

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh soustavy pro měkké zastavení automobilu

Bc. Jan Serbousek

Diplomová práce

2008

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Katedra dopravních prostředků
Akademický rok: 2007/2008

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan SERBOUSEK**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**

Název tématu: **Návrh soustavy pro měkké zastavení automobilu**

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

- 1) Popis současného stavu
- 2) Návrh možného řešení
- 3) Vytvoření simulačního programu
- 4) Ověření programu a porovnání výsledků
- 5) Závěr

..

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

1. Juliš K., Brepta R. a kol.: Mechanika II díl Dynamika, Tech. průvodce č.66, SNTL Praha 1987
2. Vlk F.: Dynamika motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství VLK Brno 2000
3. Brepta R.: Vybrané statě z dynamiky, skriptum, ALFA Bratislava 1964

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jan Kout, CSc.


Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce:

18. února 2008

Termín odevzdání diplomové práce:

26. května 2008



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

NÁZEV

Návrh soustavy pro měkké zastavení automobilu

SOUHRN

Cílem práce je návrh funkce a realizace soustavy pro měkké zastavení automobilu. Uveden je popis běžného chování vozidla po dobrzdění do klidu.

Následně se práce zabývá návrhem možného průběhu omezení brzdné síly v závěru brzdění, který by vedl k omezení negativních jevů působících po dobrzdění vozidla do klidu.

Za účelem zhodnocení, jakým způsobem se navržený regulovaný průběh brzdné síly projeví na pohybu vozidla po zastavení, byl vytvořen numerický simulační program pohybu vozidla. Uveden je popis jeho tvorby a ověření jeho správnosti. Za účelem jeho ověření byly dále provedeny a zpracovány jízdní zkoušky s vozidlem Škoda Roomster 1,9 Tdi.

Součástí práce je i popis principu systémů ABS a ESP, jejichž komponentů je pro realizaci soustavy využito.

KLÍČOVÁ SLOVA

Měkké, zastavení, automobilu, simulační, program.

TITLE

Concept of a system for soft stop of a car

ABSTRACT

This thesis aims to design the function and realization of a system for a soft stop of a car. It denotes the description of a regular behaviour of a car after braking to stop.

Then the thesis concentrates on the concept of a possible process of limiting the braking power when braking ends. This concept should minimize the negative aspects acting after braking the car to stop.

In order to evaluate how the projected regulated process of the braking power influences the movement of the car after stopping, a numerical simulative programme of the car's movement was created.

Then follows a description of the programme's creation and verification of its accuracy. In order to verify the programme, road tests were implemented and processed with the car Škoda Roomster 1,9Tdi.

A part of the thesis also describes the principles of ABS and ESP systems, whose components are used for the realization of the design.

KEYWORDS

Soft, stop, car, simulative, programme.

Obsah:

| | |
|--|----|
| 1 Úvod..... | 7 |
| 2 Popis současného stavu..... | 11 |
| 2.1 Systémy zvyšující bezpečnost a pohodlí při brzdění..... | 11 |
| 2.1.1 Systém ABS..... | 11 |
| 2.1.2 Systém ESP..... | 14 |
| 2.2 Vybrané vyvíjené funkce brzdových systémů..... | 18 |
| 3 Výstupy z provedených jízdních zkoušek..... | 20 |
| 3.1 Plán jízdních zkoušek..... | 20 |
| 3.2 Sledované parametry a umístění snímačů..... | 22 |
| 3.3 Zpracování výsledků zkoušky..... | 24 |
| 4 Tvorba numerického simulačního programu pohybu automobilu v MS Excel..... | 28 |
| 4.1 Ověření simulačního programu porovnáním s analytickým řešením tlumeného kmitání o jednom stupni volnosti..... | 29 |
| 4.2 Ověření simulačního programu porovnáním s analytickým řešením volného kmitání soustavy o dvou stupních volnosti..... | 33 |
| 4.3 Stanovení parametrů tlumení a tuhostí a zavedení do simulačního programu..... | 45 |
| 4.4 Výpočet budící síly kmitání automobilu a zavedení do simulačního programu.... | 53 |
| 5 Porovnání výstupů simulačního programu s výsledky jízdni zkoušky..... | 57 |
| 6 Návrh funkce soustavy pro měkké zastavení automobilu..... | 62 |
| 6.1 Popis chování běžného vozidla při brzdění..... | 62 |
| 6.2 Návrh regulovaného průběhu brzdné síly..... | 62 |
| 6.3 Realizace soustavy a stanovení požadavků na komponenty..... | 65 |
| 7.Závěr..... | 77 |

1 Úvod

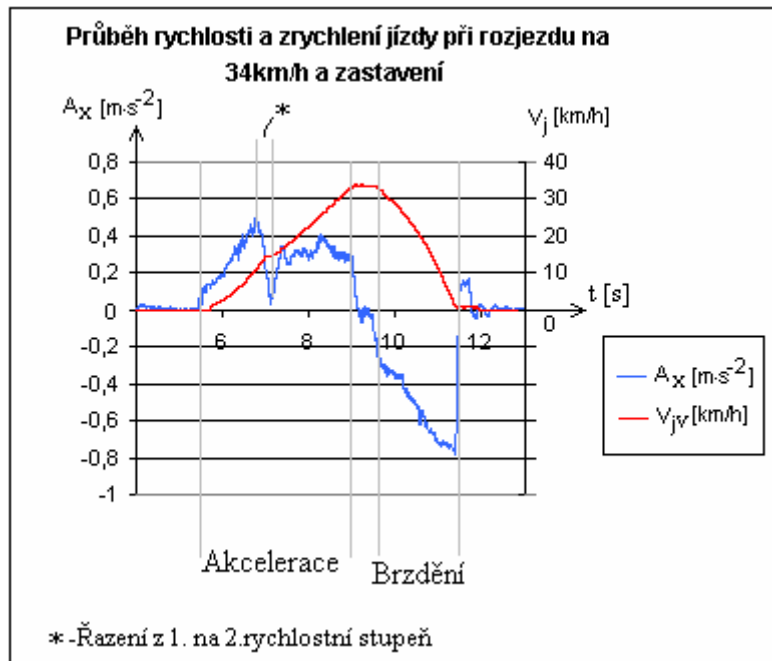
Prudké změny zrychlení jízdy, při změně rychlostních stupňů, akceleraci, či prudkém brzdění mají za následek snížení pohodlí jízdy a nepříznivý vliv na bezpečnost jízdy. Nepohodlná jízda může vést mimo jiné ke zvýšené únavě řidiče, a tím i snížení bezpečnosti. Výše uvedené je charakterizováno veličinou derivace zrychlení podle času.

$$v = \frac{ds}{dt}, a = \frac{dv}{dt}, \dot{a} = \frac{da}{dt}. \quad (1.1)$$

kde s - dráha vozidla, v - rychlost jízdy vozidla, a - zrychlení jízdy vozidla, t - čas
 \dot{a} - změna zrychlení

Velikost změny zrychlení \dot{a} je veličinou, která do značné míry charakterizuje nepříznivý vliv na pohodlí jízdy posádky vozidla.

Dále vzhledem k tomu, že těžiště motorových vozidel leží v určité výšce nad rovinou vozovky, setrvačná síla vzniklá při brzdění a akceleraci vytváří klopný moment k příčné ose vozidla. Tento moment způsobuje předklánění vozidla na pružinách a současně i změnu vertikálního zatížení kol. Podélné naklánění má nepříznivý vliv na pohodlí a stabilitu jízdy. Dochází při něm ke změně postavení rejdových čepů přední nápravy i kol obou náprav a při jízdě v noci se mění dosah osvětlení.

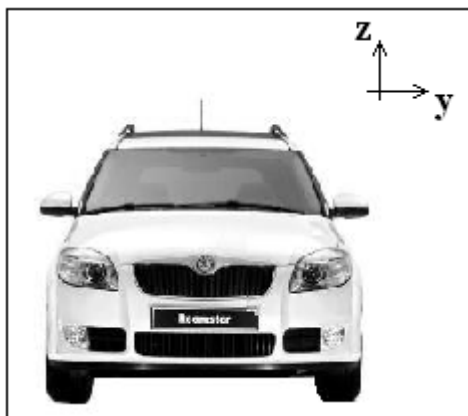


Graf.1.1

Kde v_{jv} - rychlost jízdy vozidla naměřená snímačem rychlosti, a_x - zrychlení ve směru jízdy vozidla naměřená snímačem zrychlení při jedné z jízd (více v kapitole 3).

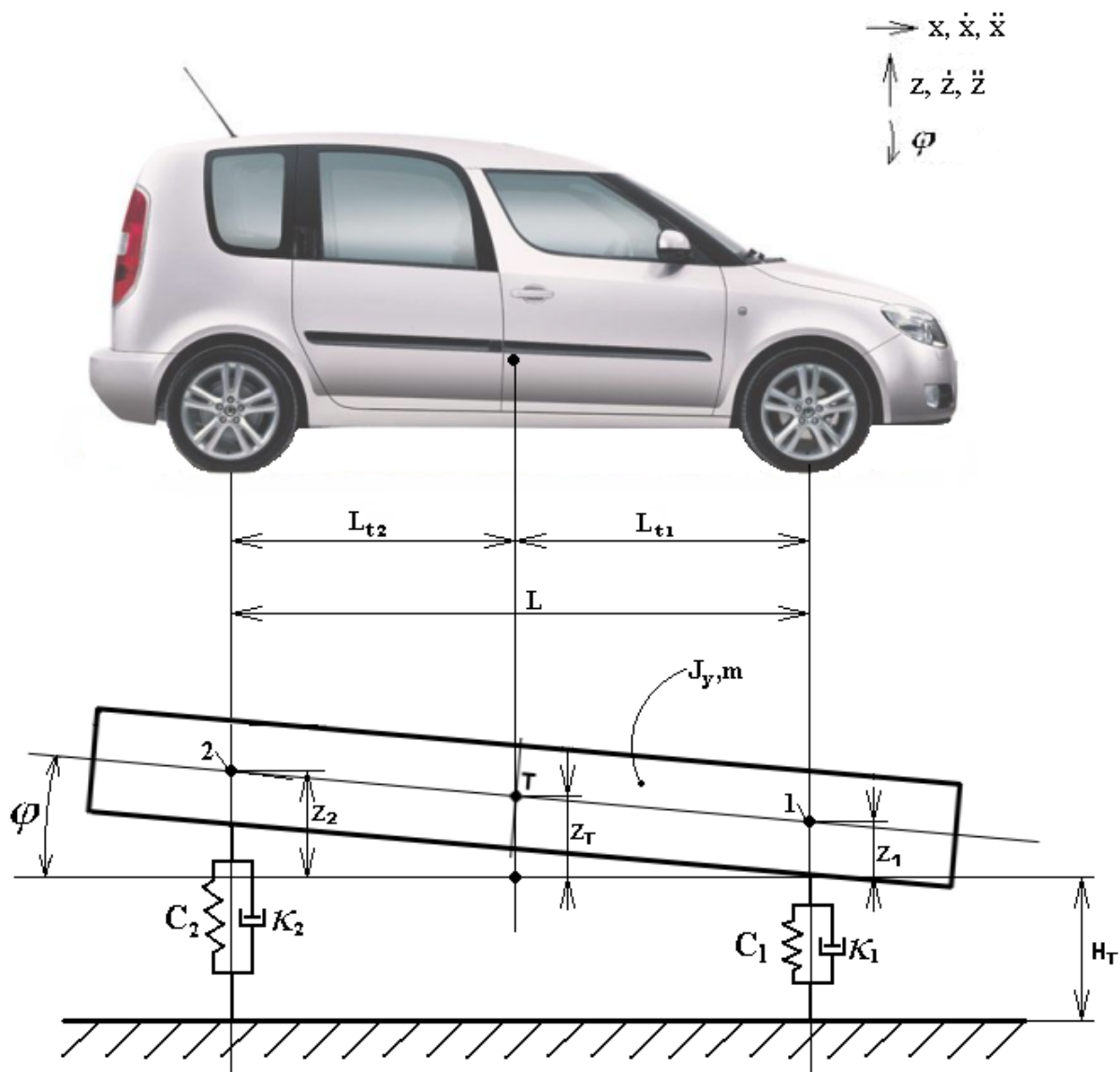
Vůbec největší změna zrychlení však nastává při dobrzdění vozidla do klidu. Setrvačná síla, která v tu chvíli dosahuje svého maxima, rázem pomine a nastalá nerovnovážná poloha vozidla pak dále vede k jeho rozkmitání. Cílem této diplomové práce je proto návrh takové elektromechanické soustavy, která by tyto nepříznivé jevy nějakým způsobem omezila.

Popisem běžného chování vozidla po dobrzdění do klidu se věnuje kapitola 6.1. V kapitole 6.2 je pak navržen a zhodnocen možný průběh regulace brzdné síly, který by vedl k omezení výše uvedených negativních jevů po dobrzdění. Za účelem zhodnocení, jakým způsobem se navržený regulovaný průběh brzdné síly projeví na pohybu vozidla po zastavení, byl vytvořen numerický simulační program pohybu vozidla. V kapitolách 3, 4, a 5 jsou uvedeny popis jeho tvorby a ověření jeho správnosti. Pro zjednodušení je zde uvažována přímá jízda vozidla. Boční zrychlení nepůsobí a nedochází ke klopení karosérie v rovině y-z.



Obr. 1.1 Znáornění roviny y-z

Pohyb vozidla při brzdění je tedy popsán jako rovinná úloha (v rovině x-z). Jako zjednodušený model automobilu je v simulačním programu použit trámec o dvou stupních volnosti popsán na obrázku 1.2.



Obr. 1.2 Popis zjednodušeného modelu automobilu: m - hmotnosť trámcu, J_y - moment setrvačnosti trámcu k ose y , C_1, C_2 - tuhosti pružin, κ_1, κ_2 - součinitele tlumení, L - rozvor náprav vozidla, L_{t1}, L_{t2} , h_T - rozměry popisující polohu těžiště vozidla, z_1, z_2, z_T - výchylky popisující pohyb modelu, φ - úhly klonění modelu

Tvorba simulačního programu je popsána v kapitole 4. Kapitola 3 pojednává o provedených jízdách. Celkem byly provedeny dva typy jízdých zkoušek. Při prvním typu jízdých zkoušek byla prováděna série měření, kde za klidu vozidla byly vyvozeny počáteční výchylky vozidla, následně vozidlo uvolněno a sledováno jeho kmitání do utlumení. Tento typ zkoušky byl určen pro získání a ověření vstupních parametrů simulačního programu (uvedeno v kapitole 4.3). Druhý typ zkoušek byl určen pro ověření chování automobilu po dobrzdění do klidu. Tento úsek byl z každé jízdy následně vyňat a porovnán s hodnotami vypočtenými simulačním

programem (uvedeno v kapitole 5.). Návrh realizace soustavy, která by umožnila provádět výše uvedenou regulaci brzdné síly, je uveden v kapitole 6.3.

2 Popis současného stavu

2.1 Systémy zvyšující pohodlí a bezpečnost při brzdění

V této kapitole je uveden popis principu funkce systémů ABS a ESP, protože jak je uvedeno v kapitole 6.3, komponentů těchto systémů bude využito pro realizaci funkce soustavy pro měkké zastavení automobilu.

2.1.1 Protiblokovací systém ABS

Úloha:

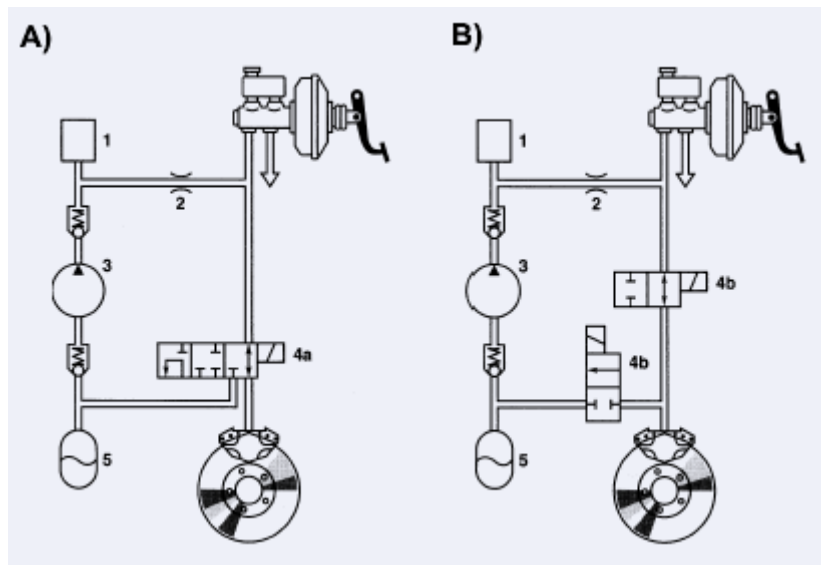
Hlavní úlohou systému ABS je zabránit blokování kol při brzdění a tím zajistit říditelnost vozidla i v mezních situacích.

Princip činnosti:

Systém ABS zabrání blokování kol při brzdění tak, že u kol, majících vlivem adhezních poměrů mezi pneumatikou a vozovkou sklon k blokování, reguluje brzdný tlak. K zablokování kol tak dojde jen na krátkou dobu a vozidlo zůstává i nadále ovladatelné. Brzdění s výhodnější hodnotou prokluzu navíc vede ke zkrácení brzdné dráhy. Vstupní hodnotou regulace jsou signály snímačů otáček kol, z nich řídicí jednotka vypočítává skluzu kol a brzdí zpomalení. Následně podle daného algoritmu vypočítává regulační signály pro elektromagnetické členy hydraulické jednotky. Tím je regulován brzdý tlak a následně zpomalení a kola. [7]

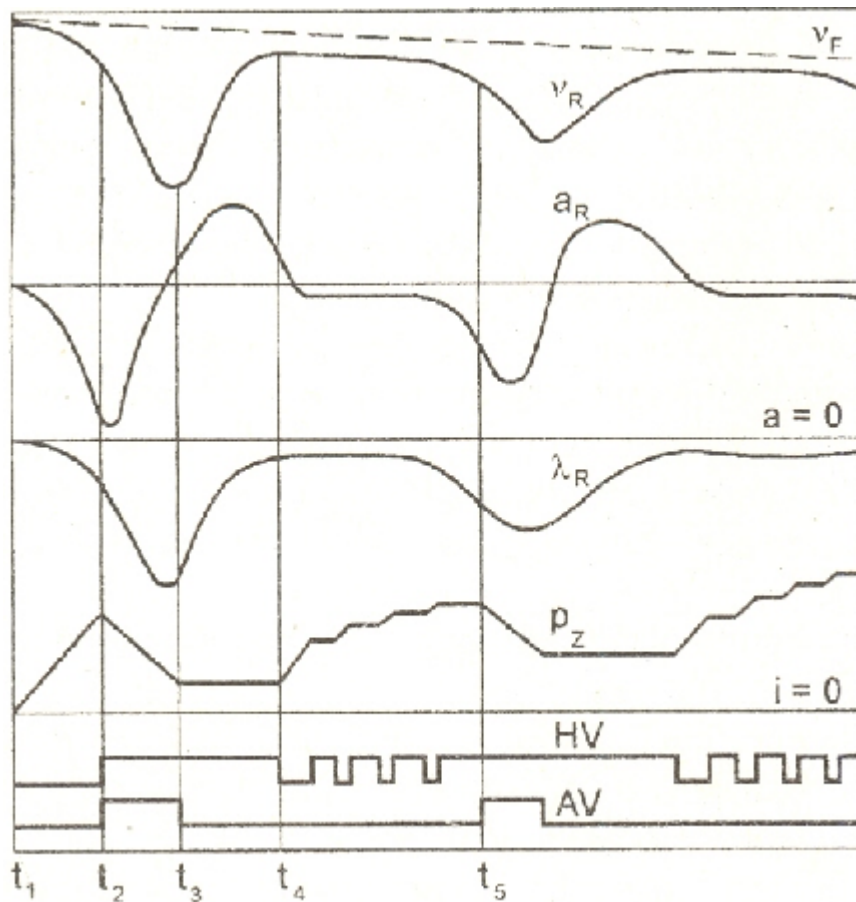
Každé kolo je tedy vybaveno snímačem rychlosti a svým regulačním hydraulickým okruhem jak ukazuje obrázek 2.1.

A) Provedení ABS 2, B) Provedení ABS 5.0:



Obr. 2.1 Schémata uspořádání akčních členů systémů ABS v provedení firmy BOSCH 2 a 5.0: 1 - tlaková komora, 2 - přiškrcení, 3 - čerpadlo pro zpětnou dodávku, 4a - hydraulický 3/3ventil(kde první číslice udává počet hydraulických přípojek, druhá číslice udává počet spínacích poloh) 4b - hydraulické 2/2ventily 5-komora tlakového zásobníku [7]

Příklad regulačního cyklu ABS:



Obr. 2.2 Příklad regulačního cyklu systému ABS: v_f - rychlost jízdy vozidla, v_r - tzv. referenční rychlost (rychlost která přibližně odpovídá rychlosti kola při optimálním skluzu), a_r - referenční zrychlení, λ_r - skluz kola, p_z - brzdný tlak, HV - polohy brzdícího ventilu, AV - poloha vypouštěcího ventilu [5]

Jak je patrné ze signálu brzdného tlaku, přestože hydraulické ventily mají jen jednu polohu pro snižování resp. zvyšování brzdného tlaku, rychlým přepínáním jednotlivých poloh je možno dosáhnout potřebné závislosti brzdného tlaku na čase (viz. nárůst tlaku v úseku t_4 až t_5).

Regulační veličiny

Během jízdy měří snímače na všech kolech otáčky kol. První regulační veličinou je úhlové zpomalení jednotlivých kol, zjištěné derivací signálů snímačů otáček kol. Jako druhá regulační veličina se často používá tzv. „relativní skluz“. Z rychlostí více kol (např. levé přední a pravé zadní) je počítána tzv. „referenční rychlost“ která v pozorovaném okamžiku odpovídá

rychlosti brzděného kola pro optimální skluz. Referenční rychlost si řídicí jednotka vytváří tak, že vezme referenční rychlost spočtenou na počátku brzdění kdy se kola valila bez skluzu a tu postupně podle daného algoritmu snižuje a snaží tak odhadnout aktuální referenční rychlost, Tento postup je dále průběžně upřesňován s využitím otáček v daném okamžiku nejrychleji se otáčejícího kola. [2]

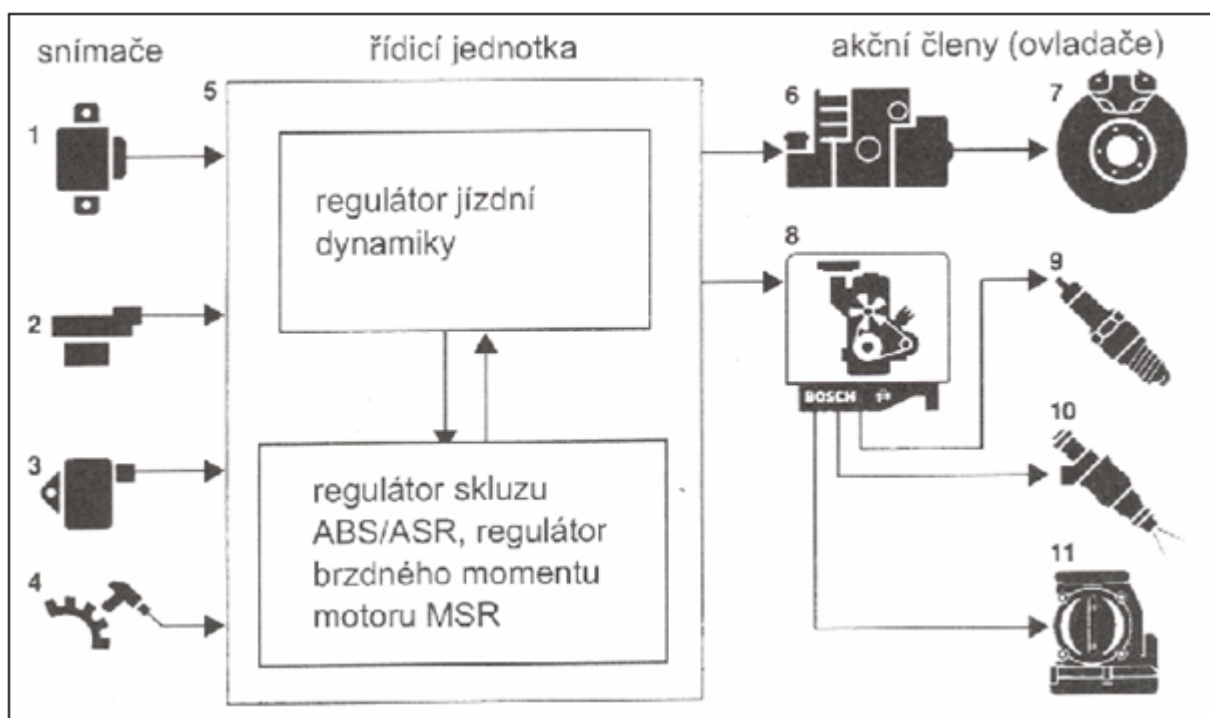
Pro určení rychlosti jízdy vozidla při nízkých je možno využít aktivní snímače otáček kol. Ty na rozdíl od snímačů založených na indukčním principu mají schopnost snímat otáčky již od klidového stavu. [3]

Kontrola systému:

Řídicí jednotky ABS jsou vybaveny systémem zajišťujícím správnou funkci celého systému. Aby byla zajištěna správnost výpočtů, obsahuje řídicí jednotka dva paralelně pracující mikropočítače se vzájemnou kontrolou. Při stejných vstupních signálech musí být i výstupní signály naprosto identické, dojde-li k odchylce, je rozeznána závada a systém je vypnut. Neustálé kontrole jsou dále podrobeny všechny snímače a akční členy a vedení k nim. Cíleně, např. při každém zapnutí zapalování, dochází k vybuzení akčních členů a kontrole zpětného hlášení. Při rozjezdu pak mohou být vzájemným porovnáním kontrolovány snímače otáček kol. [7]

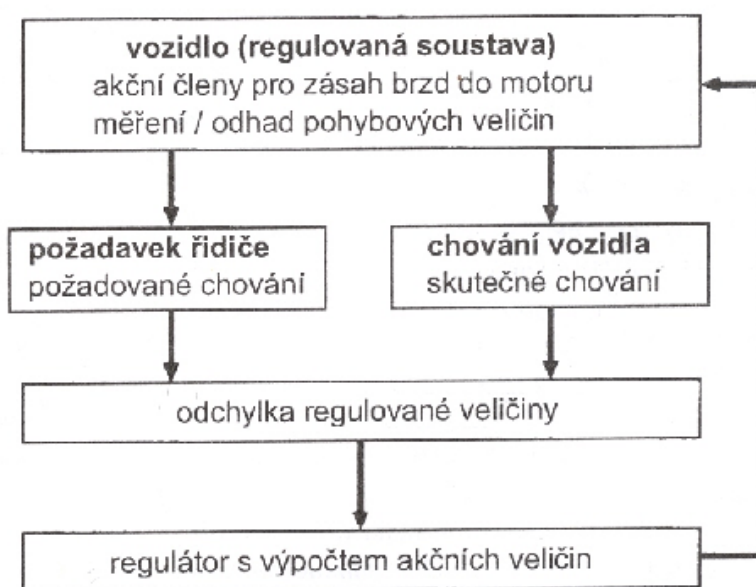
2.1.2 Elektronický stabilizační program ESP

Regulace jízdní dynamiky ESP je regulační systém ke zlepšení jízdního chování, který zasahuje do brzdové soustavy a do hnacího ústrojí. Systém ESP na rozdíl od systémů ABS a ASR, které v sobě obsahuje, pomáhá navíc řidiči při pohybech příčných ke směru jízdy vozidla. Systém rozeznává požadovaný směr jízdy na základě úhlu natočení volantů. Čidla rychlosti na každém kole měří rychlost otáčení, další čidla zároveň snímají otáčení vozidla podle jeho svislé osy a boční zrychlení. [3]



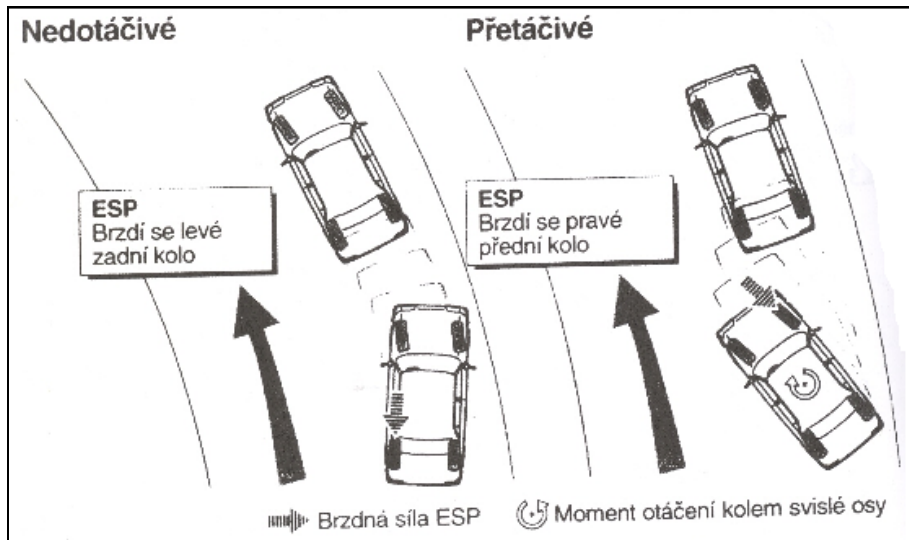
Obr. 2.3 Schéma regulační soustavy ESP: 1 - snímač stáчивé rychlosti se snímačem bočního zrychlení, 2 - snímače úhlu natočení volantu a poloh brzdového pedálu a parkovací brzdy, 3 - snímač neregulovaného brzdného tlaku, 4 - snímače otáček, 5 - řídicí jednotka ESP, 6 - hydraulická jednotka, 7 - brzdy, 8 - řídicí jednotka managementu motoru, 9 - úhel zážehu, 10 - vstřikování paliva, 11 - škrtkící klapka [3]

Z těchto údajů vypočítává řídicí jednotka skutečný pohyb vozidla a srovnává jej 25krát za sekundu s požadovaným směrem.



