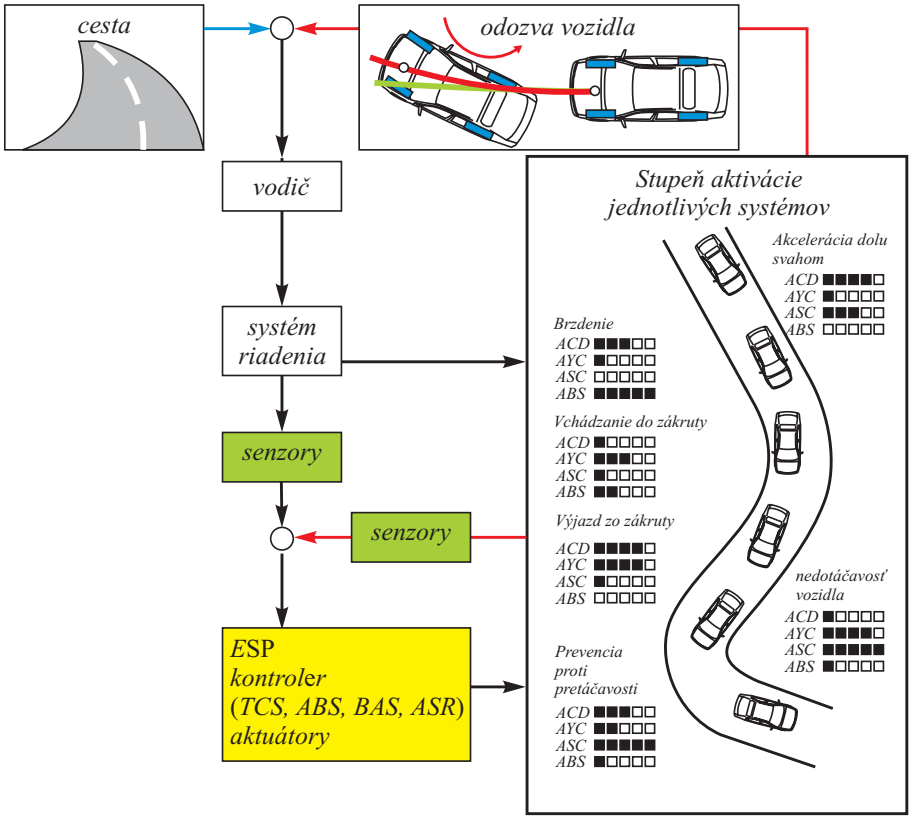
MECHATRONICKÉ SYSTÉMY RIADENIA DYNAMIKY POHYBU AUTOMOBILOV

- Teoretické základy dynamických procesov pohybu automobilov.
- Mechanické systémy ovládania dynamických procesov automobilov.
- Štruktúry a prvky mechatronických systémov automobilov.
- Distribuované systémy riadenia dynamických procesov automobilov.
- Základné princípy a metódy riadenia dynamických procesov pohybu automobilov.

Viktor Ferencey, Miroslav Vala, Martin Bugár



SLOVENSKÁ TECHNICKÁ UNIVERZITA V BRATISLAVE
BRATISLAVA 2013

MECHATRONICKÉ SYSTÉMY RIADENIA DYNAMIKY POHYBU AUTOMOBILOV

Viktor Ferencey, Miroslav Vala, Martin Bugár

SLOVENSKÁ TECHNICKÁ UNIVERZITA V BRATISLAVE
BRATISLAVA 2013

© prof. Ing. Viktor Ferencey, CSc., prof. Ing. Miroslav Vala, CSc., Ing. Martin Bugár, PhD.

Lektori: prof. Ing. Štefan Kozák, PhD.
prof. Ing. Jaroslav Tichý, CSc.
doc. Ing. Ľubomír Uherík, CSc.

Schválilo vedenie Fakulty elektrotechniky a informatiky Slovenskej Technickej Univerzity
v Bratislave

ISBN:

Predhovor

Monografia opisuje a rieši komplexnú interakciu dynamických procesov pohybu automobilov s mechatronickými systémami a ich riadením. Cieľom spracovanej monografie je systémová analýza podstatných procesov dynamiky pohybu automobilov a na túto nadväzujúca analýza štruktúr, prvkov, systémov, základných princípov a metód regulovania a riadenia predmetných dynamických procesov.

Požiadavky na zvyšovanie kvality automobilov a motorových vozidiel všeobecne vyžadujú riešiť otázky zabezpečenia jazdnej bezpečnosti a spoľahlivosti prevádzky súčasných i budúcich automobilov. Sem patrí okrem iných i riešenie širokého spektra aplikácií mechatronických systémov, ktoré môžu výrazne prispieť k získaniu, resp. k zlepšeniu potrebných jazdných vlastností automobilov.

Analýza vzájomnej interakcie podstatných fenoménov dynamiky pohybu automobilov s mechatronickými systémami a ich riadením vyžaduje systémový prístup spracovávania rozsiahleho množstva poznatkov predovšetkým v hardwarovej oblasti súčasných mechatronických systémov. V prvom kroku riešenia sú analyzované teoretické základy dynamických procesov pohybu automobilov a ich aktuálnych mechanických sústav ovládania. V ďalšom kroku riešenia je prezentovaný kvalitatívny rozdiel medzi známymi možnosťami mechanických sústav ovládania dynamických procesov pohybu automobilov a medzi mechatronickými systémami riadenia predmetných procesov.

Obsah monografie poskytuje ucelený súbor teoretických a praktických poznatkov v oblasti aplikácie mechatronických prvkov, štruktúr a systémov vhodných pre distribuované riadenie dynamických procesov pohybu automobilov. Uvedený súbor obsahuje taktiež analýzy základných princípov a metód riadenia jednotlivých dynamických procesov pohybu automobilov.

Jednotlivé časti monografie sú zamerané na analýzu dynamických procesov pohybu automobilov a sú spracované na základe syntézy známych poznatkov o predmetnej oblasti, ale najmä na základe poznatkov, ktoré autori získali vlastnou výskumnou činnosťou. Podrobná analýza doterajšieho stavu poznania danej problematiky je obohatená o pôvodné poznatky a systémové riešenia aplikácií smart-mechatronických systémov v oblasti riadenia dynamiky pohybu automobilov. Monografia poskytuje zároveň námety pre ďalší výskum uvedenej problematiky.

Monografia je výsledkom medzinárodnej spolupráce pri výskume smart-mechatronických systémov pre riadenie dynamiky pohybu motorových vozidiel, na ktorom sa podieľali vedeckí a pedagogickí pracovníci z Fakulty vojenských technológií Univerzity obrany v Brne, ČR a Fakulty elektrotechniky a informatiky STU v Bratislave.

Monografia je určená študentom 2. a 3. stupňa vysokoškolského štúdia na elektrotechnických fakultách so zameraním na mechatroniku aplikovanú do oblasti rozvoja automobilov, elektomobilov a ďalších dopravných vozidiel. Monografia je použiteľná aj pre výskumných, vývojových a inžinierskych pracovníkov z praxe.

Obsah

1 Prostredie pohybu (Motion environment) 13
1.1 Vzduch a jeho vlastnosti (Air characteristics) 13
1.1.1 Hustota vzduchu (Air mass density) 13
1.1.2 Viskozita (Viscosity) 13
1.1.3 Prúdenie (Convection) 13
1.2 Vlastnosti vozoviek a terénu (Road and terrain characteristics) . . . 14
1.2.1 Vlastnosti vozoviek (Road characteristics) 14
1.2.2 Vlastnosti terénu (Terrain characteristics) 15
1.3 Čiastkový záver 17

2 Sústava síl a momentov pôsobiacich na vozidlo Forces and moments system application...) 19
2.1 Súradnicová sústava vozidla (Vehicle axis system) 19
2.2 Sily pôsobiace na vozidlo (Forces application on vehicle) 20
2.3 Čiastkový záver 21

3 Valenie kolesa (Wheel rolling) 23
3.1 Vlastnosti kolesa s pneumatikou (Tire characteristics) 23
3.2 Kinematika valenia kolesa po rovine (Wheel rolling kinematics) . . 26
3.3 Valenie kolesa pri pôsobení bočnej sily (Wheel rolling with lateral force) 29
3.4 Valenie kolesa s odklonom (Wheel camber rolling) 31
3.5 Čiastkový záver 32

4 Sily jazdných odporov (Tractive resistance forces) 33
4.1 Valivý odpor (Rolling resistance) 33
4.1.1 Odpor valenia spôsobený deformáciou pneumatiky (Tire deformation rolling resistance) 33
4.1.2 Odpor valenia spôsobený deformáciou vozovky (Road deformation rolling resistance) 35
4.1.3 Celkový odpor valenia kolesa (Total rolling resistance) 35
4.1.4 Valivý odpor celého vozidla (Vehicle rolling resistance) 35
4.1.5 Prevádzkové vplyvy na veľkosť súčiniteľa valivého odporu . . 36
4.1.6 Mechatronické systémy regulácie tlaku nahustenia pneumatík automobilov (Mechatronic systems for regulation of vehicle tire inflation pressure) 38

4.2 Odpor vzduchu (Air resistance) 39
4.2.1 Vznik odporu vzduchu (Air resistance inception) 39
4.2.2 Výpočet odporu vzduchu (Air resistance calculation) 42
4.2.3 Hodnoty aerodynamických parametrov (Values of aerodynamic parameters) 42
4.2.4 Súčiniteľ aerodynamického odporu vozidla (Vehicle aerodynamic drag coefficient) 43
4.2.5 Mechatronický systém zlepšenia aerodynamickej stability vozidla (Mechatronic system for improving aerodynamic stability of the vehicle) 44
4.3 Odpor do stúpania (Climbing resistance) 45
4.4 Zotrvačný odpor (Inertia resistance) 45
4.5 Odpor prívesu (Trailing resistance) 46
4.6 Mechanické straty v prevodovom mechanizme (Mechanical losses of transmission) 47
4.7 Čiastkový záver 48

5 Adhézna sila (Adhesive force) 49
5.1 Prenos tangenciálnej sily medzi kolesom a vozovkou (Tangential force transfer between wheel and road) 49
5.2 Faktory ovplyvňujúce veľkosť adhéznej sily (Factors exert influence up adhesive force) 50
5.2.1 Vplyv vlastností povrchu pneumatiky (Tire surface properties influence) 50
5.2.2 Vplyv vlastností povrchu vozovky (Road surface properties influence) 52
5.2.3 Podmienky v stope (Specifications in contact area) 53
5.2.4 Súčasný prenos tangenciálnej a bočnej sily (Tangential and lateral forces simultaneous transmission) 54
5.2.5 Adhézna sila celého vozidla (Adhesive force all vehicle) 54
5.2.6 Adhézna tiaž vozidla (Adhesive weight of vehicle) 55
5.3 Mechatronický systém riadenia hnacej sily kolies automobilu (Mechatronic system of the vehicle wheels driving force control) . . 56
5.4 Elektronický systém ASR (Anti-slip regulation electronic system) . 57
5.5 Model algoritmu regulácie hnacej sily v systéme ASR (Model of traction force regulation algorithm in ASR system) 58
5.6 Čiastkový záver 59

6 Sily radiálnych reakcií (Radial reaction forces) 61
6.1 Sily radiálnych rekcií náprav (Radial reaction forces of axles) 61
6.1.1 Dvojnápravové vozidlá (Two-axle vehicles) 61
6.1.2 Viacnápravové vozidlá (Multi-axle vehicles) 63
6.2 Radiálne reakcie kolies (Radial reaction forces of wheels) 63
6.3 Vplyv diferenciálu na veľkosť hnacej sily (Differential influence on size of traction force) 64
6.3.1 Hnacia sila nápravy s diferenciálom (Traction force on axle with differential) 64

6.3.2 Vplyv medzinápravového diferenciálu na veľkosť hnacej sily vozidla (Interaxle differential influence on size of vehicle traction force) 65
6.3.3 Mechatronický systém automobilových aktívnych diferenciálov (Vehicle active differential mechatronic systems) 66
6.3.4 Systém riadenia pohonu všetkých kolies – S-AWC (Super All Wheel Control) 68
6.4 Čiastkový záver 69

7 Rovnováha síl a výkonov (Forces and powers balance) 71
7.1 Hnacia (trakčná) sila (Traction force) 71
7.2 Ideálny priebeh hnacej sily (Ideal course of a traction force) 72
7.3 Rovnováha síl v smere jazdy vozidla (Forces balance in driving direction of vehicle) 73
7.4 Trakčný diagram (Traction diagram) 74
7.4.1 Zostrojenie trakčného diagramu (Traction diagram construction) 74
7.4.2 Použitie trakčného diagramu (Traction diagram using) 75
7.5 Rovnováha výkonov (Powers balance) 77
7.6 Výkonový diagram. (Power diagram) 78
7.6.1 Zostrojenie výkonového diagramu (Power diagram construction) 78
7.6.2 Krivky použiteľného výkonu (Curves of usable power) 79
7.6.3 Použitie výkonového diagramu (Power diagram using) 80
7.7 Optimalizácia jazdnej dymamiky vozidla (Vehicle dynamics optimization) 81
7.8 Prostredie SimDriveline pre modelovanie hnacej sústavy automobilu 86
7.9 Dynamika jazdy a prevodový mechanizmus 86
7.9.1 Automatické prevodovky (Automatic transmissions) 87
7.9.2 Prevodovka s dvojitou spojkou (DSG – direct shift gearbox) 88
7.9.3 Prevodovky CVT (Continuously variable transmission) 90
7.10 Čiastkový záver 91

8 Brzdenie automobilov. (Braking of the cars) 93
8.1 Sily brzdiace pohyb vozidla (All brake forces on vehicle) 93
8.2 Brzdné reakcie na kolesách vozidla (Brake reactions of the wheels of vehicle) 94
8.3 Priebeh brzdenia (Braking process) 96
8.3.1 Etapy brzdenia (Phases of braking) 96
8.3.2 Brzdné spomalenie (Braking deceleration) 98
8.3.3 Dráha brzdenia (Stopping distance) 99
8.3.4 Brzdenie na vodorovnej vozovke (odpor valenia zanedbaný) (Braking on horizontal road – rolling resistance is insignificant) 99

8.3.5 Brzdenie do stúpania (klesania) s uvažovaním odporu valenia (Braking on slope with rolling resistance) 101
8.3.6 Parkovacie brzdenie (Braking during standstill) 103
8.4 Brzdná dráha (Braking distance) 103
8.5 Mechatronické systémy brzdovej sústavy automobilu (Mechatronic systems for vehicle braking) 105
8.5.1 Systém ABS (Anti-lock braking system) 106
8.5.2 Funkcia riadiacej jednotky systému ABS (The function of the ABS control unit) 109
8.5.3 Systém ABS v modelovom prostredí MATLAB – SIMULINK (ABS system model in MATLAB-SIMULINK environment) 110
8.5.4 Riadenie ABS Fuzzy Logic reguláciou (ABS Fuzzy Logic Control) 111
8.5.5 Brzdový asistent BAS (Brake Assist System) 116
8.5.6 Mechatronický systém – EBD (Mechatronic system of electronic brake force distribution) 117
8.5.7 Prediktívny brzdový asistent – PBA (Predictive Brake Assist) 118
8.5.8 Klinová brzda – EWB brzdový systém (Electronic Wedge Brake) 118
8.5.9 Čiastkový záver 119

9 Zatáčanie automobilov (Cornering of the cars) 121
9.1 Kinematika zatáčania (Cornering kinematics) 121
9.1.1 Riadenie celou riadenou nápravou (Steering with entire steered axle) 121
9.1.2 Riadenie smerových kolies (Steering of directional wheels) . . 123
9.1.3 Kinematika riadiaceho mechanizmu (Steering mechanism kinematics) 129
9.2 Dynamika zatáčania (Cornering dynamics) 131
9.3 Mechatronické systémy riadenia smeru jazdy automobilu (Mechatronic systems for vehicle...) 135
9.3.1 Systém riadenia EPHS (Electrically Powered Hydraulic Steering) 139
9.3.2 Elektrické posilňovače riadenia automobilu (EAS - Electrically Assisted Steering system) 139
9.4 Aktívne riadenie automobilu-SERVOTRONIC2 (Active steering system-SERVOTRONIC2) 141
9.5 Mechatronické systémy riadenia všetkých štyroch kolies automobilu (Mechatronic system of...) 142
9.5.1 Elektro-hydraulický systém riadenia zadnej nápravy (Electro-hydraulic steering...) 143
9.6 Elektro-mechanický systém riadenia zadnej nápravy (Electro-mechanical steering...) 145

9.6.1 Elektro-hydraulicko-mechanický systém riadenia zadnej nápravy (Electro-hydraulic and mechanical steering system of the rear axle) . . . 147
9.7 Čiastkový záver . . . 148

10 Pruženie automobilov (Suspension of the cars) . . . 151
10.1 Účel odpruženia a druhy kmitavých pohybov automobilu (Aim of suspension and modes of car...) . . . 152
10.1.1 Nerovnosti vozovky (Road irregularities) . . . 152
10.2 Dynamický model odpruženia automobilu (Dynamic model of car suspension) . . . 155
10.2.1 Analýza zvislého kmitania (Analysis of the vertical vibration) . . . 158
10.2.2 Pozdĺžne kmitanie (Longitudinal vibration) . . . 164
10.2.3 Priečne kmitanie (Lateral vibration) . . . 166
10.2.4 Dynamické sily (Dynamic forces) . . . 168
10.3 Kritériá pohodlia a bezpečnosti jazdy automobilu (Comfort and safety criteria...) . . . 168
10.4 Mechatronické systémy odpruženia súčasných automobilov (Mechatronic systems of vehicle...) . . . 170
10.4.1 Systém CDC (CDC system) . . . 172
10.4.2 Systém ARC (ARC system) . . . 173
10.4.3 Systém EDC (EDC system) . . . 173
10.4.4 Systém odpruženia Hydractive 3 (Hydractive 3 suspension system) . . . 173
10.4.5 Systém AIR-Matic DC (AIR-Matic DC system) . . . 175
10.4.6 Systém ABC (ABC system) . . . 175
10.4.7 Systém odpruženia Dynamic Drive (Dynamic Drive suspension system) . . . 175
10.4.8 Systém odpruženia pomocou magnetoreologických tlmičov (Suspension system with magnetorheological dampers) . . . 176
10.4.9 Systém MRC Bose (MRC Bose system) . . . 177
10.4.10 Dynamický model automobilu s aktívnym odpružením (Dynamic vehicle model with active suspension) . . . 179
10.4.11 Čiastkový záver . . . 181

11 Stabilita automobilov (Stability of the cars) . . . 183
11.1 Smerová stabilita (Course stability) . . . 183
11.1.1 Smerová stabilita v priamej jazde (Course stability in direct ride) . . . 184
11.1.2 Aerodynamická stabilita (Aerodynamic stability) . . . 186
11.1.3 Stabilita riadenia (Steering stability) . . . 187
11.2 Priečna stabilita. (Lateral stability) . . . 191
11.2.1 Stabilita v zákrute (Stability in curve) . . . 192
11.2.2 Stabilita na priečnom svahu (Stability on transversal incline) 196
11.3 Pozdĺžna stabilita (Stability on longitudinal incline) . . . 197
11.3.1 Skĺznutie na pozdĺžnom svahu (Slip on longitudinal incline) 197

11.3.2 Adhézna stúpavosť vozidla (Adhesive gradeability) 197
11.3.3 Prevrátenie vozidla (Rollover on longitudinal incline) 199
11.3.4 Podmienka riaditeľnosti (Steerability condition) 200
11.4 Návrh systému sledovania jazdnej dynamiky automobilu (Vehicle driving dynamics...) 200
11.5 Mechatronické systémy stability automobilu (Mechatronic systems of the vehicle stability) 202
11.6 Schéma softvérového prostredia funkcie systému ESP 204
11.6.1 Princíp práce systému ESP (Operation principle of ESP) . . 207
11.6.2 Elektronické komponenty systému ESP (ESP system electric components) 208
11.6.3 Riadiaca jednotka ESP (ESP electric control unit) 208
11.6.4 Snímače otáčok (Wheel speed sensors) 209
11.6.5 Snímač tlaku (Pressure sensor) 210
11.6.6 Snímač uhla natočenia volantu (Steering angle sensor) 211
11.6.7 Snímač priečneho zrýchlenia (Lateral acceleration sensor) . . 211
11.6.8 Snímač stáčavej rýchlosti (Yaw rate speed sensor) 212
11.6.9 Schématický model systému ESP (Schematic model of ESP system) 213
11.6.10 Model riadenia stability automobilu v Matlab/Simulink®(Stability control vehicle model in Matlab/Simulink®) 214
11.7 Čiastkový záver 218

Literatúra 223

Zoznam obrázkov

1.1 Rýchlostný spád prúdu vzduchu 14
1.2 Základný geometrický tvar vozovky 15
1.3 Popis osi cestnej komunikácie 15
1.4 Pozdĺžny sklon komunikácie 15
1.5 Opis profilu členitého terénu 16
1.6 Typy borivého terénu 17

2.1 Súradnicová sústava vozidla 19
2.2 Pozdĺžna poloha ťažiska 20
2.3 Priečna poloha ťažiska 20
2.4 Sústava síl pôsobiacich na vozidlo 20

3.1 Radiálna deformačná charakteristika 24
3.2 Závislosť radiálnej pružnosti od charakteru deformácie 24
3.3 Tangenciálna pružnosť pneumatiky 24
3.4 Obvodová deformačná charakteristika 24
3.5 Bočná pružnosť pneumatiky 25
3.6 Bočná deformačná charakteristika 25
3.7 Závislosť nosnosti od rozmeru pneumatiky 26
3.8 Ideálne valenie kolesa 27
3.9 Preklzávanie kolesa 28
3.10 Šmýkanie kolesa 28
3.11 Vznik sklzu kolesa 29
3.12 Valenie kolesa pri pôsobení bočnej sily 30
3.13 Závislosť medzi bočnou silou a uhlom smerovej odchýlky 31
3.14 Závislosť natáčacieho momentu od uhla smerovej odchýlky 31
3.15 Valenie kolesa s uhlom odklonu 32

4.1 Situácia stojaceho kolesa 34
4.2 Situácia valiaceho sa kolesa 34
4.3 Výsledný stav valiaceho sa kolesa 34
4.4 Situácia valiaceho sa kolesa v teréne 35
4.5 Odpor proti pohybu kolesa spôsobený deformormáciou zeminy . . . 35
4.6 Pôsobenie valivého odporu celého vozidla 36
4.7 Graf závislosti súčiniteľa odporu valenia kolesa odrýchlosti vozidla pri rôznych tlakoch hustenia pneumatiky 37

4.8 Graf závislosti súčiniteľa odporu valenia kolesa od rýchlosti jazdy vozidla pri rôznych konštrukciách pneumatiky 37
4.9 Komponenty systému snímania tlaku hustenia pneumatík a teploty náplne pneumatík 38
4.10 Schematický opis prvkov systému dohusťovania pneumatík vozidla 39
4.11 Detail prvkov disku a náboja kolesa vozidla so systémom dohusťovania pneumatiky 39
4.12 Rozloženie statických tlakov – Škoda 105/120 40
4.13 Rozloženie tlakov pri bočnom vetre 40
4.14 Výsledné pôsobenie vzdušných síl na vozidlo 40
4.15 Medzná vrstva 41
4.16 Odtrhnutie medznej vrstvy 41
4.17 Vírové polia 41
4.18 Vznik indukovaného odporu 41
4.19 Pôsobisko odporu vzduchu (AS - aerodynamický stred čelnej plochy vozidla) 43
4.20 Skladanie vektorov rýchlostí vzduchu a rýchlosti vozidla v bočnom vetre 43
4.21 Veľkosť aerodynamického súčiniteľa vzduchu pre rôzne tvary obtekaných povrchov 44
4.22 Vznik odporu do stúpania 45
4.23 Zotrvačný odpor vozidla pri akcelerácii 45
4.24 Odpor prívesu a jeho pôsobisko na ťahači 46

5.1 Závislosť tangenciálnej sily od sklzu 50
5.2 Sklzová charakteristika pneumatiky 50
5.3 Závislosť súčiniteľa adhézie od rýchlosti jazdy a výšky vzorky 51
5.4 Základné druhy vzoriek behúňov 51
5.5 Vplyv rýchlosti jazdy automobilu na vytváranie aquaplaningu . . . 52
5.6 Závislosť dotykovej plochy radiálnej pneumatiky od hĺbky dezénu 52
5.7 Závislosť súčiniteľa adhézie od stavu vozovky 53
5.8 Sklzová charakteristika pneumatiky 54
5.9 Závislosť φ od tlaku hustenia 54
5.10 Závislosť φ od zaťaženia kolesa 54
5.11 Závislosť súčiniteľa adhézie od rýchlosti jazdy 55
5.12 Súčasný prenos tangenciálnej a bočnej sily 55
5.13 Určenie adhéznej tiaže vozidla 56
5.14 Závislosť prenositeľnej pozdĺžnej a priečnej sily od sklzu kolesa . . . 57
5.15 Schéma prvkov protipreklzového systému ASR kolies vo vozidle . 58
5.16 Schéma systémových prvkov regulácie preklzu kolies reguláciou otáčok 59
5.17 Výpočtový modul činnosti riadiacej jednotky na reguláciu protipreklzu 60

6.1 Sily pôsobiace na dvojnápravové vozidlo 62
6.2 Závislosť zaťaženia náprav od sklonu vozovky 62

6.3 Modely riešenia viacnápravových vozidiel 63
6.4 Pôsobenie síl na náprave 64
6.5 Symetrický diferenciál 64
6.6 Medzinápravový diferenciál na vozidle 66
6.7 Činnosť diferenciálu DCCD pri prejazde zákrutou 67
6.8 Rez medzinápravovým aktívnym diferenciálom 68
6.9 Schéma prepojenia jednotlivých komponentov systému 69
6.10 Hnacia sústava automobilu 70
6.11 Aktívny medzinápravový diferenciál - ACD 70
6.12 Elektronicky ovládaný zadný diferenciál prostredníctvom AYC . . . 70

7.1 Ideálny priebeh hnacej sily 72
7.2 Rovnováha jazdných odporov a trakčnej sily 73
7.3 Krivky jazdných odporov v trakčnom diagrame 74
7.4 Trakčný diagram cestného vozidla so štvorstupňovou prevodovkou 76
7.5 Trakčný diagram automobilu 77
7.6 Krivky výkonov potrebných na prekonanie jazdných odporov 79
7.7 Výkonový diagram automobilu 81
7.8 Systémový model hnacej sústavy automobilu 82
7.9 Systémový model riadiacej jednotky prevodovky 83
7.10 Systémový model ovládania spojky 84
7.11 Systémová schéma modelu automatickej prevodovky 88
7.12 Diagram zaradeného 1.prevodového stupňa v DSG prevodovke . . . 89
7.13 Diagram zaradeného 2.prevodového stupňa v DSG prevodovke . . . 90
7.14 Schéma prepojenia komponentov 91

8.1 Sily pôsobiace na brzdiace vozidlo 94
8.2 Vplyv odporu vzduchu na brzdenie 96
8.3 Priebeh brzdnej sily a spomalenia v procese brzdenia 97
8.4 Zjednodušený priebeh brzdnej sily 98
8.5 Priebeh brzdnej sily 99
8.6 Závislosť rýchlosť-čas pri brzdení 100
8.7 Závislosť celkovej dráhy potrebnej pre zabrzdenie 102
8.8 Závislosť brzdnej dráhy od klesania vozovky 102
8.9 Predpokladaný priebeh spomalenia 105
8.10 Závislosť brzdnej dráhy na rýchlosti jazdy 105
8.11 Prvky mechatronického systému regulácie brzdenia 107
8.12 Graf prenositeľnej brzdnej sily a priečnej sily kolesa 108
8.13 Funkčná schéma systému ABS 109
8.14 Dynamický model vozidla zložený z jednotlivých subsystémov . . . 111
8.15 Subsystém brzdovej sústavy 111
8.16 Subsystém snímania rýchlosti 112
8.17 Subsystém riadenia procesu brzdenia 112
8.18 Celková štruktúra štvrtinového dynamického modelu 113
8.19 Bloková schéma Fuzzy kontrolera 113
8.20 Simulačná schéma systému automobilu 114
8.21 Simulačná schéma modelu brzdového systému automobilu 115

8.22 Princíp činnosti vyhodnocovania a regulácie brzdného tlaku 115
8.23 Graf závislosti vyvodenej brzdnej sily od času bez ABS 117
8.24 Graf závislosti vyvodenej brzdnej sily od času s ABS 117
8.25 Schéma elektronických klinových bŕzd 118

9.1 Zatáčanie dvojnápravového vozidla s celou riadenou nápravou . . . 122
9.2 Sila pôsobiaca na koleso pri prejazde nerovnosti 123
9.3 Zatáčanie dvojnápravového vozidla s riadenými kolesami 124
9.4 Ackermannov uhol riadenia 125
9.5 Teoretický stred a polomer zatáčania 125
9.6 Riadenie dvojnápravového vozidla všetkými kolesami 126
9.7 Riadenie trojnápravového vozidla prednou nápravou 126
9.8 Riadenie trojnápravového vozidla dvoma nápravami 127
9.9 Riadenie štvornápravových vozidiel 128
9.10 Zatáčanie prívesovej súpravy 129
9.11 Zatáčanie návesovej súpravy 129
9.12 Geometria lichobežníka riadenia 130
9.13 štvorkĺbový mechanizmus 130
9.14 Štvorkĺbový mechanizmus pre výkyvné nápravy 131
9.15 Zatáčanie vozidla reálnou rýchlosťou 132
9.16 Linearizovaný jednostopový model 133
9.17 Závislosť polomeru zatáčania od rýchlosti jazdy 133
9.18 Neutrálne vozidlo 134
9.19 Pretáčavé vozidlo 134
9.20 Nedotáčavé vozidlo 135
9.21 Dráha pretáčavého vozidla pri zvyšovaní rýchlosti 135
9.22 Dráha nedotáčavého vozidla pri zvyšovaní rýchlosti 135
9.23 Závislosť uhla natočenia zadných kolies na rýchlosti 136
9.24 Riešenie systému komunikácie mechatronického systému 137
9.25 Blokový algoritmus riadenia všetkých štyroch kolies 138
9.26 Schéma systému elektrohydraulického servoriadenia 140
9.27 Systém elektrického posilňovača riadenia automobilu 141
9.28 Schematické prepojenie prvkov aktívneho riadenia 142
9.29 Prierezový pohľad na elektricky ovládaný diferenciálny prevod . . . 143
9.30 Blokový diagram systému aktívneho riadenia automobilu a aktívneho riadenia stability automobilu 144
9.31 Koncepčné usporiadanie elektro-hydraulického riadenia 145
9.32 Bloková schéma riadenia všetkých kolies automobilu 146
9.33 Prvky elektro-mechanického systému riadenia zadných kolies 146
9.34 Systém elektromechanickej jednotky riadenia zadnej nápravy 147

10.1 Bloková schéma kmitavej sústavy automobilu 151
10.2 Súradnicový systém a druhy kmitavých pohybov automobilu 153
10.3 Harmonický priebeh výšky nerovností vozovky 154
10.4 Znázornenie náhodných nerovností vozovky 155
10.5 Zjednodušený rovinný model odpruženia automobilu 156
10.6 Priestorový dynamický model odpruženia automobilu 156

10.7 Rovinný model odpruženia dvojnápravového automobilu 157
10.8 Dynamický model o dvoch stupňoch voľnosti s pružiacimi a tlmiacimi väzbami 158
10.9 Amplitúdová frekvenčná charakteristika 164
10.10 Určovanie súradníc pozdĺžneho kmitania z_{2P} a z_{2Z} 165
10.11 Model pružnej sústavy pre analýzu priečneho kmitania 166
10.12 Model na určenie relatívnych výchyliek 167
10.13 Medze pôsobenia zvislého kmitania 170
10.14 Závislosť medzi jazdnou bezpečnosťou a jazdným pohodlím 171
10.15 Dvojhmotové modely systémov odpruženia s tlmiacimi charakteristikami 172
10.16 Schéma systému HYDRACTIVE 174
10.17 Schéma a opis komponentov systému Active Body Control 176
10.18 Funkcia systému Dynamic Drive 176
10.19 Magnetoreologicky tlmič 177
10.20 Schematický model systému MRC BOSE 178
10.21 Záves s lineárnym elektromotorom 178
10.22 Dvojhmotový model automobilu 179
10.23 Schéma dvojhmotového modelu automobilu 180
10.24 Schéma aktívneho odpruženia 180
10.25 Priebeh polohy ťažiska 181
10.26 Odozvy ťažiska automobilu 181

11.1 Druhy pohybu automobilu pri pôsobení priečnej sily 185
11.2 Závislosť polomeru zatáčania od rýchlosti vozidla 186
11.3 Prípady správania sa vozidla v bočnom vetre 187
11.4 Záklon osi riadenia 188
11.5 Záklon osi riadenia – pôdorys 188
11.6 Príklon osi riadenia 189
11.7 Príklon osi riadenia – pôdorys 189
11.8 Uhol odklonu kolesa 190
11.9 Valenie kolesa s odklonom 190
11.10 Uhol zbiehavosti kolies 191
11.11 Stabilizačný účinok zbiehavosti kolies 191
11.12 Sily na vozidle v klopenej zákrute 192
11.13 Šmyk zadných kolies 194
11.14 Šmyk predných kolies 194
11.15 Sily na vozidle na priečnom svahu 196
11.16 Sily pôsobiace na vozidlo stojace na pozdĺžnom svahu 198
11.17 Sily pôsobiace na idúce vozidlo na pozdĺžnom svahu 198
11.18 Celkový model pohonu 200
11.19 Model osobného automobilu 201
11.20 Bloková schéma regulácie 203
11.21 Blokový diagram algoritmu riadenia 205
11.22 Grafické vyjadrenie regulácie 206
11.23 Grafické vyjadrenie regulácie trajektórie 206
11.24 Schematické znázornenie komponentov 207

11.25 Induktívny snímač otáčok 209
11.26 Kapacitný snímač tlaku brzdovej kvapaliny 210
11.27 Magnetorezistívny snímač uhla natočenia volantu 211
11.28 Optický snímač uhla natočenia volantu 212
11.29 Princíp činnosti kapacitného snímača bočného zrýchlenia 212
11.30 Konštrukcia a princíp činnosti snímača stáčavej rýchlosti 213
11.31 Rozmiestnenie a aplikácia elektro-hydraulických prvkov 214
11.32 Simulačná schéma riadenia jazdnej stability [68] 215
11.33 Simulačná schéma kinematicko-dynamického modelu 216
11.34 Simulačná schéma podsystému vypínania a zapínania 216
11.35 Simulačná schéma podsystému 217
11.36 Simulačná schéma podsystému výpočtu momentov hybnosti 217
11.37 Simulačná schéma s podmienkami na určenie stability 218
11.38 Simulačná schéma podsystému regulácie brzdnej sily 218
11.39 Simulačná schéma podsystému stanovenia kolesa 219
11.40 Simulačná schéma podsystému pomocného určenia kolesa 219
11.41 Simulačná schéma podsystému regulácie 220
11.42 Simulačná schéma podsystému priradenia brzdnej sily 220

Zoznam tabuliek

4.1 Hodnoty súčiniteľa odporu valenia pneumatík 36
4.2 Hodnoty súčiniteľa odporu vzduchu 42
4.3 Hodnoty súčiniteľa vplyvu rotujúcich hmotností 46
4.4 Hodnoty mechanickej účinnosti 48

