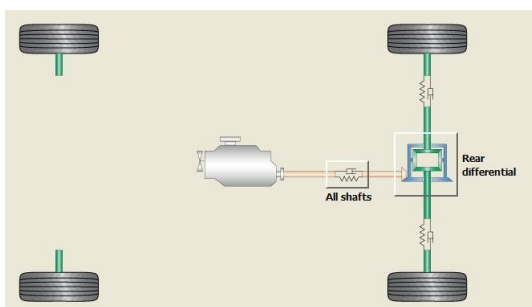
Pohon předních kol s podélně uloženým motorem



Pohon všech kol s mezinápravovým diferenciálem, který dělí přenos momentu v konstantním poměru (motor uložen podélně)

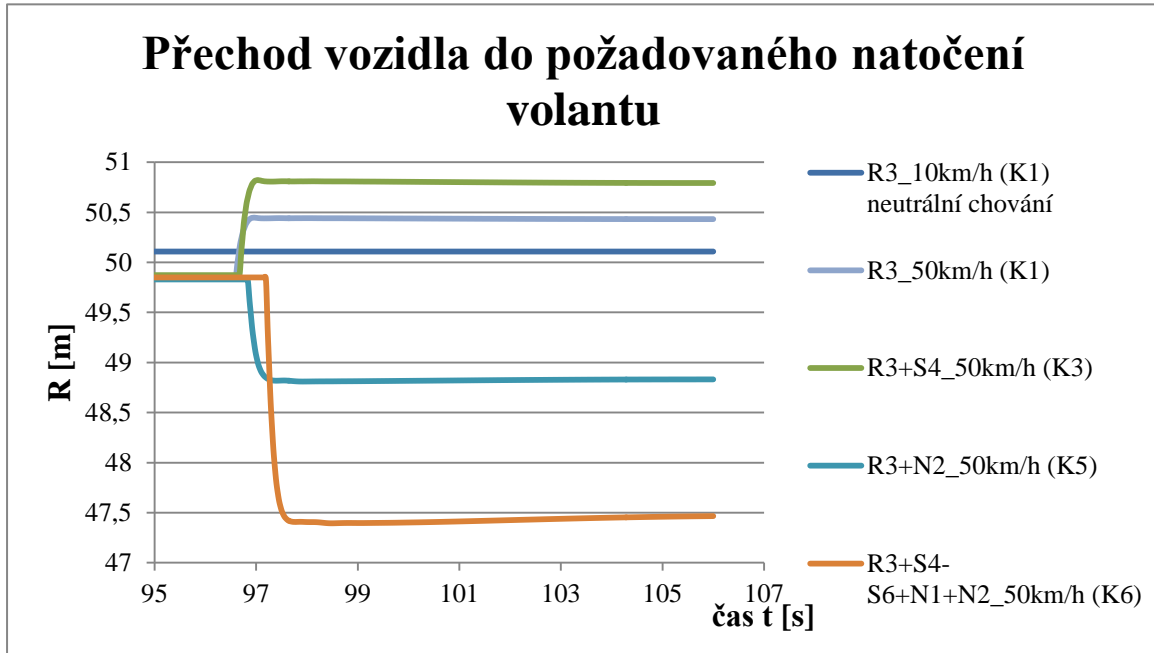


Trvalý náhon na přední nápravu s připojením zadní nápravy přes viskozí lamelovou spojku (motor uložen příčně)



*Náhon na zadní kola s podélně uloženým
motorem*

Příloha č. 5 Průběh poloměru zatáčení vozidla v závislosti na čase pro různé varianty uspořádání



Příloha č. 6 Charakteristika spalovacího motoru použitého v simulaci v programu dSpace. (Graf závislosti momentu na otáčkách a výchylce plynového pedálu v %)