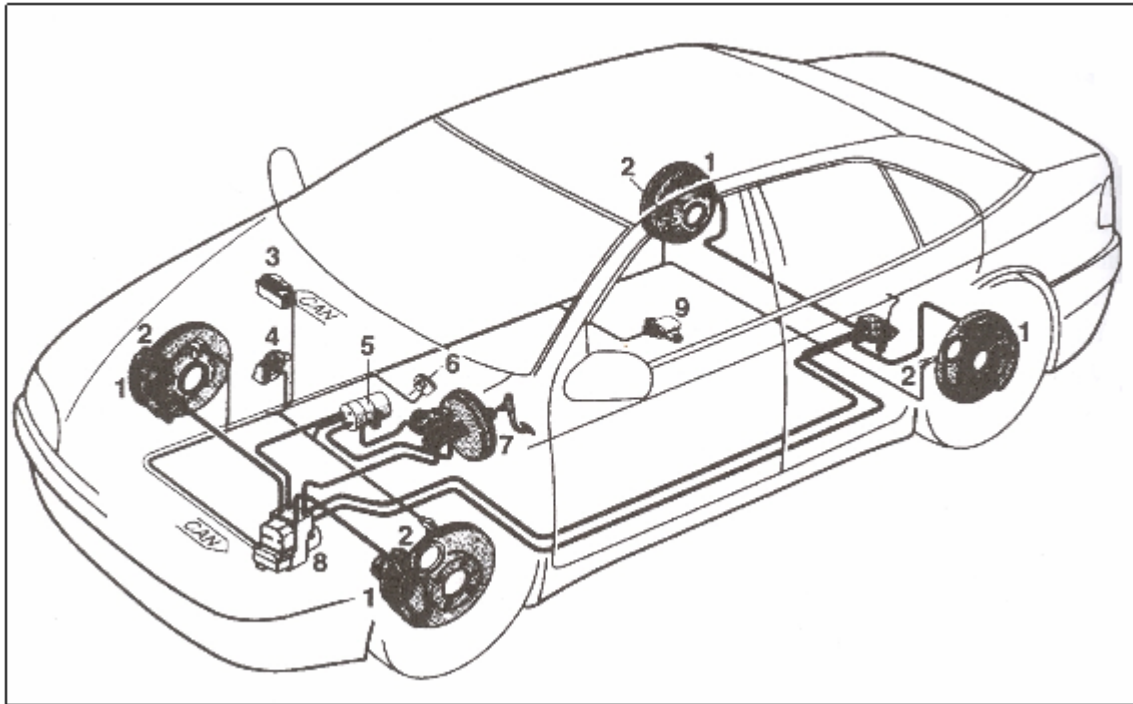
Obr. 2.4 Základní blokové schéma regulace jízdní dynamiky [4]

Pokud se hodnoty neshodují, reaguje systém okamžitě, bez jakékoli činnosti ze strany řidiče. Sníží se výkon motoru za účelem znovunabytí stability vozidla. Pokud to nestačí, zbrzdí systém navíc jednotlivá kola, což se označuje jako selektivní brzdění. Výsledný točivý pohyb vozidla působí proti klouzavému pohybu; v mezích fyzikálních zákonů zůstává vozidlo bezpečně v požadovaném směru. [4]



Obr. 2.5 Princip „řízení“ vozidla systémem ESP za použití selektivního brzdění [4]

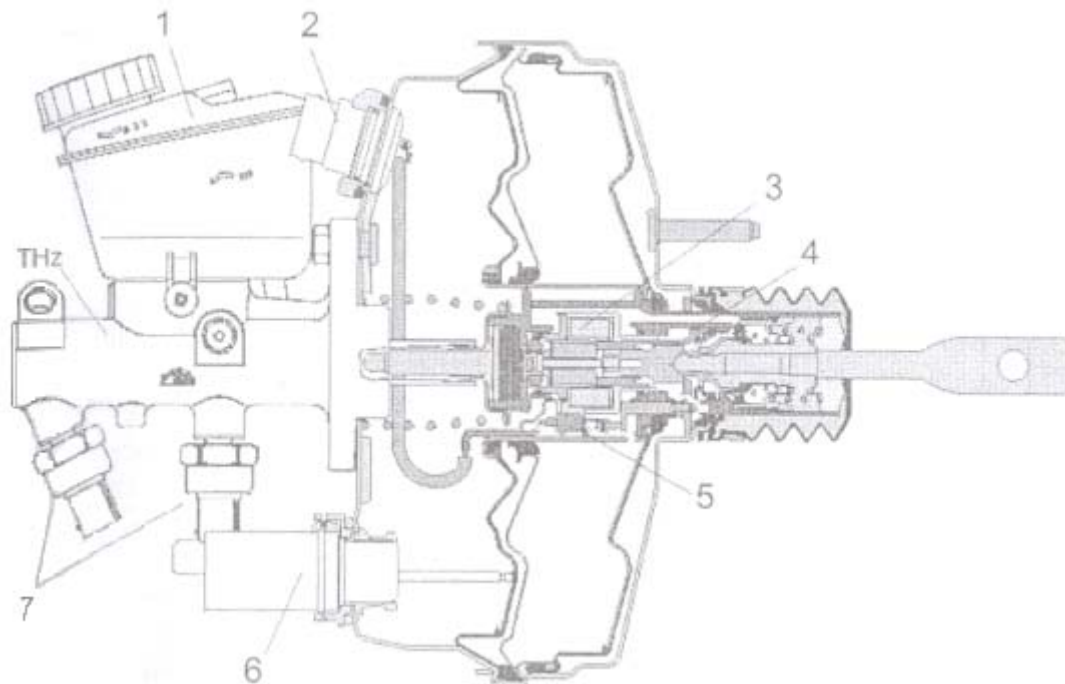
Oproti systému ABS je soustava ESP vybavena navíc o členy pro vyvození zvýšené brzdě síly, regulaci činnosti motoru a uvedené snímače.



Obr. 2.6 Umístění komponent systému ESP: 1 - brzdy, 2 - snímače otáček kol, 3 - řídicí jednotka, 4 - nastavovač škrtkové klapky, 5 - předřadné čerpadlo se snímačem neregulovaného brzdového tlaku, 6 - snímač úhlu natočení volantu, 7 - posilovač brzdového účinku s hlavním brzdovým válcem a snímačem polohy brzdového pedálu, 8 - hydraulická jednotka, 9 - snímač stáčívé rychlosti se snímačem bočního zrychlení. [4]

Aktivní posilovač brzdového účinku:

U moderních brzdových systémů se používá elektricky ovládaný aktivní posilovač s rozšířenými funkcemi. Pro zaručení vysokého nárůstu tlaku, zejména při nízkých teplotách, se aktivní posilovač používá k předběžnému zásobení čerpadla u systémů ESP. [4]



Obr. 2.7 Aktivní posilovač brzdného účinku s hlavním brzdovým válcem: 1 - vyrovnávací nádržka, 2 - kabelová průchodka, 3 - elektromagnet, 4 - posuvná objímka, 5 - uvolňovací spínač, 6 - snímač dráhy, 7 - snímače tlaku, THZ - tandemový hlavní brzdový válec [3]

U elektrického brzdového asistenta slouží aktivní posilovač jako pomoc při panickém brzdění. U adaptivní kontroly odstupů ACC zajišťuje tento posilovač s využitím radarových signálů bezpečnou vzdálenost od vpředu jedoucího vozidla nezávisle na ovládní brzdového pedálu. Aktivní posilovač brzd s hlavním brzdovým válcem vytváří předtlak pro regulační proces ESP. Vytváření předtlaku je důležité proto, že sání hydraulického čerpadla ESP nestačí vždy na to, aby byl vytvořen potřebný tlak (především za nízkých teplot, kdy je vysoká viskozita brzdové kapaliny). [3]

2.2 Vybrané vyvíjené funkce brzdových systémů

Pro příklad firma Bosch uvádí, že v současné době připravuje odstupňovanou řadu, to znamená ve své výkonnosti rozšiřitelnou paletu výrobků na bázi ESP. Tak bude možné cenově výhodně integrovat různé objemy bezpečnostních a komfortních funkcí, které budou v následujících letech připraveny pro sériovou výrobu. [6]

Elektronické předplnění brzd (Electronic Brake Prefill):

Na základě analýzy rychlosti uvolnění plynového pedálu odhadne řídicí jednotka situaci, kdy řidič vykonává rychlý přesun nohy z plynového na brzdový pedál a bude následovat brzdění, a provede přiblížení destiček ke kotouči, případně vyvolá předběžné brzdění mírně zpomalující vozidlo. Následně podle síly a rychlosti sešlápnutí brzdového pedálu může být aktivován brzdový asistent. Spolu s brzdovým asistentem se tím minimalizuje brzdná dráha. [6]

Suché brzdění (Rain Brake support):

Funkce suchého brzdění zlepšuje odezvu brzd za deštivého počasí. Při jízdě po mokré vozovce potáhne rozstříkovaná voda vodním filmem brzdové kotouče, a tím zpomalí proces brzdové odezvy. Proto se u dnes používaných systémů při jízdě za deště doporučuje čas od času zmáčknout brzdový pedál. Brzdy se proto automaticky občas aktivují, jakmile dostanou podnět od zapnutých stěračů nebo dešťových senzorů. Požadovaný tlak v brzdách je v tomto procesu sušení brzdových disků tak nízký, že řidič nepocítí ve voze žádné změny zpomalení nebo jiné prudké pohyby. Do nových systémů ESP je integrováno udržování brzdových kotoučů a obložení v čistotě a suchu tak, aby byly schopné v případě potřeby podávat okamžitě optimální výkony. Jestliže za jízdy v dešti řidič po dlouhou dobu nesešlápne brzdový pedál, brzdové segmenty se v naprogramovaných intervalech samy lehce přitlačí ke kotoučům. Ty se tím rychle vysuší a dokážou i za mokra okamžitě a bez prodlevy účinně zpomalovat rozjetý vůz. [3]

Měkké zastavení (Soft-Stop):

Usnadňuje plynulé zastavení tím, že brzdová soustava krátce před zastavením vozidla sníží přítlak brzd. [6]

Kontrola udržení v kopci (Hill Hold Control):

Zabraňuje nechtěnému couvání při rozjíždění do svahu. Brzdná soustava drží samočinně brzdný tlak a zamezuje tak couvání, dokud řidič zase nepřidá plyn. [6]

Zastavit a jet (Stop&Go):

Rozšiřuje adaptivní systém regulace vzdálenosti Adaptive Cruise Control (ACC). Na základě informací čidel hlídajících vzdálenost může pak systém automaticky brzdit až do zastavení a

následně zase bez přičinění řidiče zrychlit, pokud to dopravní situace umožňuje. Znamená to citelné odlehčení pro řidiče právě při provozu v kolonách. [6]

Nepřímé zjišťování tlaku v pneumatikách:

Řídící jednotka zjišťuje pomocí čidel snímajících otáčky kol větší odchylky tlaku v pneumatikách a může řidiče včas varovat. [6]

3 Výstupy z provedených jízdních zkoušek

Cílem jízdních zkoušek bylo ověření parametrů a správnosti numerického simulačního programu. Tato práce se zabývá brzděním vozidla při přímé jízdě po rovné vozovce, kdy nedochází k jeho klopení. Pro tvorbu numerického simulačního programu je použit rovinný model v rovině $x - z$ (x – osa ve směru jízdy vozidla, z – svislá osa kolmá na vozovku). Z toho důvodu bylo vozidlo osazeno příslušnými snímači, z nichž bylo následně možno popsat pohyb vozidla v rovině $x - z$.

3.1 Plán jízdních zkoušek

Použité vozidlo:

Druh vozidla: Osobní automobil

Tovární značka: Škoda Roomster 1,9Tdi

Výrobce: Škoda

VIN: 5J075000230

Hmotnost v průběhu měření: 1325 kg

Rozvor: 2617mm

Rok výroby vozidla: 2006

Pneumatiky:

Pneumatiky přední náprava: Continental Conti Premium Contact 2 195/55 R 15 85V

Pneumatiky zadní náprava: Bridgestone Turanza ER300 195/55 R 15 85H

Celkem byly prováděny dva typy zkoušek.

Při prvním typu se jednalo o sérii měření, kde za klidu vozidla byly vyvozeny počáteční výchylky vozidla, následně vozidlo uvolněno a sledováno jeho kmitání do utlumení. Tento typ zkoušky byl určen pro získání a ověření vstupních parametrů simulačního programu (uvedeno v kapitole 4.3.).

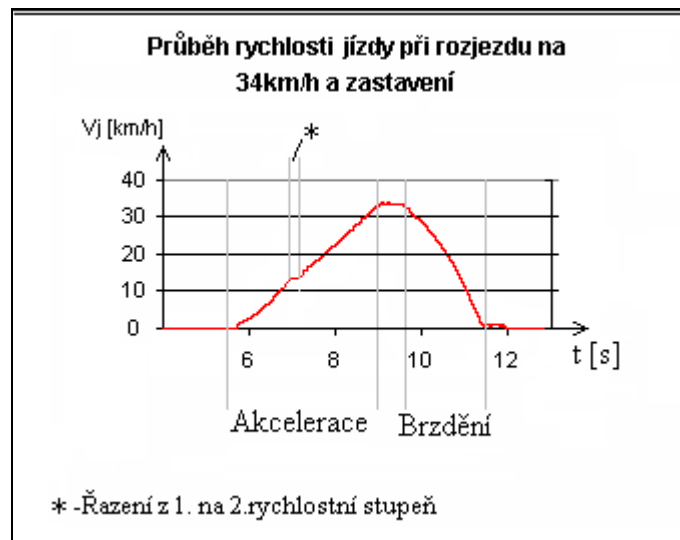
Jednalo se o počáteční výchylky:

1. Stlačení přídě
2. Zdvížení přídě
3. Stlačení zádě
4. Zdvížení zádě

Druhým typem zkoušky byla série měření během jízdy po přímé dráze. Po zahájení měření v klidu byla provedena:

1. Akcelerace na cca 35km/h.
2. Jízda konstantní rychlostí bez působení hnací síly
3. Brzdění do zastavení vozidla

Průběh jedné z jízd je uveden v grafu 3.1:



Graf 3.1

Druhý typ zkoušky byl určen pro zjištění chování automobilu po dobrzdění do klidu. Tento úsek byl z každé jízdy následně vyňat a porovnán s hodnotami vypočtenými simulačním programem, jak je dále popsáno v kapitole 5.

3.2. Sledované parametry a umístění snímačů

Použité měřicí přístroje a zařízení:

| Název | Typ | Výrobce | Rok výroby | Výrobní číslo | Inventární číslo |
|---------------------|------------------------------------|--|------------|---------------|------------------|
| Snímač rychlosti | Correxit S-CE s gyroskopem (Corr1) | Corrsys-Datron, Německo | 2002 | 31522 | 2-005341 |
| Snímače vzdálenosti | Banner U-GAGE | Banner | 2002 | | |
| Snímač zrychlení | ADXL 311 (Acc) | Analog Devices, USA/ Ing. P. Zikmund, ČR | 2003 | | 0-046585 |
| Měřicí ústředna | DEWE-Rack-16 | Dewetron, Rakousko | 2000 | 1400612 | 2-004561 |
| Měřicí moduly | DAQP-V | Dewetron, Rakousko | | | |
| Multifunkční karta | DAQ-Card AI-16E-4 | NI, USA | 2000 | 183262F-01 | 2-004561 |
| Řídící počítač | ASUS L4000L | ASUSTek Computer Inc. Taiwan | 2003 | 39NP051266 | 2-005551 |
| Rozvaděč | | UPa + Ing. P. Zikmund, ČR | 2003 | | 0-046970 |
| Akumulátor | 12 V - 70 A.h | Filson | 2007 | | |

Tabulka 3.1

Popis použitých snímačů:

Snímač rychlosti – multifunkční optický senzor Correvit S-CE s integrovaným gyroskopem:

Jedná se o speciální optické zařízení pro bezkontaktní a bez-skluzové měření kinematických veličin charakterizujících pohyb vozidla v rovině, které se vyznačuje vysokou měřicí přesností. V základním nastavení snímá velikost vektoru výsledné rychlosti snímače, velikost odchylky vektoru výsledné rychlosti snímače od podélné osy snímače, tj. velikost směrové úchylky a velikost stáčivé rychlosti (úhlové rychlosti pohybu snímače kolem svislé osy z). Naše jízdní zkouška byla prováděna při přímé jízdě bez směrových úchylek. Snímač byl tedy použit pouze pro měření rychlosti vozidla.

Snímač zrychlení- ADXL 311 XYZ:

Snímač zrychlení na bázi čipu *ADXL311* (Analog Devices) využívající nejmodernější technologii iMEMS, umožňuje měřit zrychlení ve třech osách. Snímač byl při jízdní zkoušce použit pro měření zrychlení vozidla ve směru jízdy.

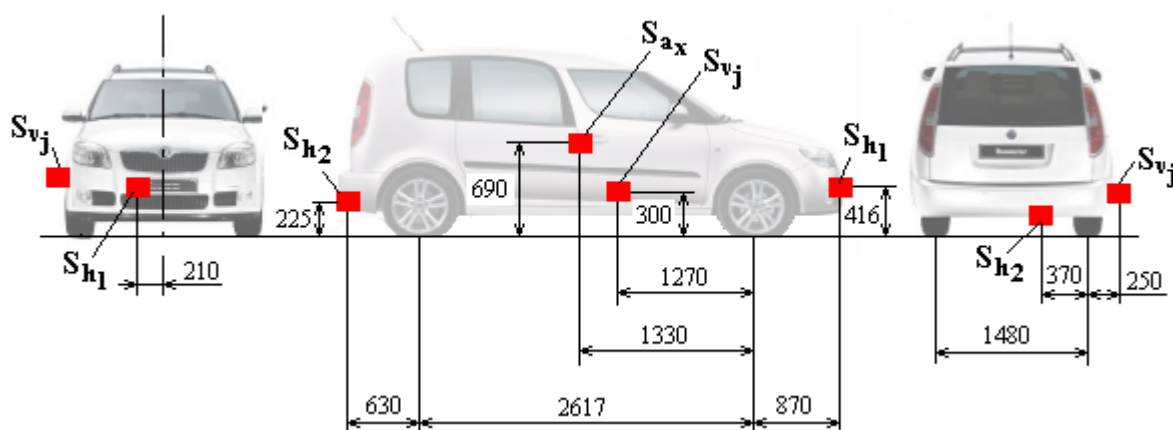
Snímače vzdálenosti – Banner U-GAGE:

Snímač U-GAGE Q45ULIU64ACRQ6 (Banner) pracuje na principu ultrazvukového echolotu. Snímač umožňuje v rámci nominálního měřicího rozsahu přizpůsobení měřicího rozsahu aktuálnímu účelu použití. Tyto snímače jsou obvykle využívány pro měření veličin nutných pro stanovení úhlu klopení vozidla. Pro tyto účely jsou do měřicího systému zapojeny dva snímače v konfiguraci umožňující nepřímé zjišťování úhlu klopení/klonění vozidla. V našem případě byli použity pro snímání výšky daných bodů na přední a zadní vozidla. Pro popis pohybu karoserie v rovině $x-z$ (kde x směr jízdy vozidla, z -svislý směr kolmý na vozovku)

Umístění snímačů:

Měřicí aparatura byla nainstalována na vozidlo Škoda Roomster 1,9Tdi. Pro napájení měřicí aparatury a rozvaděče byl použit olověný akumulátor umístěný na sedadle za spolujezdcem. Měřicí ústředna, měřicí moduly, multifunkční karta, rozvaděč a řídicí počítač byly umístěny

v kufru a na zadních sedadlech vozidla. Optický senzor Correvit S-CE byl připevněn pomocí nosné konstrukce a přísavek na přední část karosérie vozidla a zajištěn kotvícími lany. Snímač zrychlení byl upevněn v opěrce mezi předními sedadly. Snímač výšky byl vpředu přišroubován v místě uchycení SPZ. Snímač výšky byl na zádi připevněn pomocí upínky k tažnému oku. Přesná poloha snímačů je znázorněna na obr.000.



Obr. 3.1 Umístění snímačů na vozidle při provedených jízdních zkouškách: S_{v_j} - snímač rychlosti jízdy, S_{a_x} - snímač zrychlení jízdy S_{h_1} -snímač výšky vpředu, S_{h_2} - snímač výšky vzadu.

Z důvodu použitého uchycení nemohly být snímače výšky umístěny do podélné roviny souměrnosti vozidla, byly tedy alespoň umístěny do přibližně stejné vzdálenosti od ní. Tak bylo zamezeno aby případné klopení karosérie mělo vliv na vypočtený náklon karoserie. Snímač rychlosti jízdy bylo z důvodu uchycení přísavkami nutno připevnit na rovnou plochu, vybrány byli přední dveře u řidiče. Snímač zrychlení byl umístěn do blízkosti těžiště vozidla. Jeho signál však pro další zpracování nebyl použit, ukázalo se že pro měření rychlých dějů tento snímač v kombinaci s umístěním v opěrce mezi sedadly není vyhovující.