5.1 Hodnoty súčiniteľa adhézie 53

8.1 Stredné hodnoty brzdného spomalenia 104
8.2 Najväčšia prípustná brzdná dráha 104

11.1 Hodnoty záklonu a príklonu osi čapu riadenia 190

Prehľad použitých označení a pojmov

prem.	jedn.	opis / opis v angličtine
α	(°)	pozdĺžny sklon svahu / grade angle,
α	(°)	uhol natočenia nápravy do smeru jazdy - riadenie smerovou nápravou / axle steer angle - fifthwheel steering,
α	(°)	uhol natočenia vnútorného kolesa do smeru jazdy - riadenie smerovými kolesami / internal steer angle - knuckle-pin steering,
α	(°)	záklon smerovej osi - stabilita riadenia / caster angle - steering stability,
α_S	(°)	stredný uhol natočenia kolies do smeru jazdy / mean value steer angle,
α_A	(°)	Ackermannov uhol smeru jazdy / Ackerman angle,
β	(°)	priečny sklon svahu / crossfall angle,
β	(°)	uhol nábehu bočného vetra - odpor vzduchu / cross wind angle - air resistance,
β	(°)	uhol natočenia vonkajšieho kolesa do smeru jazdy - riadenie smerovými kolesami /, outside steer angle - knuckle-pin steering,
β	(°)	príklon smerovej osi - stabilita riadenia / kingpin inclination - steering stability,
γ	(°)	uhol odklonu kolesa / camber angle,
δ	(rad; °)	uhol smerovej odchýlky / tire slip angle,
δ	(°)	uhol zbiehavosti kolies stabilita riadenia / toe angle - steering stability,
δ_1	rad; °	uhol smerovej odchýlky prednej nápravy / front axle slip angle,
δ_2	rad; °	uhol smerovej odchýlky zadnej nápravy / rear axle slip angle,
ε	$rad.s^{-2}$	uhlové zrýchlení / yaw acceleration,
η_B		súčiniteľ účinnosti brzdenia na danej vozovke / braking efficiency coefficient on concrete road,
η_m		mechanická účinnosť prevodového mechanizmu / mechanical efficiency of transmission,
ϑ		súčiniteľ vplyvu rotujúcich hmôt / coefficient of rotating mass,
ϑ'		súčiniteľ vplyvu rotujúcich hmôt prívesu / trailer coefficient, of rotating mass,

prem.	**jedn.**	**opis / opis v angličtine**,
μ		súčiniteľ trenia ocele po zemine / friction coefficient steel slong, soil,
ξ		súčiniteľ využitia tiaže vozidla k adhézii / adhesion t coefficien weight of vehicle,
ρ	$kg.m^{-3}$	merná hmotnosť vzduchu / air mass density,
σ	$(^\circ)$	sklon reakcie vozovky / incline road reaction,
τ	$N.m^{-2}$	šmyková pevnosť zeminy / soil shear strength,
φ		súčiniteľ adhézie / coefficient of adhesion,
φ'		súčiniteľ adhézie v priečnom smere / lateral coefficient of adhesion,
φ_s		súčiniteľ prenosu tangenciálnej sily / fraction coefficient,
ω_k	$rad.s^{-1}$	uhlová rýchlosť otáčania kolesa / wheel angular speed,
a	$m.s^{-2}$	zrýchlenie, spomalenie / acceleration, deceleration,
a_{pl}	$m.s^{-2}$	plné brzdné spomalenie / full braking deceleration,
a_{str}	$m.s^{-2}$	stredné brzdné spomalenie / medium braking deceleration,
AS		aerodynamický stred / / aerodynamic centre),
A_X	N	pozdĺžna aerodynamická sila / longitudinal aerodynamic force,
A_Y	N	priečna aerodynamická sila / lateral aerodynamic force,
A_Z	N	zvislá aerodynamická sila vertical aerodynamic force,
b	m	posunutie radiálnej reakcie kolesa / shift radial reaction force of wheel,
b	m	prekonateľná šírka priekopy - prejazdnosť / width of ditch - trafficability,
B	m	rozchod kolies vozidla / wheel track,
B_0	m	rozchod čapov riadenia / kink pin track,
b_L, b_P	m	poloha ťažiska vo vnútri rozchodu / center of gravity position, inside wheel track,
c	m	rameno natáčacieho momentu kolesa - valenie kolesa / wheel, yaw moment strut - wheel rolling,
c	m	polomer zaťaženia - riadenie riadenými kolesami / steering offset - knuckle-pin steering,
c	m	posun skutočného stredu zatáčania - dynamika zatáčania / shift center of cornering - cornering dynamics,
c_φ	$N.m^{-1}$	obvodová tuhosť pneumatiky / circumferential tire rate,
c_p	$N.m^{-1}$	radiálna tuhosť pneumatiky / radial tire rate,
c_y	$N.m^{-1}$	bočná tuhosť pneumatiky / lateral tire rate,
c_x		súčiniteľ odporu vzduchu pri čelnom nábehu / air resistance, coefficient,
c_{xi}	$N.m^{-1}$	tuhosti pružín / stiffness of springs,
D_1	m	vonkajší stopový priemer zatáčania / outside track circle diameter,
D_2	m	vnútorný stopový priemer zatáčania / internal track circle diameter,
e	m	dĺžka stopy kolesa / wheel contact length,

prem.	jedn.	opis / opis v angličtine,
f		súčiniteľ odporu valenia / rolling resistance coefficient,
F_0	N	odstredivá sila / transfere force,
F_{ad}	N	adhézna sila / adhesion force,
F_{ady}	N	adhézna sila v priečnom smere / lateral adhesion force,
F_B	N	brzdná sila / brake force,
F_{B1}	N	brzdná sila prednej nápravy / brake force on front axle,
F_{B2}	N	brzdná sila zadnej nápravy / brake force on rear axle,
F_{BC}	N	celková brzdná sila / total brake force,
F_{Bmax}	N	max. brzdná sila / maximum brake force,
F_f	N	odpor valenia vozidla / rolling resistance,
$F_{f'}$	N	odpor valenia prívesu / trailer rolling resistance,
F_{fk}	N	odpor valenia kolesa / wheel rolling resistance,
F_{fp}	N	odpor valenia vplyvom deformácie pneumatiky / tire deformation rolling resistance,
F_{ft}	N	odpor valenia vplyvom deformácie vozovky / road deformation rolling resistance,
F_H	N	odpor prívesu / trailing resistance,
F_{HX}	N	pozdĺžna sila v ťažnom zariadení / longitudinal force in hitch,
F_{HY}	N	priečna sila v ťažnom zariadení / lateral force in hitch,
F_{HZ}	N	zvislá sila v ťažnom zariadení / vertical force in hitch,
F_i	N	zotrvačný odpor / inertia resistance,
$F_{i'}$	N	zotrvačný odpor prívesu / trailer inertia resistance,
F_p	N	nadbytok hnacej sily / traction force reserve,
F_s	N	odpor do stúpania / climbing resistance,
$F_{s'}$	N	odpor do stúpania prívesu / trailer climbing resistance,
F_T	N	trakčná sila / traction force,
F_{tr}	N	odpor trením podvozku o zeminu / resistance friction chassis against soil,
F_τ	N	odpor proti šmyknutiu zeminy / resistance shear soil,
F_v	N	odpor vzduchu / air resistance,
F_X	N	pozdĺžna sila / longitudinal force,
F_y	N	bočná sila / lateral force,
F_Y	N	priečna sila / lateral force,
F_Z	N	zvislá sila / vertical force,
g	$m.s^{-2}$	tiažové zrýchlenie / acceleration of gravity),
G	N	tiaž vozidla / vehicle weight,
G_a	N	tiaž automobilu / automobile weight,
G_{ad}	N	adhézna tiaž vozidla / adhesive weight of vehicle,
G_K	N	radiálna zaťaženie kolesa / wheel load,
G_N	N	radiálna zaťaženie nápravy / axle load,
G_{0i}	N	ťiažové sily odpružených hmotností / gravity forces of sprungmasses,
G_v	N	tiaž prívesu / trailer weight,

prem.	**jedn.**	**opis / opis v angličtine**,
h	m	hĺbka zaborenia kolesa / depth flounder of wheel,
h	m	hrúbka meznej vrstvy - pri odpore vzduchu / size limit, layer - air resistance),
h	m	prekonateľná výška stupňa - prejazdnosť / height of stair - trafficability,
H	m	celková výška vozidla - odpor vzduchu / total vehicle heigh - air resistance,
H	m	šírka jazdného pruhu - zatáčanie vozidiel / lane width cornering of vehicles,
h_h	m	výška závesu pre príves / hitch height,
h_T	m	výška ťažiska nad rovinou vozovky / center of gravity height,
h_v	m	výška aerodynamického stredu / aerodynamic center height,
i_c		celkový prevodový pomer / total ratio,
i_k		prevodový pomer meniteľných prevodu / ratio of the transmission,
I_m	$kg.m^2$	moment zotrvačnosti rotujúcich častí motora / engine moment of inertia,
I_{sp}	$kg.m^2$	moment zotrvačnosti zotrvačníka spojky / clutch moment of inertia,
I_k	$kg.m^2$	moment zotrvačnosti vozidlového kolesa / wheel moment of inertia,
I_z	$kg.m^2$	moment zotrvačnosti vozidla k osi z / yaw moment of inertia,
k	$N.rad^{-1}$; $N.stup.^{-1}$	smerová tuhosť pneumatiky / tire cornering stiffness,
K		faktor stability / stability factor,
$k_{1,2}$		koeficienty - brzdná dráha / coeffitients-braking distance,
k_D		deliaci pomer diferenciálu / the proportion of differential,
k_{xi}	-	súčinitele tlmenia / koefficients od damping,
l	m	dĺžka vlny nerovnosti jazdného povrchu / wave length of the undulation surface,
L	m	rázvor náprav / wheel base,
l_1	m	vzdialenosť ťažiska od prednej nápravy / longitudinal distance from front axle to center of gravity,
l_2	m	vzdialenosť ťažiska od zadnej nápravy / longitudinal distance from rear axle to center of gravity,
l_s	m	skutočné prejdená dráha kolesa / real distance of wheel,
m	kg	hmotnosť / mass,
m'	kg	hmotnosť prívesu / mass of the trailer,
m_a	kg	hmotnosť automobilu / mass of the automobile,
m_0	kg	odpružená hmotnosť / sprung mass,
m_{1i}	kg	neodpružené hmotnosti / unsprung mass,
M_α	$N.m$	stabilizačný moment pri záklone osi riadenia / caster angle stabilizing moment,

prem.	**jedn.**	**opis / opis v angličtine**,
M_β	$N.m$	stabilizačný moment pri príklone osi riadenia / kingpin inclination stabilizing moment,
M_B	$N.m$	brzdný moment na kolese / brake moment on wheel,
M_D	$N.m$	moment na klietke diferenciálu / moment on differential cage,
M_f	$N.m$	moment odporov valenia na kolese / rolling resistance moment on wheel,
M_k	$N.m$	hnací moment na kolese / traction moment on wheel,
M_L	$N.m$	hnací moment na ľavom kolese / traction moment on left wheel,
M_m	$N.m$	moment motora / engine moment,
M_P	$N.m$	hnací moment na pravom kolese / traction moment on right wheel,
M_{pr}	$N.m$	preklápací moment / overturing moment,
M_S	$N.m$	zotrvačný moment / moment of inertia,
M_{st}	$N.m$	stabilizačný moment / stabilizing moment,
M_{xz}	$N.m$	moment v rovine xz / moment in plane xz,
M_Z	$N.m$	natáčací moment na kolese / barring moment,
N	N	reakcia vozovky / road reaction,
N_B		neutrálny bod / neutral point,
n_m	s^{-1};	
	min^{-1}	otáčky motora / engine revolutions ,
n_{max}	s^{-1};	,
	min^{-1}	max. otáčky motora / maximum engine revolutions,
n_p	s^{-1};	,
	min^{-1}	otáčky max. výkonu motora / engine revolutions at maximum power,
o_k		počet otáčok kolesa / number of wheel revolutions,
p_C	Pa	celkový tlak vzduchu / total air pressure,
P_ψ	W	výkon na prekonanie odporov vozovky / roadway resistance wheel,overcorming power,
P_1	W	vstupný výkon / input power,
P_2	W	výstupný výkon / output power,
P_F	$W; kW$	výkon na prekonanie jazdných odporov / tractive resistance overcorming power,
P_i	$W; kW$	výkon na prekonanie zotrvačného odporu / inertia resistance overcorming power,
P_H	$W; kW$	výkon na prekonanie odporu prívesu / trailing resistance overcorming power,
P_k	$W; kW$	výkon na hnacích kolesách / power on drive wheels,
P_m	$W; kW$	výkon motora / engine power,
$P_{m\ max}$	$W; kW$	max. výkon motora / maximum engine power,
P_P	$W; kW$	nadbytok výkonu / power reserve,
p_S	Pa	statický tlak vzduchu / static air pressure,
r	m	polomer kolesa / tire radius,

prem.	**jedn.**	**opis / opis v angličtine**,
R	m	polomer zákruty / radius of curve,
r_0	m	voľný polomer kolesa / unloaded-tire radius,
R_0	m	teoretický polomer zatáčania / cornering theoretic radius,
r_d	m	dynamický polomer kolesa / dynamic-tire radius,
r_j	m	menovitý polomer kolesa / rated-tire radius,
R_{min}	m	minimálny polomer zatáčania / minimum cornering radius,
r_s	m	statický polomer kolesa / static-tire radius,
R_S	m	skutočný polomer zatáčania / cornering real radius,
r_v	m	polomer valenia kolesa / rolling tire radius,
Q	N	nosnosť pneumatiky / tire capacity,
S	m^2	plocha šmyknutej zeminy / shear area of soil,
S_0	m	dráha prejdená počas reakčnej doby vodiča / distance of driver's wheel, reaction time,
S_1	m	dráha prejdená počas doby omeškania brzdy / distance of braking initial response time,
S_2	m	dráha prejdená počas doby nábehu brzdenia / distance of build-up time,
S_3	m	dráha prejdená počas doby plného brzdenia / distance of full braking time,
S_α	%	pozdĺžny sklon svahu v percentách / grade angle in percents,
S_B	m	dráha brzdenia / distance of braking,
S_{BD}	m	brzdná dráha / braking distance,
S_c	m^2	čelná plocha / front area,
T		ťažisko vozidla / vehicle centre of gravity,
t_1	s	čas omeškania brzdy / braking initial response time,
t_2	s	čas nábehu brzdenia / build-up time,
t_3	s	čas plného brzdenia / full braking time,
t_4	s	čas dobehu brzdenia / braking down time,
t_B	s	celkový čas potrebný pre zabrzdenie / total braking time,
v	$m.s^{-1}$	rýchlosť / speed, velocity,
V	$km.h^{-1}$	rýchlosť / speed, velocity,
V_1	$km.h^{-1}$	počiatočná rýchlosť / initial speed,
v_a	$m.s^{-1}$	rýchlosť jazdy automobilu / driving speed,
v_{krit}	$m.s^{-1}$	kritická rýchlosť / critical speed,
v_{max}	$m.s^{-1}$	max. rýchlosť jazdy automobilu / maximum driving speed,
v_o	$m.s^{-1}$	rýchlosť rotačného pohybu na obvodu kolesa / rotational speed of wheel,
v_p	$m.s^{-1}$	rýchlosť postupného pohybu kolesa /longitudinal speed of wheel,
$V_{P\ max}$	$km.h^{-1}$	max. rýchlosť z hľadiska prevrátenia / max. speed in term of lateral overturing,
v_s	$m.s^{-1}$	sklzová rýchlosť v rovine vozovky /slip speed in roadway plane,

prem.	**jedn.**	**opis / opis v angličtine**,
$v_{S\ max}$	$m.s^{-1}$	max. rýchlosť z hľadiska šmyku / max. speed in term of lateral breakway,
$V_{S\ max}$	$km.h^{-1}$	- max. rýchlosť z hľadiska šmyku / max. speed in term of lateral breakway,
v_x	$m.s^{-1}$	rýchlosť v smere osi "x" / speed facing axis "x",
v_v	$m.s^{-1}$	rýchlosť vetra / wind speed,
x		pozdĺžna os vozidla / longitudinal axis of vehicle,
X_T	N	dotyková sila / tangential force,
y		priečna os vozidla / laleral axis ofvehicle,
Y_K	N	bočná sila kolesa v rovine vozovky / lateral force in roadway plane,
z		zvislá os vozidla / vertical axis of vehicle,
z	m	závlek kolesa - stabilita riadenia / caster offset - steering stability,
z_{xi}	m	výchylky (amplitúdy) kmitajúcich hmotností / deflections (amlitudes) of the oscillating weights,
Z	N	radiálna reakcia / radial reaction force,
Z_1	N	radiálna reakcia prvej nápravy / first axle radial reaction force,
Z_2	N	radiálna reakcia druhej nápravy / second axle radial reaction force,
$Z_{1,2}$	N	radiálna reakcia prvej a druhej nápravy / first and second axle radial reaction force,
$Z_{2,3}$	N	radiálna reakcia druhej a tretej nápravy / second and third axle radial reaction force,
$Z_{3,4}$	N	radiálna reakcia tretej a štvrtej nápravy / third and fourth axle radial reaction force,
Z_i	N	radiálna reakcia i-teho kolesa / wheel-i radial reaction force,
Z_k	N	radiálna reakcia kolesa / wheel radial reaction force,
Z_{kor}	N	tiaž podvozku spočívajúca na zemine / chassis weight on a soil,
Z_L	N	radiálna reakcia ľavého kolesa / left wheel radial reaction force,
Z_P	N	radiálna reakcia pravého kolesa / right wheel radial reaction force,
$Z_{napravy}$	N	radiálna reakcia nápravy / axle radial reaction force,

Vzhľadom k veľkému počtu veličín sú v texte niektoré symboly použité pre označenie viacerých veličín. Spôsob použitia týchto symbolov však nemení ich význam. Podľa STN 30-0024 patria automobily (osobné, nákladné, autobusy...) do skupiny cestných motorových vozidiel. V súlade s uvedenou normou sú v monografii používané oba pojmy s rovnakým významom. V monografii sú neceločíselné hodnoty vyjadrené pomocou desatinnej čiarky.

Úvod (Introduction)

Na súčasné i budúce automobily a ostatné dopravné motorové vozidlá sú kladené vysoké požiadavky z hľadiska ich aktívnej jazdnej bezpečnosti, technickej spoľahlivosti a vysokej účinnosti jednotlivých konštrukčných častí. V tejto súvislosti je potrebné si uvedomiť, že automobil spolu s inými dopravnými prostriedkami je vyvíjaný viac ako jedno storočie a jeho ďalšie zdokonaľovanie neustále vyžaduje teoretické riešenia predovšetkým dynamických procesov pohybu v interakii a tvorivým uplatňovaním moderných mechatronických technológií na reguláciu a riadenie predmetných procesov.

Automobil bol do nedávnej minulosti považovaný jednoznačne za mechanický systém. V poslednom čase s vývojom rýchlych vozidiel býva automobil definovaný ako dynamický systém zabezpečujúci požadované užívateľské vlastnosti. So zavádzaním dokonalejších prvkov regulácie a systémov diagnostiky sa analógový spôsob riadenia polohy, rýchlosti, síl a momentov začal transformovať na kvalitnejší digitálny spôsob riadenia dynamických procesov pohybu automobilov.

Súčasný vývoj automobilov vyžaduje integráciu mechanických sústav automobilu, senzorických systémov, akčných členov, mikroelektronických obvodov a mikropočítačov do jedného funkčného mechatronického systému. Táto integrácia môže byť považovaná v súčasnosti za tzv. hardwarovú integráciu, keď sa do mechanických sústav automobilu implementujú inteligentné senzory, akčné členy a mikropočítače, pričom ich činnosť je založená na prvotnom spracovaní informácií z prebiehajúcich procesov dynamiky pohybu automobilu. Súčasťou technického a programového vybavenia mechatronického systému automobilu býva priebežná diagnostika a identifikácia stavu sledovaných procesov. Distribuované informačné a riadiace systémy automobilu sú zastrešené systémom monitorovania, vizualizácie a komunikácie, ktorý poskytuje aktuálne informácie obsluhe vozidla.

Vyšetrovanie dynamických procesov pohybu automobilu ako celku je náročné. Preto sa dynamické procesy pohybu rozdeľujú na samostatné čiastkové problémy, ktoré nie sú tak zložité a obsiahle. V monografii sú riešené procesy dynamiky pohybu automobilov, v rozsahu potrebnom pre poznanie podstaty procesov z hľadiska relevantného pochopenia a ďalšieho posúdenia možnej regulácie týchto procesov. Riadenie dynamických procesov pohybu automobilov má zlepšovať jazdné vlastnosti a správanie vozidiel predovšetkým v zložitých prevádzkových situáciách. Použitie elektroniky mechatronických

systémov v automobiloch vedie k uvoľneniu kapacít vodiča na obsluhu vozidla a pozorovanie aktuálnej, vonkajšej dopravnej situácie.

Význam elektroniky v automobiloch možno ukázať na procesoch, keď z mechanického prostredia sú pomocou senzorov snímané, spracovávané a ukladané do pamäte potrebné informácie a tieto po vyhodnotení v riadiacej jednotke sú premenené akčnými povelmi na mechanické, prípadne kombinované regulačné zásahy. Pritom prebieha dôsledné funkčné rozdelenie úloh, ktoré sú priradené mechanickým prvkom a nadradenej elektronickej regulácii. Elektronika regulačne zasahuje v procesoch, pre ktoré rýchlosť zachytenia sledovaných informácií nie je možná bez elektronických prvkov, čo pri súčasných rýchlych automobiloch predstavujú predovšetkým procesy dynamiky pohybu automobilov.

Monografia je členená do jedenástich kapitol prierezovo obsahujúcich procesy dynamiky pohybu automobilov. V jednotlivých kapitolách je riešená interakcia dynamických procesov s mechatronickými systémami, ktoré zahrnujú elektronické riadenie hnacej sústavy automobilu, napr. výkonu motora, činnosti automatickej prevodovky, ako aj reguláciu a riadenie sústavy brzdenia automobilu, sústavy riadenia smeru jazdy, sústavy odpruženia a všetkých druhov stability automobilu.

Monografia je určená študentom 2. a 3. stupňa vysokoškolského štúdia na elektrotechnických fakultách v odbore mechatronika, so zameraním na mechatroniku aplikovanú do oblasti rozvoja automobilov, elektromobilov a ďalších dopravných vozidiel, ako aj pre výskumných, vývojových a inžinierskych pracovníkov z praxe.

Je milou povinnosťou autorov poďakovať pani Mgr. Milade Omachelovej, PhD., za cenné pripomienky k obsahu a významnú technickú pomoc pri príprave monografie.

Poďakovanie autorov patrí aj recenzentom prof. Ing. Štefanovi Kozákovi, PhD., prof. Ing. Jaroslavovi Tichému, CSc. a doc. Ing. Ľubomírovi Uheríkovi, CSc., za ich cenné rady a pripomienky, ktoré prispeli k skvalitneniu obsahu monografie.

Bratislava, marec 2013 *Autori*

Súčasný stav oblasti skúmania

Riešenie problematiky riadenia zložitých dynamických procesov pohybu automobilov a ostatných dopravných vozidiel sa doposiaľ opiera o tradičnú metodiku a prístupy. Tieto definujú automobil ako mechanickú sústavu, ktorá sa po implementácii mechatronických systémov javí ako mechatronická. Takáto sústava, ktorá sa javí zvonka ako mechatronická je výsledok integrácie už existujúcich riešení a im zodpovedajúcich technológií.

Pri vývoji mechatronických systémov pre súčasné automobily prevláda prístup riešiť jednotlivé homogénne systémy s obmedzenými vzájomnými interakciami. Každý takýto jednotlivý homogénny systém je posudzovaný a navrhovaný bez dôslednej analýzy aktuálneho stavu ostatných homogénnych systémov. Jednotlivé homogénne systémy riešia príslušní odborníci podľa technických disciplín. Vzájomná interakcia jednotlivých homogénnych systémov je minimalizovaná, pretože dôraz sa kladie predovšetkým na rozhrania medzi príslušnými systémami.

Mechatronické systémy automobilov považujeme za zložité. Sú integráciou mnohých podsystémov rôznej fyzikálnej podstaty, ktoré sú samostatne funkčné. Doposiaľ sa vlastnosti týchto mechatronických systémov určujú prevažne z vlastností samostatných podsystémov a ich prvkov. Absentuje základná podmienka pre dosiahnutie synergického efektu, ktorý je založený na efektívnej funkčnosti komplexného mechatronického systému a nie na súhrne vlastností jednotlivých podsystémov a prvkov.

Postupne sa vo výskume a vývoji u vyspelých výrobcov moderných automobilov presadzuje tzv. mechatronický prístup k vývoju mechatronických systémov pre riadenie dynamických procesov pohybu automobilov. Uvedený prístup vychádza z poznania a skúseností, že na dosiahnutie požadovaných a kvalitatívne nových jazdných vlastností automobilov musí byť vnútorná zložitosť interakcie procesov dynamiky a mechatronických systémov podchytená už pred začiatkom vývojovej etapy t. j. v priebehu základného a aplikovaného výskumu. Predmetný prístup je založený na dobrej znalosti fyzikálnej podstaty procesov prebiehajúcich pri jazde automobilov, ktorá je nutnou podmienkou spracovania relevantných matematických modelov a potrebných simulácií týchto procesov. Pre dosiahnutie optimálneho, resp. požadovaného chovania moderného automobilu počas jazdy, predpokladá následnú funkčnú aplikáciu sofistikovaných, komplexných mechatronických systémov riadenia a regulácie vrátane softvérového a hardvérového zabezpečenia, systémov vizualizácie a

komunikácie, ako aj diagnostickej podpory na verifikáciu efektívnosti procesov riadenia.

Predložená monografia je čiastkový príspevok k rozvoju mechatronického prístupu na výskum systémov na riadenie dynamických procesov pohybu automobilov.

1

Prostredie pohybu (Motion environment)

Správanie vozidla je v značnej miere závislé od vzájomnej väzby vozidla a prostredia. Prostredím je pre kolesové vozidlá vzduch a zemský povrch v prírodnom aj upravenom stave.

1.1 Vzduch a jeho vlastnosti (Air characteristics)

Vzduch obklopujúci idúce vozidlo je charakterizovaný svojou hustotou, viskozitou a rýchlosťou prúdenia.

1.1.1 Hustota vzduchu (Air mass density)

Je to podiel hmotnosti vzduchu a objemu, ktorý zaberá. Závisí predovšetkým od tlaku a teploty vzduchu.

Pri rýchlostiach bežných súdobých kolesových vozidiel, ktoré ležia hlboko pod rýchlosťou zvuku, nie je potrebné uvažovať vplyv stlačiteľnosti, ktorá sa výraznejšie prejavuje až pri rýchlostiach väčších než asi polovica Machovho čísla (rýchlosti zvuku), t. j. asi nad 170 $m.s^{-1}$ (alebo nad 600 $km.h^{-1}$). Pre bežné atmosférické podmienky je hustota vzduchu asi 1,24 $kg.m^{-3}$.

1.1.2 Viskozita (Viscosity)

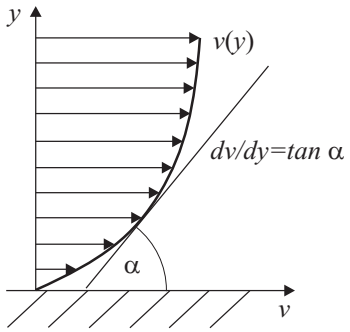
Je to schopnosť prenášať dotykové napätia medzi vrstvami vzduchu navzájom, alebo medzi vzduchom a povrchom obtekaného predmetu. Táto vlastnosť je spojená s existenciou vnútorného (molekulárneho) trenia.

V dôsledku viskozity vzniká v blízkosti karosérie rýchlostný spád prúdenia vzduchu (Obr. 1.1).

1.1.3 Prúdenie (Convection)

Ak uvažujeme nestlačiteľné prostredie, potom pre prúdenie vzduchu platí Bernoulliho rovnica s konštantnou veľkosťou celkového tlaku – p_C daného súčtom tlaku statického a tlaku dynamického, pričom veľkosť dynamického tlaku je priamoúmerná druhej mocnine rýchlosti prúdu vzduchu.

$$p_s + \frac{\rho}{2}.v^2 = p_c = konst. \tag{1.1}$$



Obr. 1.1. Rýchlostný spád prúdu vzduchu

1.2 Vlastnosti vozoviek a terénu (Road and terrain characteristics)

Rozhodujúci vplyv na správanie vozidla majú vlastnosti zemského povrchu, s ktorým sa vozidlo stýka svojimi kolesami. Z hľadiska jazdy vozidla môžeme rozdeliť zemský povrch na vozovky a terén.

Z hľadiska vzájomného vzťahu medzi vozidlom a povrchom, po ktorom sa vozidlo pohybuje možno povrch opísať fyzikálno-mechanickými vlastnosťami a geometrickým tvarom.

1.2.1 Vlastnosti vozoviek (Road characteristics)

Fyzikálno-mechanické vlastnosti povrchu vozoviek nie je spravidla nutné podrobne skúmať. Tvrdosť, medza pevnosti v tlaku či v šmyku a podobné parametre dosahujú relatívne vysoké hodnoty a ich praktické zmeny neovplyvňujú podstatne správanie vozidla. Ďalšie vlastnosti, ako napr. drsnosť, sa opäť prejavujú sprostredkovane vo vzájomnom pôsobení kolesa a vozovky. Preto sa väčšinou uspokojíme s určením typu materiálu vozovky (betón, asfalt, žulová dlažba, makadam a podobne).

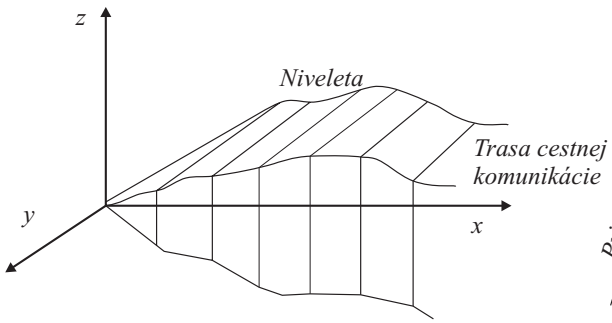
Pri vozovkách sú dôležité najmä ich geometrické vlastnosti.

Základný geometrický tvar vozovky je daný tzv. **trasou cestnej komunikácie (road line)**, ktorou rozumieme priestorovú čiaru, určujúcu smerový a výškový priebeh danej komunikácie. Jej zložkami sú **os cestnej komunikácie (road axis)**, ktorá je pôdorysným priemetom trasy a **niveleta cestnej komunikácie (road vertical alignment)**. Tá určuje výškový priebeh komunikácie (Obr. 1.2).

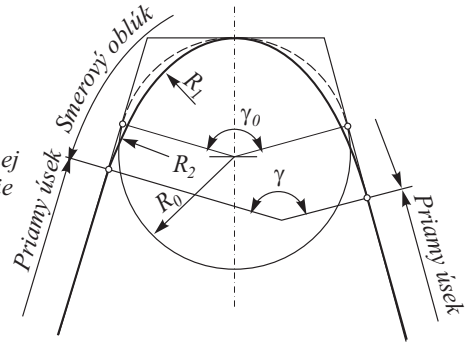
Hlavným parametrom osi cestnej komunikácie sú polomery krivosti smerového oblúka R_1; R_2 a dĺžky priamych úsekov (Obr. 1.3).

Väčšinou môžeme smerový oblúk s dostatočnou presnosťou opísať všeobecným polomerom krivosti R_0, čo je polomer vpísanej kružnice medzi nadväzujúce priame úseky tak, aby sa čo najtesnejšie primykala k danému smerovému oblúku – **polomer zákruty (radius of curve)**.

Výškový profil vozovky je charakterizovaný **pozdĺžnym sklonom (longitudinal incline of the roadway)**, t. j. miestnym odklonom nivelety od vodorovnej roviny a polomerom krivosti výškových oblúkov – oblúkov nivelety.



Obr. 1.2. Základný geometrický tvar vozovky



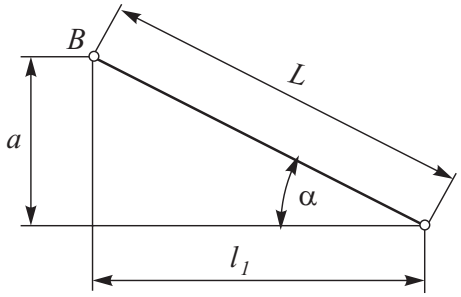
Obr. 1.3. Popis osi cestnej komunikácie

Pozdĺžny sklon S_a sa udáva spravidla v percentách a je určený podľa Obr. 1.4 pomerom prevýšenia a dvoch bodov A, B osi cestnej komunikácie a dĺžky pôdorysného priemetu l_1 vzdialenosti AB.

$$S_\alpha = 100.\frac{a}{l_1} = 100.\tan\alpha \quad (\%) \tag{1.2}$$

Pre spätný prepočet pozdĺžneho sklonu na uhlovú hodnotu potom platí:

$$\alpha = \arctan\frac{S_\alpha}{100} \tag{1.3}$$



Obr. 1.4. Pozdĺžny sklon komunikácie

Ak ide o stúpanie v smere jazdy, označuje sa pozdĺžny sklon znamienkom "+", ak ide o klesanie, potom znamienkom "-".

Priečny profil vozovky je potom daný podobne svojim **priečnym sklonom (transversal incline of the roadway)** a zakrivením tohto sklonu.

1.2.2 Vlastnosti terénu (Terrain characteristics)

Základné druhy terénu (Basic sorts of terrain)

Podľa mechanických vlastností zemín, ktorými je terén tvorený a podľa jeho geometrického tvaru môžeme terén rozdeliť na dva typy:

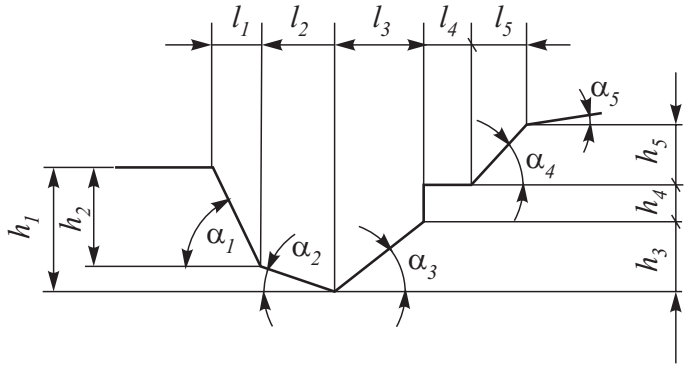
Terén únosný, členitý (Profitable broken terrain)

Vyznačuje sa veľkou nosnosťou a malým borením kolies vozidla. Tento terén môže byť značne členitý s výraznými pozdĺžnymi i bočnými svahmi a prírodnými či umelými prekážkami.

Vzájomný vzťah medzi vozidlom a povrchom tohto terénu bude závisieť predovšetkým od geometrického tvaru jeho povrchu.

Spojitý opis tohto tvaru by bol vzhľadom k jeho možnej členitosti náročný a preto sa spravidla uspokojíme s určením pozdĺžneho a bočného sklonu svahu a s opisom profilu významnejších prekážok, ktoré sa v danom úseku vyskytujú a prípadne doplníme údaje o početnosti výskytu týchto prekážok.

Profily prekážok sú často veľmi zložité a pri opise ich tvar zjednodušujeme na rad pretínajúcich sa rovinných plôch (Obr. 1.5).



Obr. 1.5. Opis profilu členitého terénu

Takáto prekážka je potom určená svojimi dĺžkovými, výškovými a uhlovými rozmermi, ktoré možno pomerne jednoducho určiť pomocou mechanických alebo optických meradiel. Podľa potreby je treba uviesť i údaje o priečnom profile prekážky.

Terén borivý (Destructive terrain)

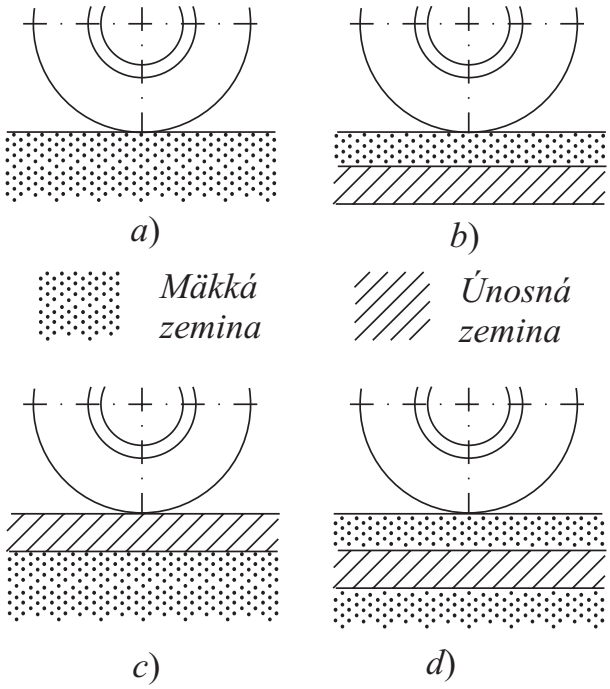
Terén borivý má malú nosnosť a dochádza v ňom k veľkému zabáraniu kolesa, pričom takýto terén býva v podstate plochý bez veľkých nerovností. Vzájomný vzťah medzi vozidlom a povrchom tohto terénu bude závisieť predovšetkým od vlastností zemín. Z hľadiska správania možno zeminy rozdeliť na nesúdržné a súdržné.

- Nesúdržné zeminy (Frictional soils) sú také, ktoré sa správajú ako sypké hmoty. Patria sem zeminy piesčité, štrkovité, kamenité a balvanovité.
- Súdržné zeminy (Binding soils) sú schopné plastických deformácií. Obsahujú prevažne ílovité, prachové a piesčité častice a z ich obsahu vyplýva i charakter zeminy.

Pri borivom teréne je potrebné tiež uvažovať stupeň homogenity zeminy, lebo vlastnosti zeminy sa môžu pod povrchom terénu značne meniť vplyvom rôznej vlhkosti zeminy, jej hustoty i zloženia.

Možno potom rozlíšiť tieto základné prípady (Obr. 1.6):

a) Rovnorodý borivý terén s nosným podkladom vo veľkej hĺbke. Hĺbka zaborenia závisí od vlastností zeminy a nie od hrúbky jej vrstvy.
b) Vrstva mäkkej zeminy na nosnom podklade. Hĺbka zaborenia závisí od vlastností zeminy a od hrúbky mäkkej vrstvy.
c) Silná vrstva mäkkej zeminy pokrývajúca nosnú vrstvu (hrudy, zmrznutá zemina). Pri menších zaťaženiach a silnej nosnej vrstve bude zaborenie dané pevnosťou tejto vrstvy, pri väčších zaťaženiach budú rozhodovať vlastnosti spodnej mäkkej zeminy.
d) Mäkkou zeminou prechádza vrstva nosnej zeminy. Hĺbka zaborenia bude závisieť predovšetkým od nosnosti medzivrstvy a vlastnosti mäkkej zeminy.



Obr. 1.6. Typy borivého terénu

1.3 Čiastkový záver

Dynamické procesy pohybu automobilov a ďalších motorových vozidiel sú v značnej miere závislé od prostredia, v ktorom sa tieto prostriedky pohybujú. Okrem ovzdušia je to predovšetkým jazdný povrch, po ktorom sa odvaľujú kolesá automobilov a prenášajú všetky sily z vozidla na jazdný povrch a naopak. Fyzikálno-mechanické vlastnosti rôznych druhov jazdných povrchov výrazne ovplyvňujú analytické riešenia dynamiky pohybu automobilov.

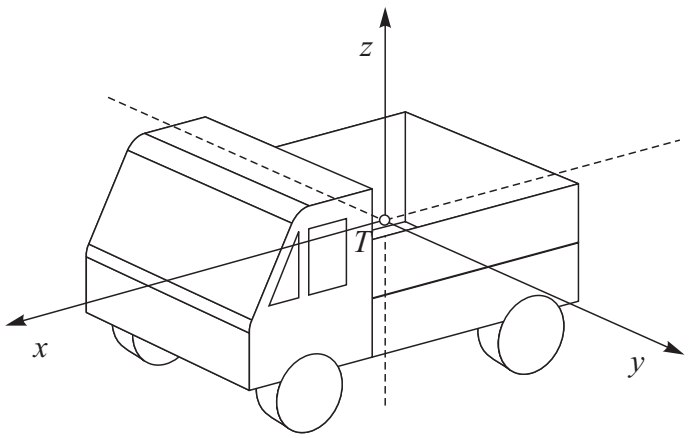
2

Sústava síl a momentov pôsobiacich na vozidlo (Forces and moments system application on vehicle)

Vozidlo predstavuje zložitú mechanickú sústavu telies. Každé voľne sa pohybujúce tuhé teleso má šesť stupňov voľnosti. Veľký počet pohybových rovníc potrebných pre opis takejto sústavy sťažuje prehľad o jazdných vlastnostiach vozidla. Preto je výhodnejšie pripustiť určité zjednodušenia a vyšetrovať čiastkové problémy. Tým je možné poznať to, čo je charakteristické a podstatné.

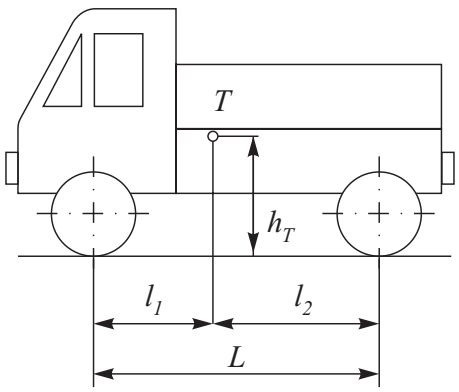
2.1 Súradnicová sústava vozidla (Vehicle axis system)

Súradnicový systém x, y, z je pevne spojený s vozidlom (Obr. 2.1) a jeho počiatok leží v ťažisku celého vozidla (T).

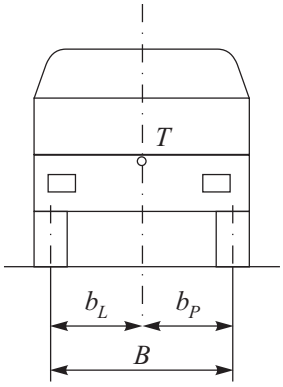


Obr. 2.1. Súradnicová sústava vozidla

Poloha ťažiska vozidla (T) (Vehicle center of gravity position) je určená pozdĺžnymi súradnicami l_1, l_2 a výškovou súradnicou h_T (Obr. 2.2). V priečnom smere možno stanoviť polohu ťažiska súradnicami vzťahujúcimi sa k rozchodu kolies (Obr. 2.3) analogicky ako v pozdĺžnom smere. Pri vozidlách možno predpokladať, že ťažisko leží v pozdĺžnej rovine symetrie vozidla. Vozidlá, pri ktorých tomu tak nie je, sú výnimka.



Obr. 2.2. Pozdĺžna poloha ťažiska



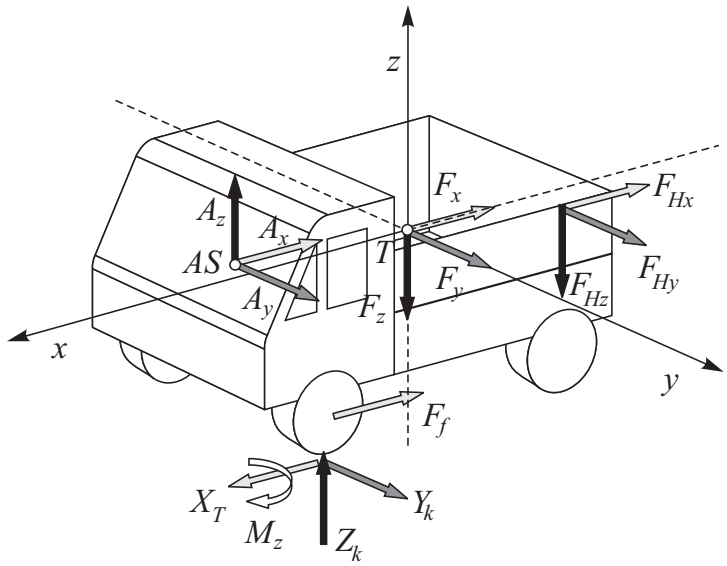
Obr. 2.3. Priečna poloha ťažiska

2.2 Sily pôsobiace na vozidlo (Forces application on vehicle)

Pri rozbore jazdných vlastností možno celé vozidlo považovať za jedno teleso. V tejto situácii nie je potrebné sa zaoberať vnútornými (väzbovými) silami a stačí uvažovať pôsobenie vonkajších síl a momentov.

Výnimku tvorí rozbor pruženia (kmitania) a stability vozidla, kde je nutné uvažovať aj vzájomnú väzbu medzi karosériou a podvesmi.

Na vozidlo vo všeobecnom prípade pohybu pôsobí celá zložitá **sústava vonkajších síl** (**external forces system**), ktorá je schematicky znázornená na Obr. 2.4.



Obr. 2.4. Sústava síl pôsobiacich na vozidlo

Sily pôsobia na vozidlo v jednotlivých pôsobiskách a to buď priamo, alebo prostredníctvom kolies. Na Obr. 2.4 sú tieto sily označené všeobecnými symbolmi. Celá sústava síl sa skladá z nasledujúcich častí: V **ťažisku vozidla (center of gravity)**(T) pôsobí:

- Pozdĺžna sila F_x, ktorá predstavuje odpory proti pohybu vozidla (zotrvačný, do stúpania).
- Priečna sila F_y, ktorá predstavuje odstredivú silu, prípadne zložku tiaže, alebo zotrvačnej sily.
- Zvislá sila F_z, ktorá predstavuje tiaž vozidla, alebo jej zložky.

V **aerodynamickom strede (aerodynamic center)** (AS) pôsobia sily A_x A_y, A_z, ktoré sú výslednicami všetkých čiastkových aerodynamických síl pôsobiacich na vozidlo.

V **závese pre príves (tractor hitch)** (H) pôsobí sila v ťažnom zariadení, ktorá môže mať všeobecný smer a môžeme ju nahradiť silami F_{Hx}, F_{Hy}, F_{Hz} v smere súradnicových osí.

V **čapoch kolies (axle pivot)** pôsobí odpor proti valeniu kolies F_f.

V **styku kolies s vozovkou (wheel contact area)** pôsobia reakcie vozovky:

- Sily X_T, ktoré predstavujú dotykové (tangenciálne) sily (hnaciu, brzdnú).
- Sily Y_K, ktoré predstavujú bočné sily na kolesách.
- Sily Z_K, ktoré predstavujú radiálne reakcie kolies.
- M_Z – natáčacie momenty kolies.