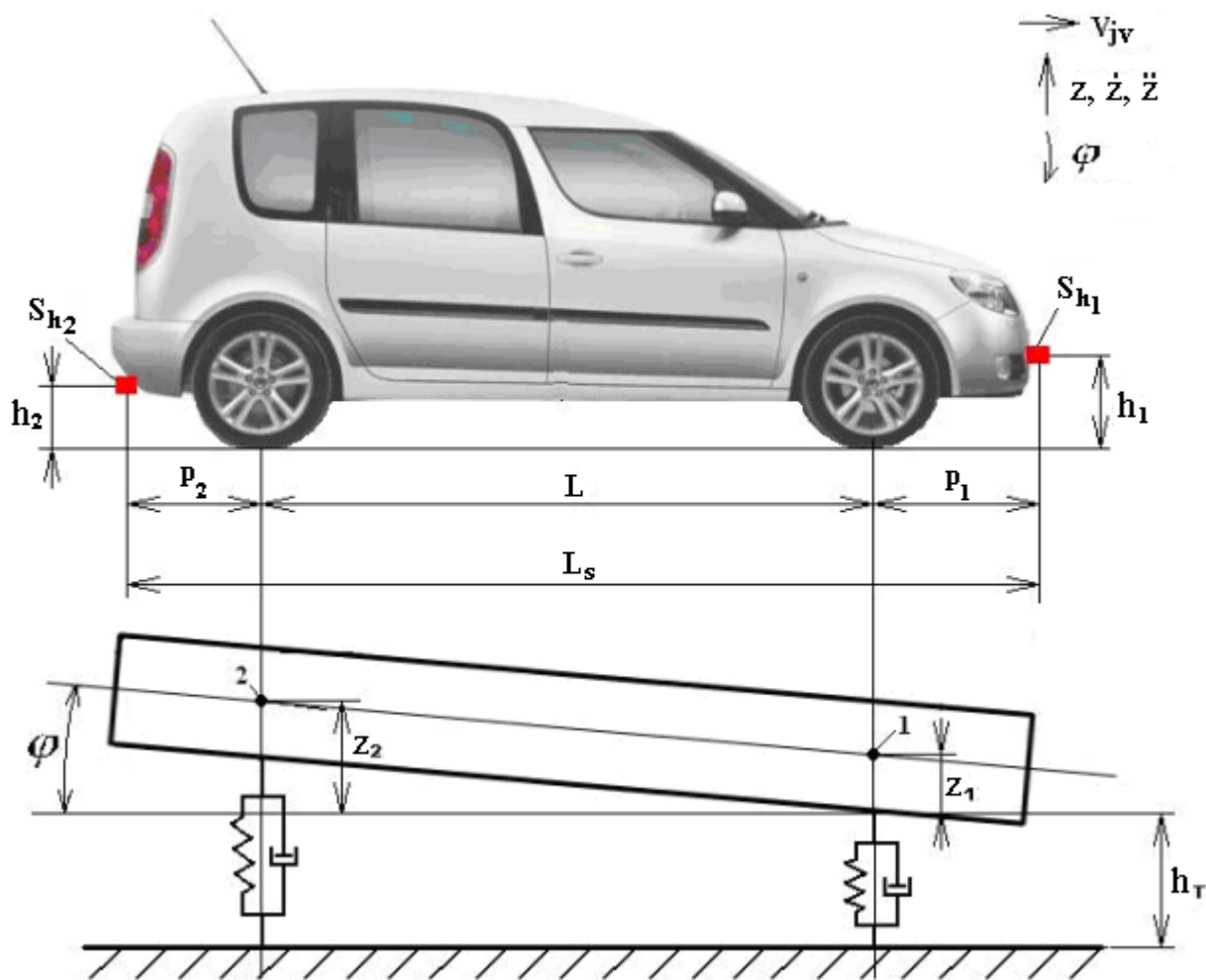
3.3.Zpracování výsledků zkoušky

Jako výstupní hodnoty zkoušky byly použity signály ze snímačů rychlosti a výšky. Výstupem snímače rychlosti byla přímo rychlost jízdy v_j , v km/h v závislosti na čase. Výstupem snímačů výšky byly výšky daných snímačů nad vozovkou h_1 a h_2 v závislosti na čase.

Výstupem simulačního programu je svislá vzdálenost bodů 1 a 2 od klidové polohy, signál ze snímačů výšky byl proto následně přepočítán na tyto hodnoty (z_1 a z_2).

Postup zpracování těchto signálů byl následující:

Nejprve bylo třeba zadat potřebné rozměry:

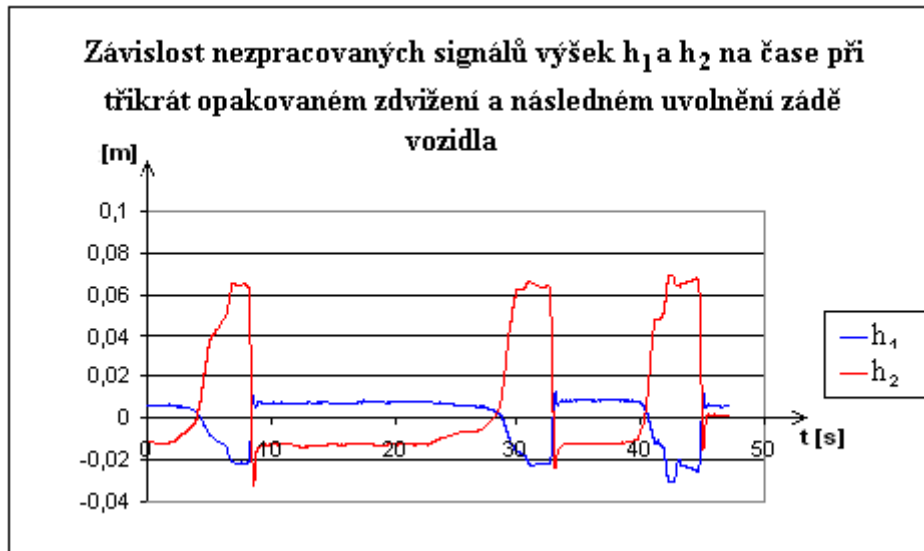


Obr. 3.2 Znázornění vzájemného vztahu veličin h_1, h_2 a z_1, z_2 : S_{h1} - snímač výšky na přední vozidla, S_{h2} - snímač výšky na zádi vozidla, h_1, h_2 - výstupní veličiny snímačů výšky vozidla, z_1, z_2 - výchylky bodů 1 a 2, φ - náklon karosérie h_r - výška těžiště vozidla nad vozovkou, L - rozvor náprav vozidla, p_1, p_2, L_s - rozměry popisující umístění snímačů

| Parametr: | Hodnota: | Parametr: | Hodnota: |
|---------------|----------|-----------|----------|
| výška těžiště | 0,56 m | h_{01} | 0,4161 m |
| L | 2,617 m | h_{02} | 0,2259 m |
| ρ_1 | 0,87 m | L_S | 4,12 m |
| ρ_2 | 0,63 m | | |

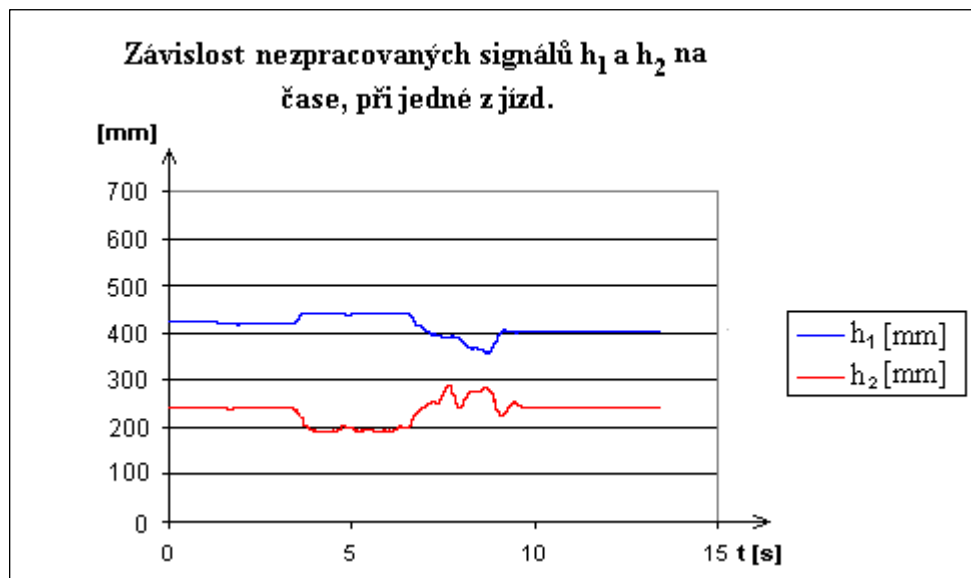
Tabulka 3.2

Nezpracovaný signál ze snímačů výšky při první sérii (měření za klidu) měření byl tohoto typu:



Graf 3.2

Při druhé sérii měření (za jízdy) byl nezpracovaný signál ze snímačů výšky tohoto typu:



Graf 3.3

U druhé série bylo zapotřebí signál nejprve vzhledem k měření v milimetrech převést na metry.

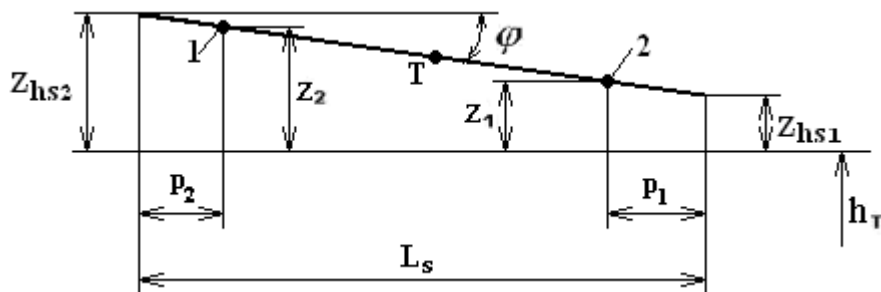
$$h_1(m) = h_1(mm) / 1000 \quad (3.1)$$

$$h_2(m) = h_2(mm) / 1000 \quad (3.2)$$

U druhé série byl přímo výstupní signál uváděn v metrech, u něj tedy nebylo tohoto přepočtu zapotřebí.

Dále se již postupovalo u obou sérií stejným způsobem:

Při zavedení následujícího značení:



Obr. 3.3 Zavedení veličin z_{hs1} , z_{hs2}

Ze signálů byly nalezeny nulové hodnoty $h_1(0)$ a $h_2(0)$, což jsou hodnoty h_1 a h_2 pro vozidlo v klidu. Následně byla vyjádřena hodnota odchylek od nich z_{hs1} a z_{hs2} .

$$z_{hs1} = h_1 - h_1(0) \quad (3.3)$$

$$z_{hs2} = h_2 - h_2(0) \quad (3.4)$$

Z těchto odchylek byl vypočítán okamžitý úhel natočení karosérie φ :

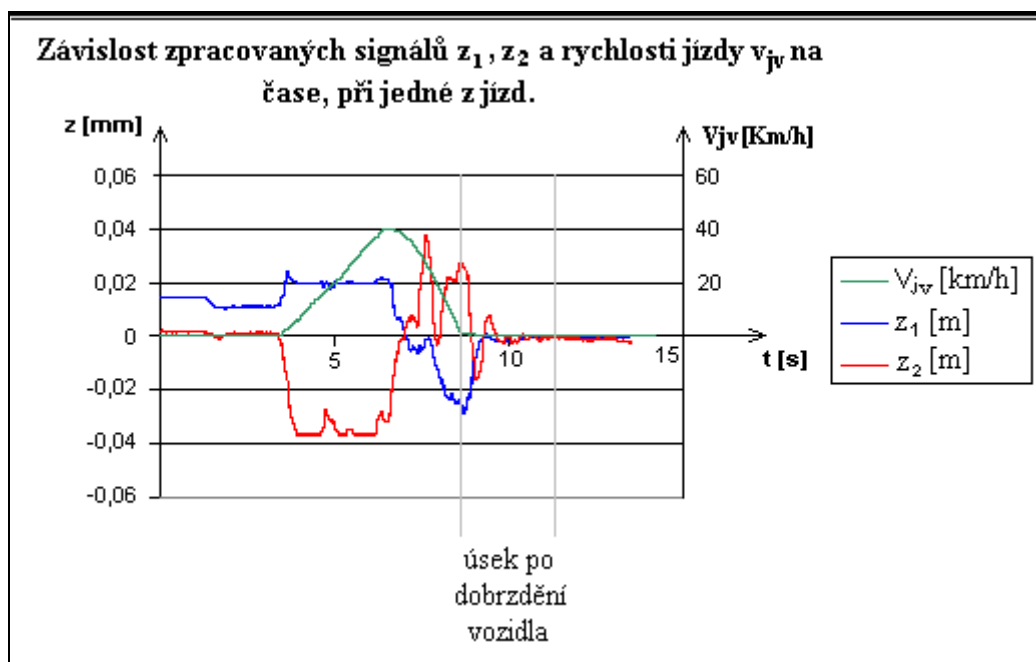
$$\varphi = \arctg \frac{z_{hs2} - z_{hs1}}{L_s} \quad (3.5)$$

A nyní již samotné výchylky z_1 a z_2 , které poslouží ke srovnání s výstupy simulačního programu:

$$z_1 = z_{hs1} + p_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad (3.6)$$

$$z_2 = z_{hs2} - p_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad (3.7)$$

Ukázka zpracovaných hodnot z_1 a z_2 :



Graf 3.4

Druhý typ zkoušky byl určen pro zjištění chování automobilu po dobrzdění do klidu. Tento úsek byl z každé jízdy následně vyňat a porovnán s hodnotami vypočtenými simulačním programem (uvedeno v kapitole 5.).

4. Tvorba numerického simulačního programu pohybu automobilu v MS Excel

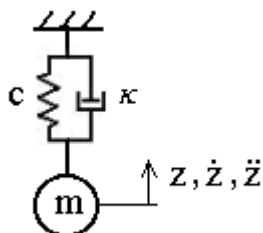
Cílem bylo vytvořit simulační program ve kterém mohly být po jeho ověření provedeny vyhodnocení, například jak se regulovaný průběh brzdné síly projeví na působících zrychleních a výchylných, a jak se změní brzdná dráha.

Pro ověření použitého principu numerického řešení kmitání bylo nejprve vytvořeno porovnání řešení kmitání o jednom stupni volnosti. Následně již bylo přistoupeno k tvorbě simulačního programu pohybu vozidla. Nejprve byl vytvořen model s nulovým tlumením a porovnán

s analytickým řešením volného kmitání o dvou stupních volnosti. Po tomto ověření do něj bylo zavedeno tlumení a buzení kmitání.

4.1 Ověření simulačního programu porovnáním s analytickým řešením tlumeného kmitání o jednom stupni volnosti

Jednalo se o řešení příkladu tlumeného kmitání o jednom stupni volnosti:



Obr. 4.1 Dynamický model o jednom stupni volnosti s pružícími a tlumícími vazbami: m - hmotnost tělesa, c - tuhost pružiny, κ - součinitel tlumení, z - výchylka tělesa, \dot{z} - rychlost tělesa, \ddot{z} - zrychlení tělesa.

V této kapitole byla analyticky a následně numericky vyřešena závislost výchylky popisující kmitání soustavy po uvolnění z daných počátečních podmínek. Obě řešení, analytické a numerické, byla zpracována v prostředí programu MS Excel, pro libovolné zadání vstupních hodnot. Analytický výpočet byl však zpracován pro podkritický útlum. Zadané hodnoty je proto třeba volit tak, aby byla splněna níže uvedená podmínka $b < \Omega$.

Vstupní hodnoty jsou zadány do zeleně vyznačených polí:

Jsou dány počáteční podmínky z_0 a \dot{z}_0 .

| | | |
|-------------|-------|-------|
| m | 250 | kg |
| c | 20000 | N/m |
| κ | 500 | N·s/m |
| z_0 | 0,15 | m |
| \dot{z}_0 | 0 | m/s |

Tabulka 4.1

Analytické řešení je:

Výchozí diferenciální rovnice je tvaru:

$$\ddot{z} \cdot m + \kappa \cdot \dot{z} + c \cdot z = 0 \quad (4.1)$$

Konstanta tlumení b:

$$b = \frac{\kappa}{2 \cdot m} \quad (4.2)$$

Vlastní frekvence netlumeného kmitání:

$$\Omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (4.3)$$

Pak pro $b < \Omega$ vlastní frekvence tlumeného kmitání:

$$\Omega_1 = \sqrt{\Omega^2 - b^2} \quad (4.4)$$

Pak rovnice výchylky:

$$z = e^{-b \cdot t} \cdot (C_1 \cdot \cos \Omega_1 \cdot t + C_2 \cdot \sin \Omega_1 \cdot t) \quad (4.5)$$

Kde konstanty C_1 , C_2 z počátečních podmínek $t = 0$, $z = z_0$, $\dot{z} = \dot{z}_0$:

$$C_1 = z_0 \quad (4.6)$$

$$C_2 = \frac{b \cdot \dot{z}_0}{\Omega_1} \quad (4.7)$$

Numerické řešení je:

Výchozí pro numerický výpočet je diferenciální rovnice:

$$\ddot{z} \cdot m + \kappa \cdot \dot{z} + c \cdot z = 0 \quad (4.8)$$

$$\ddot{z} = -\left(\frac{c}{m}\right) \cdot z - \left(\frac{\kappa}{m}\right) \cdot \dot{z} \quad (4.9)$$

Zadáním počátečních podmínek do této rovnice získáme hodnotu zrychlení pro 1. krok, tím známe rychlost, zrychlení i výchylku pro 1.krok.

Tím máme obecně dány hodnoty výchylky, rychlosti a zrychlení pro krok n.

Pro rychlost v dalším kroku platí:

$$\dot{z}_{n+1} = \dot{z}_n + \int_{t(n)}^{t(n+1)} \ddot{z}(t) \cdot dt \quad (4.10)$$

víme že:

$$\ddot{z}(t) = \ddot{z}_n + \int_{t(n)}^t \dddot{z}(t) \cdot dt \quad (4.11)$$

a platí:

$$\lim_{t \rightarrow 0} \left[\ddot{z}_n + \int_{t(n)}^t \ddot{z}(t) \cdot dt \right] = \ddot{z}_n \quad (4.12)$$

$$\lim_{t \rightarrow 0} \ddot{z}(t) = \ddot{z}_n \quad (4.13)$$

takže pro dostatečně malý krok Δt

$$\Delta t = t(n+1) - t(n) \quad (4.14)$$

Je možné napsat:

$$\dot{z}_{n+1} = \dot{z}_n + \int_{t(n)}^{t(n+1)} \ddot{z}_n \cdot dt \quad (4.15)$$

$$\dot{z}_{n+1} = \dot{z}_n + \ddot{z}_n \cdot \Delta t \quad (4.16)$$

Použitím vzorce 4.16 získáváme hodnotu rychlosti pro 2. a další kroky.

Pro výchylku v dalším kroku platí:

$$z_{n+1} = z_n + \int_{t(n)}^{t(n+1)} \dot{z}(t) \cdot dt \quad (4.17)$$

víme že:

$$\dot{z}(t) = \dot{z}_n + \int_{t(n)}^t \ddot{z}(t) \cdot dt \quad (4.18)$$

a platí:

$$\lim_{t \rightarrow 0} \left[\dot{z}_n + \int_{t(n)}^t \ddot{z}(t) \cdot dt \right] = \dot{z}_n \quad (4.19)$$

$$\lim_{t \rightarrow 0} \dot{z}(t) = \dot{z}_n \quad (4.20)$$

takže pro dostatečně malý krok Δt :

$$\Delta t = t(n+1) - t(n) \quad (4.21)$$

můžeme napsat:

$$z_{n+1} = z_n + \int_{t(n)}^{t(n+1)} \dot{z}_n \cdot dt \quad (4.22)$$

$$z_{n+1} = z_n + \dot{z}_n \cdot \Delta t \quad (4.23)$$

Z rovnice 4.23 tedy získáme velikost výchylky v 2. a dalších krocích.

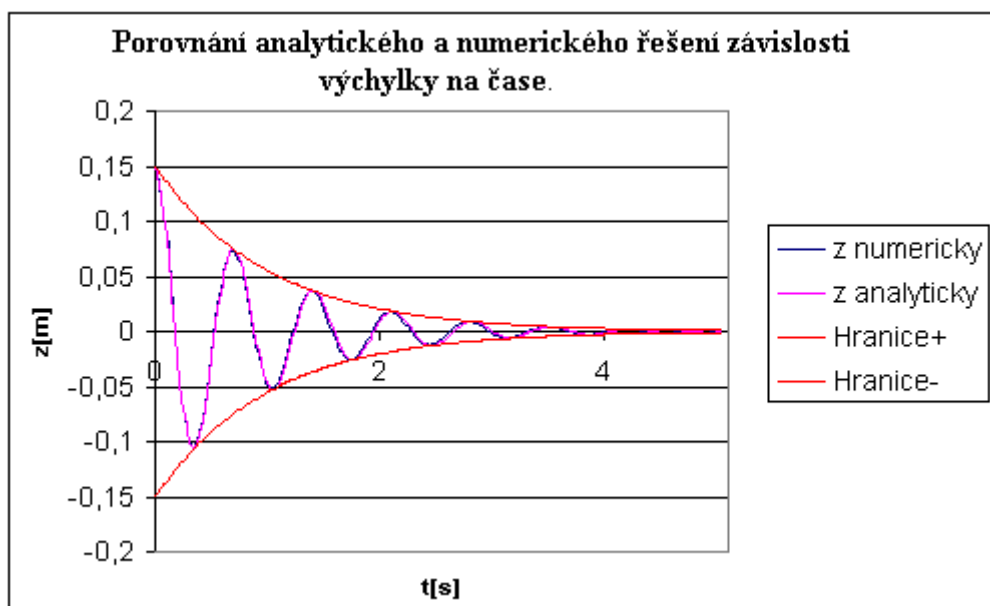
Ukázka z programu:

| | | Krok | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|-----------|------------|------|------|--------|--------|--------|--------|
| Dt | 0,02 | t | 0 | 0,02 | 0,04 | 0,06 | 0,08 |
| numericky | z | | 0,15 | 0,1486 | 0,1460 | 0,1422 | 0,1372 |
| | \dot{z} | | 0 | -0,06 | -0,130 | -0,191 | -0,250 |
| | \ddot{z} | | -3,3 | -3,20 | -3,08 | -2,937 | -2,76 |

Tabulka 4.2

Hodnoty byly vypočítány pro 253 kroků, tedy 5,04 sekundy a sestaveny do grafu.

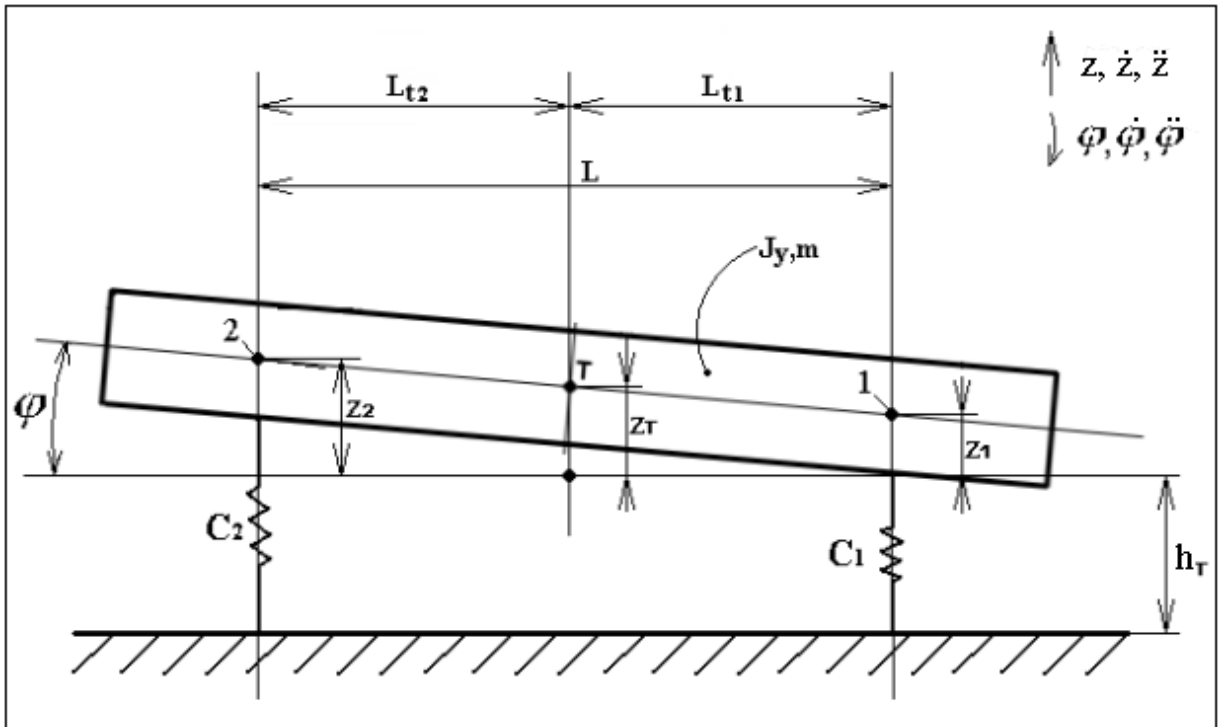
Výsledné porovnání závislosti výchylky na čase vypočtené analyticky a numericky:



Graf 4.1

4.2 Ověření simulačního programu porovnáním s analytickým řešením volného kmitání soustavy o dvou stupních volnosti

Ověření bylo provedeno porovnáním řešení volného kmitání soustavy o 2 stupních volnosti viz obrázek 4.2.



Obr. 4.2 Dynamický model soustavy o 2 stupních volnosti bez zavedeného tlumení: J_y - moment setrvačnosti trámce, m - hmotnost trámce, C_1, C_2 - tuhosti pružin, bod T je těžiště trámce, h_r je výška těžiště vozidla v klidu

Souřadnice jsou tedy zavedeny vzhledem k posunutému centru kmitání.

Vstupní hodnoty jsou zadány do zelených polí:

| | | | | | | | | | |
|---|-------|-------------------|-------------|----------|-------|---|----------------|---|-------|
| m | 1325 | kg | | L_{t1} | 1,217 | m | $\dot{z}_1(0)$ | 0 | [m/s] |
| J_y | 1950 | kg·m ² | | L_{t2} | 1,4 | m | $\dot{z}_2(0)$ | 0 | [m/s] |
| Δt | 0,002 | s | | $z_1(0)$ | 0,1 | m | | | |
| L | 2,617 | m | | $z_2(0)$ | -0,1 | m | | | |
| l_{t1} a l_{t2} pokud rovny -nutno zadat alespoň o 0,00001 z důvodu dělení nulou v jednom z kroků analytickém výpočtu | | | | | | | | | |
| | | C_1 [N/m] | C_2 [N/m] | | | | | | |
| | | 50000 | 50000 | | | | | | |

Tabulka 4.3

Jedná se o rozměrové a tuhostní parametry trámce a dále o hodnoty výchylek $z_1(0), z_2(0)$, a rychlostí $\dot{z}_1(0), \dot{z}_2(0)$ bodů 1 a 2 v čase $t=0$.

Ze počátečních hodnot bodů 1 a 2 bylo následně zapotřebí vyjádřit následující počáteční hodnoty:

Výchylka těžiště trámce:

$$z_t = z_2 - (z_2 - z_1) \cdot (L_{t2}/L) \quad (4.24)$$

Rychlost těžiště trámce:

$$\dot{z}_t = \dot{z}_2 - (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \cdot (L_{t2}/L) \quad (4.25)$$

Úhel natočení trámce:

$$\varphi = \frac{z_2 - z_1}{L} \quad (4.26)$$

Úhlová rychlost trámce:

$$\dot{\varphi} = \arctg\left(\frac{\dot{z}_2 - \dot{z}_1}{L}\right) \quad (4.27)$$

Analytický výpočet:

Byl proveden podle technického průvodce Mechanika II díl Dynamika, Juliš K., Brepta R. a kol [1].