Uvedené sily vytvárajú momenty k jednotlivým osiam súradnicového systému. Táto sústava síl a momentov určuje správanie vozidla v jednotlivých konkrétnych jazdných situáciách. Jednotlivé sily a momenty budú rozobrané postupne v ďalších kapitolách.

2.3 Čiastkový záver

Riešenie problémov dynamiky pohybu automobilov predpokladá zavedenie súradnicovej sústavy a rozdelenie základných síl pôsobiacich na vozidlo. Kvôli jednoduchosti pochopenia uvedenej problematiky kapitola neobsahuje pohybové rovnice na komplexný opis automobilu ako mechanickej sústavy. Požadované rovnice sú obsiahnuté v ďalších kapitolách monografie.

3

Valenie kolesa (Wheel rolling)

Prostredníctvom kolesa sa vozidlo dotýka vozovky či povrchu terénu. Kolesá pritom musia prenášať všetky sily z vozidla na vozovku a naopak. Koleso plní nasledujúce funkcie:

a) prenáša medzi kolesom a vozovkou zvislé sily (tiaž vozidla), dotykové sily (hnacie, brzdné) a bočné sily (nutné na vedenie vozidla),
b) valením umožňuje pohyb vozidla,
c) svojou pružnosťou tvorí súčasť pruženia vozidla.

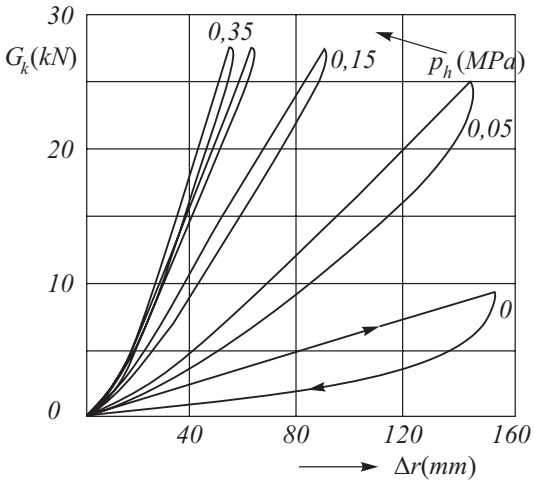
3.1 Vlastnosti kolesa s pneumatikou (Tire characteristics)

Automobilová pneumatika je pružná v troch smeroch:

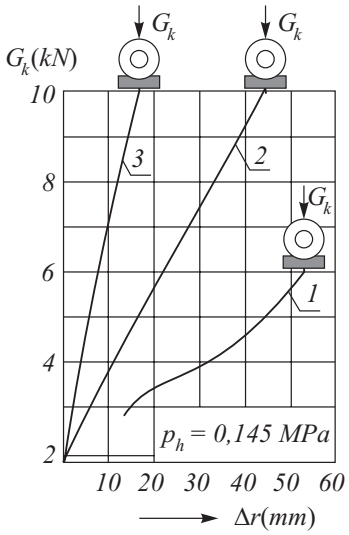
1. **Radiálna pružnosť pneumatiky (Tire radial elasticity)** je pružnosť v smere jej polomeru a významne sa podieľa na pružení vozidla. Závislosť radiálnej deformácie Δr nepohybujúcej sa pneumatiky od radiálneho zaťaženia kolesa G_k pri postupnom zaťažovaní a odľahčovaní pneumatiky, tzv. radiálnu deformačnú charakteristiku ukazuje pre rôzne tlaky hustenia p_h Obr. 3.1. Z obrázku vidíme, že priebeh radiálnej pružnosti je mierne progresívny, čo je veľmi výhodné.
   Radiálna pružnosť pneumatiky je daná jej konštrukciou, predpätím stien plášťa, vzduchom nahusteným v pneumatike a charakterom deformácie pneumatiky, vyplývajúcom z tvaru podložky, s ktorou sa pneumatika stýka. Z Obr. 3.2 vidíme, že pri nájazde kolesa na výstupok (krivka 1) sa pružnosť plášťa zväčšuje rovnako ako pri podhustení pneumatiky a naopak pri vjazde do priehlbiny sa pružnosť zmenší (krivka 3), podobne ako pri zväčšení hustenia.
   Veľkosť radiálnej pružnosti pneumatiky je vyjadrená radiálnou tuhosťou c_p, ktorá je daná smernicou dotyčnice v jednotlivých bodoch radiálnej deformačnej charakteristiky, teda

$$c_p = \frac{dG_k}{s(\Delta r)} \tag{3.1}$$

   Radiálna deformačná charakteristika (Obr. 3.1) má tvar hysteréznej slučky, ktorej plocha je priamoúmerná hysteréznym stratám, ktoré vznikajú pri zaťažovaní a odľahčovaní pneumatiky v dôsledku premeny mechanickej



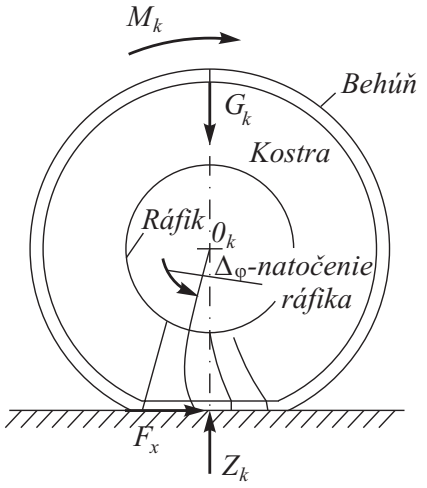
Obr. 3.1. Radiálna deformačná charakteristika



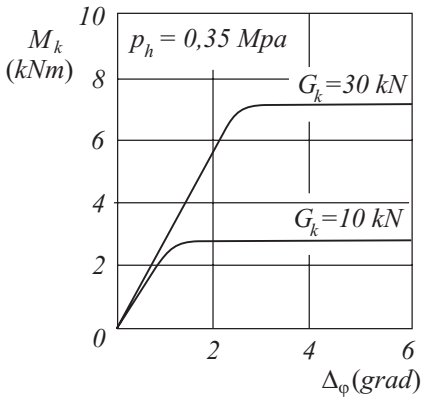
Obr. 3.2. Závislosť radiálnej pružnosti od charakteru deformácie

energie na energiu tepelnú. Hysterézne straty spôsobujú zahrievanie plášťa a pri dlhšej prevádzke pri vysokej rýchlosti jazdy môžu viesť až k separácii jednotlivých vrstiev plášťa a k jeho zničeniu.

2. **Obvodová pružnosť pneumatiky (Tire circumferential elasticity)** sa prejavuje pri zaťažení kolesa momentom alebo obvodovou silou. Ak zaťažíme koleso stojace na nehybnej podložke momentom M_k (Obr. 3.3), dôjde k pootočeniu ráfika voči podložke o hodnotu $\Delta\varphi$ a závislosť $\Delta\varphi$ od M_k nazývame obvodová (torzná) deformačná charakteristika pneumatiky (Obr. 3.4).



Obr. 3.3. Tangenciálna pružnosť pneumatiky



Obr. 3.4. Obvodová deformačná charakteristika

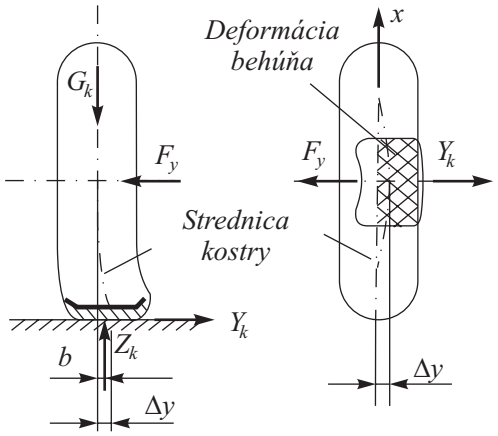
Pootočenie ráfika je spôsobené natáčaním kostry pneumatiky, deformáciou výstupkov behúňa a kĺzaním behúňa po podložke, najmä pri vyšších

hodnotách záťažového momentu. Pri menších hodnotách zaťažovania je deformačná charakteristika približne lineárna a môžeme ju vyjadriť vzťahom:

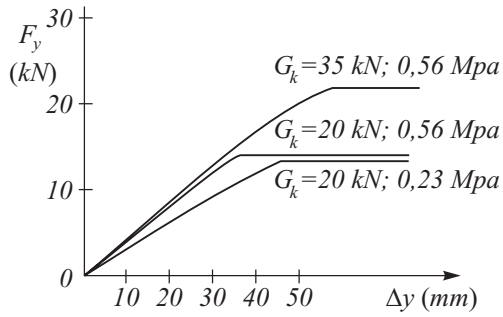
$$M_k = c_\varphi . \Delta\varphi \tag{3.2}$$

kde c_φ je obvodová tuhosť, ktorá závisí predovšetkým od konštrukcie pneumatiky. Obvodová pružnosť zmierňuje torzné rázy v prevodovom mechanizme a tým zvyšuje trvanlivosť najmä ozubených kolies a ložísk automobilu. Nepriaznivo sa však prejavuje na prekĺzavaní kolesa a tým i na opotrebovaní behúňa pneumatiky.

3. **Bočná pružnosť pneumatiky (Tire lateral elasticity)** spôsobuje pri zaťažení bočnou silou F_y, bočné posunutia stredu kolesa Δ_y (Obr. 3.5). Vzájomná závislosť oboch týchto veličín sa nazýva bočná deformačná charakteristika pneumatiky (Obr. 3.6). Vybočovanie stredu kolesa je opäť spôsobené deformáciou kostry plášťa, deformáciou behúňa a bočným kĺzaním behúňa po podložke. Pritom bočné posunutie b radiálnej reakcie Z_k, ktorou pôsobí vozovka na koleso, je menšie než posunutie stredu stopy Δ_y, čo je spôsobené nesymetrickým rozložením tlaku v dotykovej ploche kolesa s podložkou.



Obr. 3.5. Bočná pružnosť pneumatiky



Obr. 3.6. Bočná deformačná charakteristika

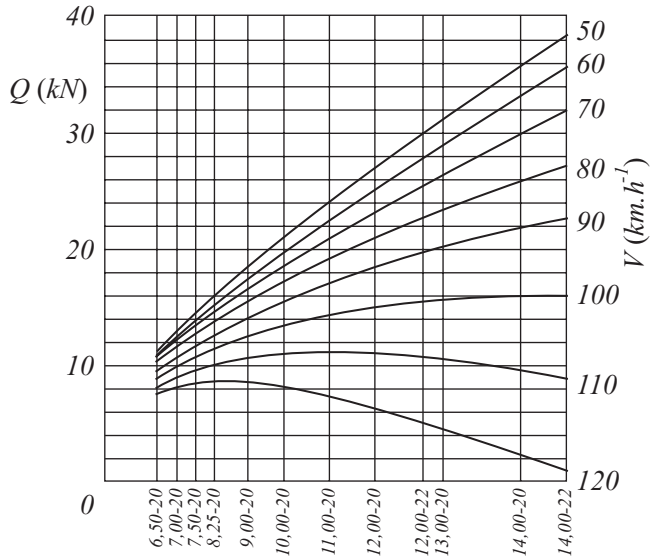
Deformačná charakteristika je približne lineárna prakticky až do dosiahnutia medze súdržnosti pneumatiky s podložkou:

$$F_y = c_y . \Delta y \tag{3.3}$$

Bočná tuhosť plášťa je popri konštrukcii pneumatiky ovplyvňovaná aj hustením, ktoré ju zvyšuje.

Pružnosť pneumatiky v bočnom smere je nežiaduca, pretože vedie k vybočovaniu vozidla zo smeru určeného rovinou kolesa a tým zhoršuje smerovú stabilitu a riaditeľnosť vozidla. Možnosti jej zmenšenia sú však veľmi obmedzené.

Ďalšia významná vlastnosť je **nosnosť pneumatiky(tire capacity)**, ktorá je pre každú pneumatiku uvedená v STN. Závisí od veľkosti plášťa, jeho konštrukcie, hustenia a rýchlosti jazdy (Obr. 3.7), s ktorou sa zmenšuje.



Obr. 3.7. Závislosť nosnosti od rozmeru pneumatiky

Nosnosť pneumatiky Q je v podstate funkcia vzdušného objemu plášťa V_p podľa vzťahu

$$Q = V_p.q \tag{3.4}$$

kde $q = 200$ - 300 $(k.N.m^{-3})$ pre plášte nákladných vozidiel,
$q = 150$ - 200 $(k.N.m^{-3})$ pre plášte osobných vozidiel

3.2 Kinematika valenia kolesa po rovine (Wheel rolling kinematics)

Základný geometrický parameter pri valení kolesa je jeho **polomer (wheel radius)**. Ten nie je pre koleso s pneumatikou jednoznačná veličina, čo vyplýva predovšetkým z radiálnej pružnosti pneumatiky, ale aj z obvodovej pružnosti. Rozoznávame tieto polomery pneumatík:

a) **menovitý** r_j – **(rated-tire radius)** je polomer nezaťaženého nerotujúceho kolesa s pneumatikou pri menovitom hustení a je udávaný v normách a katalógoch výrobcu s príslušnou výrobnou toleranciou podľa veľkosti pneumatiky;
b) **voľný** r_0 – **(unloaded-tire radius)** je polomer nezaťaženého nerotujúceho kolesa, ktorý sa od menovitého líši v dôsledku výrobných odchýlok, opotrebovania a tlaku hustenia;
c) **statický** r_s – **(static-tire radius)** je vzdialenosť stredu kolesa od roviny podložky pri radiálne zaťaženom nehybnom kolese, závisí od radiálneho zaťaženia kolesa a tlaku hustenia (v katalógoch je uvádzaný pre úplne zaťažené koleso a tomu zodpovedajúce hustenie);
d) **dynamický** r_d – **(dynamic-tire radius)** je vzdialenosť stredu kolesa od rovinnej podložky pri radiálne zaťaženom pohybujúcom sa kolese, závisí od rovnakých parametrov ako statický polomer, naviac závisí na rýchlosti rotácie kolesa. Zmena polomeru je spôsobená odstredivou silou, ktorá vydúva povrch pneumatiky. Dynamický polomer je preto pri rovnakom zaťažení

a hustení vždy väčší než polomer statický. Je spravidla udávaný pre rýchlosť jazdy 60 $km.h^{-1}$.

e) **polomer valenia** r_v **– (rolling-tire radius)** je polomer fiktívneho kolesa, ktoré sa po podložke ideálne odvaľuje (bez kĺzania kolesa po vozovke) a má so skutočným kolesom rovnakú uhlovú rýchlosť ω_k a rovnakú doprednú rýchlosť v. Platí teda:

$$v = \omega_k.r_v \tag{3.5}$$

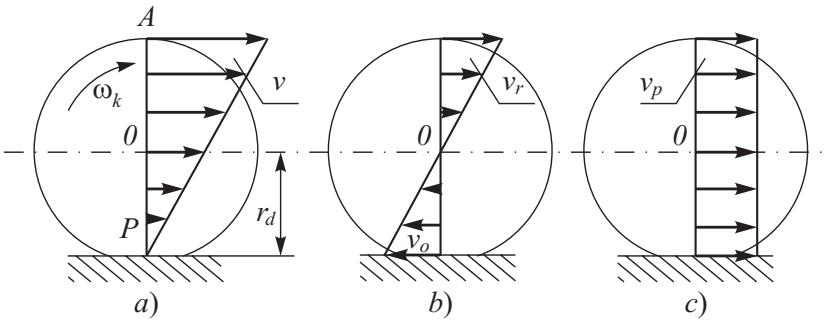
Polomer valenia možno určiť zo skutočne prejdenej (odvalenej) dráhy l_s a počtu otočení kolesa o_k pri prejdení tejto dráhy:

$$l_s = 2.\pi.o_k.r_v \;\Rightarrow\; r_v = \frac{l_s}{2.\pi.o_k} \tag{3.6}$$

Polomer valenia r_v sa uplatní najmä pri riešení kinematiky vozidla, zatiaľ čo dynamický polomer r_d je rozhodujúci pri výpočte momentových a silových pomerov.

Ideálne valenie kolesa (Ideal wheel rolling) – nepoháňané a nebrzdené koleso. Ideálne valenie kolesa nastáva vtedy, keď nedochádza v dotykovej ploche medzi kolesom a vozovkou k vzájomnému pohybu. Pól relatívneho pohybu kolesa voči vozovke P leží v tomto prípade v priesečníku zvislej osi kolesa s vozovkou (Obr. 3.8a) a relatívne rýchlosti jednotlivých bodov na zvislej osi kolesa sú znázornené obrazcom rýchlostí.

Odvaľovanie kolesa je zložený pohyb, ktorý možno rozložiť na pohyb rotačný okolo stredu kolesa s rýchlosťami v_r (Obr. 3.8b) a pohyb translačný – posuvný s rýchlosťami v_p (Obr. 3.8c).



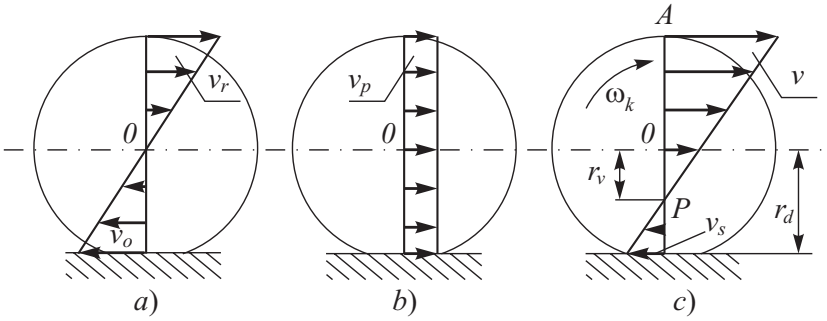
Obr. 3.8. Ideálne valenie kolesa

Rýchlosť postupného pohybu kolesa v_p je rovnako veľká ako obvodová rýchlosť v_0 rotačného pohybu v póle P a polomer valenia kolesa sa rovná dynamickému polomeru.

Prekĺzavanie kolesa (Wheel spinning) – poháňané koleso.

Pri prekĺzavaní je obvodová rýchlosť kolesa väčšia než rýchlosť jazdy. Pohyb voči vozovke (Obr. 3.9c) sa skladá opäť z pohybu rotačného (Obr. 3.9a) a pohybu translačného (Obr. 3.9b). V dotyku kolesa s vozovkou v tomto prípade dochádza k vzájomnému pohybu sklzovou rýchlosťou v_s. Polomer valenia je menší, než

dynamický – je to vlastne vzdialenosť stredu kolesa od pólu relatívneho pohybu kolesa voči vozovke, ktorý v tomto prípade leží nad rovinou vozovky.

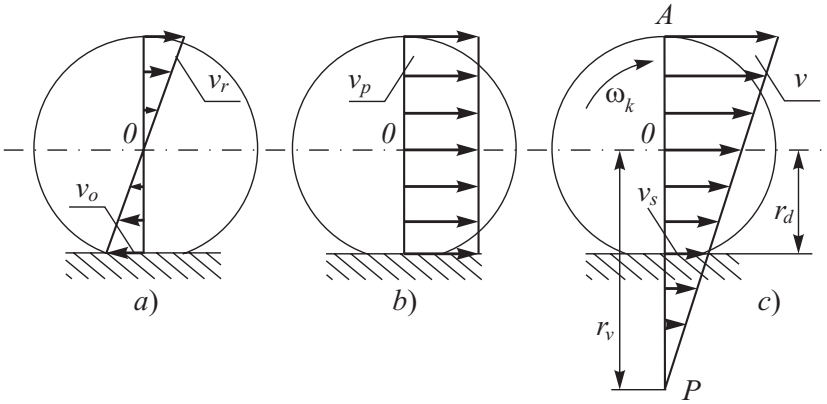


Obr. 3.9. Preklzávanie kolesa

Šmýkanie kolesa (Wheel skidding) – brzdené koleso.

Pri šmýkaní je obvodová rýchlosť kolesa menšia než rýchlosť jazdy.

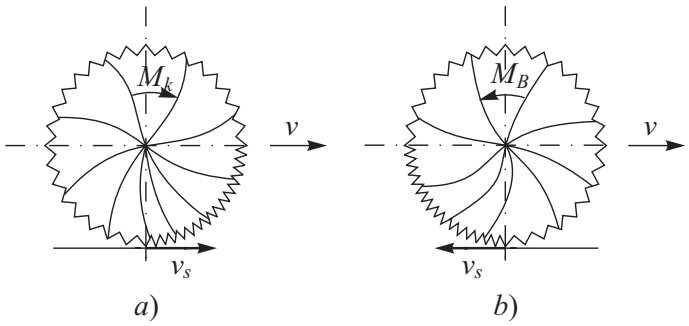
Situáciu znázorňuje Obr. 3.10. Sklzová rýchlosť vzájomného pohybu kolesa a vozovky v dotykovej ploche smeruje v tomto prípade do smeru pohybu vozidla a pól pohybu leží pod rovinou vozovky – polomer valenia je väčší, než dynamický.



Obr. 3.10. Šmýkanie kolesa

Sklz kolesa (Wheel slip)

Sklz kolesa vzniká preto, lebo kolesá sa neodvaľujú po vozovke ideálne, ale so sklzovou rýchlosťou v_s v dotykovej ploche. Jeho vznik možno vysvetliť tým, že pri zaťažení kolesa hnacím momentom M_k (Obr. 3.11a) sa dostávajú do kontaktu s vozovkou obvodovo stlačené častice behúňa pneumatiky, a preto sa dráha prejdená hnacím kolesom za jednu otáčku zmenšuje. V prípade kolesa brzdeného momentom M_B (Obr. 3.11b) sa do kontaktu s vozovkou dostávajú obvodovo roztiahnuté častice a prejdená dráha sa preto zväčšuje. Sklz kolesa je mierou prekĺzavania alebo šmýkania sa kolesa a nie je možné ju stotožňovať so šmykom kolesa. Ako šmyk označujeme výhradne stopercentný sklz.



Obr. 3.11. Vznik sklzu kolesa

3.3 Valenie kolesa pri pôsobení bočnej sily (Wheel rolling with lateral force)

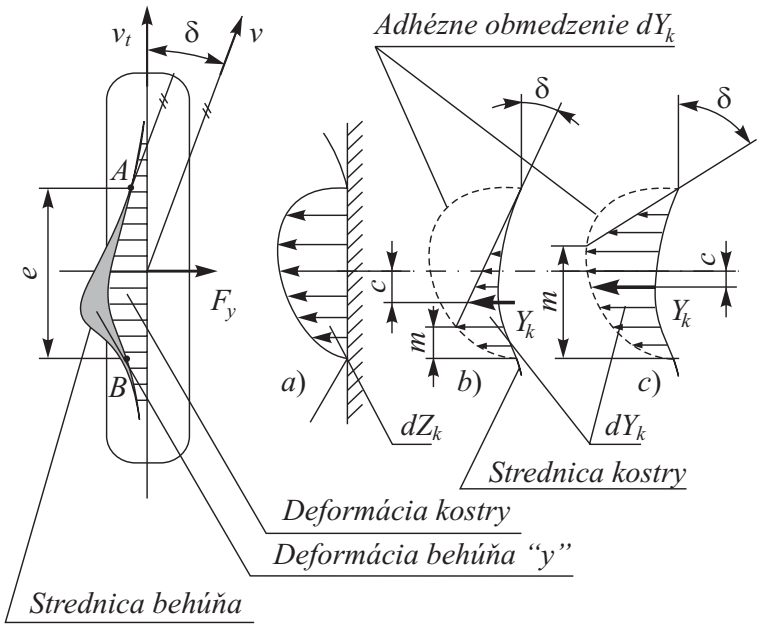
Ak pôsobí na stojace koleso s pneumatikou bočná sila, vznikne na kolese bočná deformácia znázornená na Obr. 3.5. Táto deformácia je závislá od veľkosti pôsobiacej bočnej sily a od bočnej tuhosti pneumatiky c_y. Ak rotuje koleso pri pôsobení bočnej sily F_y (Obr. 3.12), dochádza v spodnej časti pneumatiky k deformácii kostry, ktorá je rozložená na väčšiu časť obvodu pneumatiky než zodpovedá dĺžke dotykovej plochy s vozovkou e, ktorej maximum leží mierne za stredom dotykovej plochy. Behúň pneumatiky prichádza na začiatku stopy (bod A) do kontaktu s vozovkou v nedeformovanom stave voči kostre pneumatiky, zatiaľ čo kostra je v tomto mieste už bočne deformovaná. Smerom dozadu veľkosť deformácie behúňa narastá, čo znamená, že jednotlivé elementy behúňa sa musia pri priechode stopou pôsobením bočnej sily bočne deformovať. Ak pri tejto deformácii nedochádza v dotykovej ploche k bočnému pohybu elementov behúňa voči vozovke, musí sa teda voči vozovke bočne pohybovať pneumatika.

Výsledkom je, že koleso sa potom nepohybuje v smere zodpovedajúcom rovine jeho rotácie s teoretickou rýchlosťou v_t vyplývajúcou z tejto rotácie, ale že smer pohybu kolesa, a teda aj vektor skutočnej rýchlosti pohybu v budú od roviny rotácie odklonené o uhol δ, ktorý sa nazýva **uhol smerovej odchýlky (tire slip angle)**. Je to uhol, ktorý zviera dotyčnica ku strednici behúňa v bode A s pozdĺžnou rovinou symetrie nedeformovanej pneumatiky.

Veľkosť elementárnych bočných reakcií dY_k prenášaných po dĺžke dotykovej plochy pneumatiky s vozovkou je priamoúmerná bočným deformáciám y jednotlivých elementov behúňa. Tieto elementárne bočné sily nemôžu v nijakom prípade prekročiť medzu súdržnosti pneumatiky s vozovkou, ktorá je priamoúmerná rozloženiu elementárnych vertikálnych reakcií v stope pneumatiky dZ_k.

Priebeh elementárnych vertikálnych reakcií dZ_k (Obr. 3.12a) zodpovedá nesúmernému rozloženiu tlaku v stope. Bočné reakcie dY_k (Obr. 3.12b) pozdĺž stopy vzrastajú až na hodnotu zodpovedajúcu medzi súdržnosti pneumatiky s vozovkou, ktorá je na obrázku znázornená čiarkovanou čiarou. Oblasť, v ktorej elementárna bočná reakcia dosahuje medzu súdržnosti je označená m. V tejto oblasti dochádza k bočnému pohybu elementov behúňa po vozovke.

Výsledná bočná reakcia Y_k, ktorá je súčtom elementárnych reakcií dY_k je priamoúmerná veľkosti plochy obrazca týchto elementárnych síl a prechádza



Obr. 3.12. Valenie kolesa pri pôsobení bočnej sily

ťažiskom tohto obrazca. Bočná reakcia je teda posunutá oproti osi kolesa smerom dozadu o hodnotu c, čo má za následok vznik **natáčacieho momentu** M_z **(barring moment)** s veľkosťou:

$$M_z = Y_k.c \tag{3.7}$$

Tento moment sa snaží natočiť rovinu rotácie kolesa do smeru valenia kolesa, daného vektorom skutočnej rýchlosti pohybu kolesa v.

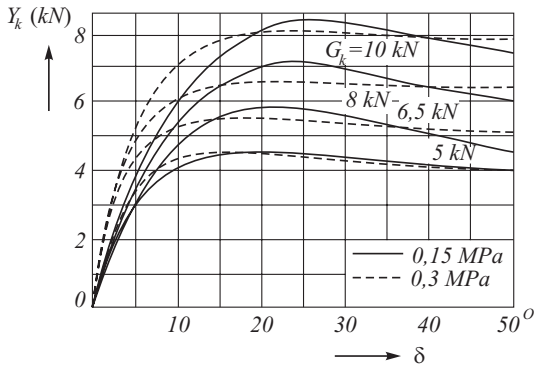
Pri zväčšovaní pôsobiacej bočnej sily sa zväčšuje smerová odchýlka δ a rastie aj oblasť m, v ktorej dosahujú elementárne bočné sily medzu súdržnosti (Obr. 3.12c). Závislosť medzi bočnou reakciou a smerovou odchýlkou pri rôznom zaťažení kolesa G_k a rôznom hustení ukazuje Obr. 3.13. Táto závislosť je po uhol $\delta = 6^o$ približne lineárna a môžeme ju vyjadriť vzťahom

$$Y_k = k.\delta \tag{3.8}$$

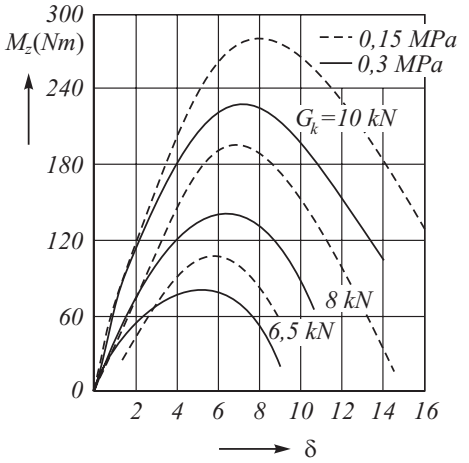
kde k (N/stupeň alebo $N.rad^{-1}$) je súčiniteľ uhla smerovej odchýlky, resp **smerovej tuhosti pneumatiky (tire cornering stiffness)**.

Rýchlejší vzrast smerovej odchýlky pri väčších bočných silách je spôsobený tým, že v značnej časti stopy sú reakcie dY_k už na hranici medze súdržnosti a ďalšie prírastky bočnej sily F_y vyvolávajú teda rýchlejší vzrast reakcií v prednej časti stopy. Svoje maximálne hodnoty dosahuje bočná reakcia Y_k pri určitom uhle smerovej odchýlky v situácii, keď sú reakcie dY_k na medzi súdržnosti v celej stope.

Pri vzrastajúcej bočnej sile spolu so smerovou odchýlkou spočiatku rastie aj veľkosť natáčacieho momentu (Obr. 3.14) so zväčšovaním pôsobiacej bočnej sily sa však bude zmenšovať rameno c, na ktorom táto sila pôsobí (Obr. 3.12), čo vedie pri väčších smerových odchýlkách k zmenšovaniu natáčacieho momentu a v medzných situáciách môže byť jeho hodnota aj záporná (to vyplýva



Obr. 3.13. Závislosť medzi bočnou silou a uhlom smerovej odchýlky



Obr. 3.14. Závislosť natáčacieho momentu od uhla smerovej odchýlky

z nesymetrického rozloženia merného tlaku, a teda aj medzných hodnôt dY_k v stope).

Bočná tuhosť pneumatiky a teda aj súčiniteľ uhla smerovej odchýlky závisí predovšetkým od:

- konštrukcie pneumatiky,
- jej rozmerov,
- zaťaženia pneumatiky,
- hustenia pneumatiky.

Doposiaľ sme sa zaoberali situáciou, keď na koleso pôsobí bočná sila, ktorá má za následok vznik smerovej odchýlky kolesa. Táto závislosť však existuje aj v opačnej väzbe, t. j. ak je koleso nútené odvaľovať sa s uhlom smerovej odchýlky, vznikne na ňom bočná reakcia Y_k ktorá pôsobí v opačnom smere, než v ktorom je odklonený vektor skutočnej rýchlosti od rýchlosti teoretickej.

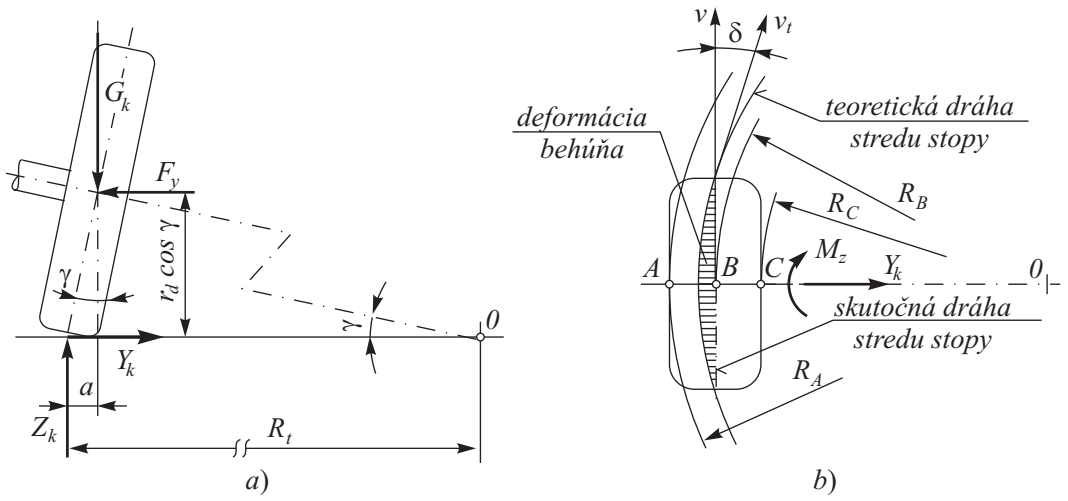
3.4 Valenie kolesa s odklonom (Wheel camber rolling)

Koleso odklonené o uhol odklonu γ (Obr. 3.15a) má snahu zatáčať okolo stredu O daného priesečníkom osi rotácie kolesa s rovinou vozovky na teoretickom polomere zatáčania R_t.

Tomuto pohybu zodpovedá v bode nábehu pneumatiky do kontaktu s vozovkou teoretická rýchlosť v_t, znázornená v detaile stopy na Obr. 3.15b.

Ak sa ale pohybuje koleso iným smerom než zodpovedá tejto teoretickej rýchlosti, pohybuje sa vlastne s uhlom smerovej odchýlky δ a na kolese vznikne bočná deformácia behúňa daná rozdielom medzi teoretickou dráhou stredu stopy s polomerom R_t a skutočnou dráhou stredu stopy. Vzniknutým deformáciám zodpovedá veľkosť bočnej reakcie Y_k. V čape kolesa potom pôsobí bočná sila $F_Y = Y_k$, ktorou je nutné viesť koleso, aby sa pohybovalo po požadovanej dráhe.

Pri valení kolesa po teoretickej dráhe by sa bod A na vonkajšej strane stopy mal pohybovať rýchlosťou v_A väčšou než je rýchlosť v_C bodu C na vnútornej strane stopy. V dôsledku rozdielu týchto teoretických rýchlostí od rýchlostí skutočných vzniká na vnútornej a vonkajšej strane stopy sklz opačného



Obr. 3.15. Valenie kolesa s uhlom odklonu

charakteru (v bode A – zodpovedá situácii hnacieho kolesa, v bode C – brzdeného kolesa), čo sa prejaví na kolese natáčacím momentom M_z, ktorým pôsobí vozovka na koleso a ktorý sa snaží natočiť koleso tak, aby sa polomer skutočnej dráhy stotožnil s polomerom dráhy teoretickej, t. j. v znázornenom prípade natáča koleso v smere jeho odklonu. Bočná sila a natáčací moment vznikajú aj v prípade valenia kolesa s nulovým uhlom odklonu po zakrivenej dráhe. Vzniknutá situácia v stope je opačná k Obr. 3.15b – teoretická rýchlosť v tomto prípade smeruje priamo a skutočná rýchlosť je odklonená v smere zakrivenia dráhy. Vzniknutá bočná reakcia dY_k pôsobí von z kruhu a natáčací moment M_z sa snaží napriamiť dráhu kolesa.

Odklon kolesa teda predstavuje umelé zavedenie uhla smerovej odchýlky – využíva sa ako prvok automatickej stabilizácie riadiacich kolies.

3.5 Čiastkový záver

Kolesá automobilu umožňujú jeho pohyb a prenášajú všetky sily z vozidla na vozovku a naopak. Je preto nutné poznať vlastnosti kolesa s pneumatikou, kinematiku jeho valenia a vplyv pôsobiacich zvislých a bočných síl. Dôležité sú taktiež poznatky o prenose síl pri valení kolesa s odklonom, poznatky o vzniku smerových odchýlok a o situácii v stope kolesa pri rôznych podmienkach prevádzky. Uvedené poznatky o kolesách s pneumatikou sú potrebné na riešenie zložitých dynamických procesov pohybu automobilov.

4

Sily jazdných odporov (Tractive resistance forces)

Na idúce vozidlo pôsobia v smere jazdy sily vyvolané prevažne prostredím, v ktorom sa vozidlo pohybuje a brániace pohybu vozidla – sily jazdných odporov.

K jazdným odporom patria:

- valivý odpor,
- odpor vzduchu,
- odpor do stúpania,
- zotrvačný odpor,
- odpor prívesu.

K jazdným odporom počítame aj mechanické straty vzniknuté v prevodovom mechanizme vozidla, pretože aj ony bránia pohybu vozidla brzdením jeho otáčajúcich sa častí.

Niektoré z uvedených jazdných odporov môžu pôsobiť aj v smere jazdy vozidla ako hnacie sily, čo sa prejaví zmenou znamienka. V ďalšom budeme uvažovať jazdné odpory ako kladné, ak pôsobia proti pohybu vozidla.

4.1 Valivý odpor (Rolling resistance)

Pri valení kolesa vznikajú straty energie spôsobené deformáciou kolesa a podložky, po ktorej sa koleso pohybuje. Tieto straty sa prejavia odporom proti pohybu kolesa - valivým odporom.

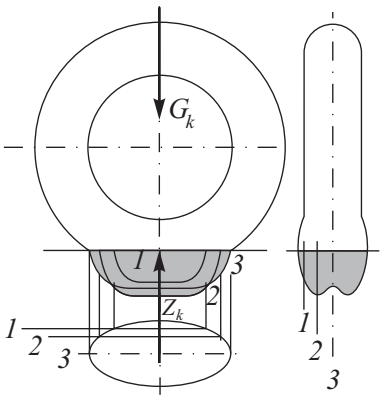
Možno teda uvažovať, že valivý odpor je tvorený:

- odporom valenia spôsobeným deformáciou pneumatiky,
- odporom valenia spôsobeným deformáciou vozovky (terénu).

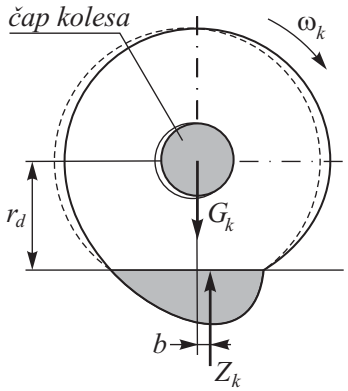
4.1.1 Odpor valenia spôsobený deformáciou pneumatiky (Tire deformation rolling resistance)

Zaťažené vozidlové koleso sa dotýka vozovky v dotykovej ploche. Jej tvar je pri stojacom kolese súmerný podľa pozdĺžnej aj priečnej osi. Rozloženie merného tlaku na vozovku (Obr. 4.1) je symetrické, aj keď je nerovnomerné v pozdĺžnom i priečnom smere.

V dôsledku toho zaťaženie kolesa G_k aj radiálna reakcia vozovky Z_k ležia v zvislej osi kolesa a navzájom sa rušia. Pri pohybe kolesa (Obr. 4.2), dôjde v dôsledku pružnosti pneumatiky k posunutiu osi rotácie kolesa oproti stredu



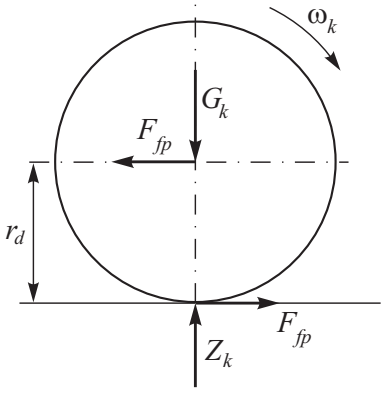
Obr. 4.1. Situácia stojaceho kolesa



Obr. 4.2. Situácia valiaceho sa kolesa

stopy o hodnotu x v smere pôsobiacej sily F_x. Jednotlivé časti pneumatiky majú v dôsledku vnútorného trenia (hysterézie) ich materiálu snahu zachovať svoj tvar, t. j. tvar zaoblený v časti obvodu prichádzajúcemu do kontaktu s vozovkou a tvar sploštený v časti, kde kontakt končí. Dôsledkom toho je nesúmerné rozloženie tlaku v stope a posunutie radiálnej reakcie Z_k o hodnotu b pred os kolesa. Sily Z_k a G_k tvoria v tomto prípade dvojicu síl, ktorá pôsobí proti rotácii kolesa momentom M_f. Tento moment je spôsobený deformáciou pneumatiky a má veľkosť:

$$M_f = Z_k.b \tag{4.1}$$

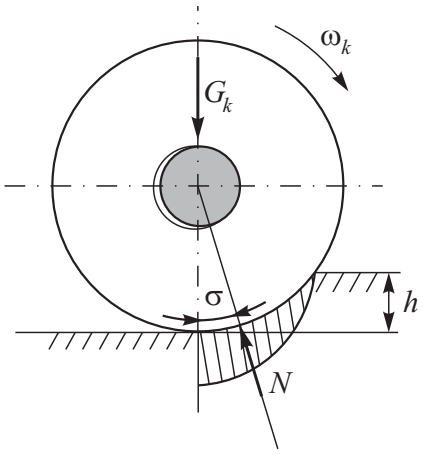


Obr. 4.3. Výsledný stav valiaceho sa kolesa

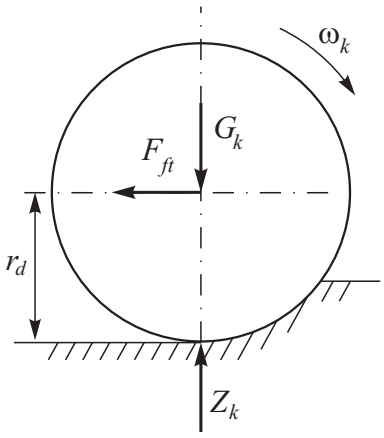
Ak reakciu vozovky Z_k presunieme pod stred kolesa a tento presun kompenzujeme zavedením momentu M_f, ktorý môžeme nahradiť dvojicou síl F_{fp}, dostaneme situáciu na Obr. 4.3. Sila F_{fp} v rovine vozovky pôsobí na vozovku. Sila F_{fp}, v čape kolesa predstavuje odpor valenia spôsobený deformáciou pneumatiky s veľkosťou:

$$F_{fp} = Z_k.\frac{b}{r_d} \tag{4.2}$$

4.1.2 Odpor valenia spôsobený deformáciou vozovky (Road deformation rolling resistance)



Obr. 4.4. Situácia valiaceho sa kolesa v teréne



Obr. 4.5. Odpor proti pohybu kolesa spôsobený deformormáciou zeminy

Pri pohybe kolesa v teréne dochádza k jeho zabáraniu do hĺbky h a k vytváraniu koľaje rovnakej hĺbky (Obr. 4.4), pričom priebeh merného tlaku na zeminu zodpovedá hĺbke zaborenia. Výsledná reakcia vozovky N prechádza v tomto prípade stredom kolesa a je odklonená od smeru kolesa kolmého k vozovke o uhol σ.

Na riešenie silových pomerov na kolese môžeme pôsobiace sily znázorniť spôsobom uvedeným na Obr. 4.5, ktorý možno z Obr. 4.4 odvodiť tak, že reakciu N presunieme po jej nositeľke do stredu kolesa a tam ju rozložíme do zložiek Z_k a F_{ft}. Prvá z nich predstavuje reakciu vozovky a druhá predstavuje odpor proti pohybu kolesa spôsobený deformáciou zeminy. Veľkosť odporu valenia spôsobeného deformáciou terénu je:

$$F_{ft} = Z_k . \tan \sigma \tag{4.3}$$

4.1.3 Celkový odpor valenia kolesa (Total rolling resistance)

Sčítaním oboch zložiek odporov valenia v čape kolesa dostaneme:

$$F_{fp} + F_{ft} = Z_k . \frac{b}{r_d} + Z_k . \tan \sigma = Z_k . \left(\frac{b}{r_d} + \tan \sigma \right) = Z_k . f = F_{fk} \tag{4.4}$$

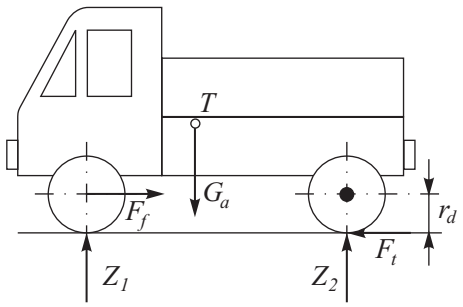
4.1.4 Valivý odpor celého vozidla (Vehicle rolling resistance)

je daný súčtom odporov na jednotlivých kolesách, alebo nápravách. Pri riešení väčšiny úloh ho môžeme považovať za jedinú silu pôsobiacu na vozidlo v čapoch kolies jednej z náprav podľa Obr. 4.6. Valivý odpor celého vozidla je potom daný vzťahom:

$$F_f = f.\sum Z_k \tag{4.5}$$

Pri jazde vozidla na svahu sú radiálne reakcie vyvolané iba zložkou tiaže vozidla kolmou k jazdnej dráhe, t. j. zložkou $G_a.cos\alpha$, a teda v tomto prípade:

$$F_f = G_a.f.\cos\alpha = m_a.g.f.\cos\alpha \tag{4.6}$$



Obr. 4.6. Pôsobenie valivého odporu celého vozidla

Na výpočet sa používajú charakteristické, priemerné hodnoty súčiniteľa odporu valenia f podľa nasledujúcej tabuľky:

Tabuľka 4.1. Hodnoty súčiniteľa odporu valenia pneumatík

Druh a stav jazdnej dráhy		**Súčiniteľ odporov valenia pneumatík**	
		hustenie >150 **kPa**	**hustenie** <150 **kPa**
Betón, asfaltobetón, asfalt		0,01 - 0,03	0,02 - 0,04
Zvalcovaná suchá poľná cesta		0,02 - 0,03	0,03 - 0,05
Piesok	suchý	0,10 - 0,35 a viac	0,04 - 0,10
	vlhký	0,06 - 0,15	0,03 - 0,08
Ílovitohlinitá zemina	suchá	0,04 - 0,06	
	vlhká	0,10 - 0,20	0,05 - 0,15
Hlboké blato, močaristý terén		0,15 a viac	0,04 - 0,08
Zľadovatená vozovka		0,01 - 0,03	0,02 - 0,04
Hlboký sneh	čerstvý	0,10 - 0,30 a viac	0,06 - 0,15
	ujazdený	0,03 - 0,05	0,04 - 0,06

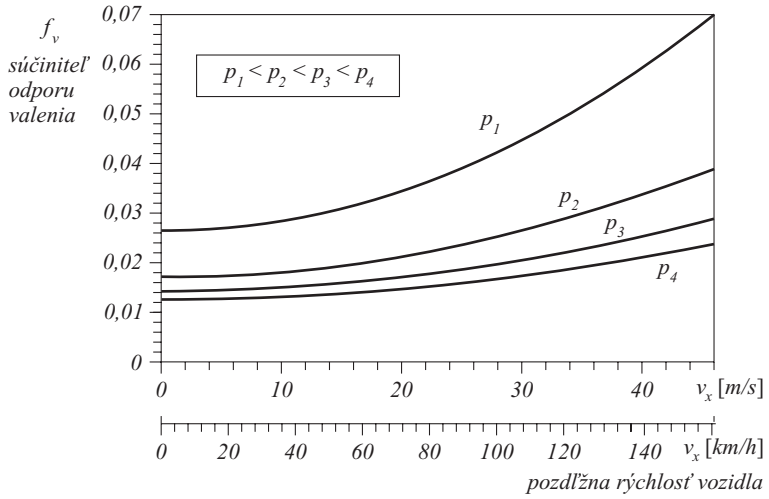
4.1.5 Prevádzkové vplyvy na veľkosť súčiniteľa valivého odporu

Na súčiniteľ odporu valenia má vplyv množstvo faktorov. Vplyv tlaku nahustenia pneumatiky, zvislého zaťaženia a pozdĺžnej rýchlosti vozidla na súčiniteľ odporu valenia nám vyjadruje empirická rovnica (4.7):

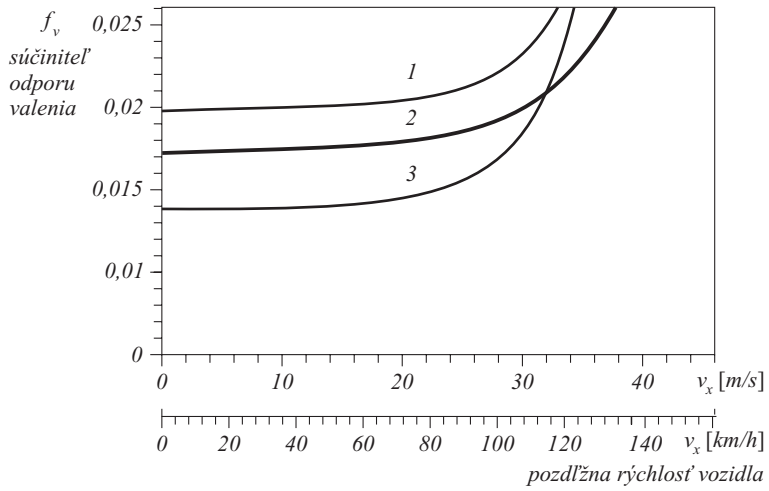
$$f_v = \frac{K}{100}\left(5,1 + \frac{5,5.10^5 + 90F_z}{p} + \frac{1000 + 0,0388F_z}{p}v_x^2\right) \tag{4.7}$$

kde:

f_v	- súčiniteľ odporu valenia,	
K	- konšt. konštrukcie plášťa pneum.:	-0,8 - radiálne pneumatiky,
		-1,0 - diagonálne pneumatiky,
$F_z(Z_k)$	- zvislé zaťaženie,	
p	- tlak hustenia pneumatiky (Pa),	
v_x	- pozdĺžna rýchlosť vozidla (m/s).	



Obr. 4.7. Graf závislosti súčiniteľa odporu valenia kolesa od rýchlosti vozidla pri rôznych tlakoch hustenia pneumatiky (f_v – súčiniteľ odporu valenia, v_x – pozdĺžna rýchlosť vozidla (m/s), p – tlak nahustenia pneumatiky (Pa))



Obr. 4.8. Graf závislosti súčiniteľa odporu valenia kolesa od rýchlosti jazdy vozidla pri rôznych konštrukciách pneumatiky (1 – diagonálna pneumatika, 2 – diagonálna pneumatika s nárazníkom, 3 – radiálna pneumatika, f_v – súčiniteľ odporu valenia, v_x – pozdĺžna rýchlosť vozidla (m/s))

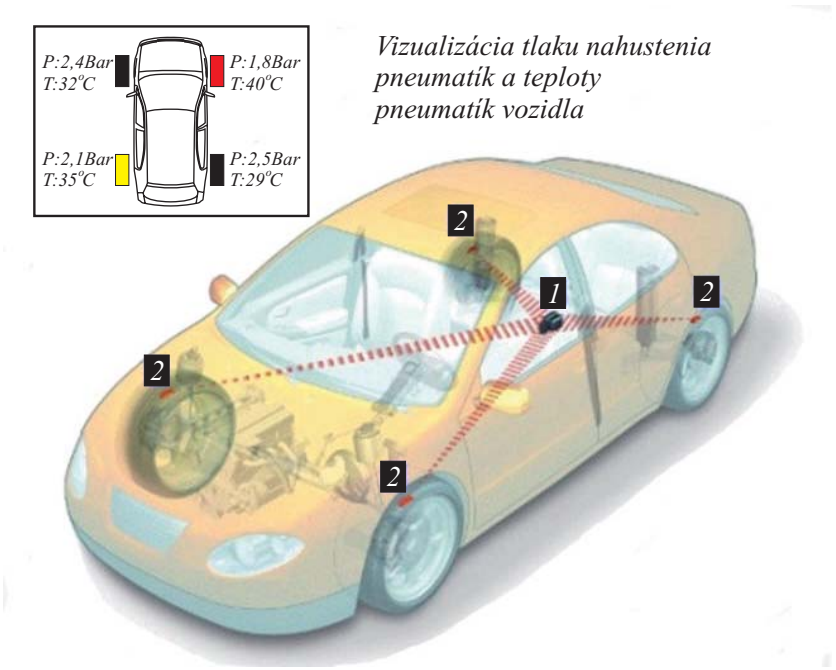
4.1.6 Mechatronické systémy regulácie tlaku nahustenia pneumatík automobilov (Mechatronic systems for regulation of vehicle tire inflation pressure)

Pri poklese tlaku v pneumatike rastie súčiniteľ odporu valenia a tým aj celková sila odporu valenia. V osobných automobiloch ako aj v nákladných automobiloch sa aplikuje systém snímania tlaku v pneumatikách a tento systém býva spojený so systémom dohusťovania pneumatík (Obr. 4.9, 4.10, 4.11).

Senzorický systém snímania tlaku v pneumatikách funguje na bezdrôtovom prenose signálu do elektronickej riadiacej jednotky.

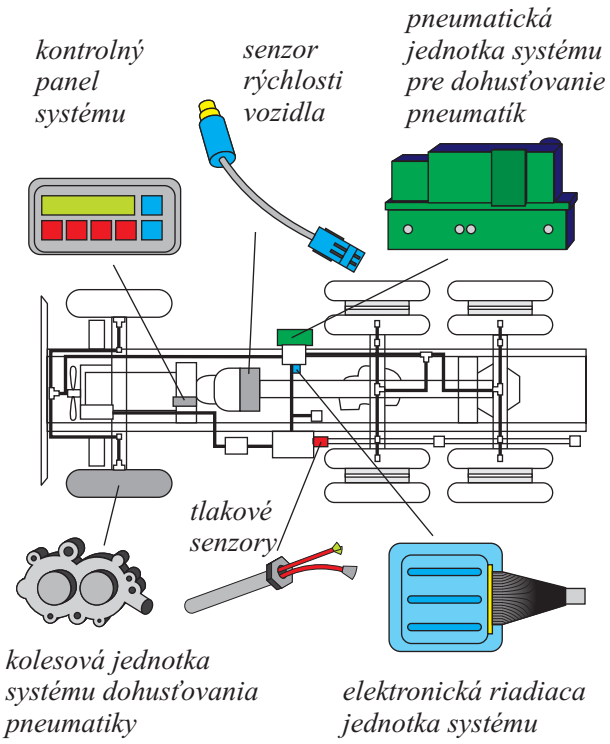
Elektronická riadiaca jednotka získava informácie o:

- tlaku nahustenia pneumatík,
- teplote náplne pneumatík,
- stavu nahustenia rezervnej pneumatiky.

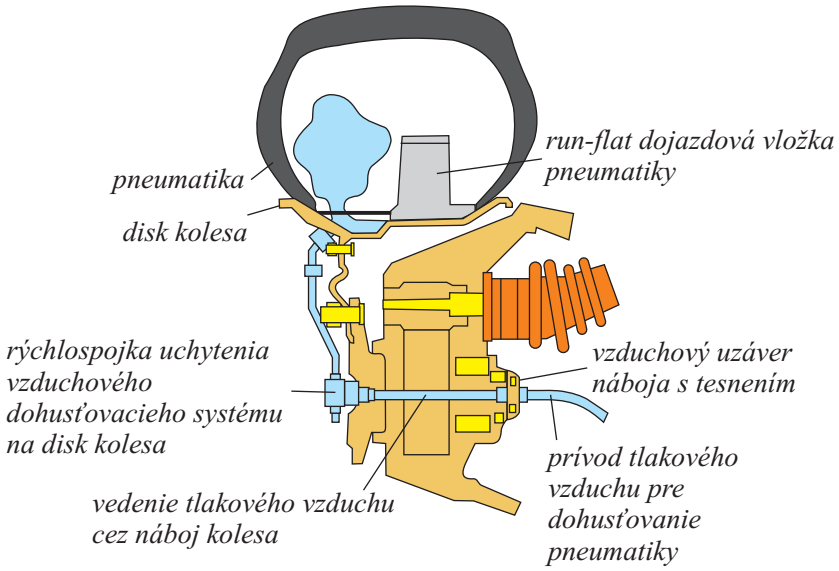


Obr. 4.9. Komponenty systému snímania tlaku hustenia pneumatík a teploty náplne pneumatík: 1 – elektronická riadiaca jednotka systému snímania tlaku nahustenia pneumatík, 2 – senzory umiestnené v kolesách automobilu

Systém centrálneho dohusťovania pneumatiky podľa vlastného senzorického systému, riadi automaticky dohusťovanie pneumatík na referenčný tlak. Systém môže pracovať v manuálnom režime, keď si vodič môže tlak v pneumatikách nastaviť.



Obr. 4.10. Schematický opis prvkov systému dohusťovania pneumatík vozidla



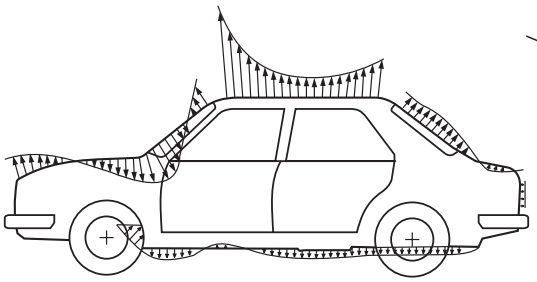
Obr. 4.11. Detail prvkov disku a náboja kolesa vozidla so systémom dohusťovania pneumatiky

4.2 Odpor vzduchu (Air resistance)

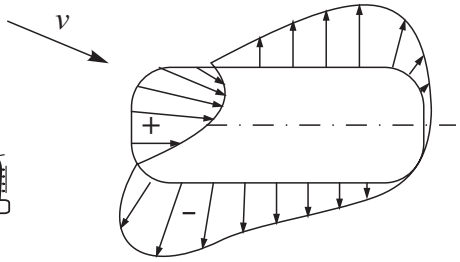
4.2.1 Vznik odporu vzduchu (Air resistance inception)

Pri pohybe vozidla v ovzduší dochádza k relatívnemu pohybu (prúdeniu) vzduchu voči vozidlu. Rýchlosť relatívneho prúdu vzduchu voči vozidlu je v rôznych miestach povrchu vozidla rozdielna, závisí od tvaru vozidla a jednotlivých častí jeho povrchu. Na rôznych miestach karosérie je teda rôzny dynamický tlak. V dôsledku platnosti Bernoulliho zákona je rôzny aj statický

tlak. Predstavu o rozložení statického tlaku na obryse vozidla dáva Obr. 4.12. Pretlak je vynášaný od obrysu vozidla smerom dovnútra, podtlak smerom von. Pri čelnom nábehu prúdu vzduchu je pôdorysné rozloženie tlakov symetrické. Pri pohybe vozidla v bočnom (priečnom) vetre sa symetrické rozloženie tlakov, zmení na nesymetrické, ako je schematicky naznačené na Obr. 4.13.



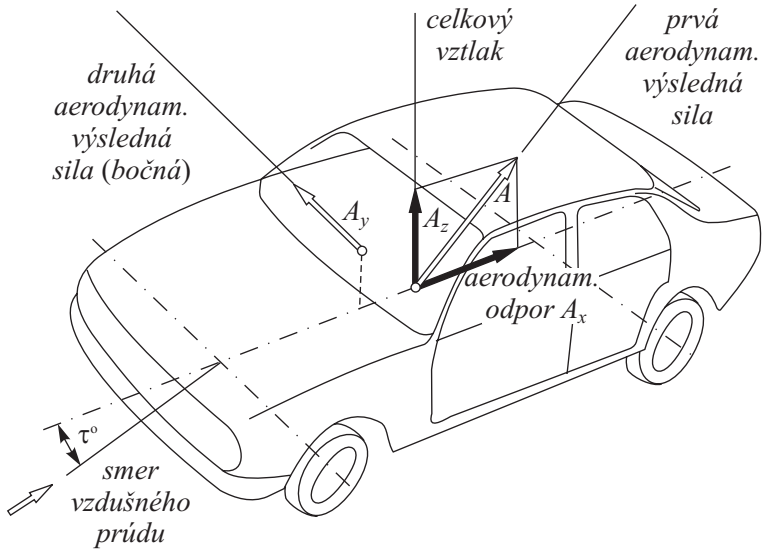
Obr. 4.12. Rozloženie statických tlakov – Škoda 105/120



Obr. 4.13. Rozloženie tlakov pri bočnom vetre

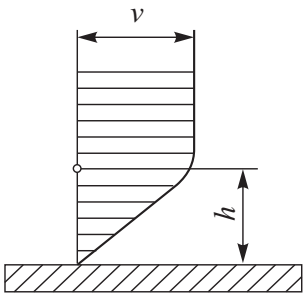
V dôsledku rozloženia statických pretlakov a podtlakov vznikajú na elementárnych plôškach dS povrchu vozidla elementárne sily dF. Výsledné pôsobenie všetkých týchto elementárnych vzdušných síl na vozidlo možno nahradiť dvoma mimobežnými silami, tzv. vektorovým krížom. Prvá z týchto síl je sila A ležiaca v rovine súmernosti vozidla (Obr. 4.14), ktorá je vektorovým súčtom odporu vzduchu A_x a vztlaku A_z.

Pri jazde vozidla v bočnom vetre vzniká druhá, priečna, mimobežná sila A_y. Vztlaková sila A_z a priečna sila A_y ovplyvňujú stabilitu vozidla. Pretože odpor vzduchu je vyvolaný rozdielom tlaku pred vozidlom a za ním, čo je dané tvarom vozidla, nazýva sa táto časť odporov vzduchu tlakovým alebo tvarovým odporom. Ten tvorí síce podstatnú, ale nie jedinú časť celkového odporu vzduchu. K nemu patria aj ďalšie zložky.

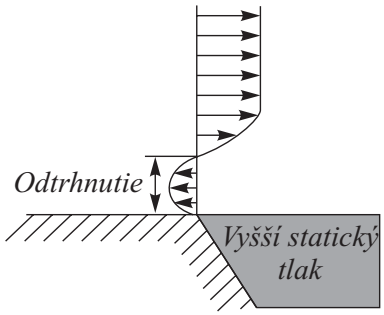


Obr. 4.14. Výsledné pôsobenie vzdušných síl na vozidlo

V dôsledku viskozity vzduchu a jeho trenia o povrch vozidla nie je prúdenie vzduchu voči vozidlu bez strát. Elementy vzduchu, ktoré sú v kontakte s povrchom vozidla sa na ňom prichytávajú, takže majú nulovú relatívnu rýchlosť voči nemu. Vplyvom viskozity sa pribrzdí aj rýchlosť prúdenia vedľajších vrstiev vzduchu, vznikne rýchlostný spád (Obr. 4.15). Vrstva prostredia s týmto rýchlostným spádom sa volá medzná vrstva s hrúbkou h.



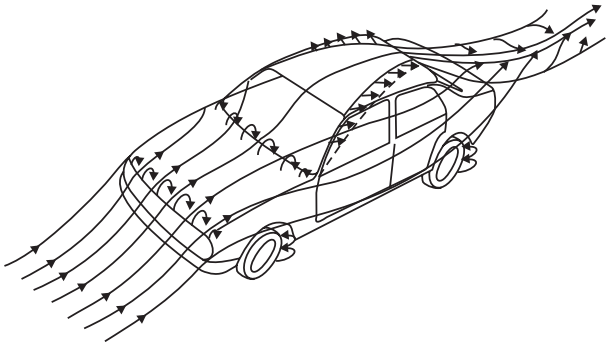
Obr. 4.15. Medzná vrstva



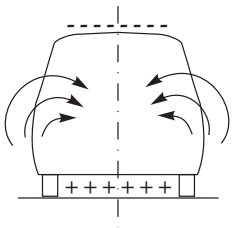
Obr. 4.16. Odtrhnutie medznej vrstvy

Ak prúdi medzná vrstva do oblasti s vyšším statickým tlakom – napr. pri náhlych zmenách pozdĺžneho zaoblenia tvaru vozidla alebo jeho častí, nemá v dôsledku straty rýchlosti dostatok kinetickej energie, aby tento prírastok tlaku prekonala (Obr. 4.16). V dôsledku toho sa medzná vrstva od povrchu vozidla odtrháva a dochádza k vzniku vírových polí, ktoré sa vytvárajú za vozidlom v tvare tzv. vírových úplavov, spojených so značnými energetickými stratami (Obr. 4.17).

Tlakový rozdiel vzduchu nad a pod vozidlom sa vyrovnáva prúdením v priečnej rovine vozidla (Obr. 4.18) a dáva podnet na vznik ďalších vírov tiahnucich sa za vozidlom. Podiel jednotlivých zložiek na celkovom odpore vzduchu je rozdielny podľa druhu a tvaru vozidla.



Obr. 4.17. Vírové polia



Obr. 4.18. Vznik indukovaného odporu

V priemere sa zmienené zložky podieľajú na celkovom odpore vzduchu osobného zavretého vozidla asi takto:

tlakový (tvarový) odpor	50 - 80 %
indukovaný odpor	0 - 30 %
prúdenie chladením a ventiláciou	8 - 20 %
povrchové trenie	3 - 10 %
vírenie vzduchu kolesami	do 5 %

4.2.2 Výpočet odporu vzduchu (Air resistance calculation)

Na výpočet sily odporu vzduchu sa používa vzťah známy z aerodynamiky:

$$F_v = \frac{\rho}{2}.c_x.S_c.v^2 \tag{4.8}$$

Pre bežné atmosférické podmienky za $\rho = 1{,}24\ kg.m^{-3}$ a rýchlosť prúdenia vzduchu V $(km.h^{-1})$, upraví sa vyššie uvedený vzťah do tvaru:

$$F_v = 0,048.c_x.S_c.V^2 \tag{4.9}$$

Pôsobenie odporu vzduchu uvažujeme vo výške aerodynamického stredu vozidla.

4.2.3 Hodnoty aerodynamických parametrov (Values of aerodynamic parameters)

Súčiniteľ odporu vzduchu (Air resistance coefficient) – sa meria v aerodynamickom tuneli, alebo ho možno stanoviť dojazdovou skúškou.

Čelná plocha (Front area) sa stanoví planimetrovaním z výkresu vozidla v čelnom pohľade. Dá sa približne stanoviť z empirického vzorca:

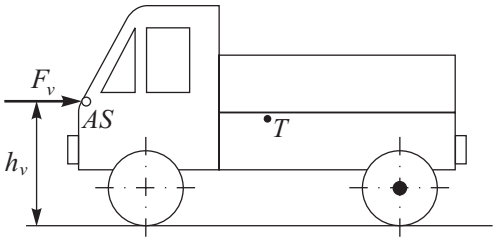
$$S_c = B.H \tag{4.10}$$

Hodnoty súčiniteľov odporu vzduchu a čelných plôch niektorých vozidiel udáva tab. 4.2.

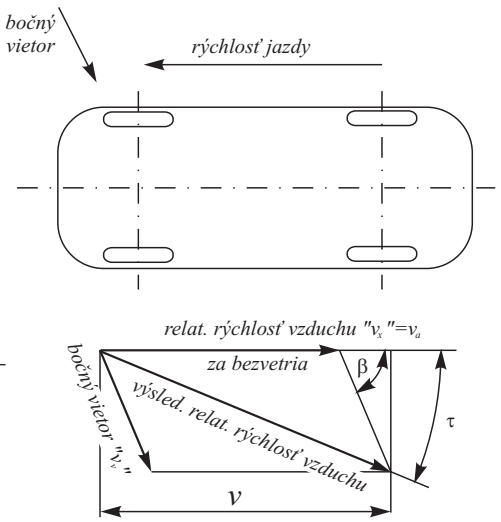
Tabuľka 4.2. Hodnoty súčiniteľa odporu vzduchu

Typ vozidla		c_x	S_c (m^2)
Osobné automobily		0,40 - 0,50	1,6 - 2,0
Športové vozidlá		0,35 - 0,40	1,3 - 1,6
Pretekárske vozidlá	- nekryté kolesá	0,30 - 0,35	0,7 - 1,3
	- kryté kolesá	0,25 - 0,30	0,8 - 1,5
Nákladné vozidlá	- valník	0,8 - 1,0	4 - 7
	- s plachtou	0,6 - 0,8	5 - 8
	- s prívesom	1,0 - 1,2	5 - 8
Autobusy		0,5 - 0,7	5 - 7

Pri pohybe vozidla doprednou rýchlosťou v bočnom (priečnom) vetre je nutné relatívnu rýchlosť prúdenia vzduchu voči vozidlu pri bezvetrí vektorovo zložiť



Obr. 4.19. Pôsobisko odporu vzduchu (AS - aerodynamický stred čelnej plochy vozidla)



Obr. 4.20. Skladanie vektorov rýchlostí vzduchu a rýchlosti vozidla v bočnom vetre

s priečnou rýchlosťou vetra do výslednej relatívnej rýchlosti prúdu vzduchu voči vozidlu (Obr. 4.20). Ak je relatívna rýchlosť vzduchu voči vozidlu pri bezvetrí $v_x = v_a$ a v_v rýchlosť bočného vetra, ktorá zviera s pozdĺžnou osou vozidla uhol β, potom výsledná relatívna rýchlosť vzduchu voči vozidlu je ich vektorový súčet a zviera s pozdĺžnou osou vozidla uhol τ.

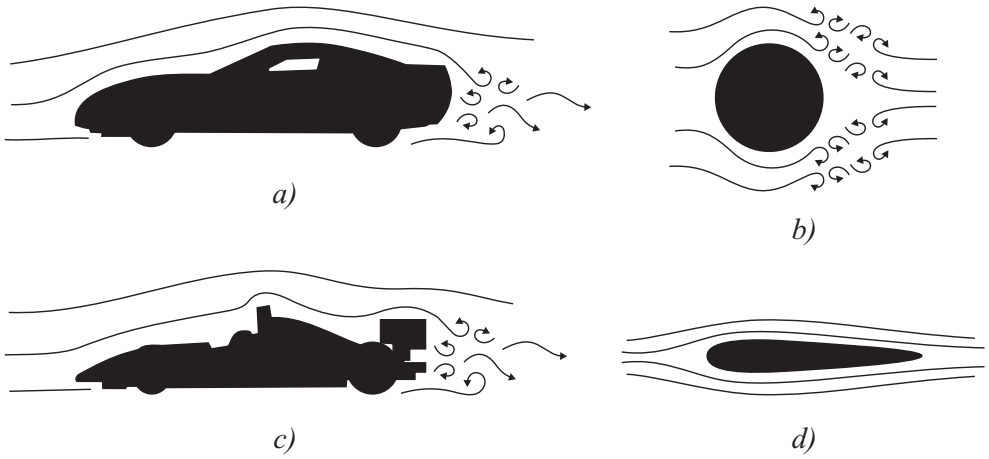
Priemet výslednej relatívnej rýchlosti prúdu vzduchu do pozdĺžnej osi vozidla v potom možno vypočítať pomocou vzťahov

$$\begin{aligned} v &= v_x + v_v.\cos\beta = v_a + v_v.\cos\beta \ - protivietor, \\ v &= v_x - v_v.\cos\beta = v_a - v_v.\cos\beta - vietor\ "v\ chrbte". \end{aligned} \tag{4.11}$$

4.2.4 Súčiniteľ aerodynamického odporu vozidla (Vehicle aerodynamic drag coefficient)

Dôležitý aspekt pri návrhu karosérie je aerodynamika jej obtekania prúdiacim vzduchom, ktorá má vplyv na spotrebu paliva, maximálnu rýchlosť a hlučnosť vozidla. Vo väčšine publikácií sa udáva v súvislosti s aerodynamickými vlastnosťami aerodynamický súčiniteľ odporu vzduchu c_x zistený v aerodynamickom tuneli. Na aerodynamický súčiniteľ odporu vzduchu c_x majú vplyv rôzne veličiny, okrem iného aj tvar karosérie (limuzína, kombi alebo fastback a pod.). Malé uhly prechodu medzi časťami karosérie a malé medzery medzi nimi znižujú turbulencie vzduchu a prispievajú k nižšej hodnote odporu vzduchu. Prejavuje sa tu aj tvar spodnej časti vozidla. Špeciálne kryty podvozku z plastov pozitívne ovplyvňujú prúdenie vzduchu pod vozidlom a zároveň chránia spodnú časť automobilu pred odskakujúcimi kamienkami. Odpor vzduchu vzniká tlakom okolitého vzduchu na vozidlo a jeho trením o povrch vozidla pri prúdení. Pôsobí proti pohybu vozidla a je závislý od rýchlosti, čelnej plochy vozidla, súčiniteľa odporu vzduchu a hustoty vzduchu.

Veľkosť aerodynamického súčiniteľa vzduchu pre rôzne tvary obtekaných povrchov sú zobrazené na nasledujúcich obrázkoch.



Obr. 4.21. a) – športový automobil, c_x = 0,35 - 0,40; b) – guľa, c_x = 0,47 - 0,5; c) – pretekársky automobil, c_x = 0,30 - 0,35; d) – kvapkový profil, c_x = 0,04

4.2.5 Mechatronický systém zlepšenia aerodynamickej stability vozidla (Mechatronic system for improving aerodynamic stability of the vehicle)

Dôležitý vplyv na jazdnú stabilitu vozidla pri vysokých rýchlostiach a na jeho výsledný aerodynamicky odpor, prítlačnú silu (downforce) a na turbulentné prúdenie vzduchu za vozidlom, má svetlá výška vozidla v danej jazdnej situácii. V súčasnosti vozidlo musí byť pri vysokých rýchlostiach stabilné, to znamená, že vztlaková sila vytvorená profilom vozidla, pri rôznych rýchlostiach prúdenia vzduchu nad karosériou vozidla a pod podvozkom vozidla, musí byť čo najmenšia. Zmenšením svetlej výšky vozidla, redukujeme množstvo vzduchu prúdiaceho pod podvozkom vozidla, čím má vozidlo k vozovke vo vysokých rýchlostiach lepší prítlak, zmenšuje sa turbulentné prúdenie vzduchu za vozidlom a vo výsledku sa zlepšuje stabilita vozidla.

Zmenu svetlej výšky vozidla možno realizovať systémom hydropneumatického pruženia vozidla. Tento systém spája v sebe:

- snímače, ktoré sledujú aktuálny stav a jazdnú dynamiku vozidla,
- riadiacu jednotku, ktorá vyhodnocuje signály zo snímačov, vyhodnocuje a riadi akčné členy,
- akčné členy hydropneumatického pruženia na korektné nastavenie svetlej výšky vozidla požadovanej pre aktuálny jazdný stav.

Systém pre zmenu svetlej výšky vozidla s názvom HYDRACTIVE 3^{rd} automobilky CITROEN pracuje v 4 režimoch nastavenia svetlej výšky vozidla. Elektronická riadiaca jednotka hydropneumatického pruženia autonómne nastavuje svetlú výšku vozidla od rýchlosti 60 km/h. V rýchlosti väčšej ako 110 km/h systém zníži vozidlo o 15 mm nižšie voči referenčnej výške H, na

zabezpečenie stability vozidla vo vysokých rýchlostiach a zmenšenie odporu vzduchu vozidla.

4.3 Odpor do stúpania (Climbing resistance)

Pri jazde na pozdĺžnom svahu (Obr. 4.22) môžeme tiaž vozidla pôsobiacu v ťažisku rozložiť na zložku kolmú k jazdnej dráhe, ktorá ovplyvňuje valivý odpor vozidla a na zložku rovnobežnú s jazdnou dráhou. Táto zložka pôsobí pri jazde do stúpania proti pohybu automobilu – tvorí odpor do stúpania. Jej veľkosť je daná vzťahom:

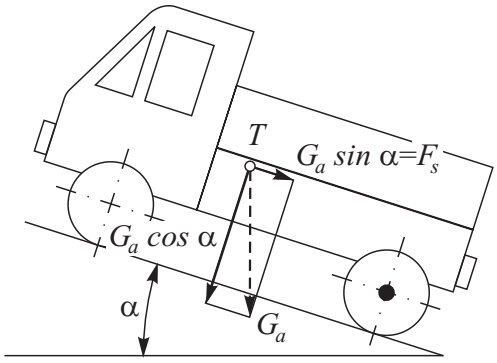
$$F_S = G_a . \sin\alpha = m_a . g . \sin\alpha \tag{4.12}$$

4.4 Zotrvačný odpor (Inertia resistance)

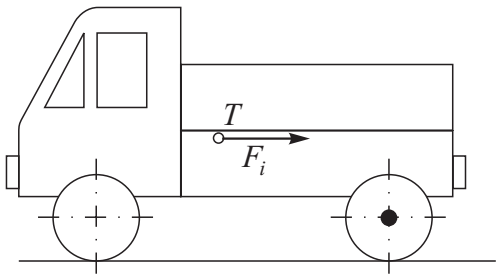
Zotrvačný odpor vzniká pri zmene rýchlosti jazdy vozidla. Pri akcelerácii pôsobí proti smeru jazdy (kladný), pri brzdení v smere jazdy (záporný). Zotrvačný odpor sa skladá z dvoch zložiek:

- zotrvačný odpor proti postupnému pohybu hmotnosti vozidla,
- zotrvačný odpor proti urýchľovaniu rotujúcich hmotností.

Pri výpočtoch uvažujeme zotrvačný odpor ako jednu silu pôsobiacu v ťažisku vozidla (Obr. 4.23).



Obr. 4.22. Vznik odporu do stúpania



Obr. 4.23. Zotrvačný odpor vozidla pri akcelerácii

Vzťah pre zotrvačný odpor má jednoduchý tvar:

$$F_i = m_a . a . \vartheta \tag{4.13}$$

kde ϑ je **súčiniteľ vplyvu rotujúcich hmotností (coefficient of rotating mass)**. Na jeho výpočet možno použiť vzťah:

$$\vartheta = 1 + \frac{1}{m_a . r_d^2} \left[\left(I_m + I_{sp} \right) . i_c^2 + \sum I_k \right] \tag{4.14}$$

Z rovnice (4.14)je zrejmé, že veľkosť súčiniteľa ϑ závisí jednak od veličín, ktoré sú pre dané vozidlo konštantné (momenty zotrvačnosti, polomer kolesa),

jednak od veličín premenlivých (celkový prevodový pomer, hmotnosť vozidla, sklz hnacích kolies). Súčiniteľ ϑ nie je teda stála veličina vozidla, ale závisí od zaradeného rýchlostného stupňa a zaťaženia vozidla.

Zistenie momentov zotrvačnosti rotujúcich hmotností vozidla, potrebné na stanovenie súčiniteľa ϑ je veľmi prácne a nie je vždy možné. Informatívne priemerné hodnoty súčiniteľa ϑ pri plne zaťažených vozidlách a nulovom sklze kolies sú uvedené v tab. 4.3.

Tabuľka 4.3. Hodnoty súčiniteľa vplyvu rotujúcich hmotností

Automobil	Súčiniteľ ϑ	
	najvyšší rýchlostný stupeň	najnižší rýchlostný stupeň
Osobný	1,04 - 1,07	1,2 - 1,8
Nákladný cestný	1,06 - 1,10	1,4 - 3,0
Nákladný terénny	1,08 - 1,25	5 -8

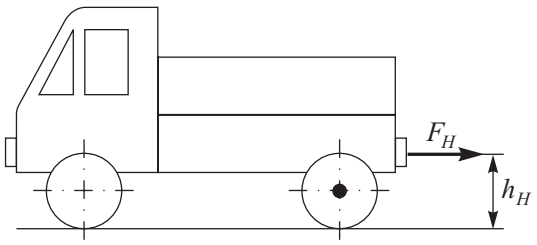
V literatúre sa často uvádzajú empirické vzorce, podľa ktorých možno odhadovať súčiniteľ ϑ v závislosti od prevodových pomerov. Napr. vzťah:

$$\vartheta = 1,03 + 1,05.i_k^2 \tag{4.15}$$

kde i_k je prevodový pomer meniteľných prevodov pre daný rýchlostný stupeň.

4.5 Odpor prívesu (Trailing resistance)

Pri ťahu prívesu pôsobí v osi spojovacieho zariadenia medzi ťažným vozidlom a prívesom sila F_H – odpor prívesu (Obr. 4.24).



Obr. 4.24. Odpor prívesu a jeho pôsobisko na ťahači

Na príves pôsobia rovnako odpory ako na ťažné vozidlo, teda valivý odpor, odpor vzduchu, odpor do stúpania, zotrvačný odpor, prípadne aj odpor ďalšieho prívesu.

Odpor vzduchu prívesu obvykle neuvažujeme. Jeho účinok rešpektujeme zväčšením odporu vzduchu ťahača o 10 až 40 %. Odpor prívesu je teda:

$$F_H = F'_f + F'_s + F'_i \tag{4.16}$$

Pri hmotnosti prívesu m' je:

$$F_H = m'.g.f.\cos\alpha + m'.g.\sin\alpha + m'.a.\vartheta' \tag{4.17}$$

kde výraz

$$\vartheta' = 1 + \frac{1}{m'.r_d^2}\sum I_k \tag{4.18}$$

je **súčiniteľ vplyvu rotujúcich hmotností prívesu (coefficient of trailer rotating mass)** a vyjadruje súhrnný účinok zotrvačnosti jeho rotujúcich hmotností na ťažné vozidlo. Podobným spôsobom by bolo možné odvodiť vzťahy pre sily, pôsobiace v spojovacom zariadení návesovej jazdnej súpravy. Situácia sa dá zjednodušiť tak, že návesovú súpravu považujeme za jedno vozidlo.

4.6 Mechanické straty v prevodovom mechanizme (Mechanical losses of transmission)

Pri prenose výkonu motora na kolesá vozidla vznikajú v prevodovom mechanizme straty trením, ktoré tiež počítame k jazdným odporom. Sú to:

- trecie straty v spojke vozidla,
- trenie v zábere ozubených kolies,
- trenie v ložiskách hriadeľov a ozubených kolies,
- straty vírením oleja a vzduchu v prevodovom mechanizme,
- trenie v kĺboch a v uložení kĺbových hriadeľov,
- trenie v tesneniach a upchávkach otáčajúcich sa častí.

Trecie straty závisia od konštrukčného vyhotovenia, od materiálu a tuhosti prevodového mechanizmu, od presnosti výroby a montáže, od opracovania povrchu, rýchlosti otáčania a od množstva, kvality a teploty oleja. Najväčšie straty vznikajú trením v zuboch zaberajúcich kolies, ďalšiu významnú zložku obyčajne tvoria straty vírením oleja (hydraulické straty).