Pohybové rovnice netlumené soustavy se dvěma stupni volnosti bez působení buzení jsou pro obecné souřadnice x_1, x_2 v nejobecnějším tvaru tyto:

$$m_{11} \cdot \ddot{x}_1 + m_{12} \cdot \ddot{x}_2 + k_{11} \cdot x_1 + k_{12} \cdot x_2 = 0 \quad (4.28)$$

$$m_{12} \cdot \ddot{x}_1 + m_{22} \cdot \ddot{x}_2 + k_{12} \cdot x_1 + k_{22} \cdot x_2 = 0 \quad (4.29)$$

Kde pro náš případ jsou hmotnostní konstanty tyto:

$$m_{11} = m \quad (4.30)$$

$$m_{12} = 0 \quad (4.31)$$

$$m_{22} = I \quad (4.32)$$

Tuhostní konstanty:

$$k_{11} = c_1 + c_2 \quad (4.33)$$

$$k_{12} = -c_1 \cdot L_{t1} + c_2 \cdot L_{t2} \quad (4.34)$$

$$k_{22} = c_1 \cdot L_{t1}^2 + c_2 \cdot L_{t2}^2 \quad (4.35)$$

Soustava má dvě vlastní úhlové frekvence Ω_1 a Ω_2 , které jsou kořeny frekvenční rovnice dané determinanem:

$$\begin{vmatrix} k_{11} - \Omega^2 \cdot m_{11} & k_{12} - \Omega^2 \cdot m_{12} \\ k_{12} - \Omega^2 \cdot m_{12} & k_{22} - \Omega^2 \cdot m_{22} \end{vmatrix} = 0 \quad (4.36)$$

Pro náš případ odpovídá:

souřadnici x_1 souřadnice polohy těžiště z_t

souřadnici x_2 souřadnice natočení trámce φ

Frekvenční, těž charakteristická, rovnice je bikvadratická tvaru:

$$(m_{11} \cdot m_{22} - m_{12}^2) \cdot \Omega^4 - (m_{11} \cdot k_{22} + m_{22} \cdot k_{11} - 2 \cdot m_{12} \cdot k_{12}) \cdot \Omega^2 + k_{11} \cdot k_{22} - k_{12}^2 = 0 \quad (4.37)$$

Kořeny rovnice Ω_1^2 a Ω_2^2 jsou vždy reálné a platí pro ně vztah:

$$\Omega_{1/2}^2 = \frac{\Omega_{p1}^2 + \Omega_{p2}^2 - 2 \cdot \mu \cdot d_1 \cdot d_2}{2 \cdot (1 - \mu^2)} \pm \sqrt{\frac{(\Omega_{p1}^2 - \Omega_{p2}^2)^2}{4 \cdot (1 - \mu^2)^2} + \frac{d_1^2 \cdot d_2^2 + \mu \cdot \Omega_{p1}^2 \cdot \Omega_{p2}^2 - \mu \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot (\Omega_{p1}^2 + \Omega_{p2}^2)}{(1 - \mu^2)^2}}$$

(4.38)

Do rovnice 4.38 jsou dosazeny tyto výrazy:

$$\left. \begin{aligned} \Omega_{p1}^2 &= \frac{k_{11}}{m_{11}} \\ \Omega_{p2}^2 &= \frac{k_{22}}{m_{22}} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{dílní (parciální) vlastní úhlové frekvence podsoustav,} \\ \text{jež vzniknou pro } m_{12} = 0 \text{ a } k_{12} = 0 \end{array}$$

(4.39)

(4.40)

$$\left. \begin{aligned} \mu &= \frac{m_{12}}{\sqrt{m_{11} - m_{22}}} \end{aligned} \right\} \text{vazební členy}$$

(4.41)

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= \sqrt{\frac{k_{12}}{m_{11}}} \end{aligned} \right\} \text{vazební členy}$$

(4.42)

$$\left. \begin{aligned} d_2 &= \sqrt{\frac{k_{12}}{m_{22}}} \end{aligned} \right\} \text{vazební členy}$$

(4.43)

Dosadíme-li do rovnic 4.28 a 4.29 za $x_j = v_{ji} \cdot e^{i\Omega_i t}$ a za $x''_j = -\Omega_i^2 \cdot v_{ji} \cdot e^{i\Omega_i t}$ $i, j = 1, 2$, obdržíme dvě lineární závislé rovnice pro amplitudy v_{ji} , ($j = 1, 2$) tzv. vlastní tvaru kmitání, tj. tvaru, kterým by soustava kmitala s jednou vlastní úhlovou frekvencí Ω_i , ($i = 1, 2$). Z nich lze pro poměr amplitud vlastního tvaru kmitání α_i nalézt:

$$\alpha_i = \frac{v_{2i}}{v_{1i}} = -\frac{k_{11} - m_{11} \cdot \Omega_i^2}{k_{12} - m_{12} \cdot \Omega_i^2}, \text{ pro } i = 1, 2$$

(4.44)

Pro výchylky soustavy se dvěma stupni volnosti při volném kmitání vyvozeném počátečními podmínkami platí vztahy:

$$z_i = C_1 \cdot \cos \Omega_1 t + C_2 \cdot \sin \Omega_1 t + C_3 \cdot \cos \Omega_2 t + C_4 \cdot \sin \Omega_2 t$$

(4.45)

$$\varphi = C_1 \cdot \alpha_1 \cdot \cos \Omega_1 t + C_2 \cdot \alpha_1 \cdot \sin \Omega_1 t + C_3 \cdot \alpha_2 \cdot \cos \Omega_2 t + C_4 \cdot \alpha_2 \cdot \sin \Omega_2 t$$

(4.46)

Integrační konstanty C_1, C_2, C_3, C_4 se vypočtou z počátečních podmínek $z_{t1}(0), z'_{t1}(0), \varphi(0)$ a $\varphi'(0)$ takto:

$$C_1 = \frac{\alpha_2 \cdot z_t(0) - \varphi(0)}{\alpha_2 - \alpha_1}, \quad (4.47) \quad C_2 = \frac{\alpha_2 \cdot z'_t(0) - \varphi'(0)}{(\alpha_2 - \alpha_1) \cdot \Omega_1} \quad (4.48)$$

$$C_3 = \frac{-\alpha_1 \cdot z_t(0) + \varphi(0)}{\alpha_2 - \alpha_1}, \quad (4.49) \quad C_4 = \frac{-\alpha_1 \cdot z'_t(0) + \varphi'(0)}{(\alpha_2 - \alpha_1) \cdot \Omega_2} \quad (4.50)$$

Uvedené hodnoty byly vypočteny:

| S | T | |
|-------------------|--------------|---|
| Název: | Hodnota: | |
| m_{11} | 1325 | Zadání hmotnostních a výpočet tuhostních konstant |
| m_{12} | 0 | |
| m_{22} | 1950 | |
| k_{11} | 100000 | |
| k_{12} | -0,0005 | |
| k_{22} | 168999,9987 | |
| Ωp_1^2 | 75,47169811 | Vypočtené dílčí vlnní úhlové frekvence |
| Ωp_2^2 | 86,666666 | |
| m_i | 0 | Vypočtené vazební členy |
| d_1^2 | 3,77358E-07 | |
| d_2^2 | 2,5641E-07 | |
| Ω_1^2 | 86,666666 | Kořeny charakteristické rovnice |
| Ω_2^2 | 75,47169811 | |
| alfa ₁ | 29666665,22 | Poměry amplitud vlastních tvarů kmitání |
| alfa ₂ | -2,91038E-08 | |
| C_1 | 2,59291E-09 | Integrační konstanty vypočtené z počátečních podmínek |
| C_2 | 0 | |
| C_3 | -2,97753E-09 | |
| C_4 | 0 | |
| Ω_1 | 9,309493327 | Odmocniny kořenů charakteristické rovnice |
| Ω_2 | 8,687444855 | |

Obr. 4.3 Ukázka výpočtu hodnot popisujících volné kmitání soustavy o 2 stupních volnosti

A jejich dosazením do rovnic 4.45 a 4.46 získáme hodnotu z_t a φ pro daný čas.

Pro porovnání s numerickým výpočtem budou brány hodnoty výchylek bodů 1 a 2, z_1 a z_2 , pro něž platí:

$$z_1 = z_t - L_{t1} \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad (4.51)$$

$$z_2 = z_t + L_{t2} \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad (4.52)$$

Hodnoty byly spočítány pro 920 kroků, tedy 1,84 sekundy, viz ukázka pro prvních 7 kroků:

| t | z_t | f_i | z_1 | z_2 |
|-------|----------|----------|----------|----------|
| 0 | 0,15 | 0,038462 | 0,099975 | 0,200025 |
| 0,002 | 0,149977 | 0,038455 | 0,099961 | 0,199993 |
| 0,004 | 0,149909 | 0,038435 | 0,099919 | 0,199899 |
| 0,006 | 0,149796 | 0,038402 | 0,09985 | 0,199743 |
| 0,008 | 0,149638 | 0,038355 | 0,099752 | 0,199524 |
| 0,01 | 0,149434 | 0,038295 | 0,099626 | 0,199242 |
| 0,012 | 0,149186 | 0,038222 | 0,099473 | 0,198898 |

Tabulka 4.4

a sestaveny do grafu.

Numerický výpočet:

Výchozí pro numerický výpočet je soustava diferenciálních rovnic:

$$\ddot{z}_t \cdot m = -c_1 \cdot z_1 - c_2 \cdot z_2 \quad (4.53)$$

$$\ddot{\varphi} \cdot J_y = c_1 \cdot z_1 \cdot L_{t1} - c_2 \cdot z_2 \cdot L_{t2} \quad (4.54)$$

Zadáním počátečních podmínek do této rovnice získáme hodnotu zrychlení těžiště trámce a hodnotu úhlového zrychlení trámce pro 1.krok. Tím máme obecně dány hodnoty pro krok n.

Pro rychlost těžiště v druhém a dalších krocích platí:

$$\dot{z}_{t_{n+1}} = \dot{z}_{t_n} + \int_{t(n)}^{t(n+1)} \ddot{z}_t(t) \cdot dt \quad (4.55)$$

víme že:

$$\ddot{z}_t(t) = \ddot{z}_{t_n} + \int_{t(n)}^t \ddot{\ddot{z}}_t(t) \cdot dt \quad (4.56)$$

a platí:

$$\lim_{t \rightarrow 0} \left[\ddot{z}_{t_n} + \int_{t(n)}^t \ddot{\ddot{z}}_t(t) \cdot dt \right] = \ddot{z}_{t_n} \quad (4.57)$$

$$\lim_{t \rightarrow 0} \ddot{z}_t(t) = \ddot{z}_{t_n} \quad (4.58)$$

takže pro dostatečně malý krok Δt

$$\Delta t = t(n+1) - t(n) \quad (4.59)$$

můžeme napsat:

$$\dot{z}_{t_{n+1}} = \dot{z}_{t_n} + \int_{t(n)}^{t(n+1)} \ddot{z}_{t_n} \cdot dt \quad (4.60)$$

$$\dot{z}_{t_{n+1}} = \dot{z}_{t_n} + \ddot{z}_{t_n} \cdot \Delta t \quad (4.61)$$

Z rovnice 4.61 se získá hodnota rychlosti těžiště trámce pro 2. a další kroky

Pro výchylku v druhém a dalších krocích platí:

$$z_{t_{n+1}} = z_{t_n} + \int_{t(n)}^{t(n+1)} \dot{z}_t(t) \cdot dt \quad (4.62)$$

víme že:

$$\dot{z}_t(t) = \dot{z}_{t_n} + \int_{t(n)}^t \ddot{z}_t(t) \cdot dt \quad (4.63)$$

a platí:

$$\lim_{t \rightarrow 0} \left[\dot{z}_{t_n} + \int_{t(n)}^t \ddot{z}_t(t) \cdot dt \right] = \dot{z}_{t_n} \quad (4.64)$$

$$\lim_{t \rightarrow 0} \dot{z}_t(t) = \dot{z}_{t_n} \quad (4.65)$$

takže pro dostatečně malý krok Δt

$$\Delta t = t(n+1) - t(n) \quad (4.66)$$

můžeme napsat:

$$z_{t_{n+1}} = z_{t_n} + \int_{t(n)}^{t(n+1)} \dot{z}_{t_n} \cdot dt \quad (4.67)$$

$$z_{t_{n+1}} = z_{t_n} + \dot{z}_{t_n} \cdot \Delta t \quad (4.68)$$

Z rovnice 4.68 se získá velikost výchylky těžiště trámce v 2. a dalších krocích.

Pro úhlovou rychlost trámce v druhém a dalších krocích platí:

$$\dot{\varphi}_{n+1} = \dot{\varphi}_n + \int_{t(n)}^{t(n+1)} \ddot{\varphi}(t) \cdot dt \quad (4.69)$$

víme že:

$$\ddot{\varphi}(t) = \ddot{\varphi}_n + \int_{t(n)}^t \ddot{\ddot{\varphi}}(t) \cdot dt \quad (4.70)$$

a platí:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\ddot{\varphi}_n + \int_{t(n)}^t \ddot{\varphi}(t) \cdot dt \right] = \ddot{\varphi}_n \quad (4.71)$$

$$z_{t_{n+1}} = z_{t_n} + \dot{z}_{t_n} \cdot \Delta t \quad (4.72)$$

takže pro dostatečně malý krok Δt

$$\Delta t = t(n+1) - t(n) \quad (4.73)$$

můžeme napsat:

$$\dot{\varphi}_{n+1} = \dot{\varphi}_n + \int_{t(n)}^{t(n+1)} \ddot{\varphi}_n \cdot dt \quad (4.74)$$

$$\dot{\varphi}_{n+1} = \dot{\varphi}_n + \ddot{\varphi}_n \cdot \Delta t \quad (4.75)$$

Z rovnice 4.75 se tedy získá hodnota úhlové rychlosti trámce pro 2. a další kroky

Pro úhel natočení trámce v druhém a dalších krocích platí:

$$\varphi_{n+1} = \varphi_n + \int_{t(n)}^{t(n+1)} \dot{\varphi}(t) \cdot dt \quad (4.76)$$

víme že:

$$\dot{\varphi}(t) = \dot{\varphi}_n + \int_{t(n)}^t \ddot{\varphi}(t) \cdot dt \quad (4.77)$$

a platí:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left[\dot{\varphi}_n + \int_{t(n)}^t \ddot{\varphi}(t) \cdot dt \right] = \dot{\varphi}_n \quad (4.78)$$

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \dot{\varphi}(t) = \dot{\varphi}_n \quad (4.79)$$

takže pro dostatečně malý krok Δt

$$\Delta t = t(n+1) - t(n) \quad (4.80)$$

můžeme napsat:

$$\varphi_{n+1} = \varphi_n + \int_{t(n)}^{t(n+1)} \dot{\varphi}_n \cdot dt \quad (4.81)$$

$$\varphi_{n+1} = \varphi_n + \dot{\varphi}_n \cdot \Delta t \quad (4.82)$$

Z rovnice 4.82 se tedy získá velikost úhlu natočení trámce v 2. a dalších krocích.

Pro porovnání s analytickým výpočtem budou brány hodnoty výchylek bodů 1 a 2, z_1 a z_2

Pro něž platí:

$$z_1 = z_t - L_{t1} \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad (4.83)$$

$$z_2 = z_t + L_{t2} \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad (4.84)$$

Hodnoty byly spočítány pro 920 kroků, tedy 1,84 sekundy, viz ukázka z programu:

| Krok | t | z_1 | z_2 | z_t | \dot{z}_t | \ddot{z}_t | φ | $\dot{\varphi}$ | $\ddot{\varphi}$ |
|------|-------|----------|----------|----------|-------------|--------------|-----------|-----------------|------------------|
| 1 | 0 | 0,1 | -0,1 | -3,8E-10 | 0 | 0 | -0,07692 | 0 | 6,66667 |
| 2 | 0,002 | 0,100163 | -0,10016 | -3,8E-10 | 0 | -4,7E-11 | -0,0769 | 0,01333 | 6,67752 |
| 3 | 0,004 | 0,100093 | -0,10009 | -3,8E-10 | -9,5E-14 | -2,7E-11 | -0,07684 | 0,02669 | 6,67287 |
| 4 | 0,006 | 0,099988 | -0,09999 | -3,8E-10 | -1,5E-13 | 3,42E-12 | -0,07676 | 0,04003 | 6,66589 |
| 5 | 0,008 | 0,099849 | -0,09985 | -3,8E-10 | -1,4E-13 | 4,4E-11 | -0,07666 | 0,05337 | 6,65658 |
| 6 | 0,01 | 0,099674 | -0,09967 | -3,8E-10 | -5,4E-14 | 9,46E-11 | -0,07652 | 0,06668 | 6,64496 |
| 7 | 0,012 | 0,099465 | -0,09947 | -3,8E-10 | 1,4E-13 | 1,55E-10 | -0,07636 | 0,07997 | 6,63102 |
| 8 | 0,014 | 0,099221 | -0,09922 | -3,8E-10 | 4,5E-13 | 2,26E-10 | -0,07618 | 0,09323 | 6,61476 |

Tabulka 4.5

- oranžově jsou značeny hodnoty získané pro krok n z téhož kroku, dosazením do diferenciální rovnice.

- žlutě jsou značeny hodnoty, jež byly pro krok n získány z kroku n-1 získány na základě výše uvedených vzorců platných pro dostatečně malé Δt .

- světle modře jsou označeny hodnoty získané přepočtem ze vstupních hodnoto pro $t = 0$.

- modře jsou označeny hodnoty získané pro krok n přepočtem z jiných hodnot téhož kroku

Hodnoty byly spočítány pro 920 kroků, tedy při $\Delta t = 0,002s$ pro 1,84 sekundy:

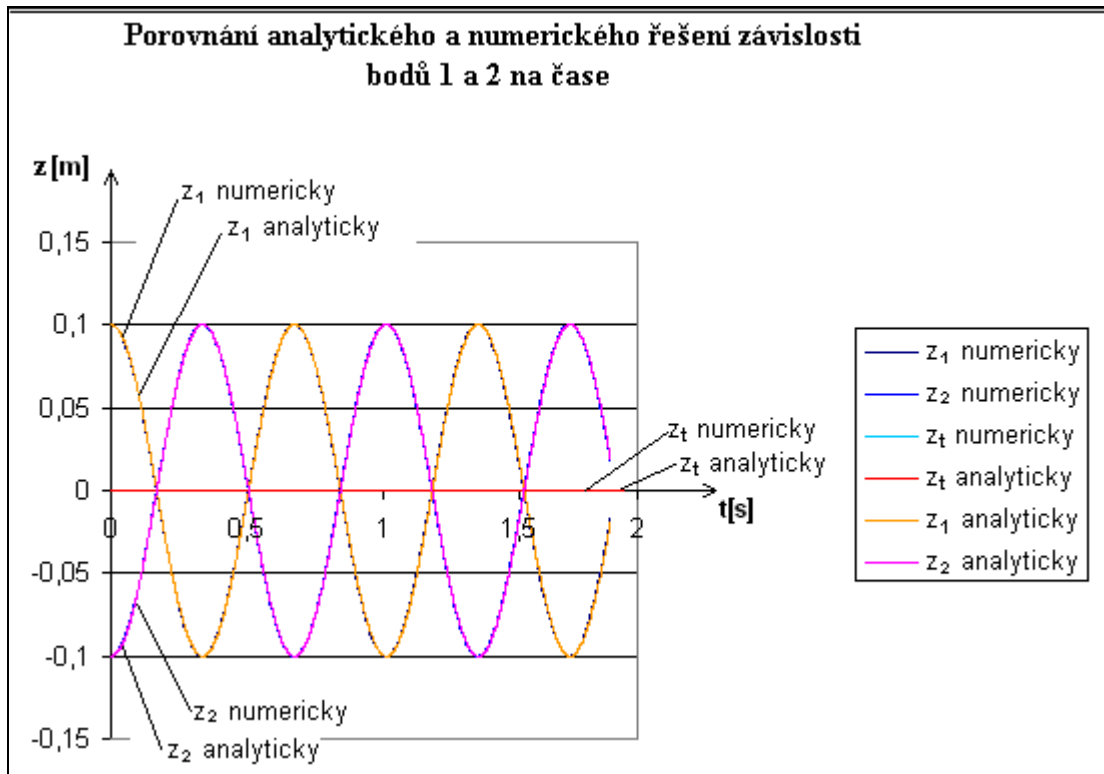
Hodnoty byly následně dodány do společného grafu s hodnotami vypočtenými analyticky a byla ověřena jejich shoda pro libovolnou kombinaci vstupních dat, viz ukázka:

Pro vstupní hodnoty:

| | | | | | | | | | |
|---|-------|-------------------|-------------|----------|-------|---|----------------|---|-------|
| m | 1325 | kg | | L_{t1} | 1,217 | m | $\dot{z}_1(0)$ | 0 | [m/s] |
| J_y | 1950 | kg·m ² | | L_{t2} | 1,4 | m | $\dot{z}_2(0)$ | 0 | [m/s] |
| Δt | 0,002 | s | | $z_1(0)$ | 0,1 | m | | | |
| L | 2,617 | m | | $z_2(0)$ | -0,1 | m | | | |
| l_{t1} a l_{t2} pokud rovny -nutno zadat alespoň o 0,00001 z důvodu dělení nulou v jednom z kroků analytickém výpočtu | | | | | | | | | |
| | | C_1 [N/m] | C_2 [N/m] | | | | | | |
| | | 50000 | 50000 | | | | | | |

Tabulka 4.6

Vychází porovnání:



Graf 4.2

Hodnoty numerického a analytického řešení jsou shodné do takové míry, že se v grafu 4.2 vzájemně překrývají.

4.3 Stanovení parametrů tlumení a tuhostí a zavedení do simulačního programu

Tlumení bylo do simulačního programu zavedeno tak, že se do výchozí soustavy diferenciálních rovnic programu pro volné kmitání soustavy o 2 stupních volnosti, z kterých program vychází, zadaly tlumící síly:

$$\kappa_1 \cdot \dot{z}_1, \kappa_2 \cdot \dot{z}_2$$

Pak tedy výchozí soustava diferenciálních rovnic pro tlumené kmitání soustavy o 2 stupních volnosti:

$$\dot{z}_t \cdot m = -c_1 \cdot z_1 - c_2 \cdot z_2 - \kappa_1 \cdot \dot{z}_1 - \kappa_2 \cdot \dot{z}_2 \quad (4.85)$$

$$\ddot{\phi} \cdot J_y = c_1 \cdot z_1 \cdot L_{t1} + \kappa_1 \cdot \dot{z}_1 \cdot L_{t1} - c_2 \cdot z_2 \cdot L_{t2} - \kappa_2 \cdot \dot{z}_2 \cdot L_{t2} \quad (4.86)$$

Kde rychlosti \dot{z}_1, \dot{z}_2 se získají:

$$\dot{z}_1 = \dot{z}_t - L_{t1} \cdot \text{tg} \dot{\phi} \quad (4.87)$$

$$\dot{z}_2 = \dot{z}_t + L_{t2} \cdot \text{tg} \dot{\phi} \quad (4.88)$$

Mohutnost tlumení se jak známo liší podle směru pohybu tlumiče (tedy smyslu rychlosti).

Do programu jsou proto zadána součinitele tlumení zvlášť pro každý směr:

| | | |
|-------------------------|------|---------|
| $\kappa_1(\dot{z} > 0)$ | 8000 | [N.s/m] |
| $\kappa_2(\dot{z} > 0)$ | 8000 | [N.s/m] |
| $\kappa_1(\dot{z} < 0)$ | 1400 | [N.s/m] |
| $\kappa_2(\dot{z} < 0)$ | 3500 | [N.s/m] |

Tabulka 4.7

A při výpočtu ve výchozí diferenciální rovnici vždy figuruje konstanta tlumení odpovídající směru pohybu tlumiče –to je zajištěno logickou funkcí, kdy je pro každý krok rozhodnuto, s jakými konstantami tlumení se bude počítat:

KDYŽ $\dot{z}_i > 0$ PAK $\kappa_i = \kappa_i(\dot{z} > 0)$

KDYŽ $\dot{z}_i < 0$ PAK $\kappa_i = \kappa_i(\dot{z} < 0)$

Ukázka z programu :

| Krok | κ_1 [N.s/m] | κ_2 [N.s/m] | \dot{z}_1 | \dot{z}_2 |
|------|--------------------|--------------------|-------------|-------------|
| 1 | 8000 | 3500 | 0,000944 | -0,00027 |
| 2 | 8000 | 3500 | 0,000636 | -0,00012 |
| 3 | 8000 | 8000 | 0,000332 | 2,49E-05 |
| 4 | 8000 | 8000 | 3,13E-05 | 0,00017 |
| 5 | 1400 | 8000 | -0,00027 | 0,000312 |
| 6 | 1400 | 8000 | -0,00056 | 0,000452 |
| 7 | 1400 | 8000 | -0,00086 | 0,00059 |
| 8 | 1400 | 8000 | -0,00115 | 0,000725 |

Tabulka 4.8

Jako hmotnost trámce zjednodušeného modelu automobilu byla zadána hmotnost porovnávaného vozidla. Jako rozteč uchycení trámce byl zadán rozvor porovnávaného vozidla. Moment setrvačnosti trámce k ose y, poloha jeho těžiště, tuhosti pružin a velikosti tlumení

zjednodušeného modelu byly stanoveny na základě porovnání hodnot provedeného reálného měření a hodnot vypočtených simulačním programem tak, aby se vypočtené hodnoty shodovaly s hodnotami naměřenými.

Posloužila k tomu série měření, kdy při nulové rychlosti jízdy na rovné vozovce byly vyvozovány určité počáteční výchylky karoserie, následně, po několik sekund trvající výdrži, byla vždy karoserie uvolněna a sledováno její kmitání do utlumení.

Jednalo se o počáteční výchylky:

Stlačení předě

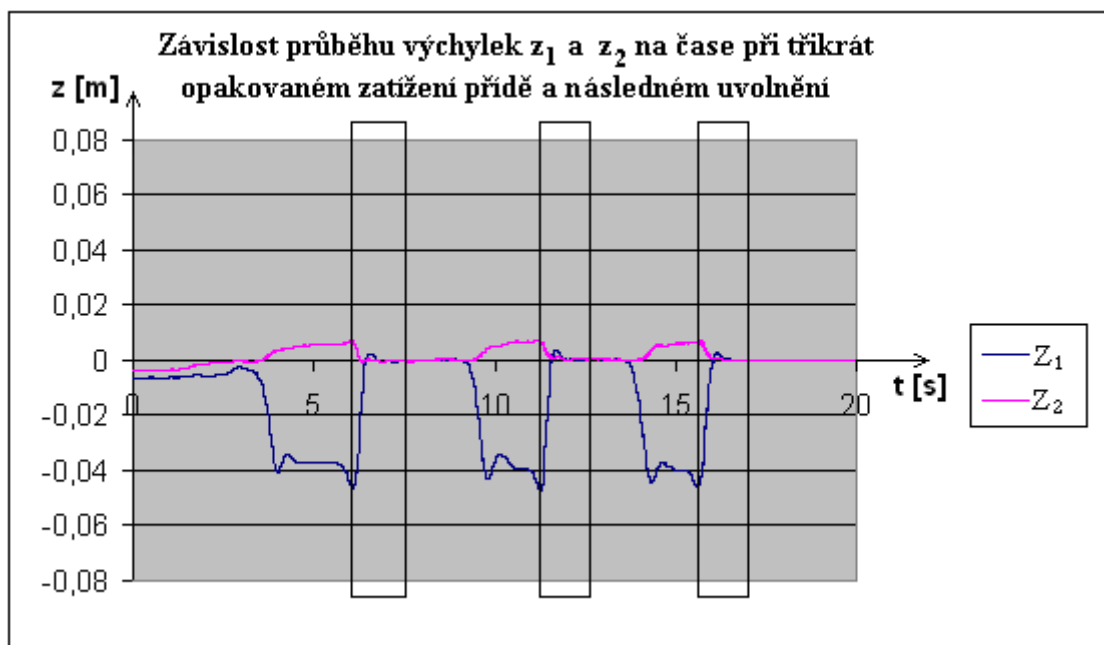
Zdvižení předě

Stlačení zádě

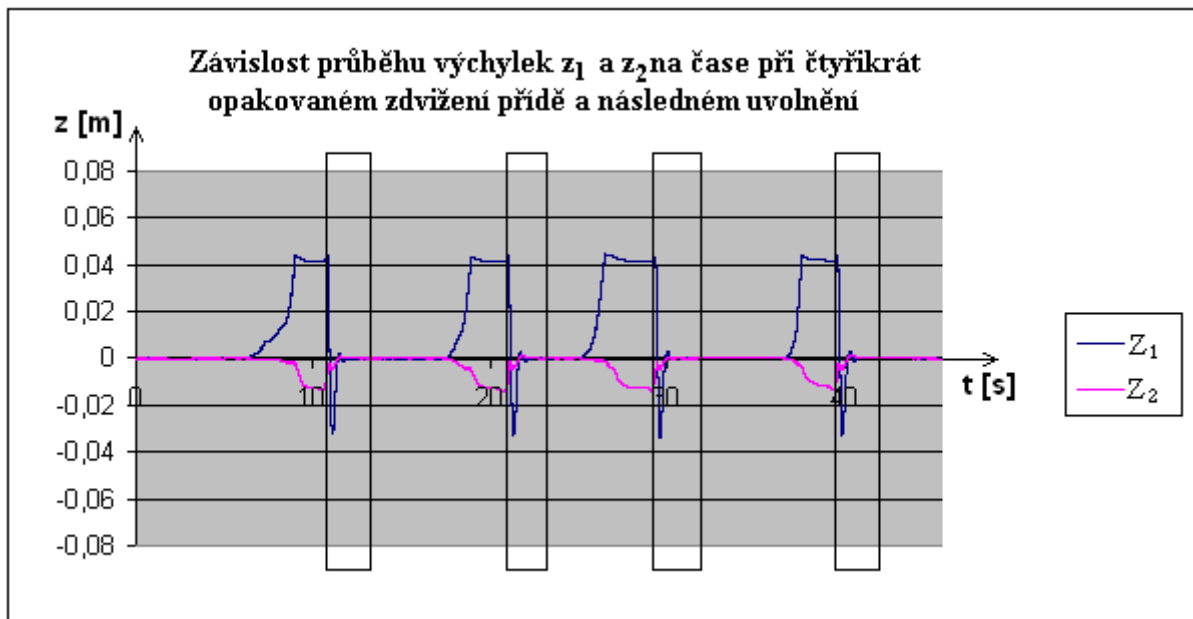
Zdvižení zádě

V grafech níže jsou uvedené výstupy provedených zkoušek a jejich označení, daný typ byl vždy 3 až 4krát opakován pro ověření.

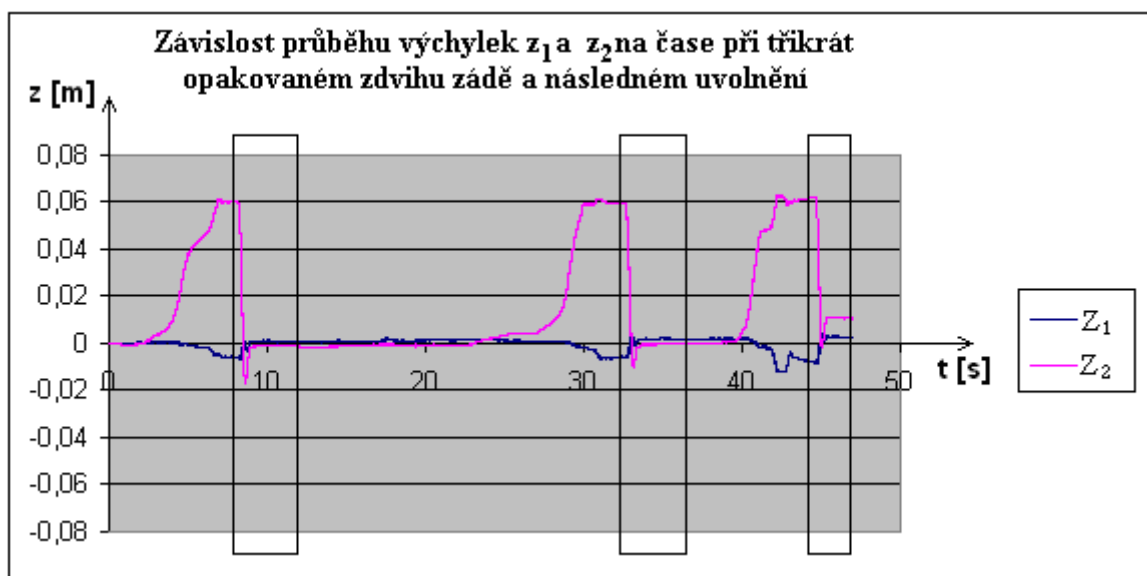
Ze získaných dat byly pro další zpracování vybrány vhodné úseky (v grafech označeny), během kterých dochází k rozběhu soustavy z vyvozených počátečních výchylek.



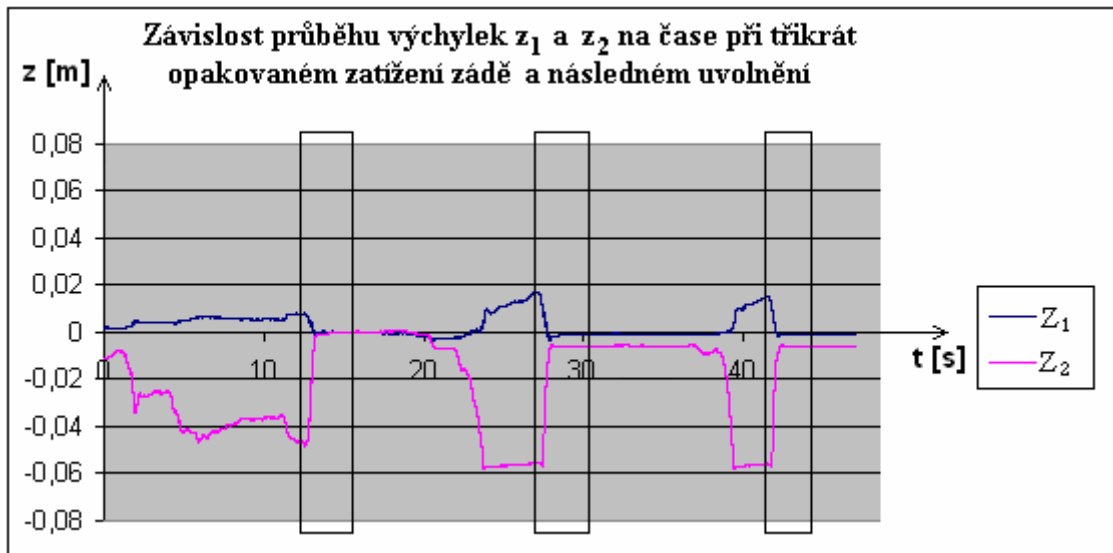
Graf 4.3



Graf 4.4



Graf 4.5



Graf 4.6

Ze získaných dat byly vybrány vhodné úseky (v grafech označeny), během kterých dochází k rozběhu soustavy z vyvozených počátečních výchylek a vloženy do jednoho grafu s průběhy vypočtenými simulačním programem.

Jako vstupní hodnoty simulačního programu byly použité příslušné, v okamžik uvolnění zatíženého nebo nadzdvíženého vozidla z měření odečtené, počáteční výchylky. Následně doposud neznámé parametry zjednodušeného modelu automobilu byly navoleny tak, aby se průběh vypočtený simulačním programem na základě počátečních výchylek co nejvíce shodoval s průběhem naměřeným.

Při parametrech:

| | | | | | |
|-------|-------|----------------------------|----------|-------|---|
| m | 1325 | kg | L_{t1} | 1,217 | m |
| J_y | 1950 | $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ | L_{t2} | 1,4 | m |
| L | 2,617 | m | | | |

Tabulka 4.9

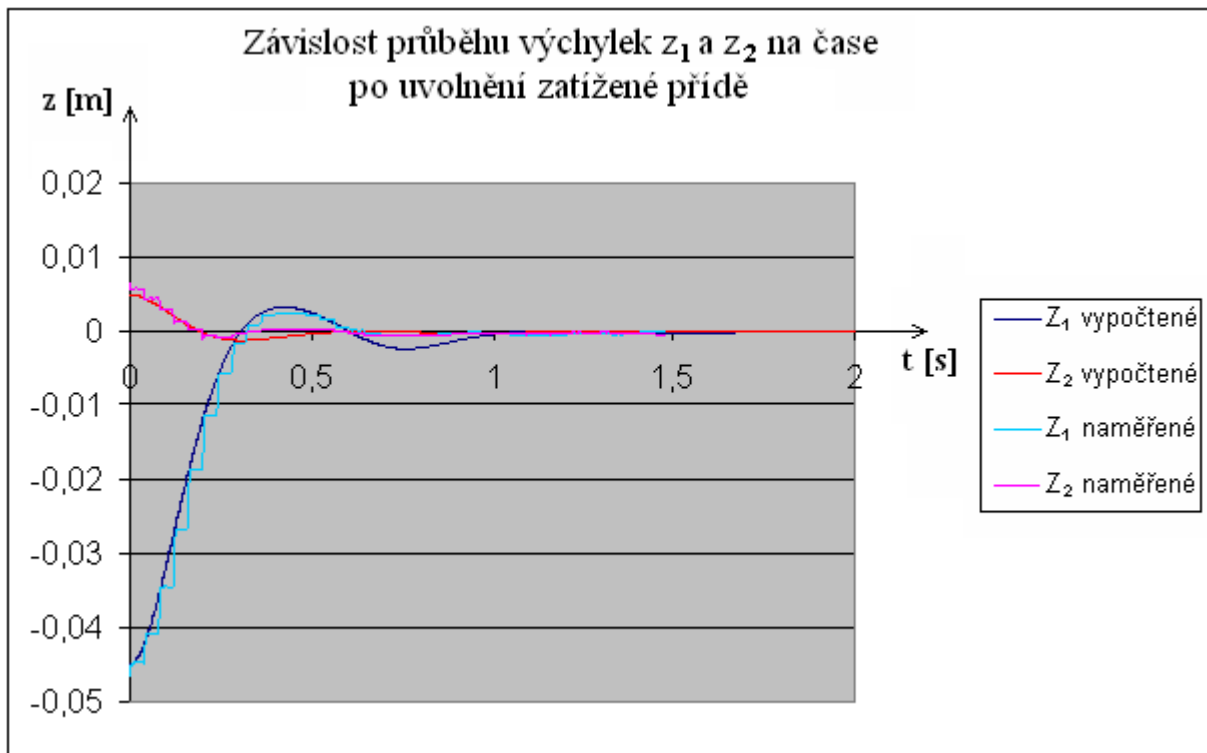
a

| | | | | | |
|-------|-------|-------|--------------------|------|---------|
| | | | $\kappa_1(z' > 0)$ | 8000 | [N.s/m] |
| | | | $\kappa_2(z' > 0)$ | 8000 | [N.s/m] |
| C_1 | 60000 | [N/m] | $\kappa_1(z' < 0)$ | 1400 | [N.s/m] |
| C_2 | 41000 | [N/m] | $\kappa_2(z' < 0)$ | 3500 | [N.s/m] |

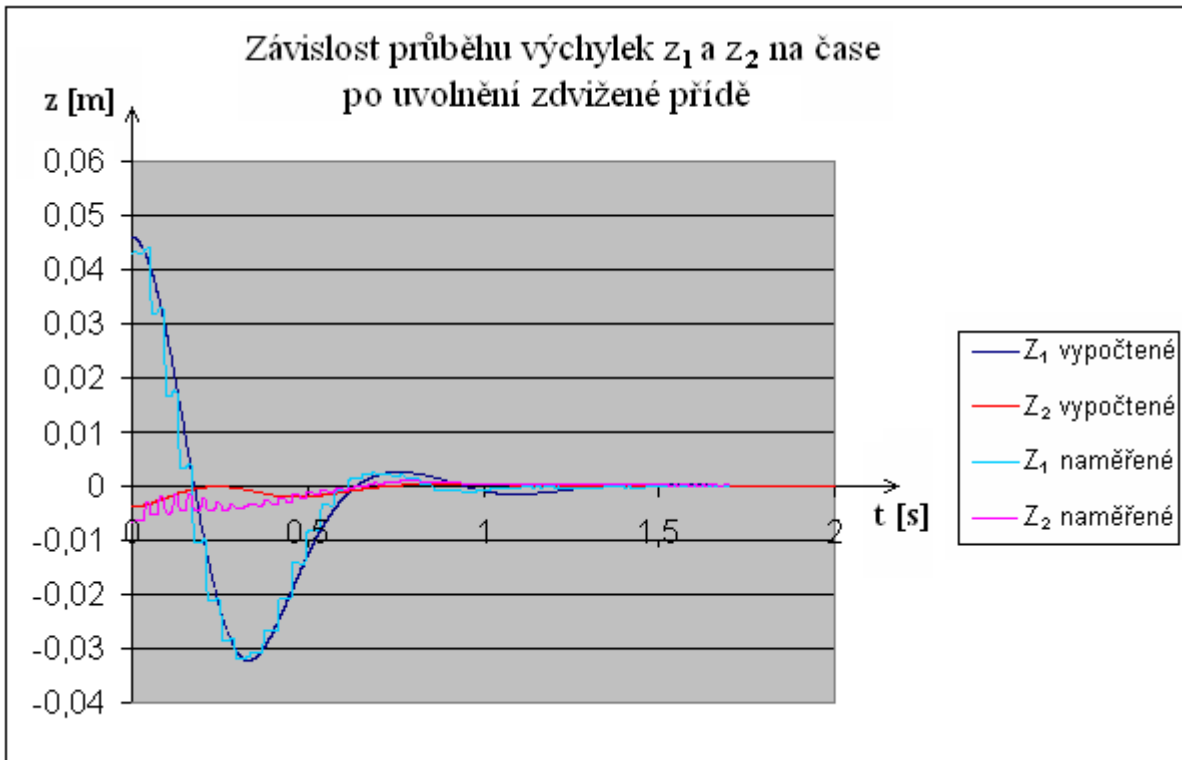
Tabulka 4.10

Bylo dosaženo následující shody mezi řešením simulačního programu a naměřenými hodnotami na vozidle:

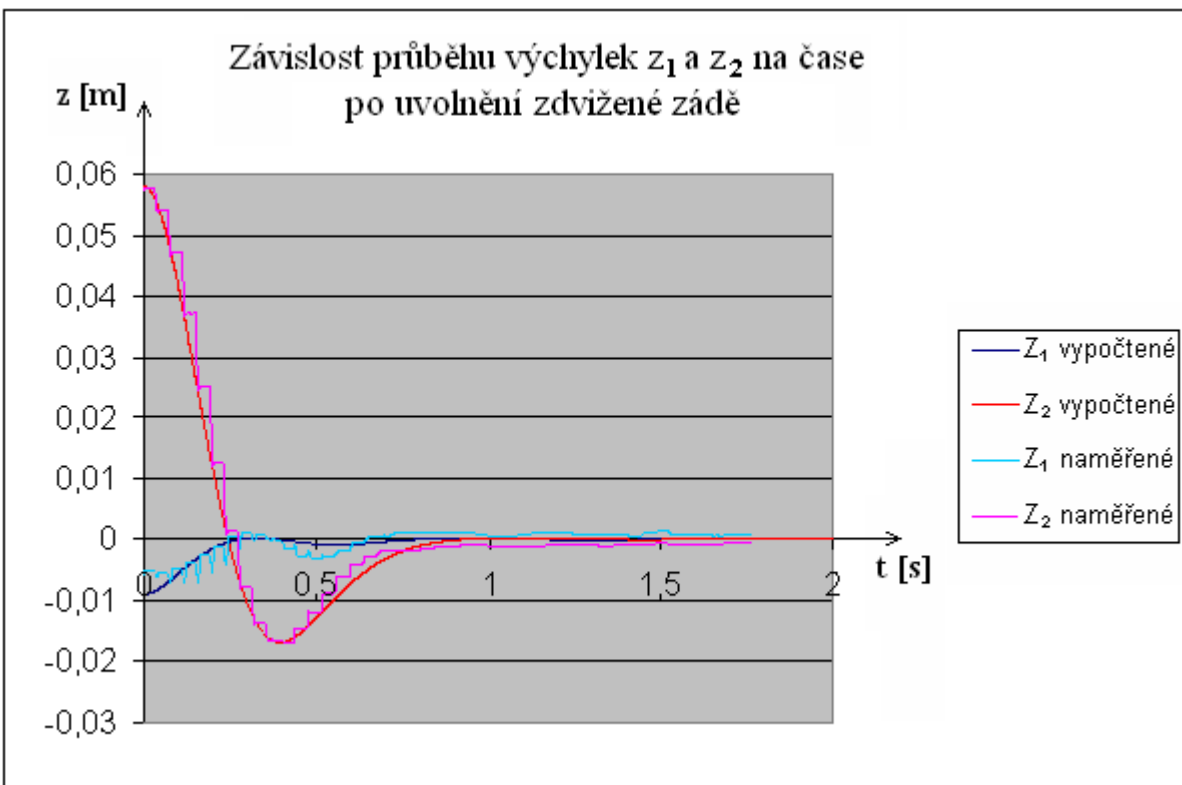
(Zde je uveden vždy jeden graf za každou skupinu počátečních podmínek, další průběhy dané skupiny byli vždy obdobné).



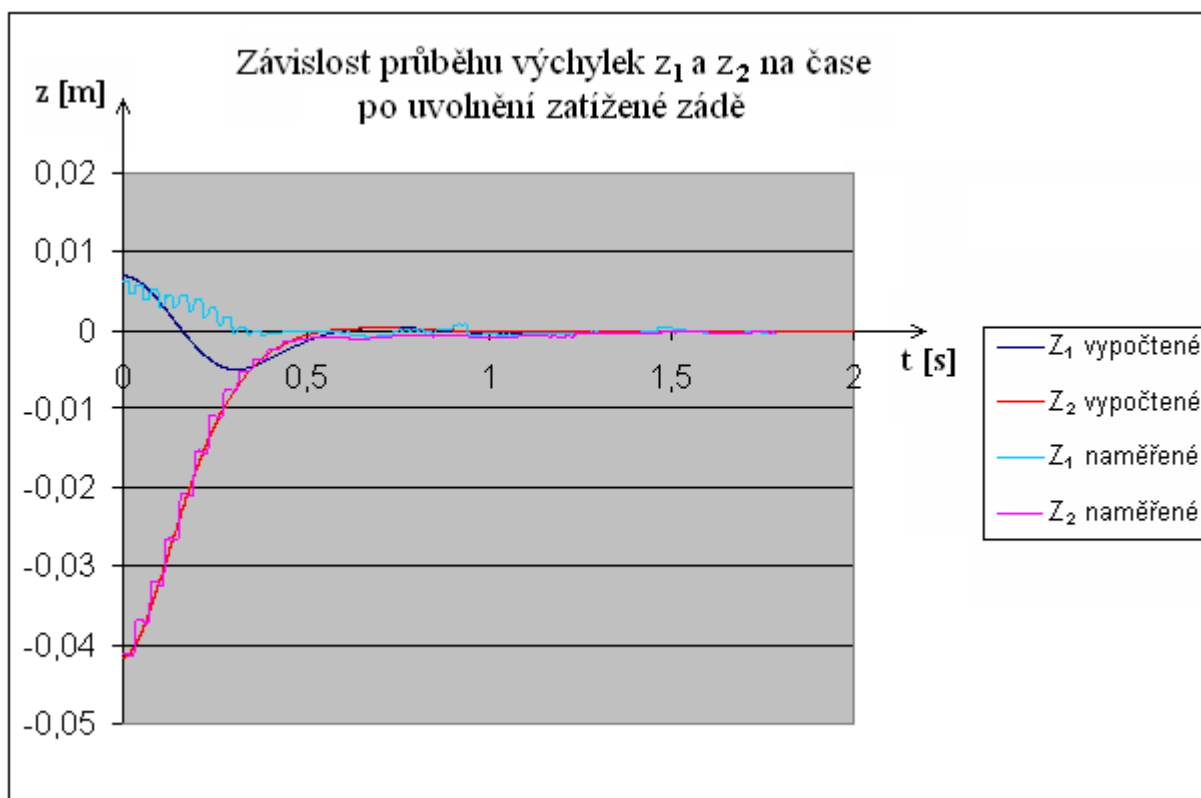
Graf4.7



Graf4.8



Graf4.9

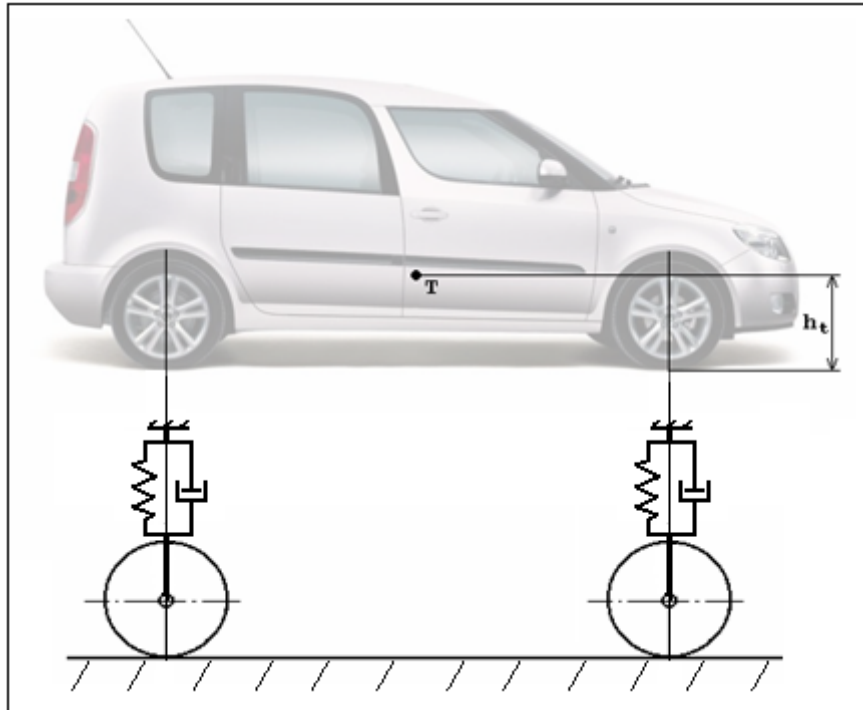


Graf4.10

Při výše uvedených parametrech bylo dosaženo dostatečné shody mezi výstupem simulačního programu a naměřenými hodnotami.