Veľkosť trecích strát sa hodnotí mechanickou účinnosťou prevodového mechanizmu η_m ako pomer výkonu odovzdaného P_2 k výkonu privedenému P_1:

$$\eta_m = \frac{P_2}{P_1} \tag{4.19}$$

Mechanická účinnosť η_m (mechanical efficiency) celého prevodového mechanizmu vozidla je daná súčinom účinnosti $\eta_{m(j)}$ jednotlivých strojových skupín prevodového mechanizmu, cez ktoré výkon prechádza:

$$\eta_m = \prod_{j=1}^{n} \eta_{m(j)} \tag{4.20}$$

Priemerné hodnoty mechanickej účinnosti jednotlivých prenosových a transformačných prvkov prevodového mechanizmu sú uvedené v Tab. 4.4.

Priemerné hodnoty mechanickej účinnosti celého pohonu automobilu sa pohybujú v rozmedzí 0,8 až 0,93, pričom spodná hranica tohto intervalu zodpovedá vozidlám s pohonom všetkých kolies, horná hranica automobilom s jednou hnacou nápravou a jednoduchým stálym prevodom tejto nápravy.

Tabuľka 4.4. Hodnoty mechanickej účinnosti

Mechanizmus	η_m
Spojka	0,99
Jeden pár čelných ozubených kolies.	0,97 - 0,99
Vírenie oleja v prevodovke	0,97 - 0,98
Bežná trojhriadeľová prevodovka (celkovo)	
- pri priamom zábere	0,97 - 0,98
- pri inom rýchlostnom stupni	0,94 - 0,95
Dvojhriadeľová prevodovka bez priameho záberu	0,955
Prídavná prevodovka	0.94 - 0,98
Kĺbový hriadeľ	0,99
Kužeľové súkolesie prevodu hnacej nápravy	0,95 - 0,97
Ložiská hriadeľa hnacej nápravy	0,995

4.7 Čiastkový záver

Mechatronické systémy regulácie tlaku a dohusťovania pneumatík sú systémy, ktorých hlavný cieľ je, aby zabezpečili nahustenie pneumatiky na požadovaný tlak v závislosti od jazdného povrchu. Počas prevádzky automobilu dochádza k tomu, že sa môže počas pohybu meniť jazdný povrch. Automobil prechádza z nespevneného terénu, keď potrebujeme zabezpečiť čo najlepšiu priľnavosť pneumatiky (podhustenie) na cestu (asfaltový povrch), kde potrebujeme zabezpečiť správne nahustenie pneumatík a tým dosiahnuť minimálny valivý odpor (kap. 4.1.5). Systémy dohusťovania pneumatík a kontroly tlaku pneumatík bývajú aplikované v terénnych automobiloch (Obr. 4.10), keď vodič počas pohybu potrebuje dostávať informácie o stave nahustenia pneumatík a cez regulovateľnú sústavu – mechatronický systém dohusťovania pneumatík regulovať tlak hustenia pneumatík. Pokročilejšie systémy dohusťovania pneumatík dokážu regulovať tlak nezávisle v každej pneumatike automobilu (Obr. 4.11). Mechatronický systém, ktorý zlepšuje aerodynamickú stabilitu automobilu je systém, ktorý pracuje na princípe zníženia svetlej výšky vozidla. Tento systém patrí do systémov pruženia a jeho princíp je objasnený v kapitole Pruženie. Mechatronické systémy, ktoré ovplyvňujú jazdnú dynamiku a stabilitu automobilu prostredníctvom riadenia a regulácie parametrov, ktoré zmenšujú vplyvy jazdných odporov sú systémy, ktoré sú často integrované do podvozkových systémov automobilov.

5

Adhézna sila (Adhesive force)

5.1 Prenos tangenciálnej sily medzi kolesom a vozovkou (Tangential force transfer between wheel and road)

Prenos tangenciálnej sily (hnacej, alebo brzdnej) medzi kolesom a vozovkou je umožnený trením gumy pneumatiky o vozovku, zachytávaním behúňa o mikronerovnosti vozovky, do ktorých sa vtláča a molekulárnymi silami súdržnosti medzi behúňom a povrchom vozovky.

Pri prenose tangenciálnej sily dochádza k relatívnemu pohybu medzi elementmi behúňa a povrchom vozovky – vzniká **sklz (wheel slip)**.

Typickú závislosť medzi pôsobiacou tangenciálnou silou X_T a vzniknutým sklzom s_h, znázorňuje Obr. 5.1. Pri nulovom sklze je tangenciálna reakcia nulová. S narastajúcim sklzom najskôr tangenciálna sila rastie až do maximálnej hodnoty, keď je dosiahnutá medza súdržnosti. S ďalším zvyšovaním sklzu vo väčšine prípadov tangenciálna sila mierne klesá. Z obrázku je zrejmé, že: Veľkosť tangenciálnej reakcie je obmedzená silou F_{ad}, ktorá sa nazýva **adhézna sila (adhesive force)**, čo je teda najväčšia sila, ktorú je schopné preniesť koleso v kontakte s vozovkou pri určitej adhéznej tiaži G_{ad}, pre danú pneumatiku a daný povrch vozovky.

Adhézna tiaž (Adhesive weight) je pritom tlaková sila kolesa pôsobiaca na vozovku pri danom jazdnom režime a rovná sa veľkosti radiálnej reakcie kolesa Z_k.

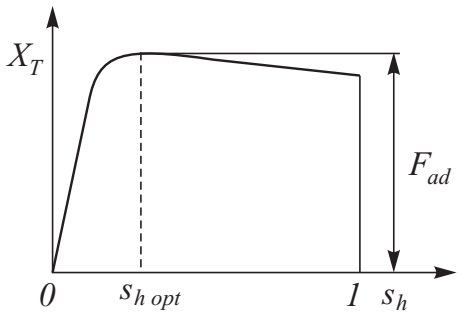
Ak vyjadríme pomernú veľkosť pôsobiacej tangenciálnej sily vzhľadom k adhéznej tiaži súčiniteľom tangenciálnej sily φ_s podľa vzťahu

$$\varphi_s = \frac{X_T}{G_{ad}} \tag{5.1}$$

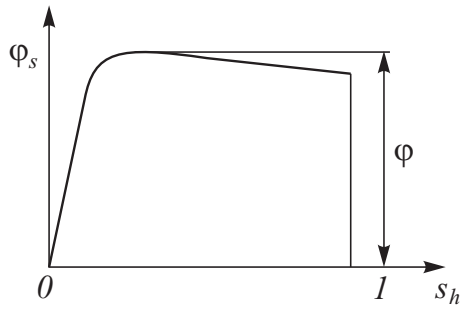
potom tvorí grafické znázornenie závislosti $\varphi_s(S_h)$ sklzovú charakteristiku pneumatiky (Obr. 5.2).

Dôležitý fyzikálny význam má maximálna hodnota súčiniteľa tangenciálnej sily φ, ktorá sa nazýva **súčiniteľ adhézie (coefficient of adhesion)** a je dosahovaná väčšinou pri sklze 15 až 30 %. Adhézna sila kolesa je potom daná vzťahom:

$$F_{ad} = G_{ad}.\varphi = Z_k.\varphi \tag{5.2}$$



Obr. 5.1. Závislosť tangenciálnej sily od sklzu



Obr. 5.2. Sklzová charakteristika pneumatiky

Pri prenose tangenciálnej sily medzi kolesom a vozovkou sa koleso odvaľuje so sklzom. Táto väzba má však obojstrannú pôsobnosť, t. j. ak je koleso nútené odvaľovať sa so sklzom, vzniká pri kontakte kolesa s vozovkou tangenciálna sila priamoúmerná vzniknutému sklzu.

Takáto situácia vzniká napríklad na hnacej náprave automobilu pri jazde zákrutou, ak je diferenciál vyradený z činnosti uzáverou diferenciálu.

5.2 Faktory ovplyvňujúce veľkosť adhéznej sily (Factors exert influence up adhesive force)

Veľkosť adhéznej sily vozidla je závislá, ako vyplýva z rovnice (5.2), od adhéznej tiaže a od veľkosti súčiniteľa adhézie φ, ktorý predstavuje maximálnu hodnotu súčiniteľa tangenciálnej sily φ_s.

Súčiniteľ adhézie (Coefficient of adhesion)

Veľkosť súčiniteľa adhézie závisí od:

- vlastností povrchu pneumatiky (vlastnosti gumy, tvar a výška vzorky behúňa),
- vlastností povrchu vozovky a terénu,
- podmienok v stope pneumatiky.

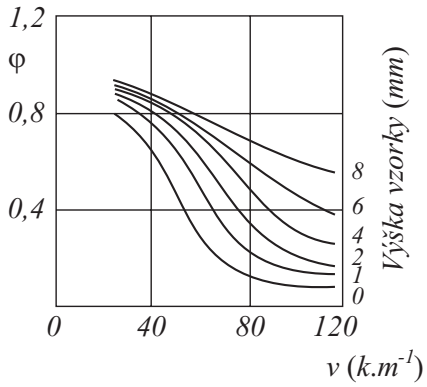
5.2.1 Vplyv vlastností povrchu pneumatiky (Tire surface properties influence)

Vplyv výšky vzorky behúňa (Height of tire profile) na súčiniteľ adhézie sa prejavuje najmä na mokrej vozovke a je zrejmý z Obr. 5.3. Pri novej vzorke behúňa dosiahneme najmä na klzkej vozovke vyššiu adhéziu než pri ojazdenej vzorke.

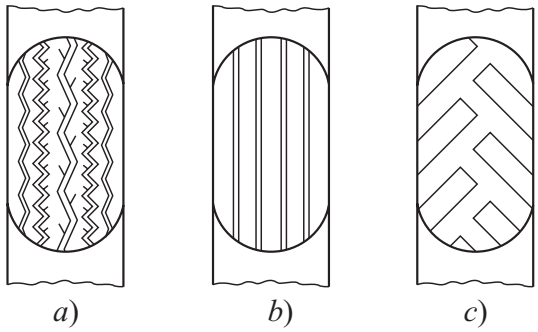
Vplyv tvaru vzorky (Tire profile shape influence)

Môžeme ho dokumentovať na porovnaní troch typických vzoriek behúňa znázornených na Obr. 5.4.

Pásová lamelová vzorka (Obr. 5.4a) má na ceste v obvodovom smere vyššiu adhéziu než čisto pásová vzorka (Obr. 5.4b) alebo šípová vzorka (Obr. 5.4c).



Obr. 5.3. Závislosť súčiniteľa adhézie od rýchlosti jazdy a výšky vzorky



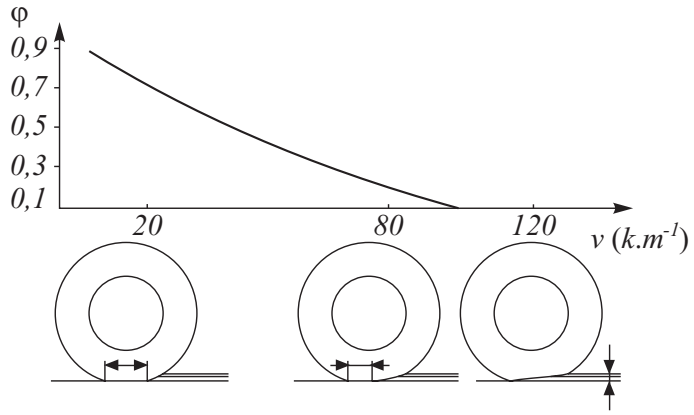
Obr. 5.4. Základné druhy vzoriek behúňov

Príčinou lepšieho záberu pásovej lamelovej vzorky je to, že o nerovnosti povrchu vozovky zachytáva väčším počtom hrán. Je najčastejšie používaná pre cestné vozidlá. Čisto pásová vzorka má veľkú schopnosť prenášať bočné sily, preto je veľmi vhodná pre nepoháňané kolesá, so šípovou vzorkou sa často stretávame u pneumatík terénnych vozidiel, kde požadujeme súčasne prenos hnacích i bočných síl.

Výška a tvar vzorky behúňa majú tiež vplyv na vznik aquaplaningu. Tento stav nastáva najmä pri vyšších rýchlostiach v situácii, keď medzi gumou behúňa a povrchom vozovky vznikne súvislá vrstva vody, vyššia než mikronerovnosti vozovky Obr. 5.5. Kontakt kolesa s vozovkou sa potom uskutočňuje cez túto vrstvu vody, čo vedie k prudkému poklesu súčiniteľa adhézie až k hodnote $0,01 \div 0,001$.

Pre bezpečné odvaľovanie kolesa je nevyhnutné zabezpečiť priamy kontakt s podložkou. Pri mokrej vozovke možno dosiahnuť kontakt behúňa s vozovkou vtedy, ak sú drážky behúňa (dezénu) schopné odvádzať potrebné množstvo kvapaliny. V kontaktom mieste narastá hydrodynamický tlak a pod dotykovou plochou sa tvorí vodný klin, ktorý znemožňuje priamy kontakt behúňa s podkladom. S rastúcou rýchlosťou behúňa (dezénu) kolesa klesá čas potrebný na preniknutie behúňa cez vodný film, až do okamihu, keď je dlhší ako čas jeho prechodu po dĺžke dotykovej plochy. Dochádza k oddeleniu dotykovej plochy pneumatiky od povrchu vozovky. Pneumatika neprenáša prakticky žiadne tangenciálne sily, koleso "pláva" a vozidlo sa stáva neovládateľné. Tvorba aquaplaningu závisí na hrúbke vodnej vrstvy na vozovke, na rýchlosti vozidla a na konštrukcii behúňa, a to na jeho plnosti, priereze, smere a tvare drážok. Pri prevádzke pneumatík dochádza k opotrebovaniu behúňa, hĺbka drážky sa zmenšuje a tým sa zmenšuje i prietokový prierez, ktorým sa odvádza voda zo dotykovej plochy pneumatiky s vozovkou. Aquaplaning teda vzniká ako dôsledok neprimeranej rýchlosti vozidla na vozovke s vysokou vrstvou vody.

Na Obr. 5.6 je znázornená experimentálne zistená závislosť dotykovej plochy radiálnej pneumatiky od rýchlosti jazdy automobilu a od hĺbky dezénu behúňa na mokrej vozovke.



Obr. 5.5. Vplyv rýchlosti jazdy automobilu na vytváranie aquaplaningu

Hĺbka dezénu / Rýchlosť automobilu	1,6 mm	4 mm	8 mm
5 km/hod	plocha 100%	plocha 100%	plocha 100%
75 km/hod	plocha 16%	plocha 58%	plocha 74%
125 km/hod	plocha 6%	plocha 11%	plocha 47%

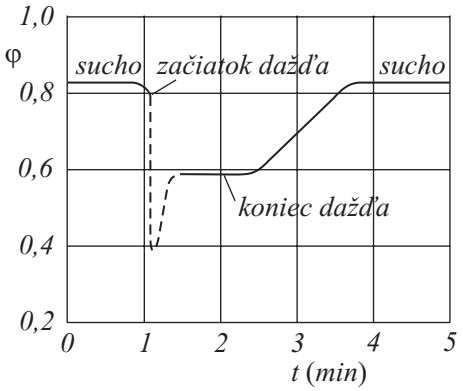
Obr. 5.6. Závislosť dotykovej plochy radiálnej pneumatiky od hĺbky dezénu a rýchlosti jazdy osobného vozidla na vozovke pokrytej vodou

5.2.2 Vplyv vlastností povrchu vozovky (Road surface properties influence)

Ich vplyv na súčiniteľ adhézie je zrejmý z tab. 5.1, ktorá udáva prehľad priemerných hodnôt súčiniteľa adhézie.

Na suchej, drsnej vozovke budeme dosahovať vyššiu adhéziu než na vozovke mokrej, zablatenej alebo klzkej. Závislosť súčiniteľa adhézie na okamžitom stave vozovky dokumentuje Obr. 5.7, znázorňujúci časový priebeh súčiniteľa adhézie pri prechode mierneho dažďa. Na Obr. 5.7 je vidieť veľká premenlivosť hodnoty súčiniteľa φ v krátkom časovom úseku.

Najväčší pokles súčiniteľa adhézie nastáva vzápätí po začiatku dažďa, keď sa na vozovke vytvorí blato z nečistôt, ktoré sa po určitej dobe zmyje.



Obr. 5.7. Závislosť súčiniteľa adhézie od stavu vozovky

Tabuľka 5.1. Hodnoty súčiniteľa adhézie

Druh povrchu		Súčiniteľ adhézie
Betón		0,7 až 1,0
Asfalt	- suchý	0,7 až 0,9
	- mokrý	0,3 až 0,5
Hlinitá poľná cesta	- suchá	0,8
Piesčitá poľná cesta	- suchá	0,7
Lúka	- nepokosená	0,5
	- pokosená	0,7
Vlhké strnisko		0,6
Uľahnutá ornica		0,5
Piesok	- vlhký	0,4
	- suchý	0,3
Ujazdený sneh		0,2 až 0,3
Poľadovica		0,1

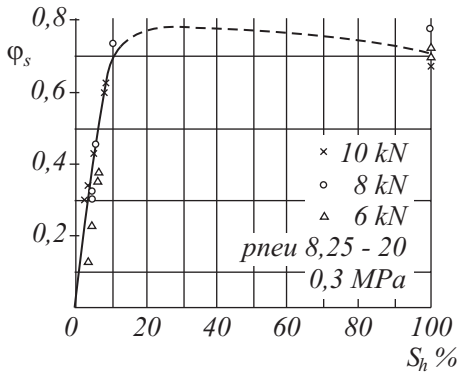
5.2.3 Podmienky v stope (Specifications in contact area)

Okrem sklzu sú podmienky v stope charakterizované predovšetkým rýchlosťou jazdy a veľkosťou merného tlaku medzi kolesom a povrchom, po ktorom sa pohybuje.

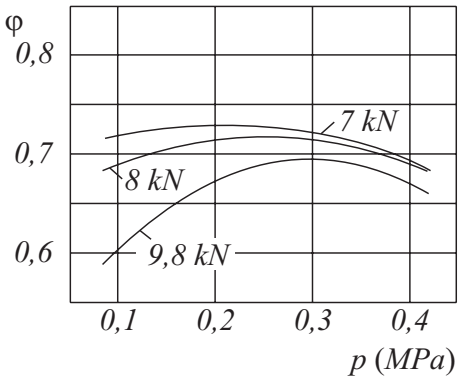
Príklad skutočnej závislosti súčiniteľa prenosu tangenciálnej sily a **sklzu (wheel slip)** je pre pneumatiku poháňaného kolesa na Obr. 5.8.

Merný tlak (Specific pressure) je pre danú pneumatiku predovšetkým funkcia zaťaženia kolesa a hustenia pneumatiky. Pre obe tieto veličiny môžeme určiť ich optimálne hodnoty, pri ktorých možno predpokladať, že budeme dosahovať najvyššiu adhéziu na tvrdej vozovke – to vyplýva z Obr. 5.9 a Obr. 5.10 pre pneumatiky na suchom betóne.

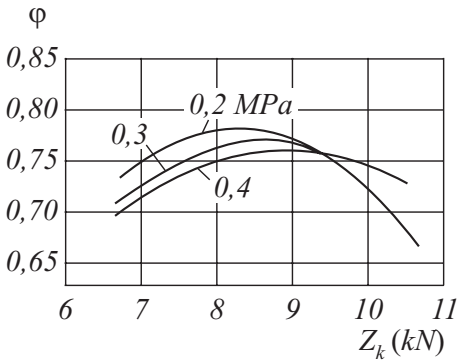
So zvyšujúcou sa **rýchlosťou jazdy (driving speed)** súčiniteľ adhézie klesá (Obr. 5.11), čo je dôležité predovšetkým z hľadiska bezpečnosti pri brzdení. Je potrebné si uvedomiť, že pokles adhézie pri rýchlosti 80 $km.h^{-1}$ predstavuje už viac ako 50 % hodnoty adhézie pri malej rýchlosti. Z uvedeného vplyvu základných faktorov na veľkosť súčiniteľa adhézie je zrejmé, že dôsledné



Obr. 5.8. Sklzová charakteristika pneumatiky



Obr. 5.9. Závislosť φ od tlaku hustenia



Obr. 5.10. Závislosť φ od zaťaženia kolesa

dodržovanie správnych prevádzkových podmienok pneumatík je dôležité nielen z hľadiska zaistenia ich predpísanej životnosti, ale tiež z hľadiska dosiahnutia dobrej adhézie.

5.2.4 Súčasný prenos tangenciálnej a bočnej sily (Tangential and lateral forces simultaneous transmission)

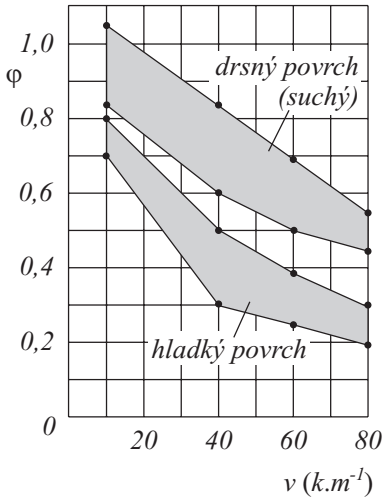
Schopnosť pneumatiky prenášať v mieste dotyku kolesa s vozovkou obvodovú silu je ovplyvnená tiež veľkosťou súčasne prenášanej bočnej sily, ktorá je tiež adhézne obmedzená. Ak prenáša koleso súčasne obvodovú (tangenciálnu) silu F_x aj bočnú silu F_y, potom vektorový súčet oboch týchto síl nesmie prekročiť adhéznu silu v zodpovedajúcom smere.

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq F_{ad} = Z_k.\varphi \tag{5.3}$$

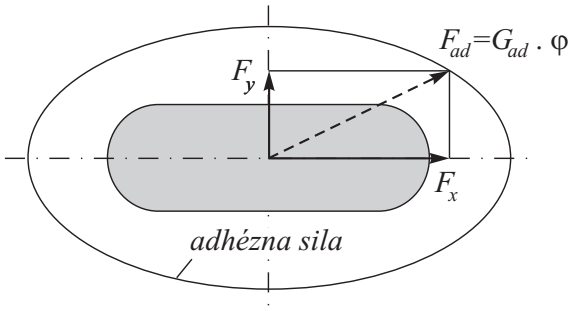
Oválne obmedzenie veľkosti adhéznej sily, vyplýva z toho, že adhézne vlastnosti pneumatiky v pozdĺžnom a bočnom smere sa od seba líšia (Obr. 5.12).

5.2.5 Adhézna sila celého vozidla (Adhesive force all vehicle)

Veľkosť adhéznej sily vozidla je daná súčtom adhéznych síl na všetkých kolesách, ktoré prenášajú tangenciálnu (hnaciu, brzdnú) alebo bočnú silu.



Obr. 5.11. Závislosť súčiniteľa adhézie od rýchlosti jazdy



Obr. 5.12. Súčasný prenos tangenciálnej a bočnej sily

$$F_{ad} = \sum_{j=1}^{n} F_{ad(j)} = \sum_{j=1}^{n} Z_{k(j)} \cdot \varphi_{(j)} \tag{5.4}$$

V prípade, že hnaciu, brzdnú, alebo bočnú silu prenášajú všetky kolesá a pracujú pri rovnakých adhéznych podmienkach

$$F_{ad} = \varphi \sum_{j=1}^{n} Z_{k(j)} = \varphi . G_{ad} = \varphi . G_a . \xi \tag{5.5}$$

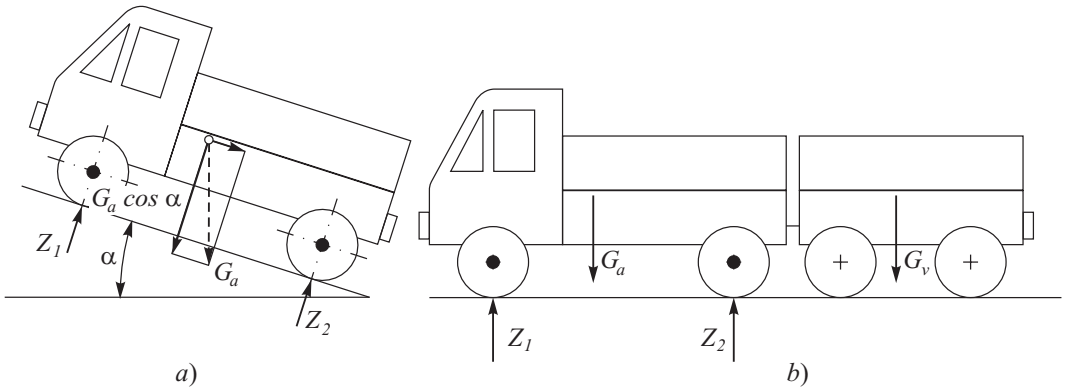
kde: $G_{ad} = \sum_{j=1}^{n} Z_{k(j)}$ – je adhézna tiaž vozidla (**adhesive weight of vehicle**), t. j. súčet radiálnych reakcií na všetkých kolesách,
$\xi = \dfrac{G_{ad}}{G_a}$ – je súčiniteľ využitia tiaže vozidla na adhéziu (**adhesion coefficient weight of vehicle**).

5.2.6 Adhézna tiaž vozidla (Adhesive weight of vehicle)

Adhézna tiaž vozidla je daná súčtom zaťaženia (radiálnych reakcií) všetkých hnacích alebo brzdených kolies. Jej veľkosť je teda nutné určiť podľa daného jazdného režimu.

Napr. pri pohone všetkých kolies vozidla (Obr. 5.13a) je adhézna tiaž $G_{ad} = Z_1 + Z_2 = G_a . \cos\alpha$. Pri pohone iba prednej nápravy bude $G_{ad} = Z_1$ a pri pohone iba zadnej nápravy $G_{ad} = Z_2$.

V prípade ťahača s pohonom všetkých kolies a prípojného vozidla (Obr. 5.13b) bude pri rozjazde adhézna tiaž celej súpravy $G_{ad} = Z_1 + Z_2 = G_a$, ale v prípade brzdenia, keď brzdí všetkými kolesami ako ťahač, tak príves, bude adhézna tiaž súpravy $G_{ad} = G_a + G_v$.



Obr. 5.13. Určenie adhéznej tiaže vozidla

5.3 Mechatronický systém riadenia hnacej sily kolies automobilu (Mechatronic system of the vehicle wheels driving force control)

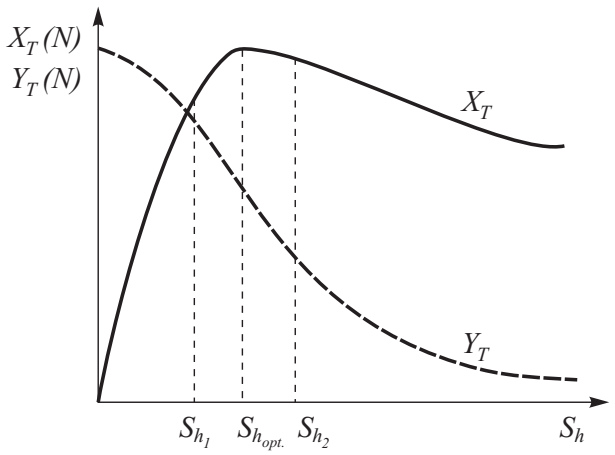
Systémy na riadenie hnacej sily kolies automobilu pracujú na princípe zisťovania sklzu jednotlivých kolies automobilu za daných adhéznych podmienok (kap. 5.2). Adhéznymi podmienkami rozumieme stav, keď hnacie kolesá automobilu dokážu preniesť maximálnu hnaciu silu vytvorenú hnacou sústavou automobilu na daný jazdný povrch. Ak hnacia sila prenášaná kolesom (kap. 7) je väčšia ako adhézna sila pre daný povrch, koleso na danom jazdnom povrchu sa začne preklzovať, dostáva sa do sklzu (kap. 5.1).

Pri prenose hnacej sily z kolesa na vozovku definujeme sklz kolesa ako podiel rozdielu obvodovej rýchlosti kolesa a rýchlosti automobilu k obvodovej rýchlosti kolesa podľa vzťahu:

$$S_h = \frac{v_p - v}{v_p}.100 \qquad [\%] \tag{5.6}$$

kde: S_h - sklz kolesa,
v_p - obvodová rýchlosť kolesa,
v - rýchlosť vozidla.

Veľkosť prenesiteľnej hnacej sily z kolesa na vozovku v automobile reguluje systém ASR (Anti-Slip Regulation) – Elektronická regulácia protipreklzu kolies automobilu. ASR systém pracuje na princípe výpočtu obvodových rýchlostí hnacích a hnaných kolies a dopočítavania sklzovej charakteristiky pre aktuálny jazdný stav automobilu. Riadiaca jednotka porovnáva aktuálny sklz hnacích kolies a hnaných kolies. Tento aktuálny jazdný stav porovnáva resp. vyhodnocuje s optimálnou hodnotou sklzu v elektronickej riadiacej jednotke systému ASR. Pri zistení prenosu hnacej sily na koleso, ktorá by bola väčšia ako je adhézna sila pre aktuálny jazdný povrch, systém ASR prostredníctvom senzorického systému a riadiacej jednotky reguluje otáčky motora a jeho krútiaci moment na takú hodnotu aby sa prenášaná hnacia sila kolesa blížila k adhéznej sile, teda k optimálnej hodnote sklzu (Obr. 5.1, Obr. 5.12 a Obr. 5.14)



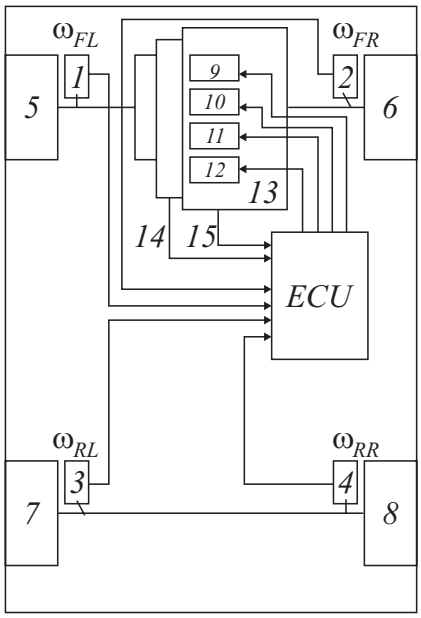
Obr. 5.14. Závislosť prenositeľnej pozdĺžnej a priečnej sily od sklzu kolesa (S_h – sklz kolesa, $S_{h_{opt}}$ – optimálny sklz kolesa, X_T – prenositeľná pozdĺžna sila, S_{h1}, S_{h2} – hranice optimálneho intervalu sklu kolesa, Y_T – prenositeľná priečna sila)

5.4 Elektronický systém ASR (Anti-slip regulation electronic system)

Protipreklzový systém ASR zabraňuje pretáčaniu poháňaných kolies elektronicky – znížením výkonu motora. V prípade, že sa poháňané kolesá začnú pretáčať, systém ASR prostredníctvom systému elektronického riadenia trakcie ETC, prípadne elektronického akceleračného pedálu EGAS zníži krútiaci moment motora na hodnotu, ktorú sú kolesá za daných adhéznych podmienok schopné preniesť na vozovku, bez toho by sa pretáčali.

Systém ASR pracuje v súčinnosti so systémom EDS – elektronická uzávierka diferenciálu a riadiacou jednotkou motora. Na rozdiel od systému EDS (elektronické uzávierky diferenciálu) môže systém ASR pracovať pri každej rýchlosti automobilu. Systém ASR tak zvyšuje bezpečnosť a stabilitu jazdy na klzkom povrchu, zároveň zabezpečuje plynulé zrýchlenie bez preklzovania kolies. Pri jazde v zákrute pôsobí systém regulácie preklzu proti nedotáčavosti automobilu a zvyšuje jazdnú stabilitu.

Snímače otáčok kolies (Obr. 5.15, poz. 1,2,3,4), ktoré sú spoločné so systémom ABS, neustále snímajú otáčky kolies hnacej nápravy (Obr. 5.15, poz. 5,6). Riadiaca jednotka, ktorá je tiež spoločná s ABS, porovnáva tieto údaje s otáčkami kolies nepoháňanej nápravy (Obr. 5.15, poz. 7,8). Ak na základe signálov zo snímačov otáčok riadiaca jednotka vyhodnotí, že dochádza k preklzu hnacích kolies, je riadiacou jednotkou akčným členom vydaný pokyn, aby tieto kolesá boli pribrzdené. V prípade vyššej rýchlosti je súčasne riadiacou jednotkou motora vydaný príkaz na zníženie krútiaceho momentu motora núteným ubratím plynu (Obr. 5.16, poz. 11,14). Následkom tohto zásahu sa kolesá prestanú pretáčať.



Obr. 5.15. Schéma prvkov protipreklzového systému ASR kolies vo vozidle [48]: 1 – Snímač otáčok ľavého kolesa hnacej nápravy, 2 – snímač otáčok pravého kolesa hnacej nápravy, 3 – snímač otáčok ľavého kolesa hnanej nápravy, 4 – snímač otáčok pravého kolesa hnanej nápravy, 5 – ľavé koleso hnacej nápravy, 6 – pravé koleso hnacej nápravy, 7 – ľavé koleso hnanej nápravy, 8 – pravé koleso hnanej nápravy, 9,10,11,12 – elektronické vstrekovače paliva spaľovacieho motora, 13 – pohonná jednotka (spaľovací motor), 14,15 – snímač otáčok kľukového hriadeľa, snímače teploty chladiacej kvapaliny a oleja, ostatné snímače spaľovacieho motora, ECU – elektronická riadiaca jednotka protipreklzu kolies

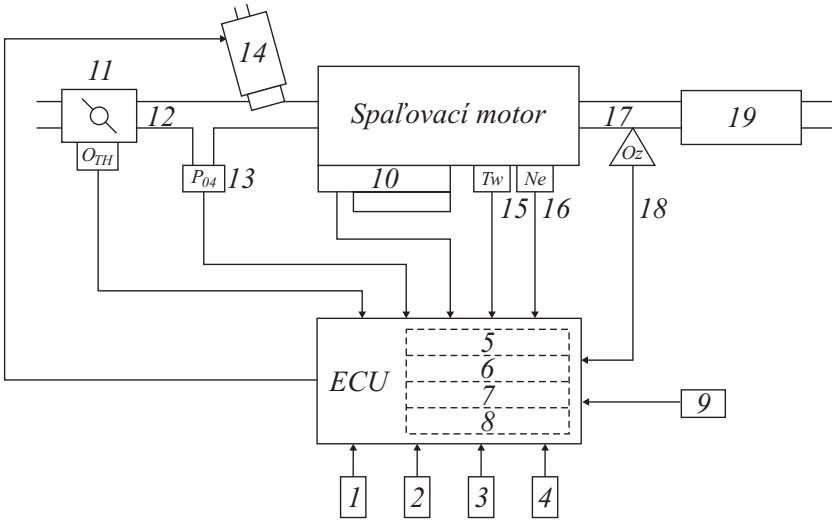
5.5 Model algoritmu regulácie hnacej sily v systéme ASR (Model of traction force regulation algorithm in ASR system)

Z vyhodnotenia porovnania otáčok hnacích a hnaných kolies riadiaca jednotka vyhodnocuje v ktorej oblasti rýchlosti je potrebné vykonávať reguláciu hnacej sily pri rozjazde automobilu (Obr. 5.17).

Získavanie skutočných otáčok odvaľovania kolies sa prenáša do riadiacej jednotky zo snímačov otáčok hnanej nápravy. V riadiacej jednotke sa vypočítava aritmetický priemer uhlovej rýchlosti otáčok kolies hnanej nápravy. K snímaniu otáčok dochádza aj na výstupe z prevodovky, kde sa sníma uhlová rýchlosť výstupného hriadeľa. V obvodoch 10, 11 a 12 na Obr. 5.17 dochádza k získavaniu hodnôt rýchlostí jednotlivých kolies a k porovnávaniu týchto troch rýchlostí:

- rýchlosť výstupného hriadeľa prevodovky,
- rýchlosť hnacích kolies,
- rýchlosť hnaných kolies.

Z tohto výpočtu sa získava hodnota sklzu hnacích kolies, ktorá je regulovaná signálmi v obvodoch 5,6,7 na Obr. 5.17 pre ovládanie točivého momentu motora. Točivý moment motora a jeho regulácia je uskutočňovaná cez ECU motora, do ktorej vstupujú signály zo snímačov (uhla natočenia škrtiacej klapky, prietoku vzduchu a tlaku vzduchu v sacom potrubí, teploty oleja motora, teploty chladiacej kvapaliny, otáčok kľukového hriadeľa, lambda sondy (Obr. 5.16)). Uskutočňuje sa vyhodnotenie dát parametrov spaľovacieho motora



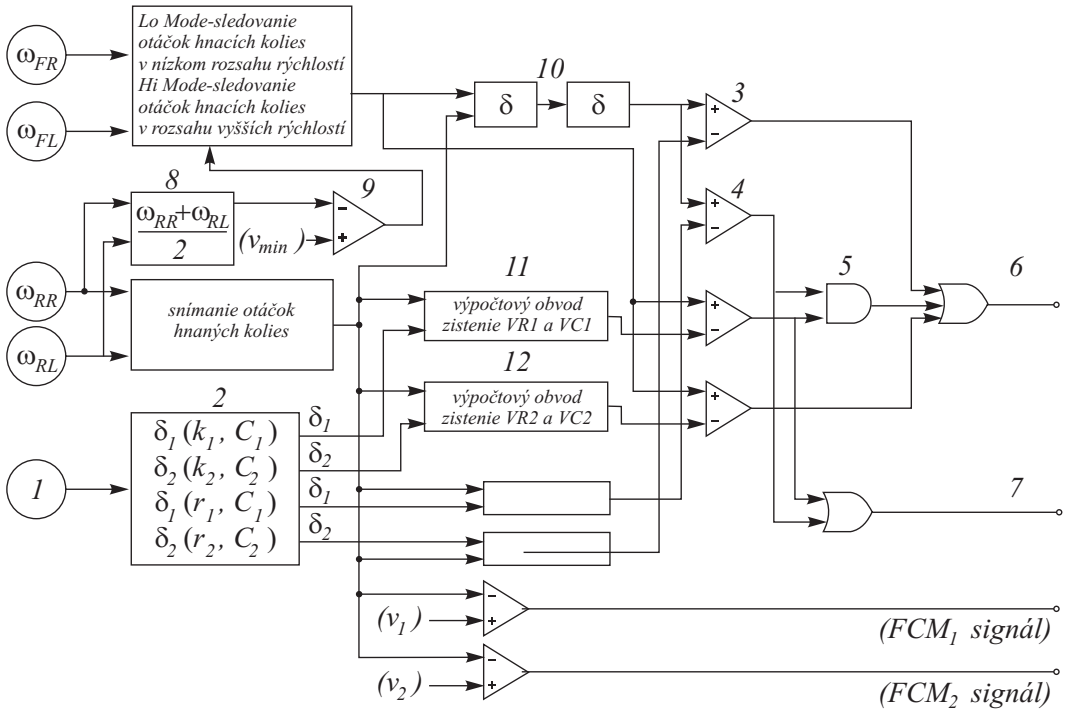
Obr. 5.16. Schéma systémových prvkov regulácie preklzu kolies reguláciou otáčok a točivého momentu spaľovacieho motora automobilu [48]: ECU – Elektronická riadiaca jednotka protipreklzu kolies, 1 – snímač otáčok ľavého kolesa hnacej nápravy, 2 – snímač otáčok pravého kolesa hnacej nápravy, 3 – snímač otáčok ľavého kolesa hnanej nápravy, 4 – snímač otáčok pravého kolesa hnanej nápravy, 5 – vstupný obvod riadiacej jednotky protipreklzu kolies pre zber dát zo snímačov, 6 – výpočtové obvody (CPU), 7 – pamäťové obvody riadiacej jednotky protipreklzu kolies, 8 – výstupný obvod riadiacej jednotky protipreklzu kolies pre reguláciu krútiaceho momentu motora a otáčok, 9 – senzory dodávky paliva, 10 – snímač teploty oleja, 11 – elektronická škrtiaca klapka, 12 – sacie potrubie motora, 13 – senzory teploty a tlaku vzduchu v sacom potrubí, 14 – elektronický vstrekovač paliva, 15 – snímač teploty chladiacej kvapaliny, 16 – snímač otáčok kľukového hriadeľa, 17 – výfukové potrubie, 18 – lambda sonda, 19 – trojcestný katalyzátor.

a výpočtová jednotka systému protipreklzu kolies do tohto systému vstupuje svojimi signálmi pre riadenie akčných členov motora (servomotor na natočenie škrtiacej klapky, vstrekovače paliva (Obr. 5.17, poz. 5, 6, 7)) na úpravu krútiaceho momentu motora. Pri zmenšení hodnoty krútiaceho momentu motora, sa zmenšuje hodnota krútiaceho momentu aj na výstupnom hriadeli z prevodovky a zmenšujú sa aj otáčky motora a otáčky výstupného hriadeľa prevodovky. Cez túto regulovanú sústavu (Obr. 5.17) (algoritmus riadenia systému ASR a riadenie momentu motora prostredníctvom ECU motora) sa zmenšujú otáčky a moment privedený na hnacie kolesá automobilu.