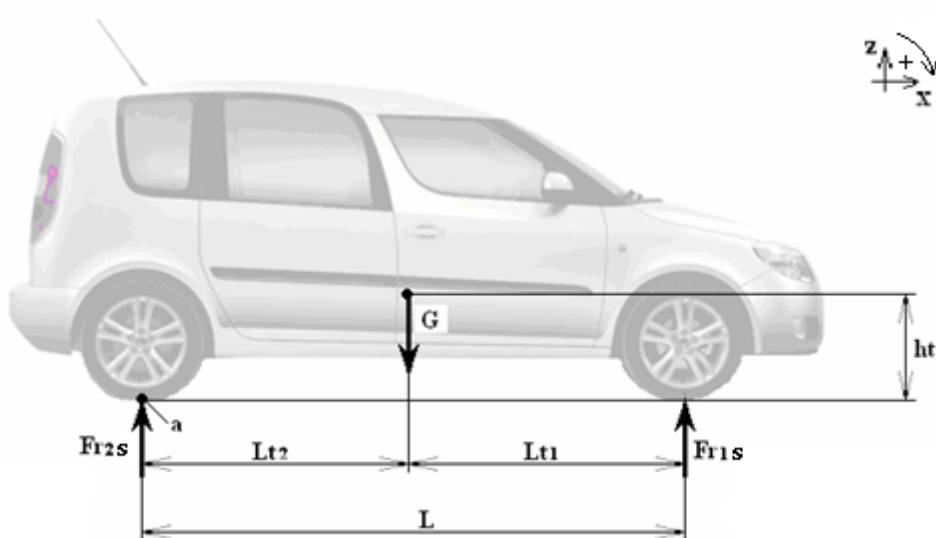
4.4. Výpočet budící síly kmitání automobilu a zavedení do simulačního programu

Silový rozbor byl zpracován pro model vozidla se svislým pohybem náprav, ze kterého vychází i zjednodušený model vozidla určený pro výpočet kmitání v simulačním programu:



Obr. 4.3 Model numerického řešení kmitání v simulačním programu

Pak síly působící na stojící vozidlo:



Obr. 4.4 Síly působící vozidlo v klidu: G - tíha, F_{r1s} , F_{r2s} - radiální reakce mezi vozovkou a koly vozidla v klidu

Tíha:

$$G = m \cdot g \quad (4.89)$$

kde g -gravitační zrychlení

Radiální síla F_{r1s} :

$$\sum M_a = 0 \quad (4.90)$$

$$G \cdot L_{t2} - F_{r1s} \cdot L = 0 \quad (4.91)$$

$$F_{r1s} = G \cdot \frac{L_{t2}}{L} \quad (4.92)$$

Radiální síla F_{r2s} :

$$\sum F_z = 0 \quad (4.93)$$

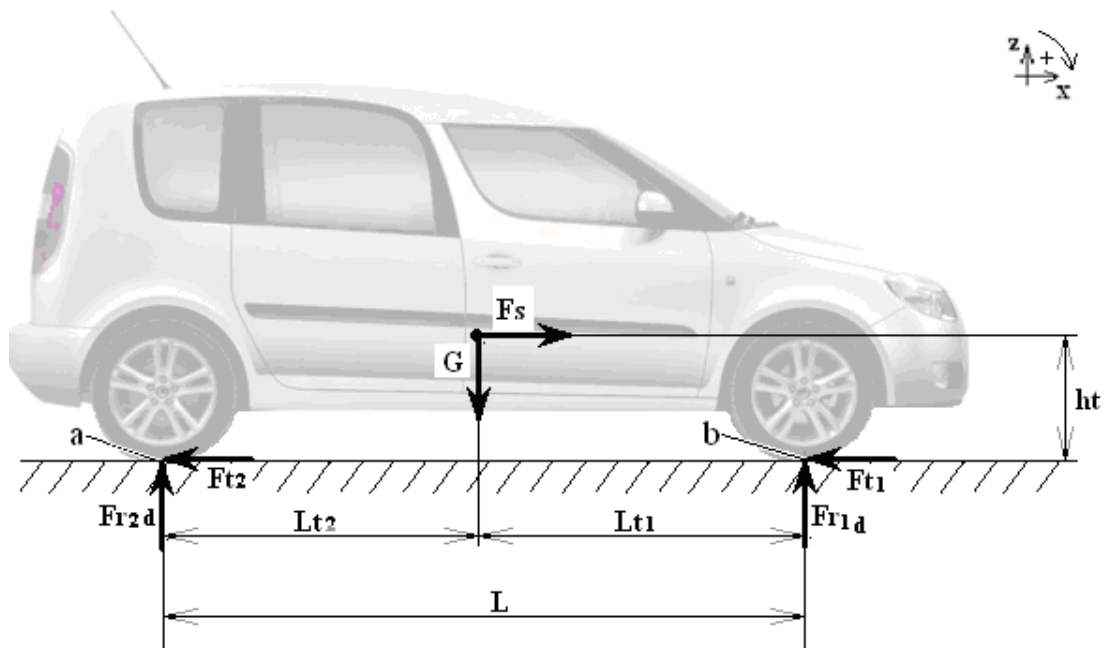
$$F_{r1s} + F_{r2s} - G = 0 \quad (4.94)$$

$$F_{r2s} = G - F_{r1s} \quad (4.95)$$

Při jízdě obecně vznikají tečné reakce na kolech F_{t1} , F_{t2} . Ty jsou v rovnováze se setrvačnou silou působící v těžišti vozidla F_s které je rovna jejich součtu a je opačného smyslu.

$$F_s = -F_{t1} + F_{t2} \quad (4.96)$$

Vzhledem k tomu, že těžiště motorových vozidel leží v určité výšce nad rovinou vozovky (h_t), setrvačná síla vzniklá při brzdění a akceleraci vytváří klopný moment k příčné ose vozidla.



Obr. 4.5 síly působící na vozidlo za působení tečných reakcí vozovky na kola F_{t1} , F_{t2} : F_{t1} , F_{t2} -tečné reakce mezi vozovkou a koly vozidla, G -tíha, F_{r1d} , F_{r2d} - radiální reakce mezi vozovkou a koly vozidla za působení tečných reakcí za působení tečných reakcí F_{t1} , F_{t2}

Klopný moment:

$$M_k = F_s \cdot h_t \quad (4.97)$$

Tento moment způsobuje předklánění vozidla na pružinách a současně i změnu vertikálního zatížení kol.

$$\sum F_x = 0 \quad (4.98)$$

$$F_s - F_{t1} - F_{t2} = 0 \quad (4.99)$$

Vzhledem k tomu že je hnaná pouze přední náprava, je při akceleraci $F_{t2} = 0$, takže:

$$\sum F_x = 0 \quad (4.100)$$

$$F_s - F_{t1} = 0 \quad (4.101)$$

$$F_{t1} = 0 \quad (4.102)$$

Při brzdění se jedná o staticky neurčitou úlohu, brzdné síly jsou pak vzájemně v určitém poměru.

Dále pak:

$$\sum M_a = 0 \quad (4.103)$$

$$G \cdot L_{t2} + F_s \cdot h_t - F_{r1D} \cdot L = 0 \quad (4.104)$$

$$F_{r1D} = \frac{G \cdot L_{t2} + F_s \cdot h_t}{L} \quad (4.105)$$

a

$$\sum M_b = 0 \quad (4.106)$$

$$-G \cdot L_{t1} + F_s \cdot h_t + F_{r2D} \cdot L = 0 \quad (4.107)$$

$$F_{r2D} = \frac{G \cdot L_{t1} - F_s \cdot h_t}{L} \quad (4.108)$$

Jak je tedy patrné, rozdíl mezi radiálními silami náprav při a bez působení tečných sil je:

$$\Delta F_{r1} = F_{r1D} - F_{r1S} \quad (4.109)$$

$$\Delta F_{r1} = \frac{F_s \cdot h_t}{L} \quad (4.110)$$

a

$$\Delta F_{r2} = F_{r2D} - F_{r2S} \quad (4.111)$$

$$\Delta F_{r2} = -\frac{F_s \cdot h_t}{L} \quad (4.112)$$

Kde ΔF_{r1} a ΔF_{r2} jsou síly budící kmitání vozidla, jež byly zavedeny do výchozí soustavy diferenciálních rovnic pro buzené, tlumené kmitání soustavy o 2 stupních volnosti simulačního programu kmitání vozidla:

$$z''_t \cdot m = -c_1 \cdot z_1 - c_2 \cdot z_2 - \kappa_1 \cdot z'_1 - \kappa_2 \cdot z'_2 - \Delta F_{r1} - \Delta F_{r2} \quad (4.113)$$

$$\varphi'' \cdot J_y = c_1 \cdot z_1 \cdot l_{t1} + \kappa_1 \cdot z'_1 \cdot l_{t1} + \Delta F_{r1} \cdot l_{t1} - c_2 \cdot z_2 \cdot l_{t2} - \kappa_2 \cdot z'_2 \cdot l_{t2} - \Delta F_{r2} \cdot l_{t2} \quad (4.114)$$

A tím je buzení zavedeno do programu.

5. Porovnání výstupů simulačního programu s výsledky jízdní zkoušky

Velikost setrvačné síly F_s působící během jízdních zkoušek na vozidlo byla určena výpočtem ze signálu rychlosti jízdy vozidla v_{jv} .

Platí:

$$F_s = \dot{x} \cdot m \quad (5.1)$$

Kde \dot{x} je zrychlení jízdy vozidla, m hmotnost vozidla.

A dále:

$$\dot{x} = \frac{dv_{jv}}{dt} \quad (5.2)$$

Kde v_{jv} je rychlost jízdy vozidla.

Do simulačního programu je tedy zadán průběh rychlosti vozidla a z něj jsou vypočteny uvedené síly F_s , ΔF_{r1} a ΔF_{r2} :

$$\Delta F_{r1} = \frac{F_s \cdot h_t}{L} \quad (5.3)$$

$$\Delta F_{r2} = -\frac{F_s \cdot h_t}{L} \quad (5.4)$$

Ukázka z programu:

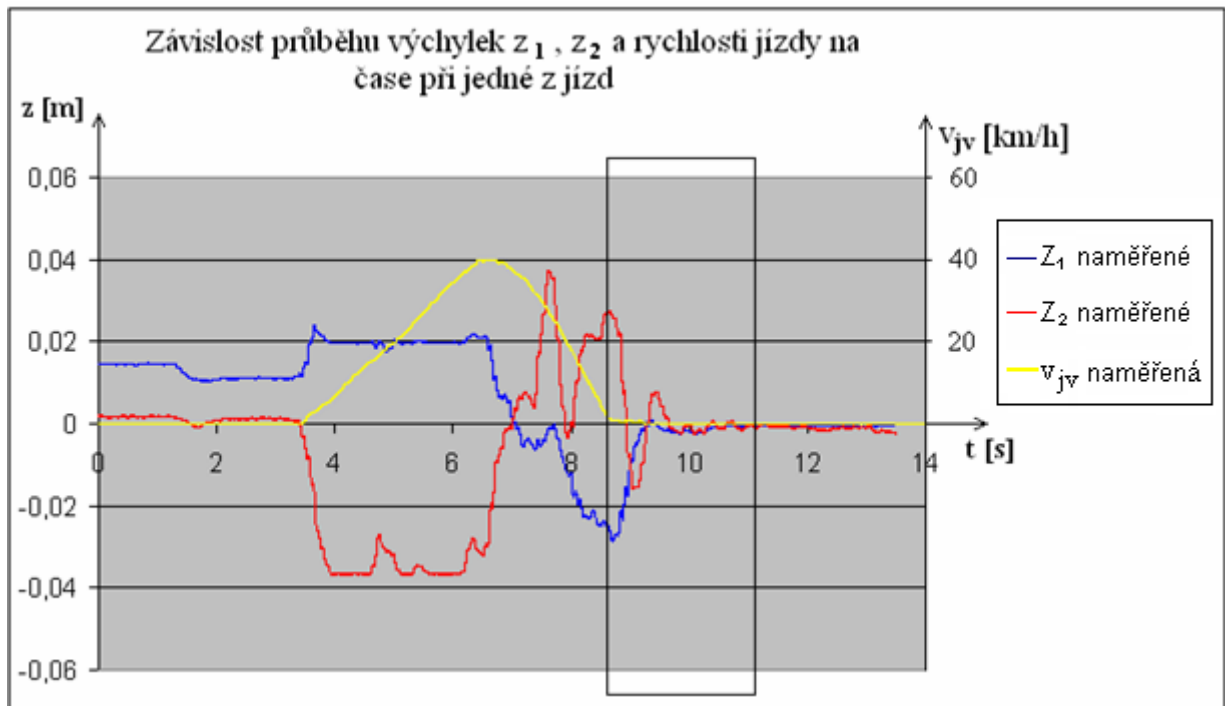
| V_{jv} [m/s] | F_s [N] | ΔF_{r1} [N] | ΔF_{r2} [N] |
|----------------|-----------|---------------------|---------------------|
| 0 | -1325 | 0 | 0 |
| 0,001 | -1325 | -268,342 | 268,3416 |
| 0,002 | -1325 | -268,342 | 268,3416 |
| 0,003 | 1325 | 268,3416 | -268,342 |
| 0,002 | 1325 | 268,3416 | -268,342 |
| 0,001 | 1325 | 268,3416 | -268,342 |

Tabulka 5.1

Numerický simulační program tedy umožňuje pro daný průběhu rychlosti jízdy vozidla vypočítat průběh výchylek z_1 a z_2 popisujících náklon a nadnášení vozidla při dané přímé jízdě v závislosti na čase.

Porovnání dobrzdění vozidla:

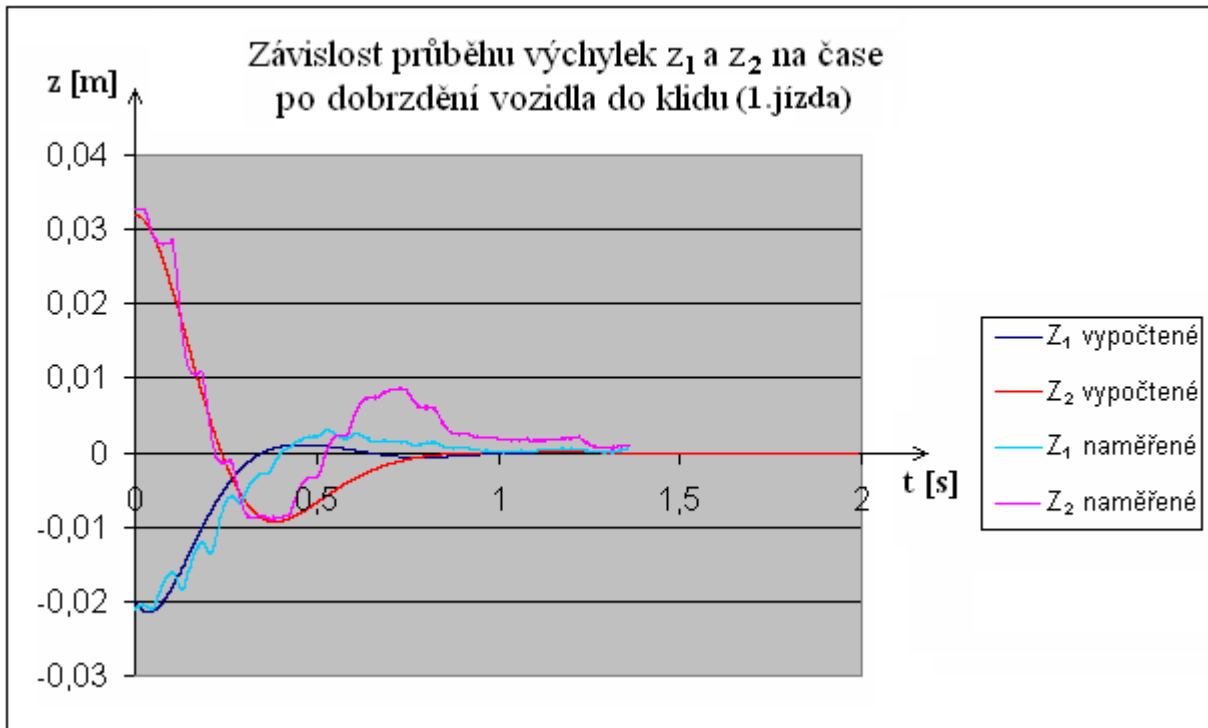
Cílem měření bylo především porovnat naměřené a vypočtené chování v úseku po dobrzdění vozidla do klidu. Naměřená data byla získána při uvedeném druhém typu jízdní zkoušky. Ze záznamu jízdy byl vždy vyňat příslušný úsek a porovnán s hodnotami vypočtenými simulačním programem.



Graf 5.1

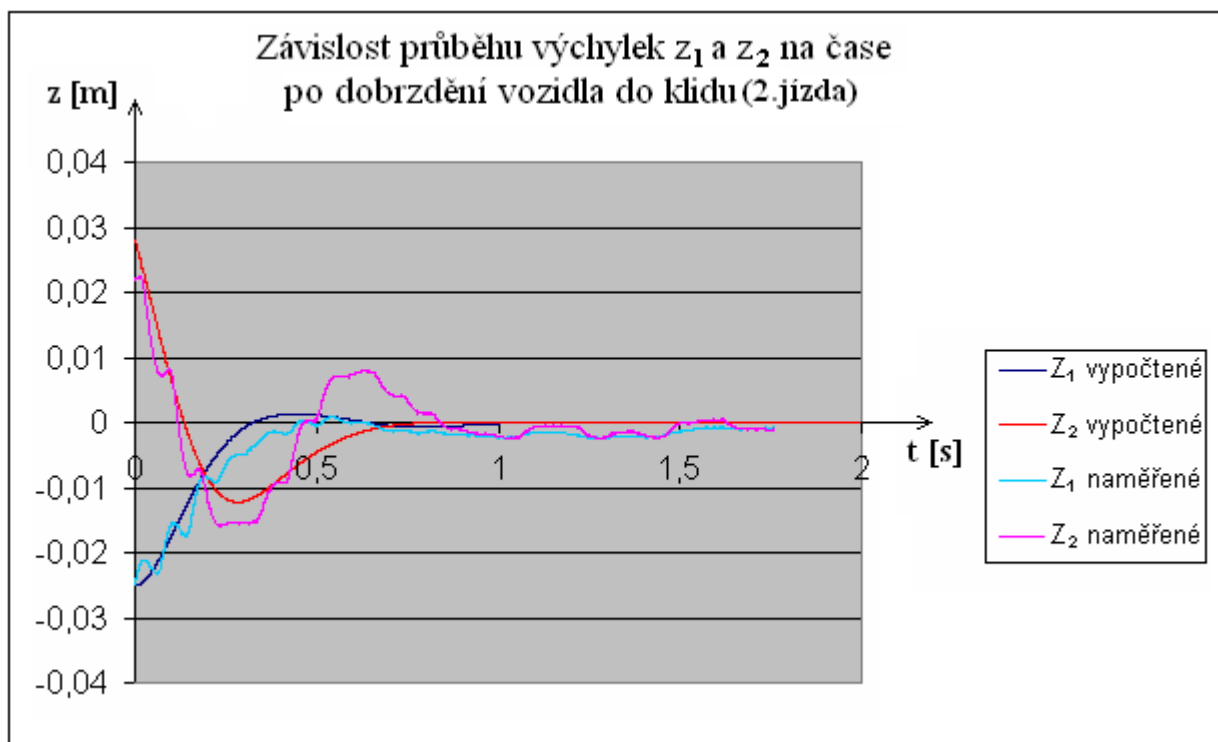
Z grafu byl odečten okamžik, kdy se vozidlo zastavilo, v témže čase byly z grafu odečteny okamžité výchylky, z_1 a z_2 , případně z trendu výchylky rychlosti \dot{z}_1 a \dot{z}_2 , ty však byly zpravidla v okamžik dobrzdění nulové. Tyto pak byly zadány do simulačního programu a na jejich základě byly simulačním programem vypočteny průběhy výchylek, které byly následně porovnány s naměřenými.

Zde uvedeny pro příklad výsledky tří zpracovaných jízd:



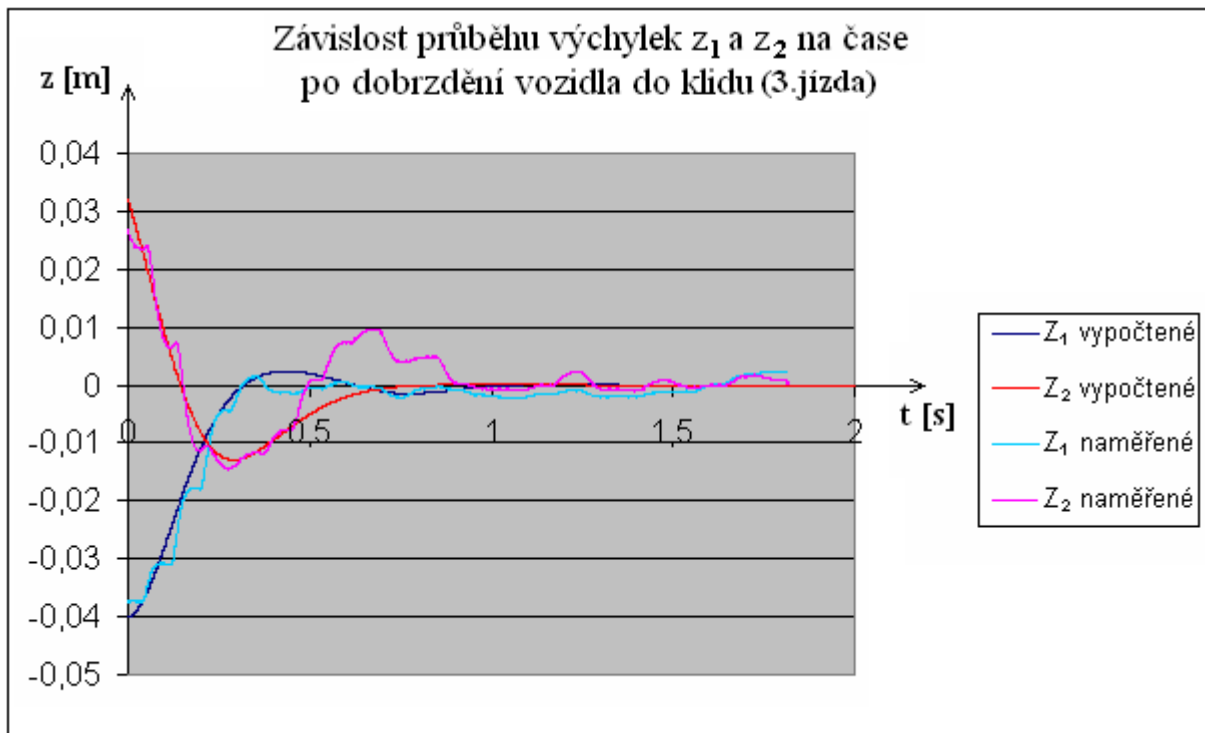
Graf 5.2

Ze srovnání je patrné, že vypočtené řešení se s naměřeným přibližně shoduje. Rozdíl nastává především ve zpětném výkmitu z_2 , absolutní chyba polohy bodu 2 je přibližně 0,9cm.



Graf 5.3

Ze srovnání je patrné, že vypočtené řešení se s naměřeným přibližně shoduje. Rozdíl nastává především ve zpětném výkmitu z_2 , absolutní chyba polohy bodu 2 je přibližně 0,7cm.



Graf 5.4

Ze srovnání je patrné, že vypočtené řešení se s naměřeným přibližně shoduje. Rozdíl nastává především ve zpětném výkmitu z_2 , absolutní chyba polohy bodu 2 je přibližně 0,9cm.

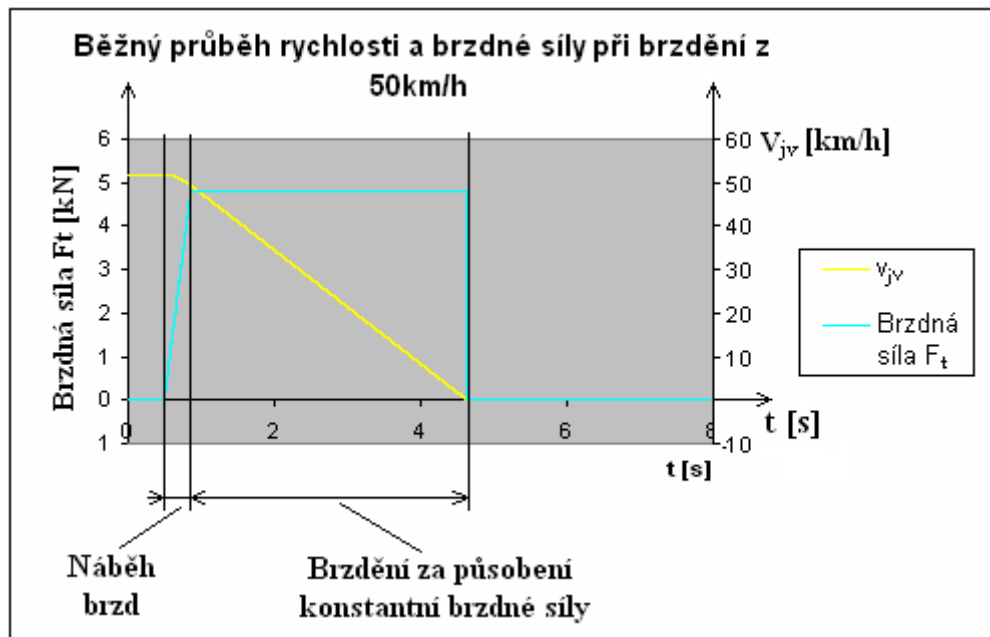
Významnější systémová chyba se objevovala v druhé polovině periody výchylky z_2 (v čase cca 0,5-0,9s). Zde zadní náprava po uvolnění klesne vlivem malého tlumení v daném směru až pod rovnovážnou polohu a dále by se vlivem většího tlumení v opačném směru pohybu měla již jen pozvolně vrátit do neutrální polohy. Místo toho, jak měření ukázalo, dojde opět k určitému vychýlení bodu 2 na opačnou stranu, toto pravděpodobně způsobuje jev, který při použití zjednodušeného modelu o 2 stupních volnosti byl zanedbán.

Vypočtené řešení se ale obecně shodovalo s naměřenými hodnotami. Náhodná chyba dosahovala přibližně hodnoty 10%. Pro další zpracování a návrh parametrů soustavy pro měkké zastavení automobilu se použitý simulační program ukázal být vyhovující.

6. Návrh soustavy pro měkké zastavení automobilu

6.1. Popis chování běžného vozidla při brzdění

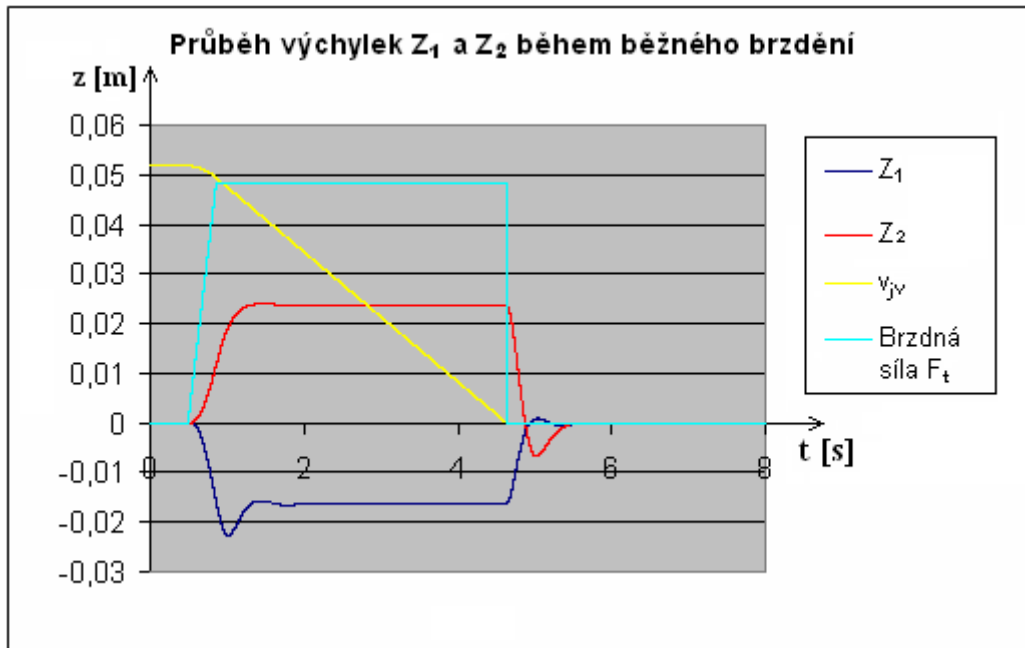
Popis běžného průběhu brzdění:



Graf 6.1

Zde brzdě síla je brána jako součet tečných reakcí vozovky na obou nápravách.