Reguláciu hnacej sily riadiaca jednotka protipreklzu upravuje aj pri rozdielnych adhéznych podmienkach medzi nápravami kolies automobilu. Zhoršené adhézne podmienky môžu byť spôsobené napr. prítomnosťou vody na povrchu vozovky. Pri veľkých rýchlostiach automobilu, a teda veľkých obvodových rýchlostiach kolies, na vozovke s prítomnosťou vody, nedokážu pneumatiky odvádzať vodu z priestoru dotyku pneumatiky kolesa a vozovky, preto dochádza k zmenšeniu adhéznych síl medzi kolesom a vozovkou (aquaplaning) natoľko, že automobil sa stáva neovládateľný (kap. 5.2.2).

5.6 Čiastkový záver

Prenos tangenciálnych a bočných síl z kolies automobilu na vozovku (kap. 5.2.4) je jedným z najzávažnejších problémov riešených v jazdnej dynamike a stabilite automobilu. V súčasných systémoch je riadenie a regulácia rozjazdu automobilu



Obr. 5.17. Výpočtový modul činnosti riadiacej jednotky na reguláciu protipreklzu kolies automobilu [48]: 1 – Snímač zaradeného prevodového stupňa, 2 – obvod na výpočet referenčných hodnôt konštánt k1, k2, r1, r2, jednotlivých kolies automobilu, 3 – diferenčný výpočtový obvod, 4 – prediktívny diferenčný obvod, 5,6 – výstupné ovládacie obvody (FCM signál) a regulácia z porovnania hodnoty sklzu hnacích a hnaných kolies, 7 – regulačný obvod (STB signál) na reguláciu motora škrtením paliva, 8 – aritmetický výpočtový obvod na zistenie priemernej hodnoty uhlovej rýchlosti kolies hnanej nápravy, 9 – porovnávací obvod na zhodnotenie rozsahu (Lo mód, Hi mód) regulácie sklzu kolies, 10 – vypočítané reálne hodnoty sklzu kolies a rýchlosti automobilu, 11, 12 – výpočtové obvody na korekciu výpočtu rýchlosti automobilu a jednotlivých kolies

na rôznych povrchoch pri rôznych adhéznych podmienkach riešená systémom protipreklzu kolies ASR. V kapitole 5.3 a 5.4 je charakterizovaný systém ASR. Je zrejmé, že systém ASR pracuje na fyzikálnych základoch prenosu tangenciálnych síl z kolies na vozovku, ktoré sú opísané v kapitole 5.1. Systém ASR je systémom ktorý spolupracuje s riadiacou jednotkou motora a preto je potrebné poznať aj matematicko-fyzikálne princípy prenosu hnacej sily od pohonnej jednotky na kolesá automobilu (kap. 7).

Z dôvodu jednoduchosti je vysvetlený systém s algoritmom riadenia rozjazdu automobilu s jednou hnacou a jednou hnanou nápravou a systémom ASR. V súčasnosti sú vozidlá vybavené systémom pohonu všetkých štyroch kolies. V tomto prípade je hnacia sila distribuovaná na všetky kolesá náprav. Algoritmus riadenia systému ASR pre pohon všetkých štyroch kolies je zložitejší, pretože vypočítavanie sklzu kolies sa musí realizovať cez viaceré senzory nielen zo senzorov uhlových rýchlostí kolies. Tento systém využíva výmenu dát s elektronickým systémom stability (ESP). Takýto systém ale musí mať vyšší výpočtový výkon. Systémy riadenia sklzu a protipreklzu kolies sú schopné riadiť rozjazd automobilu do kopca a zjazd z kopca aj pri stave, kedy sa kolesá nachádzajú na povrchoch s rôznou adhéziou. Týmto riadením sa systém ASR stáva čoraz komplexnejším a sofistikovanejším systémom jazdnej dynamiky.

6

Sily radiálnych reakcií (Radial reaction forces)

Veľkosť radiálnych reakcií náprav, alebo kolies je nutné poznať na výpočet adhéznej sily.

6.1 Sily radiálnych rekcií náprav (Radial reaction forces of axles)

Výpočet radiálnych reakcií náprav možno riešiť ako rovinnú sústavu pri použití rovníc rovnováhy síl v osi z a rovnováhy momentov v rovine xz:

$$\sum_{j=1}^{m} F_{z(j)} = 0 \tag{6.1}$$

$$\sum_{j=1}^{p} M_{xz(j)} = 0 \tag{6.2}$$

6.1.1 Dvojnápravové vozidlá (Two-axle vehicles)

Pri všeobecnom prípade pohybu vozidla (Obr. 6.1) sa pri výpočte radiálnych reakcií vychádza z rovníc rovnováhy (6.1) a (6.2). Ich konkrétne vyjadrenie, ak zvolíme za vzťažný bod rovnováhy momentov stred dotykovej plochy zadných kolies s vozovkou je;

$$G_a \cos\alpha - Z_1 - Z_2 = 0 \tag{6.3}$$

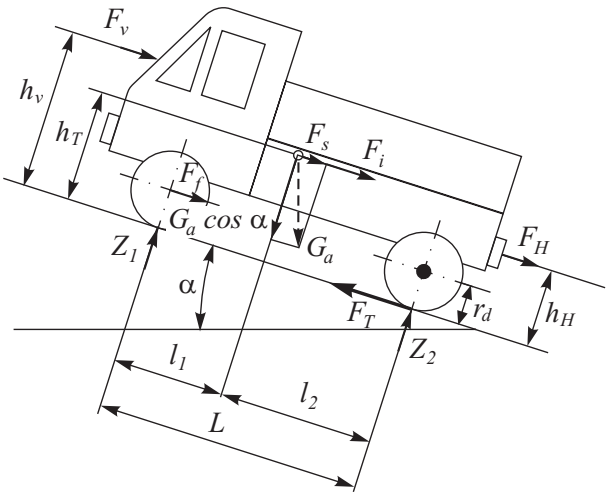
$$Z_1.L + F_f.r_d + F_v.h_v + (F_s + F_i).h_T + F_H.h_H - G_a.l_2.\cos\alpha = 0 \tag{6.4}$$

Uvedené rovnice tvoria sústavu dvoch rovníc o dvoch neznámych (z_1, z_2) – sústava je riešiteľná.

Naznačený všeobecný postup riešenia možno aplikovať na rôzne situácie, ktoré môžu pri jazde dvojnápravového vozidla nastať. Pôsobiace jazdné odpory je nutné pre vozidlo zaviesť podľa konkrétnej situácie.

Rovnicu (6.4) môžeme tiež vyjadriť v tvare:

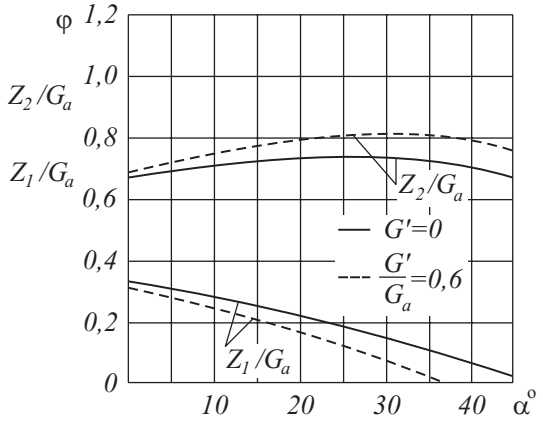
$$Z_1 = \frac{1}{L}\left[G_a\left(l_2.\cos\alpha - h_T.\sin\alpha\right) - F_f.r_d - F_v.h_v - F_i.h_T - F_H.h_H\right] \tag{6.5}$$



Obr. 6.1. Sily pôsobiace na dvojnápravové vozidlo

Z tejto rovnice vyplýva, že jazdné odpory spôsobujú odľahčovanie predných a priťažovanie zadných kolies.

Ukážka závislosti pomerných radiálnych reakcií na nápravách na stúpaní α pri rôznej tiaži prívesu G' je zobrazená na Obr. 6.2.



Obr. 6.2. Závislosť zaťaženia náprav od sklonu vozovky

Z Obr. 6.2 je zrejmé, že maximálne zaťaženie zadnej nápravy nemusí nastať pri vychádzaní vozidla do max. stúpania, ktoré je vozidlo schopné zdolať. Pri jazde bez prívesu je zaťaženie zadnej nápravy tohto vozidla najväčšie pri sklone svahu asi 25°, zatiaľ čo pri ťahu prívesu o tiaži $\frac{G'}{G_a} = 0,6$ sa toto maximum presúva k hodnote 30°. Je treba si uvedomiť, že zatiaľ čo zaťaženie prednej nápravy so zväčšujúcim sa stúpaním trvale klesá, zaťaženie zadnej nápravy môže so zväčšujúcim sa stúpaním po čiastočnom vzraste tiež klesať. Príčinou súčasného poklesu radiálneho zaťaženia oboch náprav je pokles tiažovej zložky $G_a . \cos \alpha$, ktorá obe nápravy zaťažuje.

Maximálne zaťaženie nápravy je dôležité pre dimenzovanie tejto nápravy a rozhoduje aj o dimenzovaní prevodového mechanizmu. V prípade pohonu zadnej nápravy limituje aj dosiahnuteľnú adhéznu silu. Veľkosť max. zaťaženia

zadnej nápravy možno určiť tak, že z rovníc (6.3) a (6.4) určíme všeobecné zaťaženie zadnej nápravy ako funkciu parametrov vozidla, jazdných odporov a stúpania α a potom hľadáme extrém tejto funkcie, ktorý nastane v prípade, že prvá derivácia tejto funkcie sa rovná nule, teda:

$$\frac{dZ_2(\alpha)}{d\alpha} = 0 \tag{6.6}$$

6.1.2 Viacnápravové vozidlá (Multi-axle vehicles)

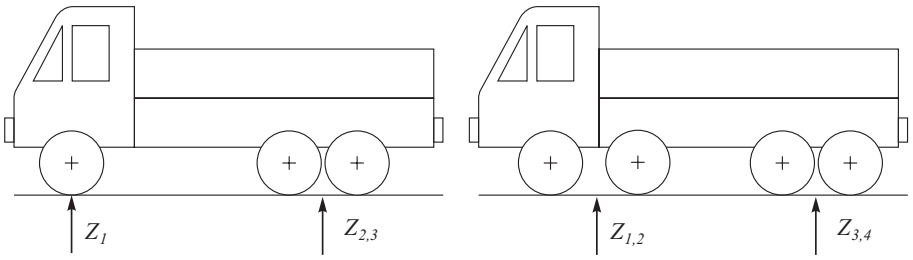
Pri trojnápravových a štvornápravových vozidlách je situácia zložitejšia. Na riešenie by bolo nutné zostaviť sústavu troch, alebo štyroch rovníc.

Najčastejšie vyhotovenie trojnápravových vozidiel je s usporiadaním náprav 1-2. Hnacia je zadná dvojica náprav, alebo je pohon všetkých kolies.

Najčastejšie vyhotovenie štvornápravových vozidiel je s usporiadaním náprav 2-2. Hnacia je opäť zadná dvojica náprav, alebo je pohon všetkých kolies.

Nie je preto potrebné poznať radiálnu reakciu jednotlivých náprav, ale postačuje poznať radiálne reakcie dvojíc náprav.

Preto možno tieto prípady riešiť jednoducho tým, že vozidlo sa nahradí modelom dvojnápravového vozidla. Vo väčšine prípadov je zaťaženie na dvojici náprav rovnomerné.



Obr. 6.3. Modely riešenia viacnápravových vozidiel

6.2 Radiálne reakcie kolies (Radial reaction forces of wheels)

Ak sa vozidlo pohybuje po rovnej vozovke, ktorá nemá priečny sklon, sú radiálne reakcie kolies na náprave rovnaké:

$$Z_L = Z_P = \frac{Z_{napravy}}{2} \tag{6.7}$$

Z rovnováhy síl v smere osi z vyplýva, že radiálna reakcia nápravy sa rovná tiaži pôsobiacej na nápravu:

$$Z_{napravy} = G_N \tag{6.8}$$

Na vozovke s priečnym sklonom spôsobí priečna zložka tiaže pôsobiaca na nápravu preťaženie jedného kolesa a odľahčenie druhého kolesa.

Radiálne reakcie kolies sa potom vypočítajú riešením rovníc rovnováhy na náprave v rovine yz (Obr. 6.4). Rovnice rovnováhy tu majú tvar:

$$G_N.\cos\beta - Z_L - Z_P = 0 \tag{6.9}$$

$$Z_L.B + G_N \sin\beta.h_T - G_N.\cos\beta.\frac{B}{2} = 0 \tag{6.10}$$

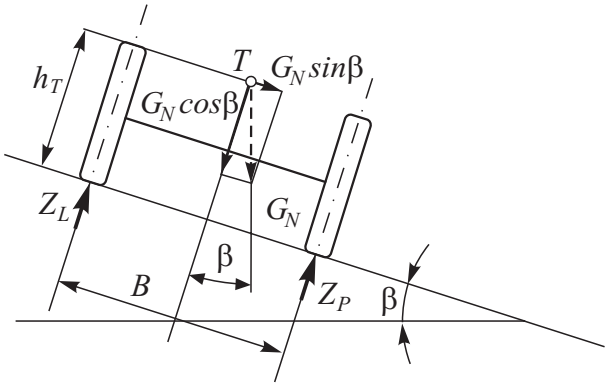
Obidve rovnice tvoria opäť sústavu dvoch rovníc o dvoch neznámych, ktorá je riešiteľná.

Podobná situácia môže nastať aj na rovnej vozovke, ak na vozidlo pôsobí odstredivá sila, alebo priečna aerodynamická sila. Pritom je nutné najskôr vypočítať, aká časť z týchto síl pripadá na danú nápravu (riešením rovníc rovnováhy v rovine xy).

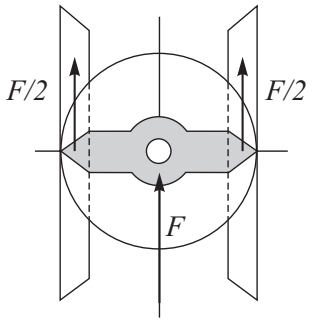
6.3 Vplyv diferenciálu na veľkosť hnacej sily (Differential influence on size of traction force)

6.3.1 Hnacia sila nápravy s diferenciálom (Traction force on axle with differential)

V stálom prevode hnacej nápravy kolesových vozidiel sa bežne používa **symetrický diferenciál (symetric differential)** (Obr. 6.5).



Obr. 6.4. Pôsobenie síl na náprave



Obr. 6.5. Symetrický diferenciál

Vplyvom točivého momentu privedeného na klietku diferenciálu pôsobí táto klietka na čapy satelitov silou F. Satelity fungujú medzi centrálnymi kolesami ako rovnoramenná páka a pôsobia preto na obe centrálne kolesá diferenciálu rovnako veľkou silou $F/2$. Vzhľadom k rovnakým polomerom oboch centrálnych kolies vzniká na týchto kolesách rovnako veľký hnací moment. Tento diferenciál teda rozdeľuje točivý moment na obidve kolesá nápravy symetricky, t. j. v pomere:

$$k_D = \frac{M_P}{M_L} = 1 \tag{6.11}$$

Pre rovnováhu momentov na diferenciáli teda platí:

$$M_L = M_P = \frac{M_D}{2} \;;\; M_L + M_P = M_D \tag{6.12}$$

V rovnakom pomere – rovnako veľké sú aj hnacie sily na kolesách nápravy, ak predpokladáme, že tieto kolesá sú rovnako veľké:

$$F_{T(L)} = F_{T(P)} = \frac{M_D}{2.r_d} \tag{6.13}$$

Hnacia sila celej nápravy (traction force all axle) potom je:

$$F_{T(N)} = F_{T(L)} + F_{T(P)} \tag{6.14}$$

Takto je rozdeľovaný točivý moment diferenciálom v prípade, že hnacie sily oboch kolies nápravy sú pod medzou adhézie, alebo sú súčasne na medzi adhézie. V prevádzke však môže bežne nastať prípad, že adhézne schopnosti jednotlivých kolies nápravy sú rozdielne. Táto rozdielnosť môže byť spôsobená:

a) **Rozdielnou adhéznou tiažou (Different adhesive weight)** na kolesách nápravy, ktorá vzniká v dôsledku nerovnomerného zaťaženia pravej a ľavej strany vozidla, jazdou na priečnom svahu, prejazdom nerovností alebo pri jazde v zákrute.
b) **Rozdielnymi súčiniteľmi adhézie (Different coefficient of adhesion)** na kolesách nápravy – napr. ľavé kolesá idú po asfaltovej vozovke, pravé po nespevnenej krajnici apod.

Pri vzraste hnacej sily na náprave sa za týchto podmienok, t. j. pri rozdielnej adhézii pravých a ľavých kolies, dostanú kolesá jednej strany nápravy skôr na hranicu adhézie než kolesá na druhej strane.

Hnacia sila kolies je v tomto prípade limitovaná adhéznou silou, takže platí:

$$F_{T(L)} \leq F_{ad(L)} = Z_{k(L)}.\varphi_{(L)} \; ; \; F_{T(P)} \leq F_{ad(P)} = Z_{k(P)}.\varphi_{(P)} \tag{6.15}$$

Vzhľadom na symetrické vlastnosti diferenciálu musí platiť $F_{T(L)} = F_{T(P)}$ (rovnice (6.12) a (6.13)), teda adhézne schopnosti týchto kolies hnacej nápravy, ktoré sa dostanú skôr na medzu adhézie, limitujú veľkosť hnacej sily celej nápravy $F_{T(N)}$, ktorá je daná s prihliadnutím na rovnice (6.15) vzťahom **(differential in operation)**:

$$F_{T(N)} = 2.F_{ad(j)} \tag{6.16}$$

kde $j = L$ pre $F_{ad(L)} < F_{ad(P)}$
$j = P$ pre $F_{ad(L)} > F_{ad(P)}$

Ak bude diferenciál vyradený z činnosti uzáverom diferenciálu, potom každé koleso nápravy môže preniesť hnaciu silu až do veľkosti adhéznej sily. Hnacia sila nápravy bude potom podľa rovníc (6.14) a (6.15) **(differential lock)**:

$$F_{T(N)} = F_{T(L)} + F_{T(P)} = F_{ad(L)} + F_{ad(P)} \tag{6.17}$$

6.3.2 Vplyv medzinápravového diferenciálu na veľkosť hnacej sily vozidla (Interaxle differential influence on size of vehicle traction force)

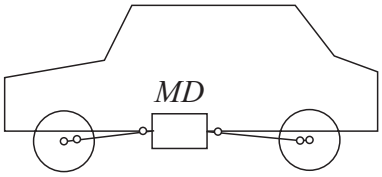
Ak použijeme na vozidle symetrický medzinápravový diferenciál (interaxle differential in operation) (Obr. 6.6), potom môžeme vzťah pre výpočet hnacej

sily F_T dvojnápravového vozidla s pohonom všetkých kolies určiť analogicky ku vzťahu (6.16).

Predpokladajme, že adhézne sily na pravých a ľavých kolesách vozidla sú rovnaké, potom:

$$F_T = 2.F_{ad(j)} \tag{6.18}$$

kde $j = 1$ pre $F_{ad(1)} < F_{ad(2)}$
$j = 2$ pre $F_{ad(1)} > F_{ad(2)}$



Obr. 6.6. Medzinápravový diferenciál na vozidle

pričom pre adhéznu silu prednej nápravy $F_{ad(1)}$ a zadnej nápravy $F_{ad(2)}$ platí:

$$F_{ad(1)} = Z_1.\varphi_1 \;\; F_{ad(2)} = Z_2.\varphi_2 \tag{6.19}$$

Ak je **medzinápravový diferenciál vyradený z činnosti (interaxle differential lock)**, potom bude hnacia sila vozidla analogicky k rovnici (6.17):

$$F_T = F_{ad(1)} + F_{ad(2)} \tag{6.20}$$

Ak sú **rôzne adhézne podmienky na ľavej a pravej strane vozidla a medzinápravový diferenciál je v činnosti (different adhesive conditions on a left and right side and interaxle differential in operation)**, potom je nutné najprv vypočítať hnacie sily jednotlivých náprav $F_{T(1)}$ a $F_{T(2)}$. Ak je nápravový diferenciál danej nápravy v činnosti, počítame podľa rovnice (6.16). Ak je nápravový diferenciál danej nápravy vyradený uzáverou, počítame podľa rovnice (6.17). Hnacia sila celého vozidla potom bude analogicky k (6.18):

$$F_T = 2.F_{T(N)} \tag{6.21}$$

kde $N = 1$ pre $F_{T(1)} < F_{T(2)}$
$N = 2$ pre $F_{N(1)} > F_{N(2)}$

Pri **vyradení medzinápravového diferenciálu z činnosti (interaxle differential lock)** bude hnacia sila vozidla analogicky k rovnici (6.20):

$$F_T = F_{T(1)} + F_{T(2)} \tag{6.22}$$

6.3.3 Mechatronický systém automobilových aktívnych diferenciálov (Vehicle active differential mechatronic systems)

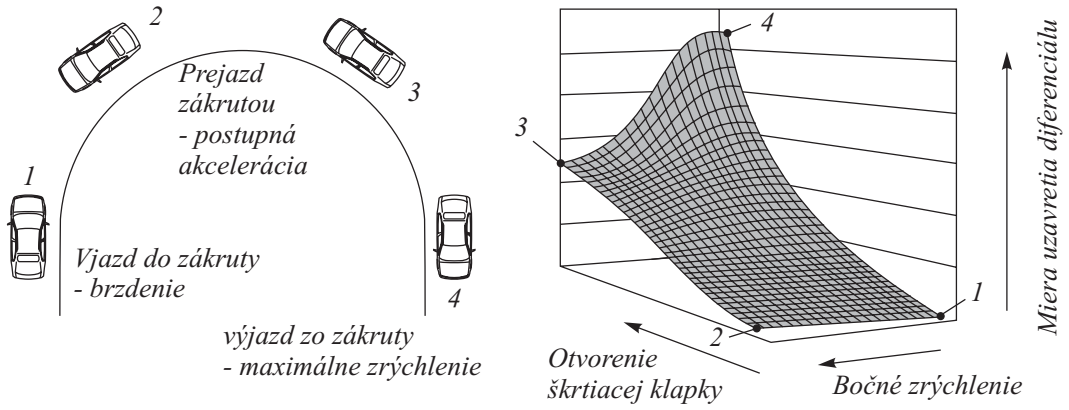
Fyzikálno-matematické princípy rozdelenia hnacieho momentu na nápravy automobilu pri aplikácii medzinápravového diferenciálu sú objasnené v kapitole 6.3.2. Klasický princíp rozdelenia hnacieho momentu do nápravových

diferenciálov prednej a zadnej nápravy a rozdelenie hnacieho momentu na jednotlivé hnacie kolesá nápravy je založený na mechanickom princípe fungovania diferenciálu (kap. 6.3.1). Integrácia elektronických systémov do systému medzinápravového diferenciálu umožňuje rozdeliť hnací moment na tú nápravu s kolesami, ktoré dokážu lepšie preniesť hnaciu silu na vozovku (kap. 6.3.2). Systém medzinápravového diferenciálu s integrovaným systémom elektronickej regulácie a riadenia rozdelenia hnacieho momentu je mechatronický systém, ktorý sa nazýva aktívny medzinápravový diferenciál (Obr. 6.8).

Aktívny diferenciál umožňuje meniť pomer hnacej sily na prednú a zadnú nápravu spravidla u automobilov pre tri jazdné povrchy: asfalt, poľná cesta a sneh. Pokročilé medzinápravové diferenciály **DCCD (driver controlled center differential)** prerozdeľujú za normálnych podmienok hnaciu silu v pomere 35 : 65 v prospech zaťaženejšej nápravy.

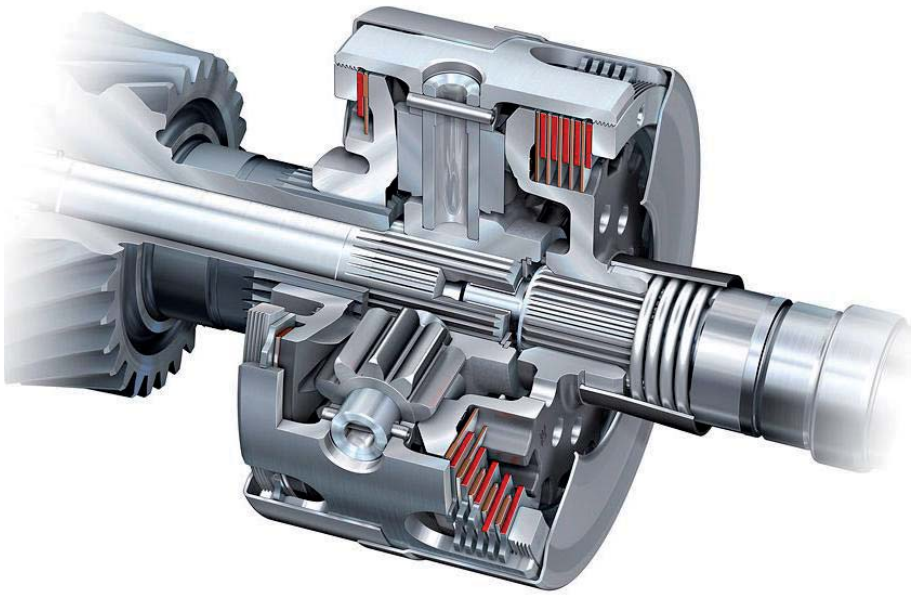
Tento pomer sa však mení podľa aktuálnych podmienok tak, aby bola zabezpečená maximálna stabilita a maximálny záber pri prejazde zákrutami (Obr. 6.7). Aktívny diferenciál dokáže pracovať v dvoch režimoch – automatickom a manuálnom. V prvom prípade riadi aktuálne prerozdelenie hnacej sily samostatná riadiaca jednotka, v druhom si vodič môže zvoliť mieru uzavretia diferenciálu, čím vlastne obmedzuje zmenu základného prerozdelenia hnacej sily aj v prípade, keď sa kolesá jednej z náprav budú otáčať inou rýchlosťou ako kolesá druhej nápravy. Vodič si môže zvoliť medzi šiestimi stupňami uzavretia diferenciálu – od celkom otvoreného až po celkom uzatvorený. Čím viac je diferenciál uzavretý, tým menej mení riadiaca jednotka pomer hnacej sily na jednotlivé nápravy. Až v polohe úplného uzavretia ostáva pomer hnacej sily prednej a zadnej nápravy v pomere 35 : 65 nezávisle od aktuálnych jazdných podmienok.

Samotná konštrukcia aktívneho medzinápravového diferenciálu je založená na planétovom súkolesí. Jednotlivé komponenty ovládajú elektromagneticky spínané viaclamelové spojky, ktoré menia svornosť diferenciálu (Obr. 6.8).



Obr. 6.7. Činnosť diferenciálu DCCD pri prejazde zákrutou v automatickom režime v spolupráci so škrtiacou klapkou motora [58]

Riadiaca jednotka aktívneho medzinápravového diferenciálu vyhodnocuje viacero údajov a plní niekoľko funkcií:



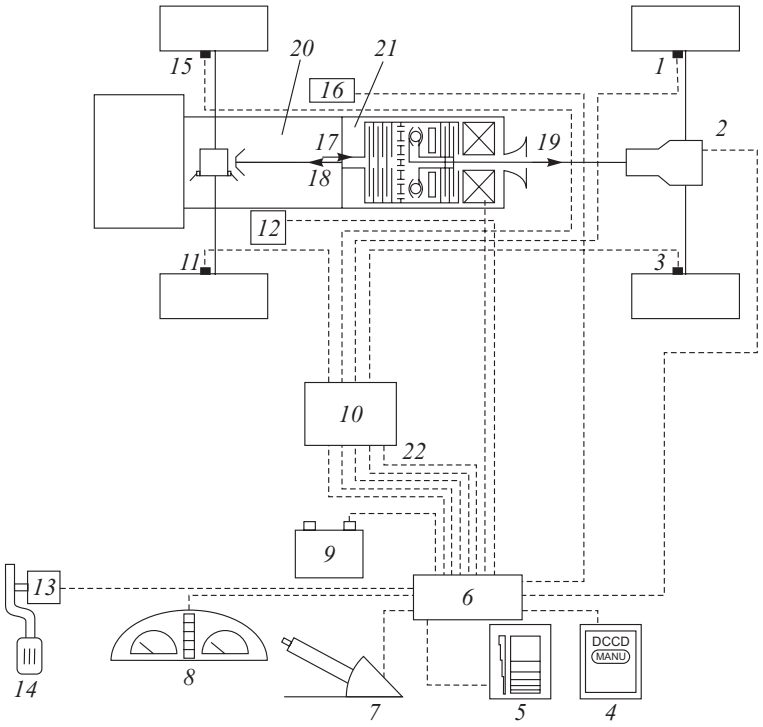
Obr. 6.8. Rez medzinápravovým aktívnym diferenciálom (DCCD), s kolmým planétovým súkolesím, ktorého komponenty ovláda elektromagnetická viaclamelová spojka [66]

- Analyzuje a vyhodnocuje činnosť samotného systému aktívneho diferenciálu.
- Zabezpečuje prevádzkové funkcie ako napríklad monitorovanie teploty oleja zadného diferenciálu so zvýšenou svornosťou. Pre prípad prehriatia riadiaca jednotka úplne uvoľní medzinápravový diferenciál.

Samotná činnosť medzinápravového diferenciálu je riadená popri vyššie spomenutých údajoch na základe sklzu kolies. Ak dôjde k sklzu (preklzu) kolies jednej nápravy, riadiaca jednotka (Obr. 6.9, poz. 10) uzatvorí medzinápravový diferenciál, aby sa zabezpečil požadovaný záber kolies. Dôležitou funkciou riadiacej jednotky pri prejazde zákrutou je korekcia uzatvorenia medzinápravového diferenciálu. Parametre pre reguláciu a riadenie uzavretia diferenciálu sú získavané aj zo senzorov otvorenia škrtiacej klapky a senzoru pozdĺžneho a priečneho zrýchlenia (Obr. 6.9, poz. 16). Korekcia je vykonávaná na základe rozdielu otáčok hnacích kolies na pravej a ľavej strane automobilu (Obr. 6.9, poz. 1, 3, 11, 15).

6.3.4 Systém riadenia pohonu všetkých kolies – S-AWC (Super All Wheel Control)

Super All Wheel Control (S-AWC) (Obr. 6.10) je integrovaný systém elektronických a mechanických zariadení, ktoré spolupracujú a podporujú spôsob aktuálnej jazdnej dynamiky automobilu. Aktívne ovládanie zatáčania sa realizuje cez riadiacu jednotku AYC (Active Yaw Control)(Obr. 6.10, poz. 1), tak, že riadiaca jednotka elektronicky ovládaného zadného diferenciálu zbiera informácie o pozdĺžnom a bočnom zrýchlení, uhle natočenia volantu a podľa potreby rozdeľuje krútiaci moment medzi zadné kolesá. Hlavným prvkom systému S-AWC je aktívny medzinápravový diferenciál ACD (Active Centre Differential) (Obr. 6.10, poz. 3). Na rozdiel od pasívnych systémov, ktoré



Obr. 6.9. Schéma prepojenia jednotlivých komponentov systému riadenia aktívneho medzinápravového diferenciálu [30]: 1 – Senzor otáčok kolesa (pravého zadného), 2 – snímač teploty oleja diferenciálu zadnej nápravy, 3 – senzor otáčok kolesa (ľavého zadného kolea), 4 – prepínač módu fungovania medzinápravového diferenciálu, 5 – displej pre aktuálne zobrazenie fungovania medzinápravového diferenciálu, 6 – palubná riadiaca jednotka pre vyhodnocovanie údajov medzinápravového diferenciálu a ich zobrazovanie na palubných prístrojoch, 7 – senzor aktivácie parkovacej brzdy, 8 – palubné prístroje pre zobrazovanie údajov zo snímačov medzinápravového diferenciálu, 9 – akumulátor automobilu, 10 – riadiaca jednotka ABS a aktívneho medzinápravového diferenciálu, 11 – senzor otáčok kolesa (ľavého predného kolesa), 12 – senzor zošliapnutia brzdového pedála, 13, 14 – senzor zošliapnutia akcelerátora, 15 – senzor otáčok kolesa (pravého predného, 16 – senzor pozdĺžneho a priečneho zrýchlenia (Lateral, Longitudal G senzor), 17 – vstupný hriadeľ medzinápravového diferenciálu, 18 – výstupný hriadeľ medzinápravového diferenciálu pre prednú nápravu, 19 – výstupný hriadeľ medzinápravového diferenciálu pre zadnú nápravu, 20 – prevodové ústrojenstvo, 21 – aktívny medzinápravový diferenciál, 22 – komunikačné (dátové) rozhranie medzi palubnou jednotkou a elektronickou jednotkou ABS a aktívneho medzinápravového diferenciálu

reagujú iba po následnom zistení straty adhézie ktorejkoľvek nápravy, systém ACD (Obr. 6.11, 6.12) preberá elektronickú informáciu od systému S-AWC, aby určil optimálne rozdelenie krútiaceho momentu medzi prednú a zadnú nápravu a rozdeľuje ho prostredníctvom hydraulickej viaclamelovej spojky.

6.4 Čiastkový záver

Vďaka integrácii mechatronických systémov do medzinápravových diferenciálov, zaručujú systémy aktívnych medzinápravových diferenciálov permanentne požadovanú trakciu. To je výhoda vo všetkých jazdných situáciách – nielen na snehu a ľade, ale aj pri ťahaní prívesu a podobne. Systém aktívneho medzinápravového diferenciálu býva v súčasnosti plne implementovaný do hnacej sústavy automobilu s pohonom všetkých štyroch kolies (Obr. 6.10). Tento mechatronický systém v sebe spája výhody konvenčného diferenciálu s výhodami elektronickej regulácie a riadenia prerozdelenia hnacej sily, na

Obr. 6.10. Hnacia sústava automobilu 4 x 4 s aplikáciou aktívneho medzinápravového diferenciálu [62]: 1 – Riadiaca jednotka systému aktívneho diferenciálu automobilu, 2 – hnací agregát automobilu, 3 – aktívny medzinápravový diferenciál umiestnený pred zadnou nápravou automobilu

Obr. 6.11. Aktívny medzinápravový diferenciál - ACD (Active Centre Differential) [53]

Obr. 6.12. Elektronicky ovládaný zadný diferenciál prostredníctvom AYC (Active Yaw Control) [53]

jednotlivé nápravy počas jazdnej dynamiky automobilu, ktorá je závislá aj na vplyve veľkosti radiálnych reakcii kolies náprav (kap. 6.2). Z Obr. 6.10 a 6.11, 6.12 je zrejmé, že systém prerozdelenia momentu, resp.hnacej sily na všetky 4 kolesá v systéme pohonu automobilu 4 x 4 sa stáva vyspelým riešením optimalizácie jazdnej dynamiky ako pozdĺžnej tak aj priečnej. Systém v pokročilých aplikáciách využíva dáta získané od systému protipreklzu kolies ASR (kap. 5.3) a dáta od systému ESP (kap. 11.5). Aplikácia a riešenie mechatronických systémov aktívnych diferenciálov sa v jazdnej dynamike terénnych a športových automobilov uprednostňujú pred systémom ESP. Tento systém je v tejto aplikácii ovládateľný vodičom, čím je jazdná dynamika a jej vlastnosti ponechané nielen na elektronickom riadení a regulácii mechatronického systému ale aj na nastaveniach vodičom.

7

Rovnováha síl a výkonov (Forces and powers balance)

Správanie vozidla v priamej jazde, to znamená, ako sa bude za daných jazdných podmienok pohybovať, prípadne akým sa bude pohybovať zrýchlením či spomalením, bude závisieť na vzťahu medzi jazdnými odpormi a hnacím účinkom vozidlového motora s prevodovým mechanizmom. Tento vzťah možno posudzovať buď z hľadiska rovnováhy síl alebo rovnováhy výkonov.

7.1 Hnacia (trakčná) sila (Traction force)

K hnacím kolesám vozidla je privedený hnací moment M_k, ktorý zodpovedá točivému momentu motora M_m, zníženému o mechanické straty prevodového mechanizmu, vyjadrené mechanickou účinnosťou η_m a celkovému prevodu i_c medzi motorom a vozidlovými kolesami:

$$M_k = M_m.\eta_m.i_c \tag{7.1}$$

Celkový prevodový pomer možno vyjadriť pomerom otáčok kľukového hriadeľa motora n_m a otáčok kolesa vozidla n_k a je daný súčinom prevodov $i_{(j)}$ jednotlivých skupín prevodového mechanizmu:

$$i_c = \prod_{j=1}^{n} i_{(j)} \tag{7.2}$$

Za každú skupinu prevodového mechanizmu (napr. prevodovku) sa uvažuje len jeden prevod, ten ktorý je v činnosti. Hnací moment sa prejaví na hnacích kolesách automobilu hnacou – **trakčnou silou (traction force)** F_T, čo je súčet síl na obvode všetkých hnacích kolies motorového vozidla, ktoré vyplývajú z výkonu jeho motora so zreteľom na prevody a ich mechanické straty.
Teda:

$$F_T = \frac{M_m.\eta_m.i_c}{r_d} \tag{7.3}$$

Veľkosť trakčnej sily je limitovaná adhéznou silou F_{ad}, čo je v prípade celého vozidla najväčšia sila, ktorú možno preniesť v dotyku hnacích kolies s vozovkou pri určitej adhéznej tiaži, danom povrchu vozovky a daných pneumatikách.

7.2 Ideálny priebeh hnacej sily (Ideal course of a traction force)

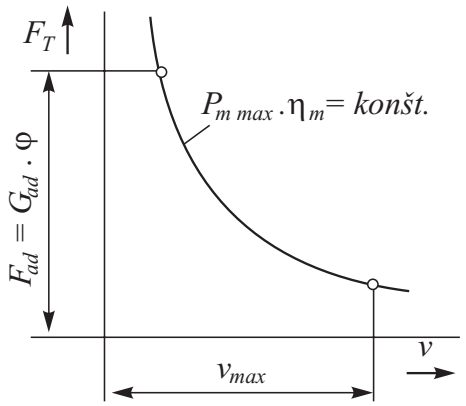
Určité vozidlo s daným motorom by malo najlepšiu dynamickosť a dosiahlo by najväčšiu dopravnú výkonnosť, t. j. prepravilo by daný náklad po určitej trase v najkratšom čase, keby na jeho pohon bolo možné stále používať najväčší efektívny výkon jeho motora. Za predpokladu konštantnej hodnoty mechanickej účinnosti by potom bol aj súčin výkonu a mechanickej účinnosti konštantný, t. j.:

$$P_{m\ max}.\eta_m = konst. \tag{7.4}$$

Závislosť medzi hnacou (trakčnou) silou F_T a rýchlosťou jazdy je potom daná vzťahom

$$P_m.\eta_m = F_T.v = konst. \tag{7.5}$$

čo je rovnica hyperboly v súradnicovej sústave F_T, v, ktorej súradnicové osi sú asymptotami tejto hyperboly (Obr. 7.1).



Obr. 7.1. Ideálny priebeh hnacej sily

Praktická využiteľnosť tohto ideálneho priebehu hnacej sily je obmedzená dvoma okrajovými podmienkami. Jedna z nich je obmedzenie maximálnej hnacej sily adhéznou silou, pretože:

$$F_T \leq F_{ad} = G_{ad}.\varphi \tag{7.6}$$

kde φ – súčiniteľ adhézie pre aktuálny jazdný povrch.

Druhým praktickým obmedzením tejto hyperbolickej závislosti je bod zodpovedajúci jazde max. rýchlosťou, ktorú možno určiť:

- z rovnováhy síl v smere jazdy pre dané jazdné podmienky a zrýchlenie $a = 0$,
- z maximálne prípustných otáčok motora n_{max}.

V druhom prípade vyjdeme zo vzťahu

$$v = 2.\pi.r_d \frac{n_m}{i_c} \qquad (m.s^{-1}) \tag{7.7}$$

odtiaľ po dosadení za $n_m = n_{max}$

$$v_{max} = 2.\pi.r_d \frac{n_{max}}{i_c} \qquad (m.s^{-1}) \tag{7.8}$$

Do týchto vzťahov dosadzujeme n_m (s^{-1}) a r_d (m). Ak sa má rýchlosť jazdy vozidla určiť v jednotkách $(km.h^{-1})$, a otáčky dosadzovať v (min^{-1}) čo je v automobilovej praxi bežnejšie, dostane vzťah (7.7) tvar:

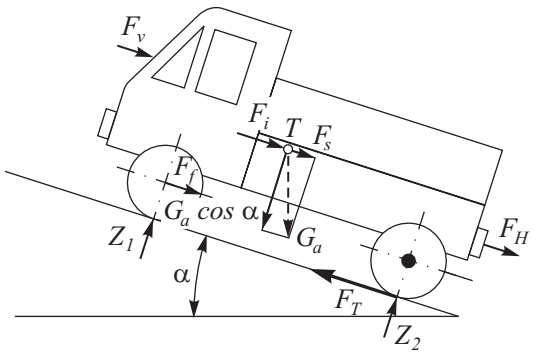
$$V = 0,377 \frac{n_m.r_d}{i_c} \tag{7.9}$$

Na určenie maximálnej prípustnej rýchlosti je treba do výrazu (7.9) opäť za n_m dosadiť otáčky n_{max}.

Znázornený ideálny priebeh hnacej sily majú v značnom rozsahu otáčok a rýchlosti jazdy vozidlá vybavené parnými motormi piestovými (parnými strojmi), pokiaľ pracujú s konštantnou dodávkou pary a vozidlá s elektromotormi, zvlášť sériovými. Tomuto priebehu sa v určitom rozsahu otáčok a rýchlostí jazdy približujú i vozidlá poháňané dvojhriadeľovými spaľovacími turbínami.

7.3 Rovnováha síl v smere jazdy vozidla (Forces balance in driving direction of vehicle)

Aby sa vozidlo dostalo do pohybu, musia byť jazdné odpory prekonané trakčnou silou. V smere jazdy vždy existuje **rovnováha jazdných odporov a trakčnej sily, (balance of running resistances and traction force)**. Situácia priamo idúceho vozidla s pôsobiacimi silami a momentmi je znázornená na Obr. 7.2.



Obr. 7.2. Rovnováha jazdných odporov a trakčnej sily

Rovnováhu medzi pôsobiacimi silami v smere jazdy vozidla môžeme vyjadriť rovnicou

$$F_T = F_f + F_s + F_v + F_i + F_H, \tag{7.10}$$

kde na ľavej strane je trakčná sila podľa rovnice (7.3) a na pravej strane jednotlivé jazdné odpory. Pri uvažovaní trakčnej sily F_T v dotyku hnacích kolies s vozovkou je jej maximálna veľkosť obmedzená adhéznou silou F_{ad}. Ak je hnacia sila obmedzená adhéznou silou, je treba uvažovať vplyv diferenciálu na jej veľkosť. Pri vyradení všetkých diferenciálov z činnosti platí: $F_{T\ max} = F_{ad}$.

7.4 Trakčný diagram (Traction diagram)

Ak vyjadríme v rovnici (7.10) trakčnú silu a jednotlivé jazdné odpory prídeme k rovnici: (7.11)

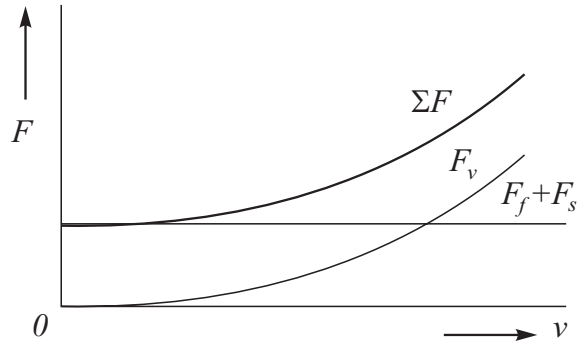
$$\frac{M_m.\eta_m.i_c}{r_d} = m_a.g(f.\cos\alpha + \sin\alpha) + 0,048.c_x.S_c.V^2 + F_i + F_H \qquad (7.11)$$

Analytické riešenie tejto rovnice rovnováhy síl je náročné, pretože moment motora sa mení s jeho otáčkami, a teda aj s rýchlosťou jazdy, od ktorej súčasne závisí aj odpor vzduchu a odpor valivý. Rovnicu (7.11) možno riešiť numericky napr. na počítači. Jednoducho a prehľadne možno vyjadriť rovnováhu síl graficky v tzv. trakčnom diagrame, v ktorom je vyjadrená závislosť hnacích síl a jazdných odporov od rýchlosti jazdy vozidla. Na vodorovnej osi grafu je vynesená rýchlosť jazdy, na zvislú os hnacie a odporové sily. Trakčný diagram je vlastne grafické riešenie rovnice rovnováhy síl, ktorý obsahuje sústavu kriviek znázorňujúcich pravú stranu tejto rovnice – krivky jazdných odporov – a sústavu kriviek znázorňujúcich ľavú stranu rovnice – krivky hnacích síl. Tento diagram sa niekedy nazýva tiež $F - V$ diagram.

7.4.1 Zostrojenie trakčného diagramu (Traction diagram construction)

7.4.1.1 Krivky jazdných odporov. (Curves of running resistances)

Pri znázornení kriviek jazdných odporov v trakčnom diagrame sa obvykle vychádza z predpokladu jazdy rovnomernou rýchlosťou bez prívesu, takže F_{ic} a F_H sú rovné nule. Za týchto predpokladov odpadnú obidva posledné členy v rovnici (7.11). Ak predpokladáme pre jednoduchosť, že súčiniteľ odporu valenia sa nemení s rýchlosťou, je odpor vozovky pri jej určitom sklone konštantný, takže $F_f + F_s = konst.$ V trakčnom diagrame je táto závislosť znázornená priamkou rovnobežnou s vodorovnou osou (viď. priamku $F_f + F_s$ na Obr. 7.3). So zvyšovaním rýchlosti jazdy vzrastie odpor vzduchu vazidla F_v. Sčítaním všetkých odporov dostaneme celkový jazdný odpor pri uvažovaných predpokladoch (krivka ΣF v Obr. 7.3).



Obr. 7.3. Krivky jazdných odporov v trakčnom diagrame

Pre rôzne sklony vozovky dostaneme celú sústavu kriviek jazdných odporov ako ekvidištanty k základnej krivke zostrojenej pre vodorovnú jazdnú dráhu. Tieto krivky sú obyčajne označené príslušným sklonom vozovky, pričom odpor v stúpaní je označený kladným, odpor pri klesaní vozovky záporným znamienkom.

7.4.1.2 Krivky hnacích síl (Curves of traction forces)

Zo vzťahu (7.11) vyplýva, že hnacia sila F_T je závislá od točivého momentu motora a celkového prevodu, pričom obe veličiny sú počas prevádzky meniteľné. Za predpokladu konštantnej mechanickej účinnosti prevodového mechanizmu je hnacia sila pri určitom rýchlostnom stupni priamoúmerná momentu motora, takže krivka hnacích síl pri max. dodávke paliva je v určitej mierke prekreslenia lineárnou transformáciou vonkajšej momentovej charakteristiky motora. Vzhľadom na meniteľnosť celkového prevodu existuje pri danom vozidle toľko kriviek hnacích síl, koľko rýchlostných stupňov vozidlo má.

Pri konštrukcii priebehu kriviek hnacích síl sa postupuje takto:

- na vonkajšej momentovej charakteristike motora sa zvolí niekoľko bodov, ktorými je momentová krivka charakterizovaná,
- z charakteristiky sa stanoví zodpovedajúca veľkosť momentu a príslušných otáčok,
- k zvoleným bodom sa z momentovej charakteristiky odčítajú ich súradnice (M_m, n_m),
- súradnice (M_m, n_m) sa transformujú na súradnice (F_T, V) podľa vzťahov (7.3) a (7.9),
- body so súradnicami (F_T, V) sa vynesú pre jednotlivé rýchlostné stupne do trakčného diagramu, kde tvoria krivky hnacích síl.

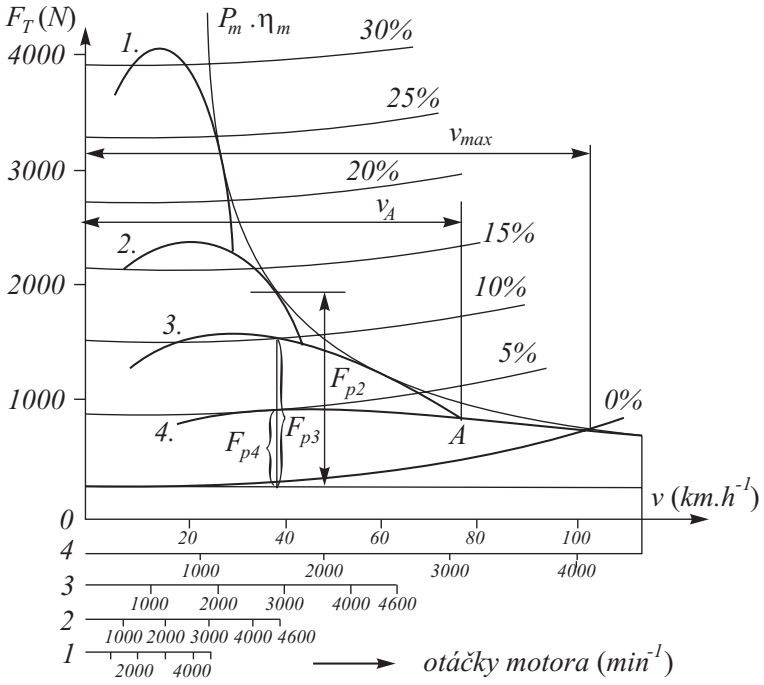
Ukážka trakčného diagramu cestného vozidla je znázornená na Obr. 7.4.

Krivky jazdných odporov pri jazde rovnomernou rýchlosťou sú označené príslušným sklonom vozovky, krivky hnacích síl zodpovedajúcim rýchlostným stupňom. Každá krivka hnacích síl sa dotýka hyperboly $(P_m.\eta_m)$ zodpovedajúcej ideálnemu priebehu hnacej sily. Miesto dotyku oboch kriviek pre každý rýchlostný stupeň zodpovedá otáčkam motora n_P. Diagram je pod vodorovnou súradnicovou osou doplnený tiež mierkami otáčok motora pri jazde určitou rýchlosťou na jednotlivých rýchlostných stupňoch. Tieto mierky sa určia použitím vzťahu (7.9) pre rýchlosť vozidla, pričom každý rýchlostný stupeň má samostatnú mierku.

7.4.2 Použitie trakčného diagramu (Traction diagram using)

Trakčný diagram dáva veľmi dobrý prehľad o niektorých jazdných vlastnostiach vozidla, ako sú: maximálna rýchlosť na rovine (V_{max}), stúpavosť na jednotlivé rýchlostné stupne (interpoláciou medzi krivkami jazdných odporov), ktorý rýchlostný stupeň je nutné zaradiť pri jazde do určitého stúpania, akou rýchlosťou možno ísť do určitého stúpania.

Trakčný diagram ukazuje tiež, pri ktorej rýchlosti jazdy je vhodné za jazdy do svahu alebo pri akcelerácii preradiť na nižší rýchlostný stupeň, aby bola maximálne využitá dynamickosť vozidla. Takýmto rozhraním napr. medzi 4 a 3 rýchlostným stupňom je bod A a jemu zodpovedajúca rýchlosť V_A na Obr. 7.4. Pri vyššej rýchlosti je používanie 3 rýchlostného stupňa bezúčelné, pri nižšej rýchlosti zlepšuje dynamickosť vozidla – uvažovaného bez ohľadu na spotrebu paliva a opotrebovanie motora, prípadne celého prevodového mechanizmu.



Obr. 7.4. Trakčný diagram cestného vozidla so štvorstupňovou prevodovkou

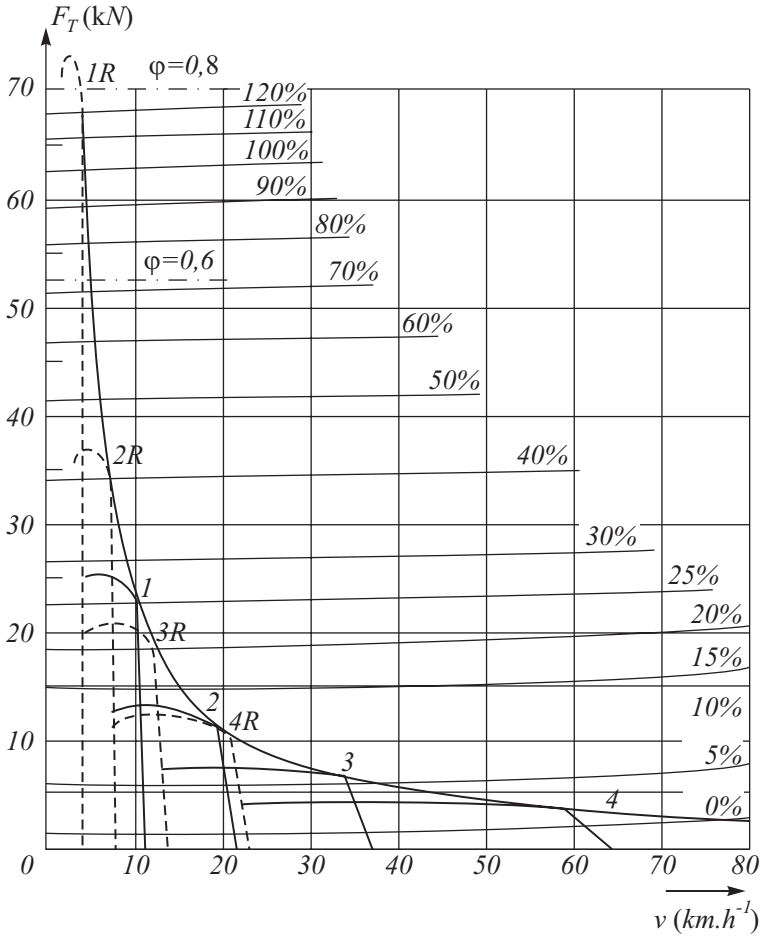
Ak nepotrebuje vozidlo na prekonanie jazdných odporov pri určitom režime jazdy celú hnaciu silu, ktorú má pri zaradenom prevode k dispozícii, upraví vodič jej veľkosť na potrebnú hodnotu zmenšením prívodu paliva uvoľnením akcelerátora, plnú hnaciu silu má však stále k dispozícii. Jej prebytok F_P nad jazdnými odpormi pri jazde určitou ustálenou rýchlosťou V môže kedykoľvek využiť plným zošliapnutím akcelerátora pre:

1. akceleráciu vozidla, potom $F_p = F_i = m.a.\vartheta$ a odtiaľ možno vypočítať max. dosiahnuteľné zrýchlenie,
2. ťah prívesu, potom $F_p = F_H = m'.g(\sin\alpha + f.\cos\alpha)$, z čoho je možno napr. stanoviť prípustnú hmotnosť prívesu pre daný režim jazdy.

Z hľadiska projektovania nového vozidla, alebo pre hodnotenie vozidla už hotového dáva diagram tiež veľmi dobrý prehľad o tom, ako ďaleko sa skutočné hnacie sily vozidla blížia ideálnemu hyperbolickému priebehu. Vzájomné porovnanie skutočného a ideálneho priebehu hnacích síl možno vykonať napr. porovnaním plôch skutočnej a ideálnej závislosti $(F_T - V)$ alebo pomernou veľkosťou rozdielu plôch zmienenej ideálnej a skutočnej závislosti. Na Obr. 7.5. je znázornený trakčný diagram terénneho nákladného automobilu

s naftovým motorom, štvorstupňovou prevodovkou a prídavnou dvojstupňovou prevodovkou ktorého technické parametre sú:

S_c =5,45 mm^2	$P_{m\ max}$ =72 $kW/2100\ mi^{-1}$
$c_x = 1$	$M_{m\ max}$ =360 $N.m$
f =0,015	η_m =0,85
celková hmotnosť=8770 kg	



Obr. 7.5. Trakčný diagram automobilu

7.5 Rovnováha výkonov (Powers balance)

Výkon motora P_m musí byť pri jazde vozidla v rovnováhe s výkonmi potrebnými na prekonanie jazdných odporov. Túto rovnováhu môžeme vyjadriť tiež ako rovnováhu medzi výkonom privedeným k hnacím kolesám vozidla P_k, a medzi výkonom P_F potrebným na prekonanie jazdných odporov vozidla.
Pri zanedbaní sklzu hnacích kolies bude:

$$P_k = P_F \tag{7.12}$$

Po vyjadrení oboch výkonov dostaneme:

$$P_m.\eta_m = v.(F_f + F_s + F_v + F_i + F_H) \quad (W, m.s^{-1}, N) \tag{7.13}$$

v zjednodušenom zápise a v jednotkách bežne používaných v technickej praxi:

$$P_m.\eta_m = \frac{V}{3600} \sum F_{(j)} \quad (kW, km.h^{-1}, N) \tag{7.14}$$

7.6 Výkonový diagram. (Power diagram)

Analytické riešenie rovnice rovnováhy výkonov

$$P_m.\eta_m = \frac{V}{3600}(F_f + F_s + F_v + F_i + F_H) \tag{7.15}$$

je opäť náročné z rovnakých dôvodov, ako boli uvedené u trakčného diagramu. Rovnováha výkonov sa preto jednoduchšie a prehľadnejšie znázorňuje v tzv. výkonovom diagrame vozidla, v ktorom sú graficky znázornené použiteľné výkony motora a výkony potrebné k jazde vozidla v závislosti na jeho rýchlosti. Tento diagram býva tiež nazývaný $P - V$ diagram.

7.6.1 Zostrojenie výkonového diagramu (Power diagram construction)

Na zostrojenie výkonového diagramu automobilu je potrebné stanoviť a graficky znázorniť krivky výkonov potrebných k jazde a krivky použiteľného výkonu.

7.6.1.1 Krivky výkonov potrebných k jazde (Curves of powers for vehicle running)

Pri znázorňovaní výkonov potrebných na jazdu konkrétneho vozidla po určitom druhu vozovky sa obyčajne opäť vychádza z predpokladu jazdy rovnomernou rýchlosťou a bez prívesu, takže odpory F_i a F_H vo vzťahu (7.15) sa rovnajú nule. Po vyjadrení zostávajúcich jazdných odporov dostaneme vzťah:

$$P_m.\eta_m = \frac{V}{3600}) \left[m_a.g(f.\cos\alpha + \sin\alpha) + 0,048.c_x.S_c.V^2\right] \tag{7.16}$$

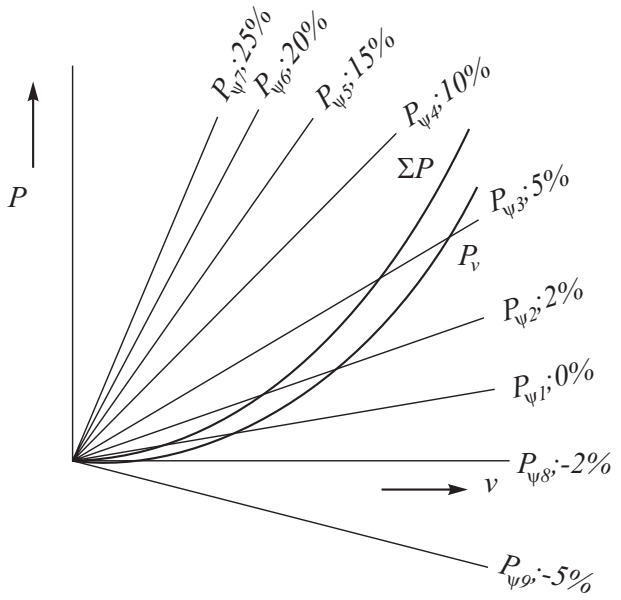
Ak opäť predpokladáme, že súčiniteľ valivého odporu sa nemení s rýchlosťou, je potom výkon potrebný na prekonanie odporov vozovky priamo úmerný rýchlosti:

$$P_\psi = \frac{V}{3600}.m_a.g(f.\cos\alpha + \sin\alpha) \tag{7.17}$$

Vo výkonovom diagrame je vyjadrený priamkou prechádzajúcou počiatkom so smernicou:

$$\frac{m_a.g}{3600}(f.\cos\alpha + \sin\alpha) \tag{7.18}$$

Pre rôzny sklon a rôznu kvalitu jazdnej dráhy (rôzna veľkosť súčiniteľa vozovky $\psi = \sin\alpha + f.\cos\alpha$) potom dostávame zväzok priamok prechádzajúcich počiatkom (viď. priamky označené príslušným sklonom vozovky v Obr. 7.6).



Obr. 7.6. Krivky výkonov potrebných na prekonanie jazdných odporov v závislosti od rýchlosti jazdy

Výkon potrebný na prekonanie odporov vzduchu je podľa rovnice (7.16) vyjadrený kubickou parabolou s vrcholom v súradnicovom počiatku (krivka P_v v Obr. 7.6).

Celkový výkon ΣP, potrebný k jazde rovnomernou rýchlosťou po rovine, je potom daný súčtom krivky P_v s príslušnou priamkou výkonu potrebného na prekonanie odporu valenia na rovine.

7.6.2 Krivky použiteľného výkonu (Curves of usable power)

Výkon nutný na jazdu vozidla je dodávaný motorom, ktorého vonkajšiu výkonovú charakteristiku poznáme. Ak zmenšíme tento výkon o straty v prevodovom mechanizme, zostáva výkon použiteľný na prekonanie ostatných jazdných odporov. Pretože výkon motora je značne závislý od otáčkok, závisí aj použiteľný výkon od otáčkok motora, a teda aj od rýchlosti jazdy.

Pretože rýchlosť jazdy závisí aj od veľkosti zaradeného celkového prevodu, bude aj kriviek použiteľných výkonov toľko, koľko rýchlostných stupňov vozidlo má. Pri ich kreslení postupujeme takto:

- na vonkajšej výkonovej charakteristike motora zvolíme niekoľko bodov, ktorými je výkonová krivka charakterizovaná,
- z charakteristiky zistíme výkony a otáčky zodpovedajúce zvoleným bodom,
- tieto výkony zmenšíme o straty v prevodovom mechanizme tým, že ich vynásobíme mechanickou účinnosťou, tým dostaneme výkon na kolesách vozidla $P = P_m \cdot \eta_m$,

- ďalej určíme pre všetky rýchlostné stupne rýchlosť jazdy, zodpovedajúcu otáčkam zvolených bodov z rovnice $V = 0,377\frac{n_m.r_d}{i_{c(j)}}$,
- pre jednotlivé rýchlostné stupne vynesieme krivky použiteľných výkonov do výkonového diagramu.

Všetky krivky použiteľného výkonu sa dotýkajú vodorovnej priamky, ktorá znázorňuje maximálny výkon motora po odčítaní mechanických strát. Táto priamka je obdobou hyperboly konštantného výkonu z trakčného diagramu.

7.6.3 Použitie výkonového diagramu (Power diagram using)

Výkonový diagram ľahkého, terénneho nákladného automobilu s benzínovým motorom štvorstupňovou prevodovkou a dvojstupňovou prídavnou prevodovkou je znázornený na Obr. 7.7, na ktorom sú tiež uvedené uvažované technické parametre vozidla.

Z obrázku vidíme, že dáva rovnaký prehľad o jazdných výkonoch a možnostiach vozidla, ako trakčný diagram, takže je ho možné použiť na rovnaké účely. Ak je použiteľný výkon vyšší než výkon potrebný, upraví vodič výkon motora zmenšením prívodu paliva. Prebytok použiteľného výkonu P_p nad výkonom použiteľným k jazde určitou ustálenou rýchlosťou V môže vodič opäť kedykoľvek použiť na:

1. výkon pre akceleráciu vozidla, ktorý vypočítame podľa vzťahu

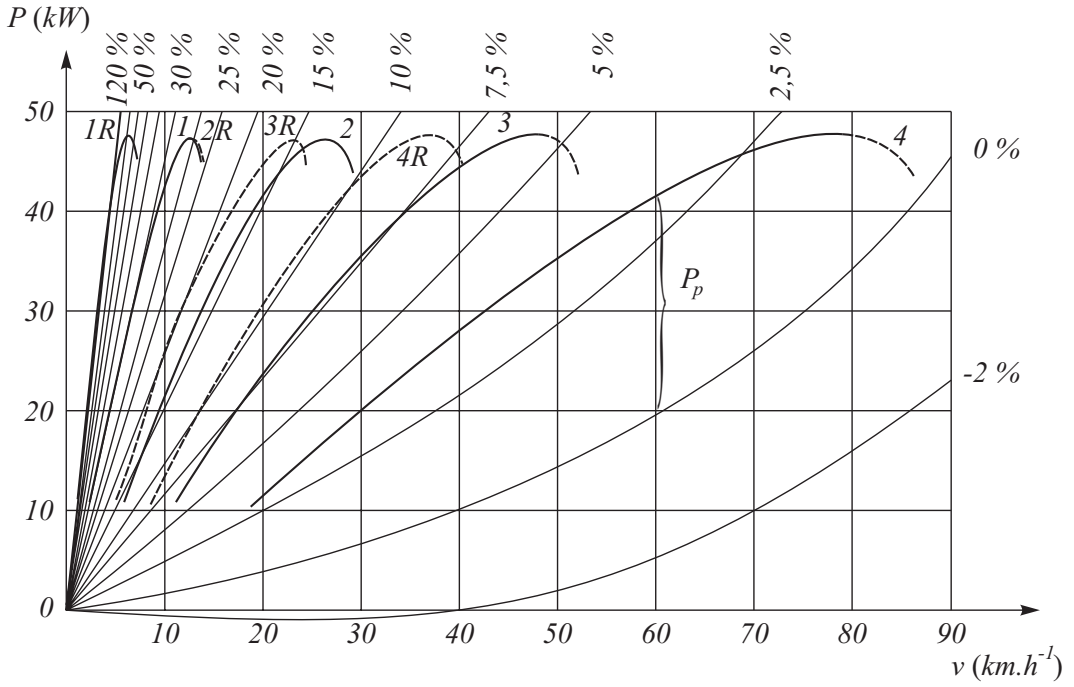
$$P_p = P_i = \frac{V}{3600}.\vartheta.m_a.a \tag{7.19}$$

2. Ťah prívesu, potom $P_p = P_H$ a pretože platí

$$P_H = \frac{V}{3600}.m'.g(f.\cos\alpha + \sin\alpha) \tag{7.20}$$

možno určiť prípustnú hmotnosť prívesu m' pre daný režim jazdy.

Z Obr. 7.7 je zrejmé, že pri jazde maximálnou rýchlosťou sa kľukový hriadeľ motora otáča rýchlejšie, než s otáčkami pri maximálnom výkone n_p, takže pri maximálnej rýchlosti nemôže využiť svoj maximálny výkon. Toto pretáčanie motora je pri vozidlách bežné a predstavuje pre motory bez regulátora (benzínové motory) obyčajne 0 až 20 % n_p, pre motory s obmedzovacím regulátorom (naftové motory) približne 5% n_p.
Údaje k obr. (7.7):
Celková hmotnosť automobilu = 4450kg
$P_{m\ max} = 55\ kW/4200.\text{min}^{-1}$
$M_{m\ max} = 150$ N.m
$\eta_m = 0,85$
$S_c = 4,25$ m^2
$f = 0,015$
$c_x = 0,71$



Obr. 7.7. Výkonový diagram automobilu

7.7 Optimalizácia jazdnej dymamiky vozidla (Vehicle dynamics optimization)

Pojem rovnováha síl a výkonov (kap. 7.5) nám opisuje bilanciu rovnováhy síl tvorenú na jednej strane jazdnými odpormi, ktoré pôsobia na automobil počas pohybu (kap. 7.4.1.1) a na druhej strane výkonmi hnacej sústavy automobilu (kap. 7.6). Riešenie pozdĺžnej dynamiky pomocou softvérového nástroja akým je prostredie MATLAB/SIMULINK a jeho nadstavba SIMDRIVELINE umožňuje na základe vyššie uvedených princípov vytvoriť model automobilu s hnacou sústavou, ktorého riešenie bude spočívať vo vytvorení kriviek výkonu potrebných k jazde automobilu (kap. 7.6.1.1) a kriviek použiteľného výkonu, ktoré vedú k optimalizácii riešenia rovnováhy síl a výkonov pre namodelovaný automobil. V kapitolách 7.8.1, 7.8.2 a 7.8.3 sú objasnené funkcie hlavných prevodových systémov automobilu ako mechatronických sústav, ktoré dokážeme namodelovať, regulovať a riadiť cez prostredie MATLAB / SIMULINK.

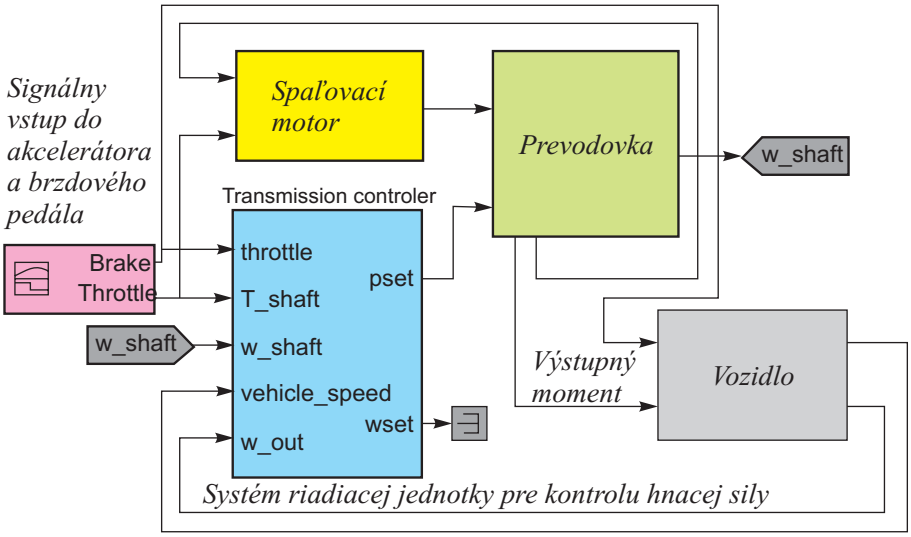
Tvorba a realizácia matematických a simulačných modelov s využitím programového prostredia MATLAB/SIMULINK je efektívny nástroj pre štúdium procesov jazdnej dynamiky automobilu a pochopenie princípu rovnováhy síl a výkonov vozidla. Metóda simulácií nachádza čoraz väčšie uplatnenie najmä pri hľadaní nových inžinierskych riešení a to v oblastiach optimálneho projektovania a optimálneho riadenia dynamiky automobilu. Samotné uplatnenie simulačných modelov v uvedených oblastiach tak pri konštrukcii nových ako aj rekonštrukcii existujúcich hnacích agregátov nám umožňuje efektívne využiť čas a vedomosti získané pri štúdiu dynamiky pohybu vozidla. Okrem toho, môžeme zo simulačných štúdií vybrať variant, ktorý spĺňa definované kritérium optimality.

Model systému hnacej sústavy automobilu (Obr. 7.8) pozostáva z jednotlivých subsystémov ako sú:

- Subsystém (blok) spaľovacieho motora.
- Subsystém (blok) prevodovky.
- Subsystém (blok) podvozku automobilu – vozidlo.
- Subsystém (blok) vstupných a riadiacich veličín.
- Subsystém (blok) riadiacej jednotky pre kontrolu prenosu hnacej sily od motora na kolesá.

Hnací agregát (Obr. 7.8 – spaľovací motor) vytvára hnací moment, ktorý je prenášaný cez systém spojky, prevodovky a hnacie hriadele na kolesá automobilu. V systémovom modeli hnacej sústavy na Obr. 7.8 je táto sústava tvorená automatickou prevodovkou s možnosťou sekvenčného radenia prevodových stupňov. Systém automatickej prevodovky je mechatronický systém vyžadujúci si samostatnú výpočtovú jednotku, ktorej model je na Obr. 7.9, riadiace jednotky pre systém radenia prevodových stupňov (Obr. 7.9 – shiftlogic) a riadenie systému spojky (Obr. 7.9 – clutchcontrol). Spojenie prevodovky s hnacím agregátom je realizované cez systém elektronického riadenia spojky spolu so systémom radenia prevodových stupňov, ktorej model ja na Obr. 7.10. Rozbor systémov prevodoviek a ich princípy riadenia v náväznosti na jazdnú dynamiku automobilu budú objasnené v kapitolách 7.8.1 až 7.8.3.

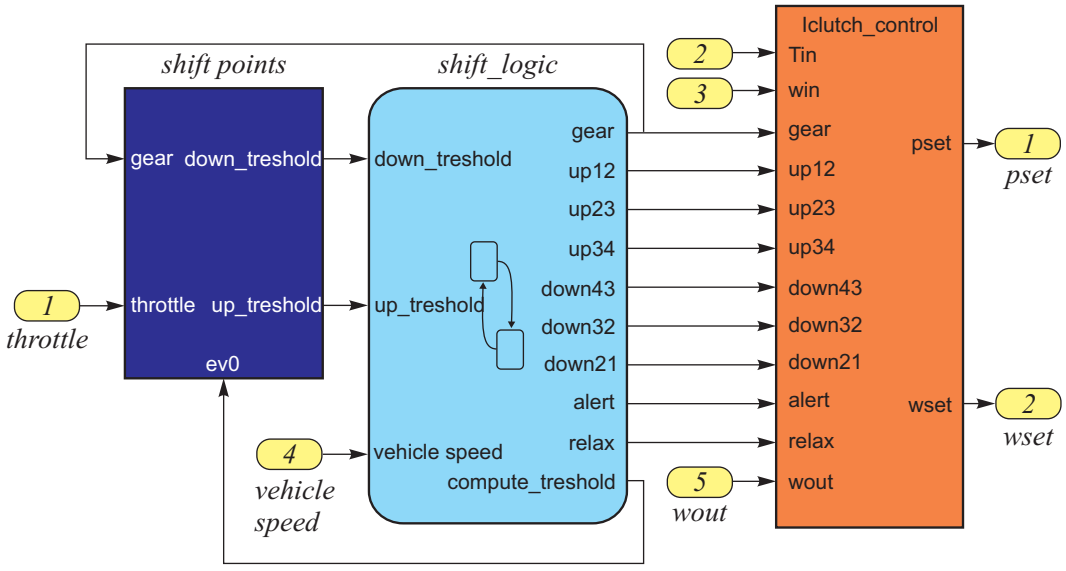
Každý jeden subsystém (blok) obsahuje matematický model daného prvku hnacej sústavy vytvorený tak, aby sa v jednotlivých blokoch dali sledovať požadované veličiny pri simuláciách a tak optimalizovať prenos hnacej sily v hnacej sústave vozidla.



Obr. 7.8. Systémový model hnacej sústavy automobilu a jeho regulácie vytvorený na kontrolu výkonu motora a prenášaného krútiaceho momentu na kolesá osobného automobilu v prostredí MATLAB/SIMULINK [18]

Kde: Brake – hodnota decelerácie, Throttle – hodnota akcelerácie, wshaft – uhlová rýchlosť výstupného hriadeľa prevodovky,

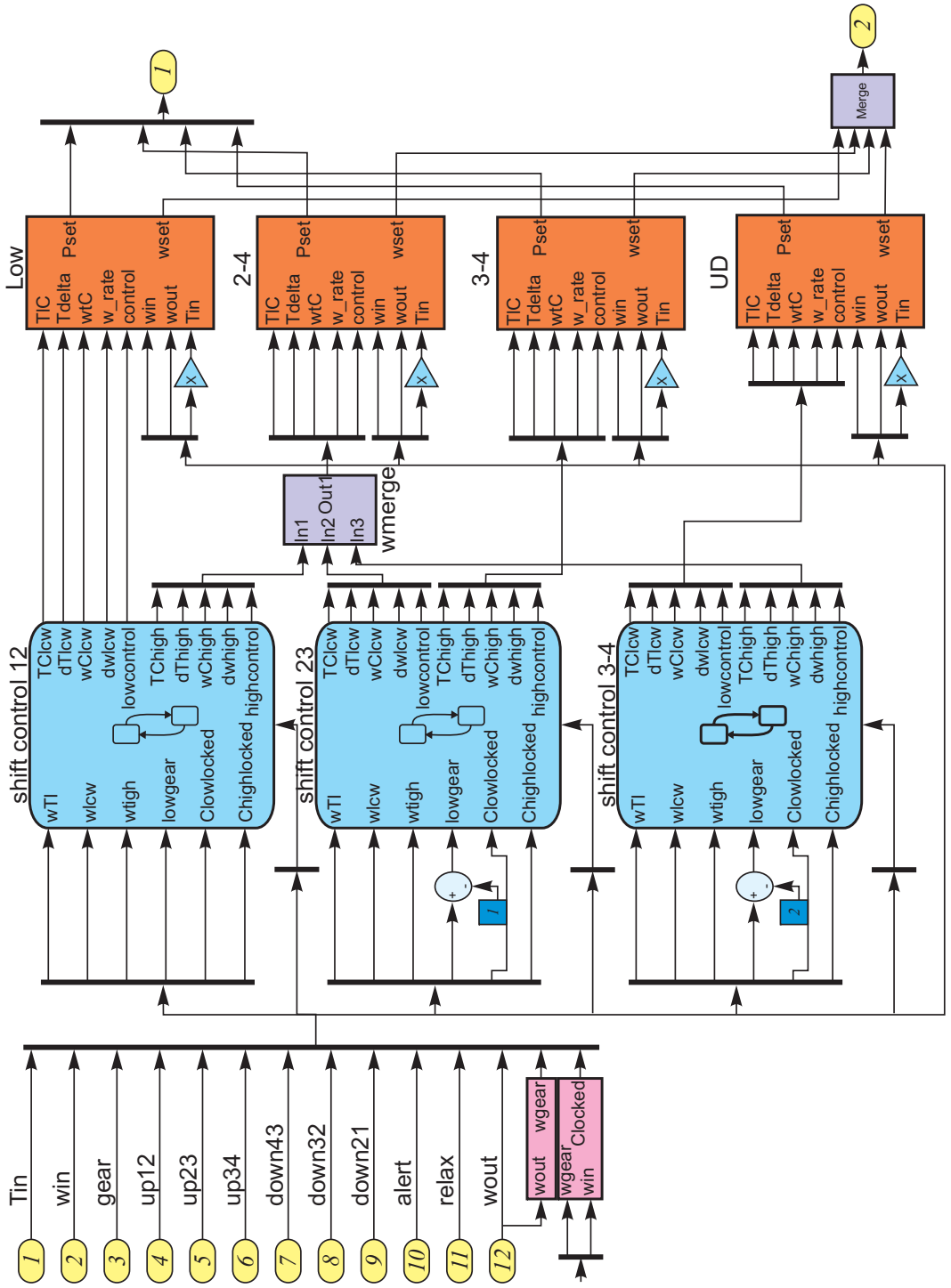
T-shaft – hnací moment na výstupného hriadeľa prevodovky, vehiclespeed – rýchlosť automobilu, wout – uhlová rýchlosť hnacieho kolesa, Transmissioncontroller – riadiaca jednotka prevodovky



Obr. 7.9. Systémový model riadiacej jednotky prevodovky na kontrolu prenosu hnacej sily a možností radenia prevodových stupňov pre dané vstupné parametre ako sú: zošliapnutie pedála akcelerátora, požadovaný prevodový stupeň a otáčky motora. [18]

Kde: Shift points – systém radenia prevodových stupňov, throttle – hodnota akcelerácie (zošliapnutia pedála akcelerátora), gear downtreshold – hraničná hodnota preradenia na nižší prevodový stupeň, gear uptreshold - hraničná hodnota preradenia na vyšší prevodový stupeň, downtreshold – signál preradenia na nižší prevodový stupeň, uptreshold – signál preradenia na vyšší prevodový stupeň, vehiclespeed – signál zo senzora rýchlosti automobilu, shiftlogic – systém logiky radenia prevodových stupňov, gear - aktuálne zaradený prevodový stupeň, up12 – preradenie z 1. prevodového stupňa na 2., up23 – preradenie z 2. prevodového stupňa na 3., up34 – preradenie z 3. prevodového stupňa na 4., down43 – podradenie zo 4. prevodového stupňa na 3., down32 – podradenie z 3. prevodového stupňa na 2., ., down21 – podradenie z 2. prevodového stupňa na 1., alert – stav, keď je prevodový stupeň uzamknutý, relax – stav, keď možno uskutočniť zmenu prevodového stupňa, computetreshold – výpočtový člen algoritmu hraničných hodnôt parametrov možnosti radenia prevodových stupňov, wout – uhlová rýchlosť výstupného hriadeľa prevodovky, Tin – vstupná hodnota točivého momentu privádzaného do prevodovky, win – uhlová rýchlosť vstupného hriadeľa prevodovky, pset – signál na preradenie, wset – signál na zopnutie radiacich spojok, clutchcontrol – riadiaci subsystém radiacich spojok.