Pak po dosažení daného průběhu rychlosti do simulačního programu dostáváme příslušný průběh výchylek bodů 1 a 2 popisujících svislou polohu a klonění vozidla při brzdění:



Graf 6.2

- brzdná síla a rychlost jsou v tomto grafu uvedeny bezrozměrně, pro orientaci o jakou fázi brzdění se jedná.

Fáze náběhu brzd:

Po uplynutí reakční doby řidiče a době prodlevy brzd následuje náběh brzd. Během něj podle intenzity brzdění roste brzdná síla až na svou plnou hodnotu. V této fázi již působí na vozidlo velká změna zrychlení \ddot{x} . V této oblasti je to však žádoucí, rychlý nárůst brzdné síly je potřebný pro minimalizaci brzdné dráhy vozidla. Vzniká klopný moment M_k :

$$M_k = F_S \cdot h_t \quad (6.1)$$

To vede ke rozvážení statické rovnováhy vozidla a dojde k rozběhu jeho kmitání.

Fáze brzdění za působení konstantní brzdné síly:

Během brzdění za působení konstantní síly se vozidlo opět postupně ustálí v rovnovážném stavu. Velikost jeho rovnovážného náklonu v této fázi je dána velikostí působící brzděné síly.

Jak již bylo uvedeno výchozí soustava diferenciálních rovnic pro buzené, tlumené kmitání soustavy o 2 stupních volnosti je ve tvaru:

$$\ddot{z}_t \cdot m = -c_1 \cdot z_1 - c_2 \cdot z_2 - \kappa_1 \cdot \dot{z}_1 - \kappa_2 \cdot \dot{z}_2 - dF_{r1} - dF_{r2} \quad (6.2)$$

$$\ddot{\varphi} \cdot J_y = c_1 \cdot z_1 \cdot l_{t1} + \kappa_1 \cdot \dot{z}_1 \cdot l_{t1} + dF_{r1} \cdot l_{t1} - c_2 \cdot z_2 \cdot l_{t2} - \kappa_2 \cdot \dot{z}_2 \cdot l_{t2} - dF_{r2} \cdot l_{t2} \quad (6.3)$$

Rovnovážný stav je takový stav kdy: $\ddot{z}_t = 0$, $\ddot{\varphi} = 0$, $\dot{z}_1 = 0$, $\dot{z}_2 = 0$ a pak tedy nastává statická rovnováha:

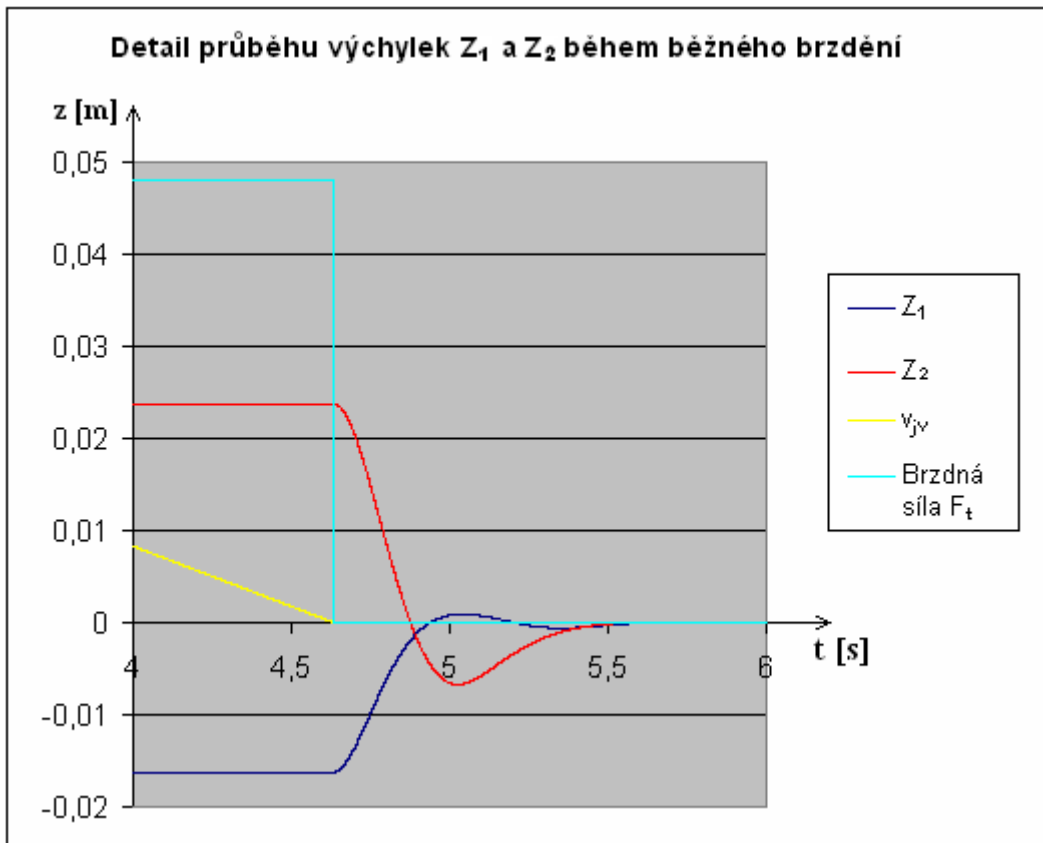
$$-c_1 \cdot z_1 - c_2 \cdot z_2 - dF_{r1} - dF_{r2} = 0 \quad (6.4)$$

$$c_1 \cdot z_1 \cdot l_{t1} + dF_{r1} \cdot l_{t1} - c_2 \cdot z_2 \cdot l_{t2} - dF_{r2} \cdot l_{t2} = 0 \quad (6.5)$$

Dříve dojde k ustálení pohybu bodu 2, protože ten při náběhu brzděné síly dosahuje rovnovážné polohy pohybem ve směru, ve kterém tlumiče vykazují plné tlumení. K ustálení pohybu bodu 1 dojde později, protože dosahuje rovnovážné polohy pohybem ve směru, ve kterém mají tlumiče snížené tlumení. Dojde proto také k většímu překmitu rovnovážné polohy.

Fáze po dobrzdění vozidla do klidu:

Pokud dojde v okamžiku, kdy rychlost jízdy vozidla dosáhne nulové hodnoty, k náhlému zániku brzděné síly, nabude hodnota změny zrychlení $\frac{d^3x}{dt^3}$ v daném okamžiku teoreticky nekonečně velké hodnoty. Vozidlo se náhle vyskytuje v silně nerovnovážném stavu a může dojít také k jeho rozkmitání, jak vidno z grafu 6.3:



Graf 6.3

Dříve dojde k ustálení pohybu bodu 1, protože ten při náběhu brzdné síly dosahuje rovnovážné polohy pohybem ve směru, ve kterém tlumiče vykazují plné tlumení. K ustálení pohybu bodu 2 dojde později, protože dosahuje rovnovážné polohy pohybem ve směru, ve kterém mají tlumiče snížené tlumení. Dojde proto také k většímu překmitu rovnovážné polohy.

6.2 Návrh regulovaného průběhu brzdné síly

Jak již bylo uvedeno, prudké změny zrychlení jízdy a náklonu karosérie mají negativní vliv na pohodlí posádky vozidla.

Rychlost změny zrychlení jízdy je charakterizována veličinou \ddot{x} :

$$\ddot{x} = \frac{\dot{x}}{dt} \tag{6.6}$$

Rychlost změny úhlového zrychlení karosérie je popsána veličinou $\ddot{\varphi}$

$$\ddot{\varphi} = \frac{\dot{\varphi}}{dt} \quad (6.7)$$

Respektive změnou zrychlení bodů 1 a 2, které popisují náklon karosérie:

$$\ddot{z}_1 = \frac{\dot{z}_1}{dt} \quad (6.8)$$

A

$$\ddot{z}_2 = \frac{\dot{z}_2}{dt} \quad (6.9)$$

Pokud uvažujeme jízdu po rovné vozovce, tyto veličiny dosahují maximálních hodnot při rozjezdu vozidla, brzdění a řazení, obecně při změnách tečné reakce mezi vozovkou na koly.

U změn hnací síly je velikost změn zrychlení omezoována funkcí spojky.

Během začátku brzdění je velikost změn zrychlení omezoována dobou náběhu brzd. Ta je však nežádoucí z hlediska zvýšení brzdné dráhy vozidla.

Maximální hodnoty zrychlení jsou dosahovány při dobrzdění vozidla do klidu. Cílem soustavy pro měkké zastavení automobilu je jejich omezení v této jízdě situaci.

Zde je již rychlost vozidla nízká, takže za cenu malého zvýšení brzdné dráhy bude možné výrazně omezit velikost změny zrychlení.

Optimálního poměru prodloužení brzdné dráhy/maximální dosažená změna zrychlení dosáhneme tak, že přechod z plného brzděného zpomalení do nuly bude realizován za konstantní hodnoty změny zrychlení. Toho je dosaženo, když brzdná síla bude lineárně klesat v závislosti na čase.

Pro brzdění s konstantní změnou zrychlení tedy platí:

Změna zrychlení jízdy:

$$\ddot{x} = konst. \quad (6.10)$$

Zrychlení jízdy:

$$\dot{x} = \dot{x}_0 + \ddot{x}_0 \cdot t \quad (6.11)$$

Rychlost jízdy:

$$\dot{x} = \int_0^t \ddot{x} \cdot dt \quad (6.12)$$

$$\dot{x} = \dot{x}_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \ddot{x}_0 \cdot t^2 + C_1 \quad (6.13)$$

Kde počáteční podmínka $\dot{x}_{t=0} = \dot{x}_0$, takže následně:

$$\dot{x} = \dot{x}_0 + \ddot{x}_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \ddot{x}_0 \cdot t^2 \quad (6.14)$$

Uražená dráha:

$$x = \int_0^t \dot{x} \cdot dt \quad (6.15)$$

$$x = \dot{x}_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \ddot{x}_0 \cdot t^2 + \frac{1}{6} \cdot \ddot{x}_0 \cdot t^3 + C_2 \quad (6.16)$$

Kde počáteční podmínka $x_{t=0} = 0$, takže následně:

$$x = \dot{x}_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \ddot{x}_0 \cdot t^2 + \frac{1}{6} \cdot \ddot{x}_0 \cdot t^3 \quad (6.17)$$

Regulace může probíhat tak že brzdná síla začne být při brzdění regulována od dosažení stanovené rychlosti. Je tedy zvolena počáteční rychlost a ve chvíli, kdy ji vozidlo při brzdění dosáhne, se určí též okamžité zrychlení vozidla. Následně musí být vypočítána taková konstantní hodnota změny zrychlení, která zaručí, aby rychlost vozidla a zrychlení vozidla dosáhly plynule nulové hodnoty ve stejném čase. Což je popsáno touto soustavou dvou rovnic o dvou neznámých:

$$\ddot{x} = \ddot{x}_0 + \ddot{x}_0 \cdot t = 0 \quad (6.18)$$

$$\dot{x} = \dot{x}_0 + \ddot{x}_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \ddot{x}_0 \cdot t^2 = 0 \quad (6.19)$$

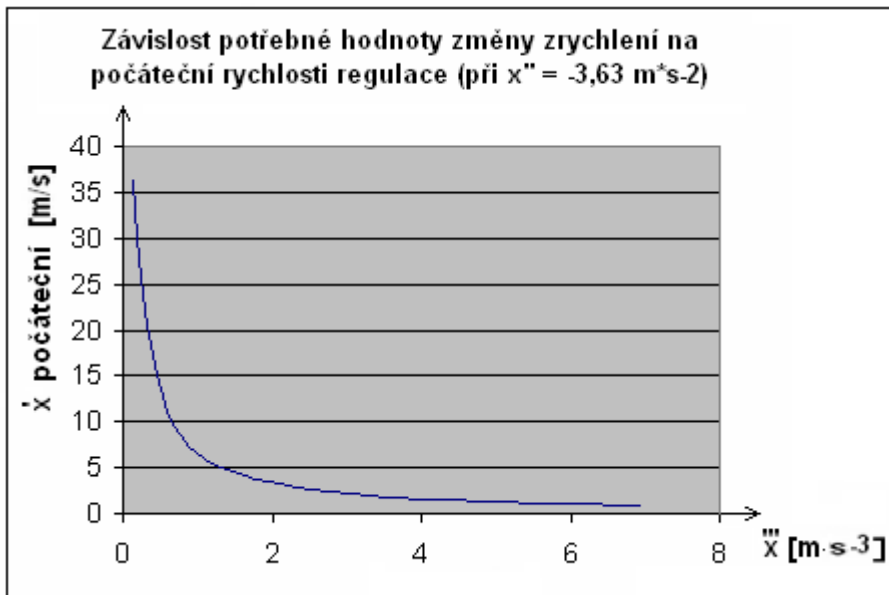
Řešením této soustavy je:

$$t = -\frac{2 \cdot \dot{x}_0}{\ddot{x}_0} \quad (6.20)$$

$$\ddot{x}_0 = \frac{\dot{x}_0^2}{2 \cdot \dot{x}_0} \quad (6.21)$$

Pro danou počáteční rychlost a zrychlení regulace jsme tedy takto získali potřebnou hodnotu \ddot{x}_0 , která zaručí, že v čase t dosáhne rychlost i zrychlení vozidla plynule nulové hodnoty.

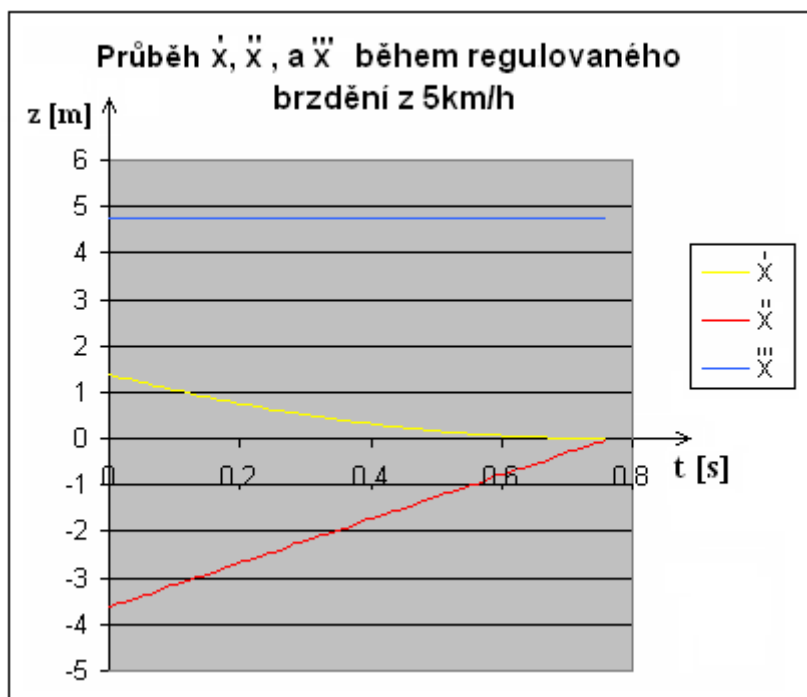
V grafu 6.4 je závislost potřebné změny zrychlení pro splnění uvedených podmínek v závislosti na rychlosti počátku regulace. Všechny hodnoty jsou spočteny pro hodnotu zrychlení v okamžiku počátku regulace $\ddot{x} = -3,63 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$:



Graf 6.4

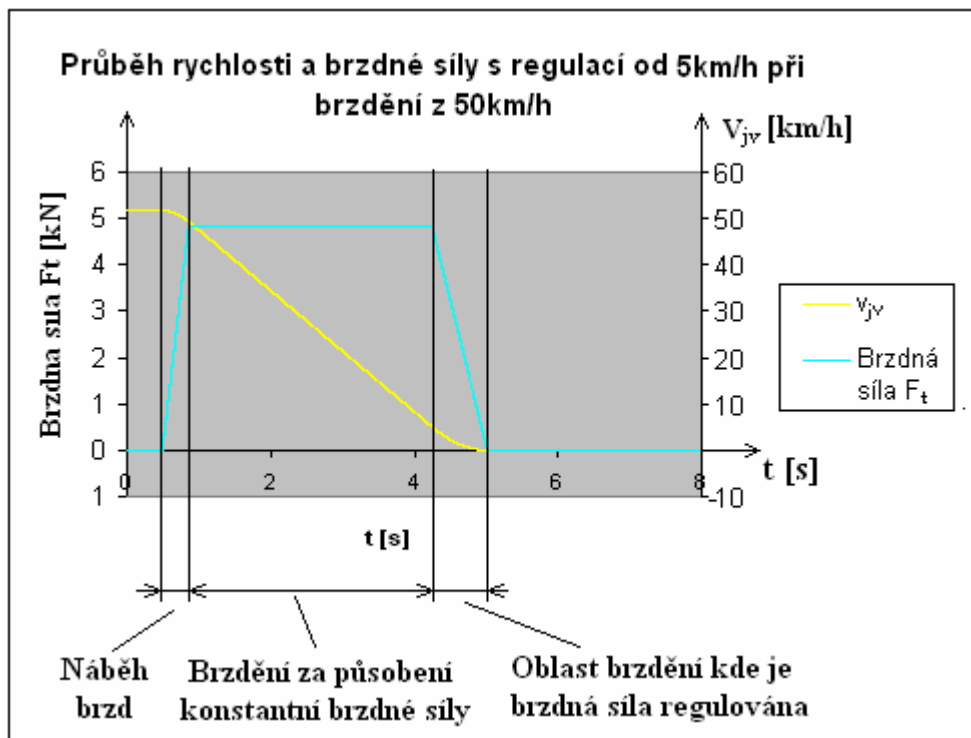
Z uvedeného grafu je patrné, že s čím menší rychlosti začneme brzdou sílu omezovat, tím je na omezení brzdě síly méně času a roste potřebná hodnota konstantní změny zrychlení.

V následujícím grafu je uveden průběh veličin při regulovaném brzdění z 5 km/h (1,38 m/s). Pro dané počáteční hodnoty rychlosti a zrychlení byla vypočtena hodnota změny zrychlení $4,747 \text{ m} \cdot \text{s}^{-3}$



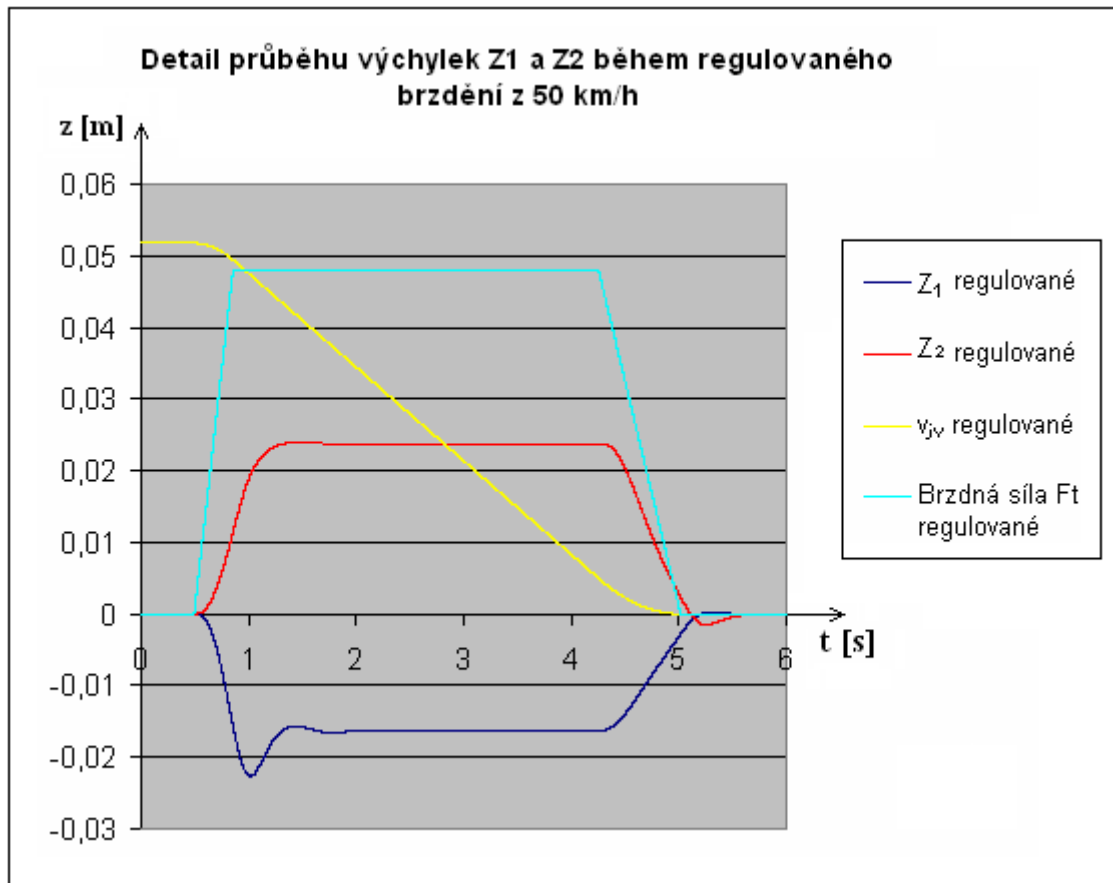
Graf 6.5

Potom tedy průběh rychlosti s regulovanou brzdou silou:



Graf 6.6

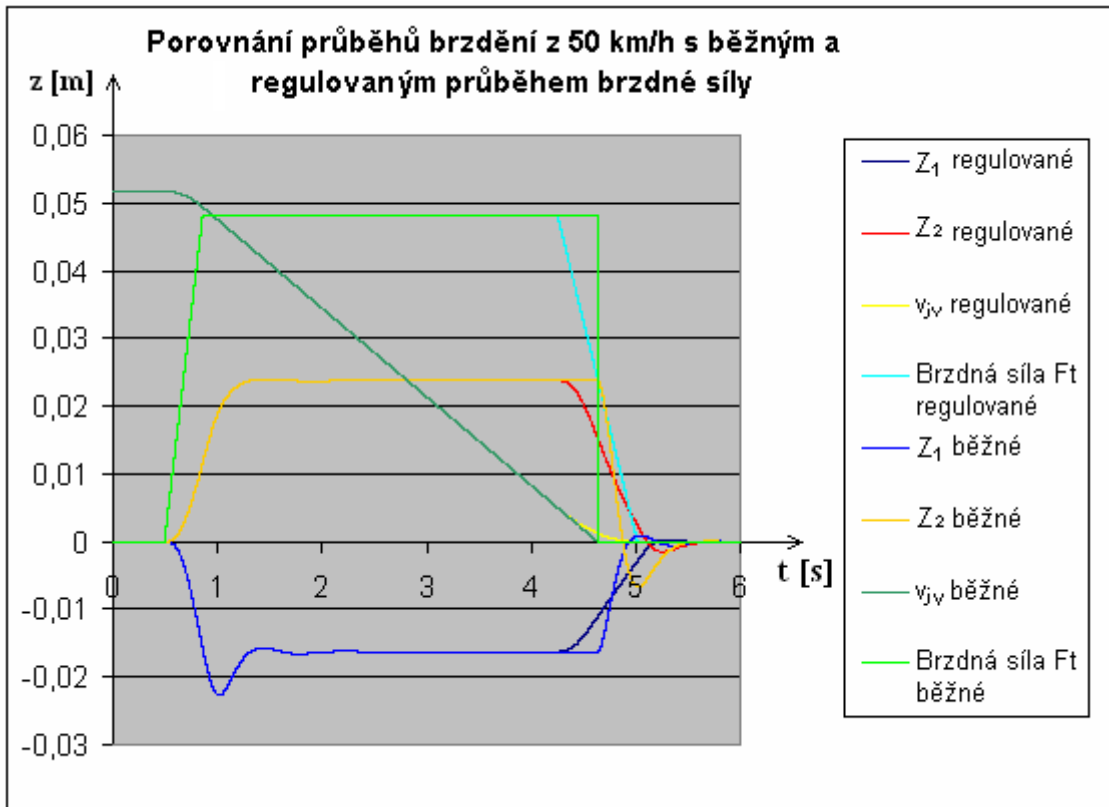
Pak po dosažení daného průběhu rychlosti do simulačního programu dostáváme příslušný průběh výchylek bodů 1 a 2, popisujících svislou polohu a klonění vozidla při brzdění:



Graf 6.7

-brzdná síla a rychlost jsou v tomto grafu uvedeny bezrozměrně pro orientaci o jakou fázi brzdění se jedná.

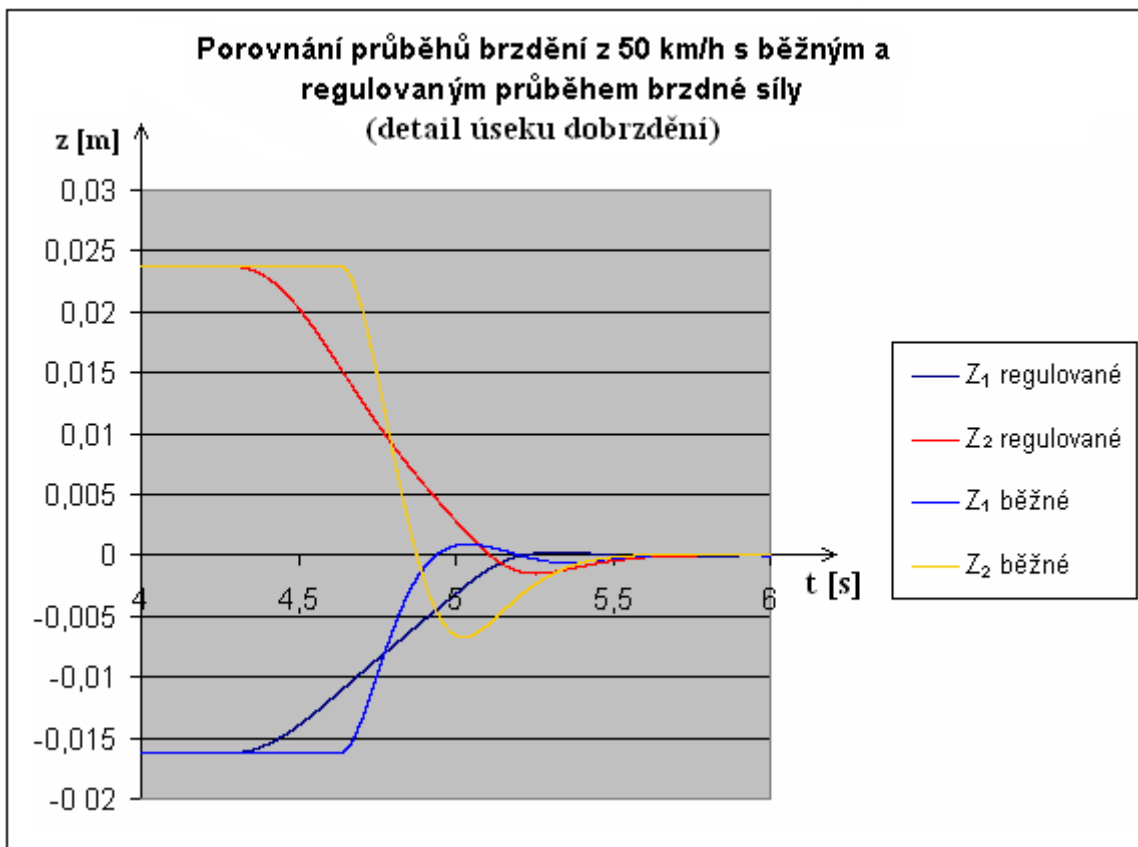
Následně můžeme přistoupit k porovnání průběhu brzdění běžného a regulovaného:



Graf 6.8

-brzdná síla a rychlost jsou v tomto grafu uvedeny bezrozměrně pro orientaci o jakou fázi brzdění se jedná.

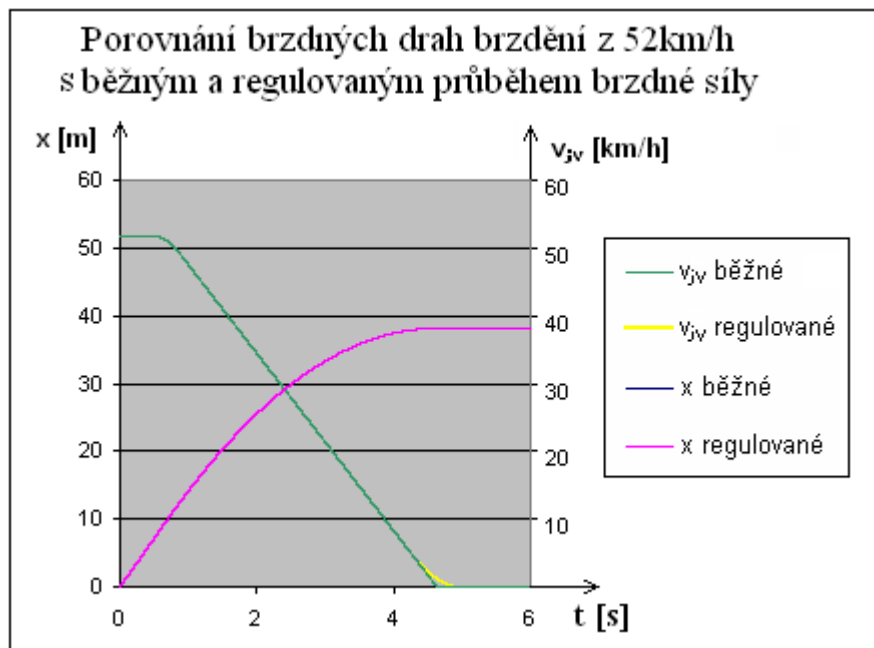
Zde je totožný graf v detailu. Uvedeny jsou již pouze výchylky :



Graf 6.9

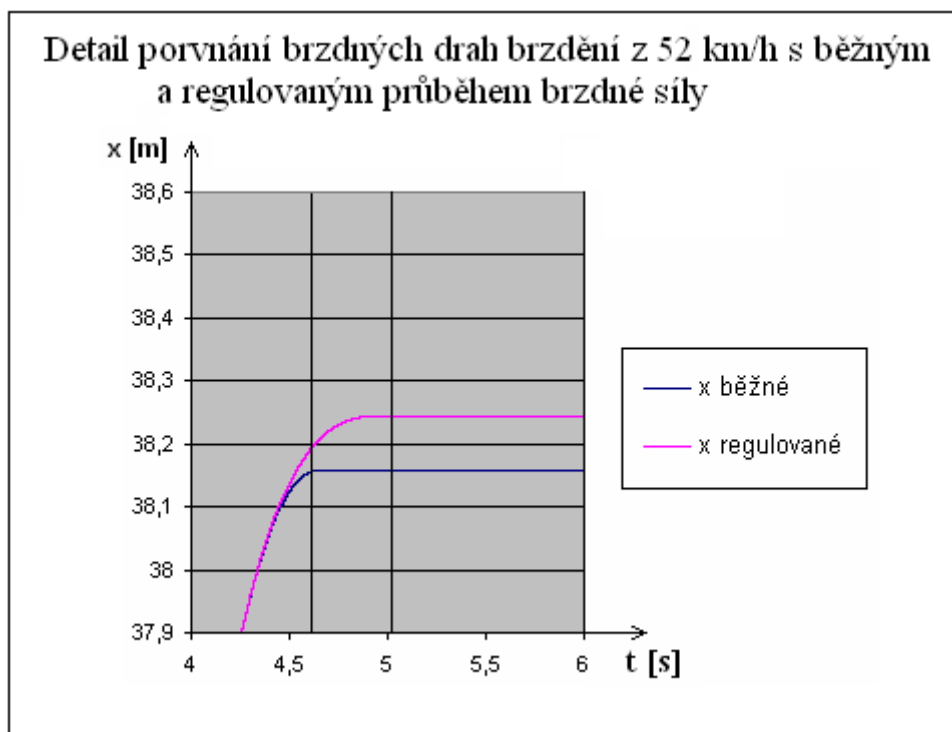
Z grafu je patrné, že došlo k výraznému zvýšení plynulosti pohybu vozidla. V případě běžného brzdění dojde k rychlé změně náklonu vozidla a překmitu rovnovážné polohy. V případě regulovaného dobrzdění náklon vozidla plynule dosáhne rovnovážné klidové polohy. Je zřejmé, že tohoto bylo dosaženo za cenu určitého prodloužení brzdné dráhy.

Porovnání brzdných drah:



Graf 6.10

Odlišnost brzdných drah je tak malá že se jejich průběhy na grafu 6.10 zcela překrývají grafu zcela překrývají, proto je na grafu 6.11 uveden rozdílný úsek v detailu:



Graf 6.11

Celková brzdná dráha při běžném brzdění byla 38,157m. Brzdná dráha při regulovaném brzdění byla 38,245m. Rozdíl brzdných drah tedy činí 0,088m, to je nárůst o 0,23%.

Pro brzdný čas neregulovaného brzdění s konstantním brzdným zpomalením obecně platí:

$$\dot{x} = \dot{x}_0 + \ddot{x}_0 \cdot t = 0 \quad (6.22)$$

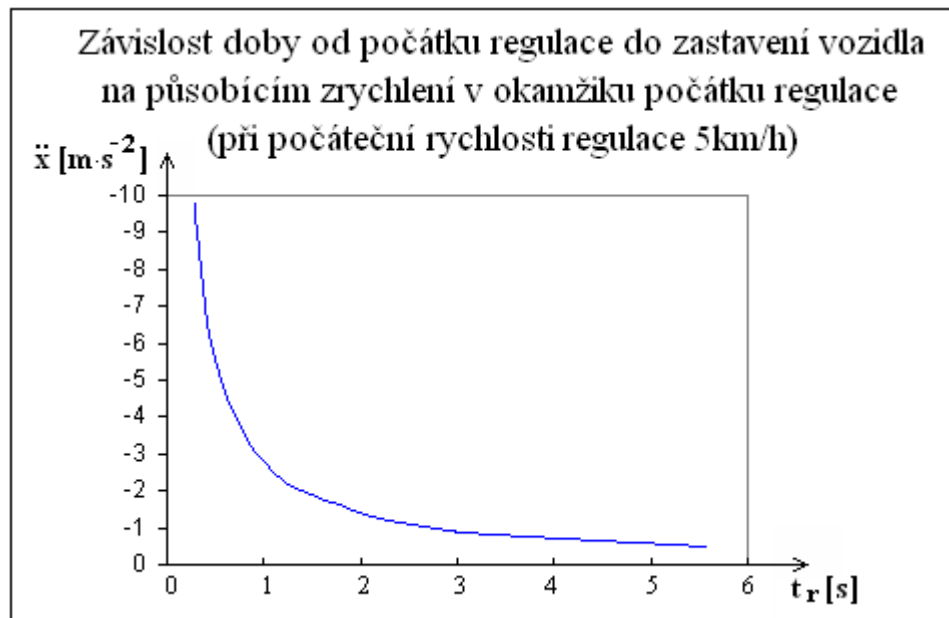
$$t_{BĚĚ} = -\frac{\dot{x}_0}{\ddot{x}_0} \quad (6.23)$$

Jak bylo výše uvedeno pro brzdný čas regulovaného brzdění od počátku regulace platí:

$$t_{REG} = -\frac{2 \cdot \dot{x}_0}{\ddot{x}_0} \quad (6.24)$$

Porovnáním s rovnicí 6.23 je patrné, že u regulovaného brzdění bude tedy doba brzdění od počátku regulace do zastavení dvojnásobná oproti běžnému brzdění. Tedy: $t_{REG} = 2 \cdot t_{BĚĚ}$

Doba regulace je dále nepřímo úměrná zrychlení vozidla v okamžiku počátku regulace viz graf 6.12.



Graf 6.12

A nyní pro porovnání brzdných drah:

Pro brzdovou dráhu u běžného brzdění z konstantním zpomalením platí:

$$x_{B\acute{E}\acute{Z}} = \dot{x}_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \ddot{x}_0 \cdot t^2 \quad (6.25)$$

po dosazení výrazu pro t:

$$x_{B\acute{E}\acute{Z}} = -\dot{x}_0 \cdot \frac{\dot{x}_0}{\ddot{x}_0} + \frac{1}{2} \cdot \ddot{x}_0 \cdot \frac{\dot{x}_0^2}{\ddot{x}_0^2} \quad (6.26)$$

po úpravě:

$$x_{B\acute{E}\acute{Z}} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{x}_0^2}{\ddot{x}_0} \quad (6.27)$$

Pro brzdnou dráhu u regulovaného brzdění platí:

$$x_{REG} = \dot{x}_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \ddot{x}_0 \cdot t^2 + \frac{1}{6} \ddot{x}_0 \cdot t^3 \quad (6.28)$$

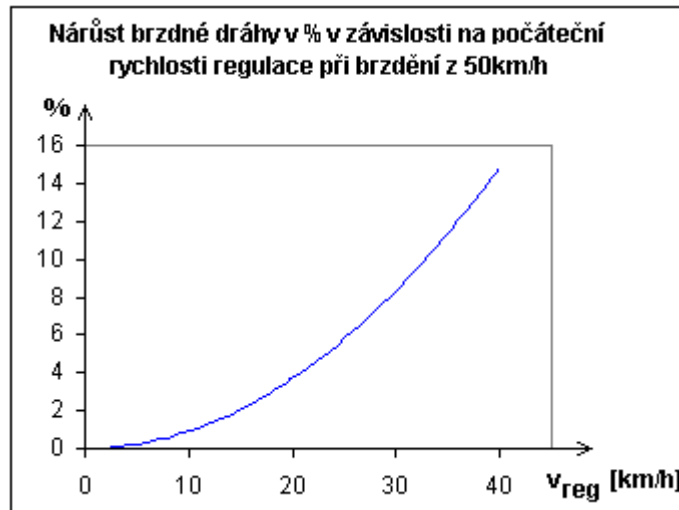
po dosazení výrazů pro t a \ddot{x} :

$$x_{REG} = -\dot{x}_0 \cdot \frac{2 \cdot \dot{x}_0}{\ddot{x}_0} + \frac{1}{2} \cdot \ddot{x}_0 \cdot \frac{4 \cdot \dot{x}_0^2}{\ddot{x}_0^2} + \frac{1}{6} \cdot \frac{\ddot{x}_0^2}{2 \cdot \dot{x}_0} \cdot \left(-\frac{8 \cdot \dot{x}_0^3}{\ddot{x}_0^3} \right) \quad (6.29)$$

po úpravě:

$$x_{REG} = -\frac{2}{3} \cdot \frac{\dot{x}_0^2}{\ddot{x}_0} \quad (6.30)$$

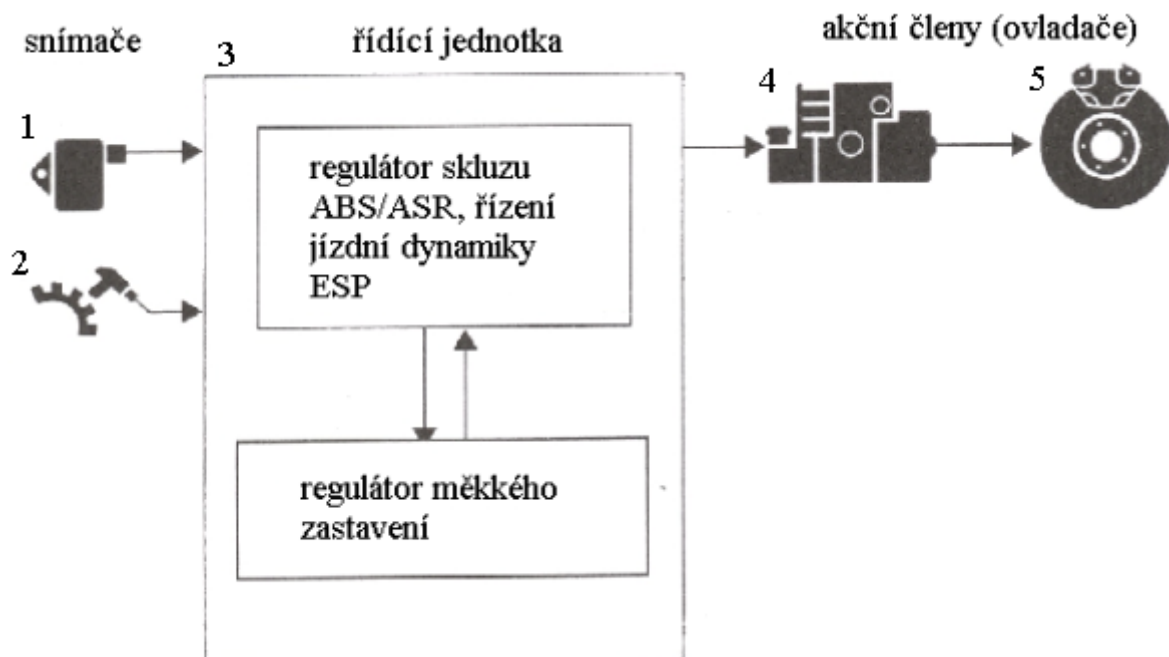
Porovnáním výrazů pro brzdnou dráhu bylo tedy zjištěno, že brzdná dráha od počátku regulace do zastavení při regulovaném brzdění bude vždy o $\frac{1}{3}$ větší oproti brzdné dráze při brzdění běžném.



Graf 6.13

6.3. Realizace soustavy a stanovení požadavků na komponenty

Soustavu pro měkké zastavení automobilu bude výhodné zavádět do vozidel, která jsou vybavena systémem ESP nebo alespoň ABS. Funkce měkkého zastavení pak bude realizována s využitím stávajících komponentů již umístěných ve vozidle. Do řídicí jednotky uvedených systémů pouze bude zaveden regulátor měkkého zastavení. Schématické znázornění soustavy pro měkké zastavení vozidla je pak uvedena na obr. 000.



Obr. 6.1 Schéma součástí soustavy pro měkké zastavení automobilu: 1-snímač neregulovaného brzdného tlaku, 2-snímače otáček kol, 3-řídící jednotka, 4-hydraulická jednotka, 5-brzdy.

Požadavky na jednotlivé komponenty:

Snímače:

Ke splnění samotné funkce měkkého zastavení bude tedy zapotřebí znát vstupní hodnoty:

- hodnota rychlosti vozidla odhadnutá na základě naměřených otáček kol a odhadnutých podélných sil na kolech a skluzů kol

- hodnota neregulovaného brzdného tlaku

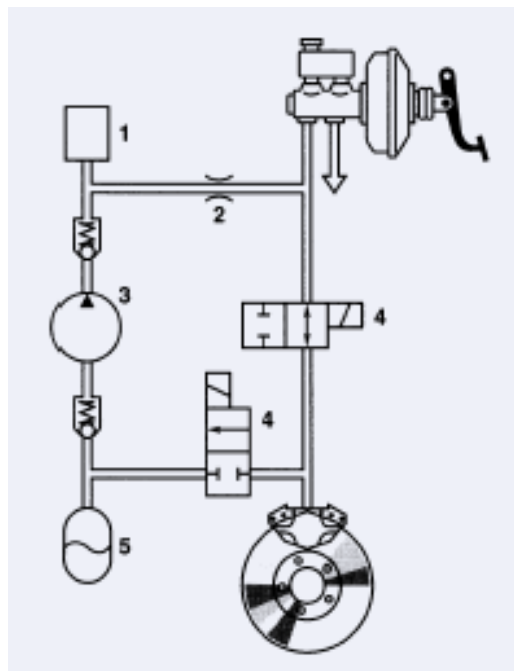
V oblastech nízkých rychlostí, kdy má regulace pro měkké zastavení vozidla probíhat, mohou vlivem působících brzdících sil vznikat na kolech značné skluzy. Pro zjištění hodnoty rychlosti vozidla bude nutná spolupráce se systémem ABS, po případě ESP, který pro svou funkci určuje během jízdy tzv. „referenční rychlost“ která je v daném vztahu s odhadovanou rychlostí jízdy vozidla. Referenční rychlost je získávána měřením otáček kol a odhadem jejich skluzů. [2] Místo indukčních snímačů budou muset být použity snímače aktivní které měří rychlost i při nízkých rychlostech. Otázkou je, zda pro splnění požadované funkce soustavy pro měkké zastavení vozidla bude postačovat hodnota rychlosti jízdy vozidla získaná z referenční rychlosti získávané stávajícím způsobem pro funkci systému ABS stávajícím způsobem z naměřených otáček kol a jejich odhadnutých skluzů, nebo bude zapotřebí stávající algoritmus výpočtu zpřesnit, resp. doplnit soustavu o nějaký další snímač rychlosti pracující na jiném principu.

Regulátor:

Regulátor na základě signálu snímačů bude sledovat jízdní situaci. Pokud na základě stanoveného algoritmu rozpozná situaci, kdy by měl zasáhnout, bude muset cílenými zásahy akčních členů regulovat brzdný tlak takovým způsobem, aby velikost celkové brzdné síly způsobila požadované brzdné zpomalení vozidla. Bude zapotřebí vyřešit interakci mezi regulátorem měkkého zastavení a dalšími jemu nadřazenými regulátory (regulátory skluzu ABS, ASR, jízdní dynamiky ESP).

Akční členy:

Pro zajištění funkce měkkého zastavení bude tedy zapotřebí vyvodit nižší brzdný tlak, než jaký bude aktuální neregulovaný tlak před hydraulickou jednotkou. Principiálně by tedy měla postačovat hydraulická jednotka určená pro plnění funkce ABS. Například jednotka v provedení ABS 5.0:

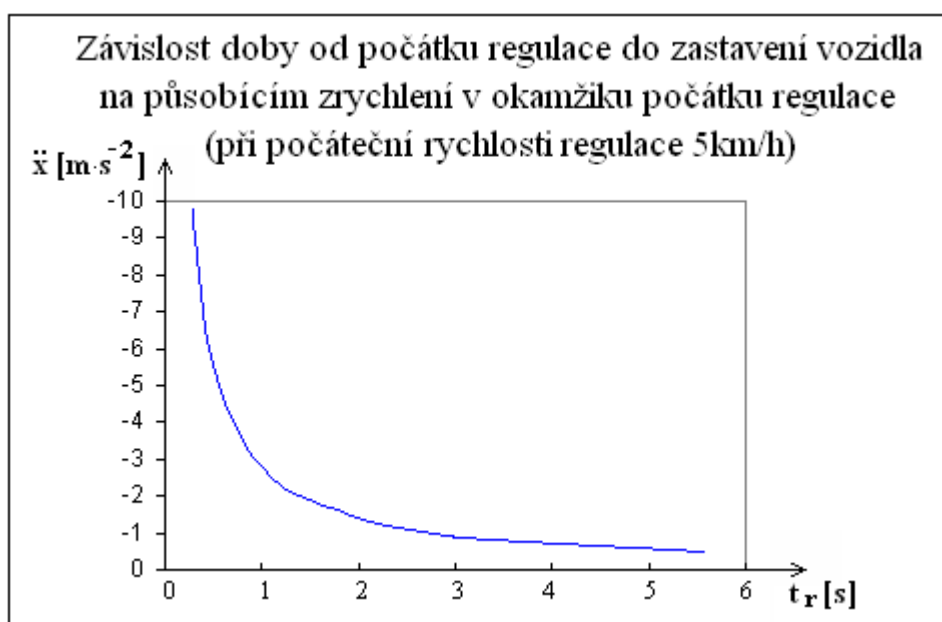


Obr. 6.2 Schéma akčních členů systému ABS 5.0 firmy BOSCH 1- tlaková komora, 2 - přiškrcení, 3 - čerpadlo pro zpětnou dodávku 4 - hydraulické 2/2ventily, (kde první číslice udává počet hydraulických přípojek, druhá číslice udává počet spínacích poloh), 5 - komora tlakového zásobníku

Otázkou je, zda pro splnění funkce měkkého zastavení vozidla nebude zapotřebí zvýšit přesnost a rychlost regulace stávajících hydraulických jednotek ABS.

Algoritmus regulátoru měkkého zastavení.

Nejprve bude třeba stanovit počáteční rychlost regulace, např. 5 km/h. Při této rychlosti a nižší bude regulátor měkkého zastavení v pohotovosti. Bude vyhodnocovat okamžitou rychlost a zpomalení vozidla. Pokud brzdné zpomalení v této oblasti překročí stanovenou hodnotu např. $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, rozpozná regulátor že nastalá jízdní situace je brzdění, oddělí brzdný okruh s neregulovaným brzdným tlakem a zahájí snižování brzdného tlaku dle požadované závislosti. Do zastavení od toho okamžiku bude zbývat přibližně jedna sekunda. Doba od počátku regulace do zastavení vozidla roste s počáteční rychlostí regulace a je nepřímo úměrná zrychlení vozidla v okamžiku počátku regulace viz graf 6.14.



Graf 6.14

Po zahájení regulace bude neregulovaný brzdný tlak nadále snímán, sledovány jeho změny a odhadováno, jaké brzdné zpomalení by vyvolal. Pokud by ještě během regulovaného brzdění došlo k jeho poklesu pod aktuální hodnotu tlaku v neregulovaném okruhu, byla by regulace ukončena a tlaky v obou okruzích vyrovnány. Tím bude ošetřena jízdní situace, kdy by si řidič v době, kdy již probíhá regulace, rozmyslel zastavení vozidla a chtěl pokračovat v jízdě.

Pokud během regulovaného brzdění brzdný tlak rychle vzroste nebo překročí stanovenou mez, může být regulace vyřazena z činnosti, aby nedocházelo ke zvýšení brzdné dráhy v kritických jízdních situacích.

Tímto jsou principiálně ošetřeny všechny možné nastalé jízdní situace z hlediska regulace pro měkké zastavení vozidla. Dále bude zapotřebí vyřešit interakci s nadřazenými regulátory

(regulátory skluzu ABS, ASR, jízdní dynamiky ESP). Vzhledem k tomu, že soustava pro měkké zastavení pracuje na základě snižování brzdného tlaku, předchází tak principiálně svou činností vzniku mezních situací a není v zásadním konfliktu s požadavky nadřazených systémů.

7 Závěr

Tato práce ukázala, že omezením brzdné síly v závěru brzdění je možné za cenu malého zvýšení brzdné dráhy výrazně zmenšit změnu zrychlení působící na posádku vozidla a zvýšit plynulost změny náklonu karoserie, po zastavení vozidla.

Navržený průběh poklesu brzdné síly využívající konstantní změny zrychlení, tedy lineárního poklesu brzdné síly, se ukázal být vyhovující. Ukázalo se, že realizace soustavy pro měkké zastavení automobilu je realizovatelná, a to s využitím stávajících komponentů systémů ABS a ESP.

Otázkou zůstává, zda nebude zapotřebí určitého zvýšení přesnosti a rychlosti hydraulické řídicí jednotky brzdných tlaků. Dále pak zda pro splnění požadované funkce bude postačovat hodnota rychlosti jízdy vozidla získaná pro funkci systému ABS stávajícím způsobem z naměřených otáček kol a jejich odhadnutých skluzů, nebo bude zapotřebí stávající algoritmus výpočtu zpřesnit, resp. doplnit soustavu o nějaký další snímač rychlosti pracující na jiném principu.

Použitá literatura:

- [1] Juliš K., Brepta R. a kol.: *Mechanika II díl Dynamika, Tech. Průvodce č.66*, SNTL Praha 1987.
- [2] Vlk F.: *Dynamika motorových vozidel*, Nakladatelství a vydavatelství LK Brno 2000. ISBN 80-239-0024-2
- [3] Vlk F.: *Automobilová elektronika 2, systémy řízení podvozku a komfortní systémy*, Nakladatelství a vydavatelství VLK Brno 2006. ISBN 80-239-7062-3
- [4] Vlk F.: *Koncepce motorových vozidel* Nakladatelství a vydavatelství VLK Brno 2000 ISBN 80-238-5276-0
- [5] Vala M., Tesař M.: *Teorie a konstrukce silničních vozidel I* Univerzita Pardubice 2002 ISBN 80-7194-503-X
- [6] Internetové stránky BOSCH *přednáška brzdové regulační systémy s novými funkcemi*
http://www.bosch.cz/press/detail.asp?f_id=266
- [7] Internetové stránky BOSCH popis *brzdového systému a jeho diagnostiky*
http://aa.bosch.cz/download/formule/formule_2002_04.pdf