Vysvetlivky k Obr. 7.8, 7.9 a 7.10:
Škrtiaca klapka (Trotle) – stupeň zošliapnutia pedála akcelerátora, shift points – subsystém riadiacej jednotky voliča prevodových stupňov, gear – požadovaný a aktuálne zaradený prevodový stupeň, down_treshold – hraničná hodnota parametrov možnosti zaradenia



Obr. 7.10. Systémový model ovládania spojky na prenos hnacej sily od motora do prevodovky [18]

prevodov nižších prevodových stupňov, up_treshold - hraničná hodnota parametrov možnosti zaradenia prevodov vyšších prevodových stupňov, shift_logic – subsystém riadiacej jednotky prevodovky (inteligencia systému radenia prevodových stupňov), vehicle speed – rýchlosť vozidla, compute_treshold – výpočtový člen algoritmu hraničných hodnôt parametrov možnosti radenia prevodových stupňov, Tin – vstup krútiaceho momentu do systému spojky a prevodovky, win – uhlová rýchlosť otáčok hriadeľa spojky,

up12 – možnosť preradenia rýchlostného stupňa z 1. na 2., up23 – možnosť preradenia rýchlostného stupňa z 2. na 3., up34 – možnosť preradenia rýchlostného stupňa z 3. na 4., down43 – možnosť preradenia smerom dolu, rýchlostného stupňa zo 4. na 3., down32 – možnosť preradenia smerom dolu, rýchlostného stupňa z 3. na 2., down21 – možnosť preradenia smerom dolu, rýchlostného stupňa z 2. na 1, alert – stav, keď je prevodový stupeň uzamknutý - nie možno preradiť prevodový stupeň, relax – stav, keď možno uskutočniť zmenu prevodového stupňa, wout – uhlová rýchlosť na výstupe z prevodovky, clutch_control – subsystém regulácie a riadenia radiacich lamelových spojok, pset – prepočítaný výstupný výkon z prevodovky, wset - prepočítaná uhlová rýchlosť výstupného hriadeľa z prevodovky, shift control 12 – výpočtová časť podsystému radenia prevodového stupňa z 1. na 2., shift control 23 – výpočtová časť podsystému radenia prevodového stupňa z 2. na 3., shift control 3-4 – výpočtová časť podsystému radenia prevodového stupňa z 3. na 4., wTI – uhlová rýchlosť na vstupe do prevodovky pre výpočtový člen regulácie trakčnej kontroly, wlcw – minimálna uhlová rýchlosť vstupného hriadeľa prevodovky na radenie prevodu smerom nahor, wtigh – maximálna uhlová rýchlosť vstupného hriadeľa prevodovky na radenie prevodu smerom nadol, lowgear – regulácia a prepočet parametrov pre možnosť zaradenia nižšieho prevodového stupňa (radenie z 2. na 1.), Clowlocked – uzamknutie systému spojky na radenie prevodu smerom nadol, Chighlocked – uzamknutie systému spojky na radenie prevodu smerom nahor, TClcw – výpočet minimálnej hodnoty krútiaceho momentu výstupného hriadeľa prevodovky pre systém regulácie trakčnej kontroly, dTClcw – výpočet minimálneho prevodového stupňa prevodovky pre systém regulácie trakčnej kontroly, wClcw – prepočet minimálnej uhlovej rýchlosti hriadeľa prevodovky pre systém regulácie trakčnej kontroly, lowcontrol – riadenie hodnoty krútiaceho momentu pri zaradenom najnižšom prevodovom stupni na rozjazd automobilu s reguláciou trakčnej kontroly, TChigh – výpočet hodnoty maximálneho krútiaceho momentu výstupného hriadeľa prevodovky pre systém regulácie trakčnej kontroly, dThigh – výpočet maximálneho prevodového stupňa prevodovky pre systém regulácie trakčnej kontroly, wChight – prepočet maximálnej uhlovej rýchlosti hriadeľa prevodovky pre systém regulácie trakčnej kontroly, dwhigh – výpočet rozdielu maximálnych uhlových rýchlostí medzi dvoma prevodovými stupňami, highcontrol – regulácia a prepočet parametrov pre možnosť zaradenia vyššieho prevodového stupňa (radenie z 2. na 3.), wmerge – člen algoritmu porovnania uhlových rýchlostí výstupného hriadeľa prevodovky pri zaradených jednotlivých prevodových stupňoch, In1 – vstup parametrov zo subsystému radenia prevodového stupňa 1.-2., In2 – vstup parametrov zo subsystému radenia prevodového stupňa 2.-3., In3 – vstup parametrov zo subsystému radenia prevodového stupňa 3.-4., Out – výstup signálov pre reguláciu a riadenie systému spojky, Low - subsystém regulácie a riadenia systému spojky pre prevodový stupeň 1. - 2. (inteligencia zopínania spojky pre najnižšie dva prevodové stupne), TIC – traction initialization control – inicializácia výpočtového člena pre výpočet krútiaceho momentu na výstupe z prevodovky trakčnou kontrolou, Tdelta – rozdiel skutočného krútiaceho momentu a teoretického (vypočítavaného) krútiaceho momentu

počas rozjazdu automobilu s trakčnou kontrolou, wtC – prepočítavaná uhlová rýchlosť výstupného hriadeľa prevodovky na rozjazd automobilu s trakčnou kontrolou, wrate – prepočítaná uhlová uhlová rýchlosť výstupného hriadeľa z prevodovky, control – kontrola zaradeného prevodového stupňa, win – uhlová rýchlosť vstupného hriadeľa do prevodovky, wout – uhlová rýchlosť výstupného hriadeľa z prevodovky, Tin – vstup krútiaceho momentu do systému spojky a prevodovky, Pset – prepočítaný výstupný výkon z prevodovky, wset – prepočítaná uhlová rýchlosť výstupného hriadeľa z prevodovky, 2-4 – výpočtová časť radenia prevodového stupňa z 2. na 3., 3-4 – subsystém regulácie a riadenia systému spojky pre prevodový stupeň. - 2. (inteligencia zopínania spojky pre najvyššie prevodové stupne), UD – subsystém regulácie a riadenia systému spojky pre prevodový stupeň 1. - 2. (inteligencia systému zopínania spojky pre prevodové stupne 4. a vyššie), wShaft – snímanie uhlovej rýchlosti výstupného hriadeľa prevodovky, Merge – prepočítavané uhlové rýchlosti výstupného hriadeľa prevodovky pre jednotlivé prevodové stupne.

7.8 Prostredie SimDriveline pre modelovanie hnacej sústavy automobilu a sledovanie jazdnej dynamiky automobilu (SimDriveline modeling environment for the vehicle drivetrain and vehicle driving dynamics)

V Simulinku s podporou knižnice SimDriveline sa zostavuje matematický model pohonu pomocou blokového diagramu, ktorý v tomto prípade opisuje prostredie a usporiadanie jednotlivých častí transmisie. Model pohonu simuluje usporiadanie komponentov otáčajúcich sa okolo pevných osí a ich pohyb je podmienený Newtonovými pohybovými zákonmi. Jednoduché a komplexné prevodové väzby prenášajú krútiaci moment medzi jednotlivými časťami pohonu, v kombinácii so spojkami (brzdami) a vytvárajú tak model prevodovky. Knižnica SimDriveline obsahuje bloky reprezentujúce rotačné telesá, prevody medzi týmito telesami, dynamické elementy, spojky, hotové prevodovky, snímače a pod. Toto prostredie umožňuje vytvárať zo skupín blokov subsystémy.

7.9 Dynamika jazdy a prevodový mechanizmus (The vehicle dynamics and transmission mechanism)

Analýza prevodových systémov v spolupráci s pokročilými softvérovými nástrojmi vedú k možnostiam simulovať jazdnú dynamiku automobilu a tým verifikovať teoretický rozbor síl a momentov (kap. 7.5) pôsobiacich na automobil.

Na riešenie a simulovanie momentov a síl pôsobiacich na automobil je nevyhnutné analyzovať hnaciu sústavu automobilu a jej významnú časť, ktorou je prevodovka (kap. 7.9.1 - kap. 7.9.3).

7.9.1 Automatické prevodovky (Automatic transmissions)

V súčasnosti rastie podiel malých automobilov s automatizovanými prevodovkami (Obr. 7.11). Pri nich vodič zvolí režim jazdy automobilu, vydá pokyn na akceleráciu prostredníctvom pedála akcelerátora a automobil sa sám rozbieha aj si preraďuje prevodové stupne. Počas preraďovania sa prerušuje prenos hnacej sily, čo sa prejavuje miernym pribrzdením automobilu. Tieto prevodovky poskytujú tiež možnosť sekvenčného preraďovania prevodových stupňov. Pri zastavení automobilu sa spojka automaticky vypne. Automobil zostane stáť, pritom vodič nemusí pôsobiť na brzdový pedál. Po stlačení akcelerátora si prevodovka sama zaradí prvý prevodový stupeň. Pri menšej akcelerácii prevodovka preraďuje pri nižších otáčkach motora v záujme čo najnižšej spotreby paliva. Pri rýchlejšom zošliapnutí pedála akcelerátora preraďuje pri vyšších otáčkach kvôli razantnejšiemu zrýchleniu. V záujme najvyššej akcelerácie, ak je to potrebné, prevodovka podradí aj o viac prevodových stupňov naraz. Automatizovaná prevodovka spája prednosti manuálnej a hydromechanickej prevodovky. Jej výhodou je malá hmotnosť, nízka cena a nízka spotreba paliva. Riadiacim prvkom automatických prevodoviek je riadiaca jednotka automatickej prevodovky.

Riadiaca jednotka zbiera údaje zo snímačov ako je:

- teplota a množstvo nasávaného vzduchu v sacom potrubí,
- dátové signály z ovládania tempomatu,
- hodnoty napätia akumulátora,
- zošliapnutie brzdového pedála a zošliapnutie spojkového pedála,
- snímanie otáčok kľukového hriadeľa.

Všetky dostupné údaje vyhodnocuje pre riadenie činnosti regulačných solenoidov a lamelových bŕzd a spojok pre radenie prevodových stupňov.

Automatická prevodovka a jej riadiaca jednotka poskytujú cez CAN rozhranie komunikáciu dát s ostatnými riadiacimi jednotkami ako sú:

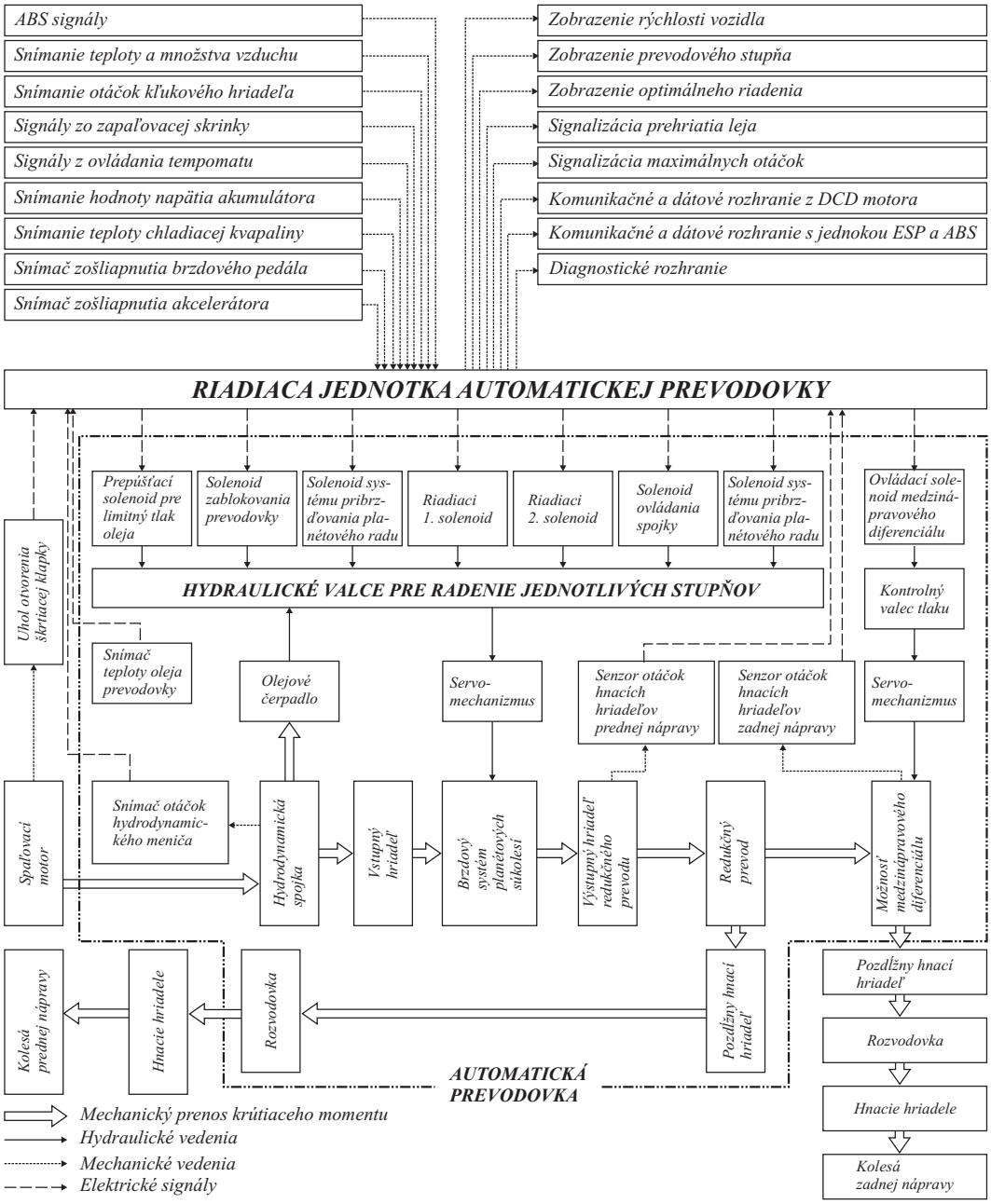
- elektronická riadiaca jednotka motora,
- elektronická palubná jednotka,
- elektronická jednotka stability automobilu atď.

Do elektronickej palubnej jednotky sa posielajú údaje, ktoré zobrazujú fungovanie systému a informujú vodiča automobilu o:

- zaradenom prevodovom stupni,
- najefektívnejšej možnosti preradenia prevodového stupňa pri semiaktívnom systéme radenia prevodových stupňov,
- zobrazení rýchlosti automobilu,
- signalizácii prehriatia oleja prevodovky.

Riadiaca jednotka automatickej prevodovky umožňuje súčasne cez CAN zbernicu diagnostickú komunikáciu pre identifikáciu problémov komponentov a jednotlivých systémov automatickej prevodovky.

Naprogramovanie riadiacej jednotky automatickej prevodovky a komplexný systém vyhodnocovania údajov zo senzorov vedie k takému radeniu prevodových



Obr. 7.11. Systémová schéma modelu automatickej prevodovky

stupňov, aby bol krútiaci moment motora najlepšie využívaný v prospech aktuálnej jazdnej dynamiky automobilu.

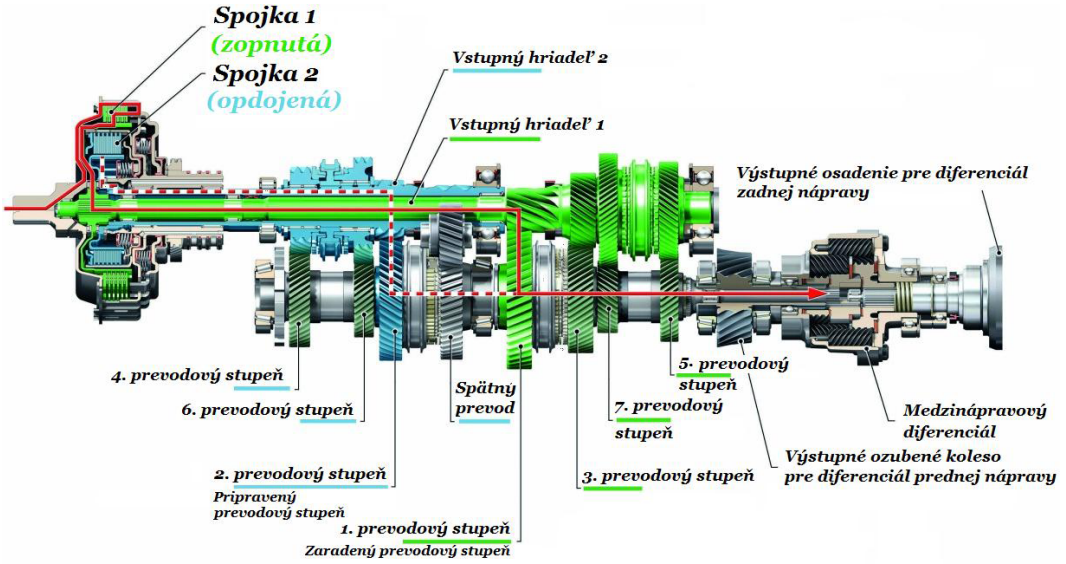
7.9.2 Prevodovka s dvojitou spojkou (DSG – direct shift gearbox)

Výhody automatizovaných a hydromechanických prevodoviek spájajú prevodovky s dvojitou spojkou. Majú dve oddelené, samostatne pracujúce spojky. Pri šesťstupňovej prevodovke sa väčšia spojka používa pre 1., 3., 5. prevodový stupeň, zatiaľ čo menšia spojka obsluhuje 2., 4., a 6. prevodový stupeň. Vďaka stálemu prenosu hnacej sily sa dosahuje lepšie zrýchlenie ako s automatizovanou prevodovkou aj ako s manuálnou prevodovkou. Hlavný

dôvod zavedenia prevodoviek s dvojitou spojkou v pretekárskych vozidlách bola lepšia akcelerácia a v sériových automobiloch nižšia spotreba paliva. V 7. stupňovej plnoautomatickej DSG prevodovke (Obr. 7.12, 7.13) sa uskutočňuje radenie prevodových stupňov bez prerušenia hnacej sily. Zmeny prevodov tak prebiehajú kontinuálne. Prevodovka disponuje dvoma hydraulickými lamelovými spojkami ovládané riadiacou elektronikou, ktoré pomocou dvoch hnacích hriadeľov ovládajú vždy 1., 3., 5. a 7. rýchlostný stupeň a spätný chod (spojka 1) alebo 2., 4., a 6. rýchlostný stupeň (spojka 2). Pri radení je už predvolený ďalší rýchlostný stupeň, ale ešte nie je zaradený. V priebehu troch až štyroch stotín sekundy sa jedna spojka otvára, kým druhá sa spína. Takýmto spôsobom prebieha proces radenia pre vodiča takmer nepozorovane a bez prerušenia hnacej sily. Riadiaca elektronika má možnosť oproti 6-stupňovej manuálnej prevodovke dosiahnuť nižšiu spotrebu paliva, v závislosti od spôsobu jazdy.

Prevodovku DSG môže vodič ovládať manuálne - sekvenčne, alebo prevodovka radí prevodové stupne plne automaticky. Automatický mód má k dispozícii cez naprogramovanie riadiacej jednotky prevodovky možnosť radiť komfortne, alebo v športovom režime. Manuálne radenie možno vykonávať ovládacími prvkami pod volantom alebo radiacou pákou.

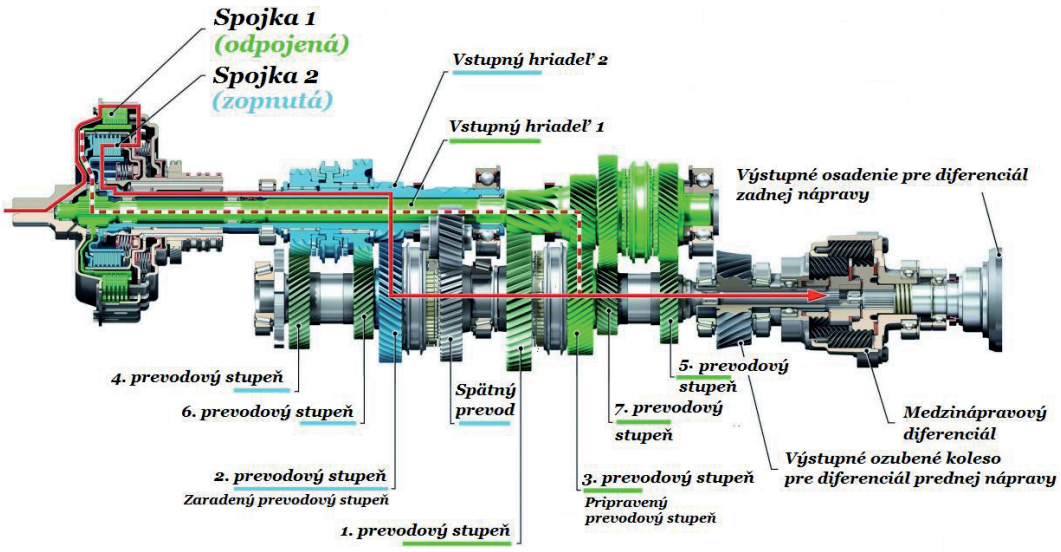
Činnosť radenia DSG prevodovky je zabezpečovaná pomocou dvoch hydraulických lamelových spojok ovládaných cez elektronickú riadiacu jednotku. Radenie prevodových stupňov je zoobrazené na Obr. 7.12 a 7.13.



Obr. 7.12. Diagram zaradeného 1.prevodového stupňa v DSG prevodovke s aktiváciou zopnutia elektro-hydraulických lamelových spojok [55]

DSG prevodovka je mechatronický systém, ktorý pozostáva z nasledujúcich hlavných komponentov:

- Systém senzorov.
- Systém aktuátorov a výkonovej elektroniky.
- Riadiaca jednotka DSG prevodovky.



Obr. 7.13. Diagram zaradeného 2.prevodového stupňa v DSG prevodovke s aktiváciou zopnutia elektro-hydraulických lamelových spojok [54]

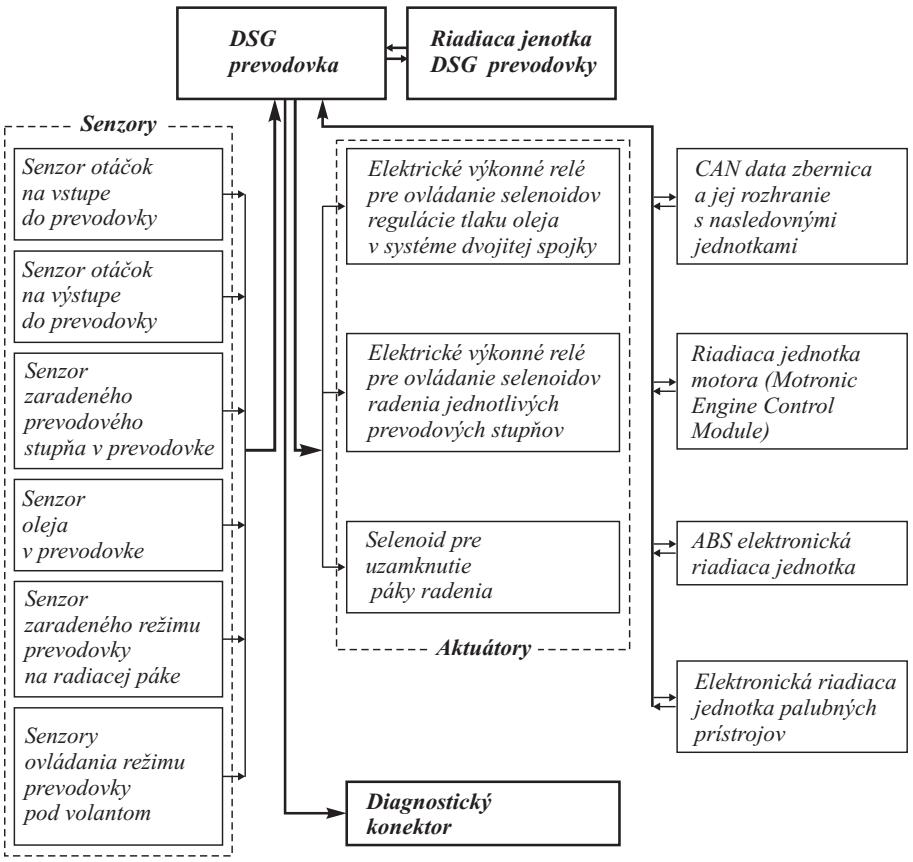
- Diagnostické rozhranie.
- Dátovo komunikačné rozhranie CAN pre komunikáciu s ostatnými riadiacimi jednotkami.

Riadiaci a výpočtový člen je riadiaca jednotka DSG prevodovky. Systém senzorov uskutočňuje získavanie dát pre riadiacu jednotku. Tieto údaje sú spracované a vyhodnocované tak, aby riadiaca jednotka podľa naprogramovaného algoritmu uskutočňovala radenie prevodových stupňov prostredníctvom aktuátorov. DSG prevodovka bola vyvíjaná vo svojom počiatku pre športové automobily. Preradenie prevodového stupňa sa uskutočňuje v otáčkach motora, kde motor má hranicu maximálneho výkonu. Preto je nevyhnutnou súčasťou komunikácia riadiacej jednotky DSG prevodovky avriadiacej jednotky motora.

DSG prevodovka má systém zablokovania prevodovky pri nehybnosti automobilu cez aktuátory, keď vodič dá radiacu páku režimu prevodovky do polohy parking (P). Jednotlivé komponenty a prepojenie systému dátovej komunikácie DSG prevodovky sú vyobrazené na Obr. 7.14.

7.9.3 Prevodovky CVT (Continuously variable transmission)

Prevodovky s plynulou zmenou prevodového pomeru CVT majú buď elektromagnetickú premosťovaciu spojku, hydraulickú lamelovú premosťovaciu spojku alebo hydrodynamický menič krútiaceho momentu a variátor. Pri elektromagnetickej spojke po zaradení jazdného programu zostáva vozidlo stáť, pohne sa až po stlačení plynového pedála akcelerátora. Rozbiehanie s prevodovkou CVT sa deje bez prerušenia prenosu hnacej sily. Je úplne plynulé. V kombinácii s elektromagnetickou spojkou je vozidlo veľmi citlivé na jemné zošliapnutie pedála akcelerátora. Naproti tomu pri hydrodynamickom meniči krútiaceho momentu sa dá rozbiehať s automobilom úplne pomaly. Pri pomalom



Obr. 7.14. Schéma prepojenia komponentov s opismi prvkov systému DSG prevodovky

zrýchľovaní dlho zostávajú otáčky motora takmer konštantné, len v rozsahu väčších rýchlostí začnú výraznejšie stúpať. Po prudkom stlačení plynového pedála sa hneď výrazne zvýšia otáčky motora, aby sa získala maximálna akcelerácia. S prevodovkami CVT sa dosahuje nízka spotreba paliva a vysoký komfort jazdy. Väčšinou sa používajú v malých automobiloch.

7.10 Čiastkový záver

Mechatronické systémy automatických prevodoviek, vedú k zlepšeniu efektívnosti prenosu krútiaceho momentu motora – hnacieho agregátu až ku kolesám automobilu a tým k možnosti efektívnejšieho využitia krútiaceho momentu motora a jeho výkonu na zlepšenie jazdnej dynamiky automobilu. Súčasťou riešenia týchto systémov je aj zefektívnenie radenia prevodových stupňov systému prevodovky, pri rôznych režimoch jazdy automobilu. Možnosti a základy modelovania hnacích agregátov objasnené v kap. 7.7 a 7.8 sú závislé od princípov tvorby a prenosu hnacej sily (kap. 7.1 a 7.2). Softvérové prostredie umožňuje poskytnúť informácie o správaní sa automobilu – pozdĺžnej dynamike automobilu v modelovom prostredí a tieto informácie ďalej spracovávať a vyhodnocovať pre optimalizáciu pozdĺžnej dynamiky, ktorá vychádza z rozboru rovnováhy síl a výkonov automobilu (kap. 7). V prostredí SIMDRIVELINE možno riešiť komplexný systém automobilu s hnacou sústavou s požadovanými parametrami (kap. 7.8). Ďalej možno s týmto modelom

pracovať v prostredí SIMULINK, kde do modelu možno vstupovať a pridávať jednotlivé prvky hnacej sústavy, ako napríklad automatická prevodovka so spojkou (kap. 7.7, Obr. 7.8 a Obr. 7.10), alebo medzinápravový diferenciál objasnený v kapitole 6.3.3. SIMULINK umožňuje prepojiť model mechanického systému prevodovky so systémom riadenia a regulácie a tým sa hnacia sústava automobilu v tomto prostredí stáva plnohodnotným mechatronickým systémom.

Vytvorením matematického modelu jazdných odporov a jeho aplikáciou na model automobilu s hnacou sústavou v prostredí MATLAB/SIMULINK (kap. 7.7, Obr. 7.8) získavame parametre, ktoré sú nevyhnutné na riadenie a reguláciu mechatronických systémov, vytvorených a integrovaných do hnacej sústavy automobilu, alebo modelu automobilu ako celku. Riadenie a regulácia týchto mechatronickych systémov vedie k optimalizácii síl a výkonov v jazdnej dynamike automobilu.

8

Brzdenie automobilov. (Braking of the cars)

Brzdením rozumieme proces, pri ktorom vodič zámerne znižuje rýchlosť vozidla až do prípadného zastavenia, alebo ním rozumieme aj zamedzenie pohybu stojaceho vozidla. Brzdenie vozidla možno podľa účelu rozdeliť na:

- prevádzkové brzdenie, (service braking),
- núdzové brzdenie, (emergency braking),
- parkovacie brzdenie, (braking during standstill),
- odľahčovacie brzdenie (retarding braking).

Prevádzkové brzdenie (Service braking) – musí umožniť ovládanie pohybu automobilu a jeho účinné a rýchle zastavenie pri všetkých režimoch jazdy, ktoré môžu nastať pri prevádzke vozidla.

Núdzové brzdenie (Emergency braking) – musí umožniť zastavenie vozidla v prípade poruchy prevádzkového brzdenia.

Parkovacie brzdenie (Braking during standstill) – musí umožniť udržanie stojaceho vozidla na svahu.

Odľahčovacie brzdenie (Retarding braking) – musí umožniť zníženie rýchlosti, alebo jej dodržanie pri jazde zo svahu.

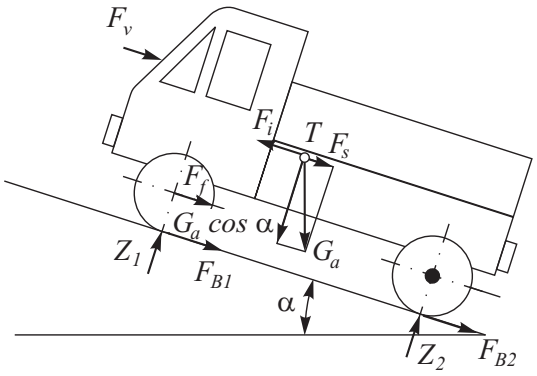
8.1 Sily brzdiace pohyb vozidla (All brake forces on vehicle)

Sústava síl a momentov pôsobiacich na brzdiace vozidlo je pomerne zložitá. Pre väčšiu prehľadnosť ďalšieho výkladu si silovú a momentovú situáciu vozidla zjednodušíme prijatím nasledujúcich predpokladov:

- vozidlo ide bez prípojného vozidla,
- súčinitele adhézie sú na všetkých kolesách vozidla rovnaké,
- zanedbáme vplyv zotrvačnosti rotujúcich hmotností, pretože súčiniteľ vplyvu rotujicích hmotností je pri adhéznom obmedzení tangenciálnej reakcie v prípade brzdenia všetkých kolies $\vartheta = 1$ a ak nie sú všetky kolesá brzdené, je vo väčšine bežných prípadov $\vartheta \cong 1$.

Pre tieto predpoklady je silová situácia idúceho vozidla znázornená na Obr. 8.1.

Vozidlo je pri jazde brzdené všetkými silami, ktoré pôsobia proti smeru jeho pohybu. Súčet týchto síl nazveme **celkovou brzdnou silou vozidla (total brake force of vehicle)**. K týmto silám patria aj jazdné odpory. Ak prerušíme



Obr. 8.1. Sily pôsobiace na brzdiace vozidlo

pohon vozidla, napríklad rozopnutím vozidlovej spojky, začne vozidlo vplyvom jazdných odporov spomaľovať, pričom celková brzdná sila je:

$$F_{BC} = F_f + F_v + F_s \tag{8.1}$$

Veľkosť spomalenia vozidla je pri tomto spôsobe brzdenia nedostatočná a závisí len od veľkosti pôsobiacich jazdných odporov a hmotnosti vozidla, vodič preto nemôže toto spomalenie priamo ovplyvňovať.

Prevádzka vozidiel a okamžitá dopravná situácia však vyžaduje, aby veľkosť spomalenia vozidla bola vodičom bezprostredne ovplyvňovaná, pričom je bežne treba, aby spomalenie bolo výrazne väčšie, než aké sú schopné vyvolať jazdné odpory. Preto je k nim treba pridať ďalšiu silu spomaľujúcu vozidlo – **brzdnú silu (brake force)** F_B, čo je sila vyvodená účinkom brzdovej sústavy a pôsobiaca proti pohybu vozidla.

Pritom sa obvodová rýchlosť kolesa stáva menšou, než rýchlosť jazdy vozidla, takže valenie kolesa je sprevádzané sklzom (kap. 3.2).

Tento spôsob brzdenia je konštrukčne pomerne jednoduchý, dlhoročným vývojom dobre prepracovaný a preto je u vozidiel všeobecne používaný. Jeho hlavnou nevýhodou je závislosť brzdného účinku na adhéznych podmienkach brzdených kolies. Brzdná sila je:

$$F_B = F_{B1} + F_{B2} \tag{8.2}$$

Celková brzdná sila na vozidle je teda:

$$F_{BC} = F_B + F_f + F_v + F_s \tag{8.3}$$

Tento vzťah ukazuje, že vozidlo je pri brzdení spomaľované brzdnou silou a jazdnými odpormi. Iba zotrvačný odpor pôsobí v smere jazdy a predstavuje silu, ktorá pôsobí proti celkovej brzdnej sile.

8.2 Brzdné reakcie na kolesách vozidla (Brake reactions of the wheels of vehicle)

Z hľadiska bezpečnosti prevádzky je dôležitá maximálna veľkosť celkovej brzdnej sily, ktorá limituje i maximálne dosiahnuteľné spomalenie vozidla. Rozhodujúca

zložka celkovej brzdnej sily, t. j. brzdná sila na brzdených kolesách vozidla je obmedzená adhéziou a preto je treba zaoberať sa vplyvom adhézie na dosiahnuteľnú veľkosť brzdných síl na kolesách podrobnejšie.

V optimálnom prípade (In optimal situation)predpokladáme, že:

- Bude všetka tiaž vozidla využitá ako adhézna tiaž na brzdenie.
- Všetky kolesá vozidla sa budú pri brzdení odvaľovať so sklzom zodpovedajúcim súčiniteľu adhézie, t. j. súčiniteľ obvodovej sily φ_s bude nadobúdať maximálnu hodnotu φ a na kolesách vznikne maximálna celková brzdná sila:

$$F_{B\ max} = G_a.\varphi \tag{8.4}$$

V skutočnosti ale nemusí byť pre brzdenie využitá všetka tiaž vozidla. Je to v prípadoch kedy:

- Vozidlo brzdí na sklonenej vozovke.
- Vozidlo nebrzdí všetkými kolesami.

Podmienka rovnakého sklzu všetkých brzdených kolies bude splnená iba v prípade pevnej kinematickej väzby medzi týmito kolesami alebo v prípade, že budú dosiahnuté rovnaké súčinitele obvodovej sily na všetkých kolesách vozidla, t. j.:

$$\varphi_s = \frac{F_{B1}}{Z_1} = \frac{F_{B2}}{Z_2} = \ = \frac{F_{Bi}}{Z_i} = \ = \frac{F_{Bn}}{Z_n} \tag{8.5}$$

Zo vzťahu (8.5) vyplýva, že v uvažovanom prípade platí:

$$F_{B1} : F_{B2} : F_{Bi} : F_{Bn} = Z_1 : Z_2 : Z_i : Z_n \tag{8.6}$$

Maximálna hodnota celkovej brzdnej sily na brzdených kolesách vozidla bude dosia-hnutá v prípade, že brzdná sila vozidla je na jednotlivé kolesá rozdelená priamoúmerne k ich schopnostiam prenášať brzdnú silu, t. j. priamoúmerne k ich radiálnemu zaťaženiu.

Ak však podmienka odvaľovania všetkých kolies s optimálnym sklzom nebude splnená, bude skutočná brzdná sila F_B menšia. Veľkosť skutočnej vzniknutej brzdnej sily môžeme teda vyjadriť výrazom:

$$F_B = F_{B\ max}.\eta_B \tag{8.7}$$

Po dosadení z rovnice (8.4):

$$F_B = G_a.\varphi.\eta_B \tag{8.8}$$

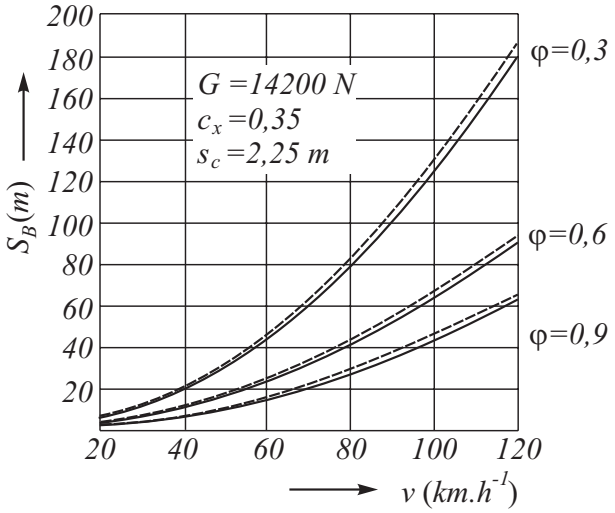
Zníženie veľkosti brzdnej sily vplyvom nevyužitia adhéznej tiaže a adhéznej sily vyjadruje vzťah pre **súčiniteľ účinnosti brzdenia na danej vozovke (braking efficiency coefficient on concrete road)** η_B:

$$\eta_B = \frac{F_B}{G_a.\varphi} \tag{8.9}$$

Súčiniteľ účinnosti brzdenia na danej vozovke vyjadruje pomer medzi pôsobiacou brzdnou silou na brzdených kolesách a maximálnou možnou hodnotou tejto sily pri jazde na rovine. Je zrejmé, že i pri brzdení všetkých kolies je $\eta_B \leq \cos\alpha$.

8.3 Priebeh brzdenia (Braking process)

Možno konštatovať, že na proces brzdenia má najmenší vplyv odpor vzduchu. Porovnania, ako je brzdenie ovplyvnené odporom vzduchu, ukazuje Obr. 8.2.



Obr. 8.2. Vplyv odporu vzduchu na brzdenie

V ňom je vynesená závislosť dráhy pri brzdení až do zastavenia od rýchlosti jazdy pri brzdení na rovine a optimálnom využití adhézie. Plné krivky vyjadrujú dráhu brzdenia s uvažovaným odporom vzduchu, čiarkované krivky pri zanedbaní odporu vzduchu. Z obrázku je zrejmé, že odpor vzduchu má na brzdenie zanedbateľný vplyv – ďalej ho preto nebudeme uvažovať.

8.3.1 Etapy brzdenia (Phases of braking)

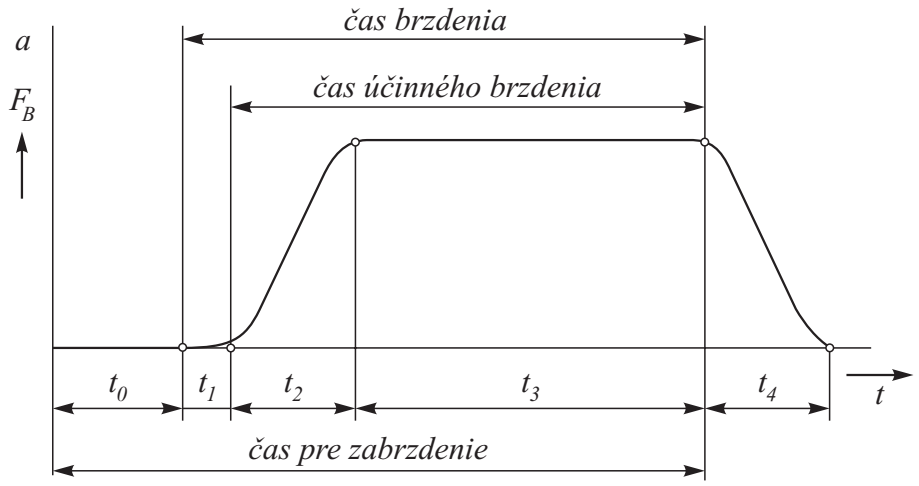
Čas a dráha brzdenia sa skladajú z niekoľkých odlišných úsekov, pretože brzdná sila nepôsobí okamžite a nemá konštantnú veľkosť.

Priebeh brzdnej sily alebo spomalenia vozidla v závislosti na čase je znázornený na Obr. 8.3.

Vidíme z neho, že od okamihu, kedy vodič dostal popud brzdiť (počiatok brzdenia) uplynie doba t_0+t_1, než sa začne prejavovať brzdná sila a spomalenie, ktoré postupne narastajú po dobu t_2. Plný účinok brzdnej sily a ňou vyvolaného spomalenia pôsobí po dobu t_3, po ktorej brzdná sila a spomalenie klesajú k nule.

Čas t_0 je **reakčný čas vodiča (driver's reaction time)** od okamihu podnetu k zabrzdeniu do okamihu, kedy vodič začne pôsobiť na pedál brzdy a zahŕňa psychickú a fyzickú zložku reakcie. Je závislý od schopností a skúseností vodiča i od jeho okamžitého stavu (sústredenia, pozornosti, únavy, vplyve alkoholu a pod.). Reakčný čas sa pohybuje v rozmedzí 0,3 až 1,8 sekúnd, ale môže byť i podstatne dlhší. U priemerného vodiča je asi $t_0 = 0,8\ s$.

Čas t_1 sa nazýva **čas omeškania brzdy (braking initial response time)** a počíta sa od okamihu, keď vodič začne pôsobiť na pedál brzdy až do okamihu, keď sa účinok brzdy začne prejavovať. Počas tejto doby dochádza k prekonávaniu vôlí v brzdovej sústave (mŕtvy chod pedálu brzdy) a k šíreniu tlaku od hlavného



Obr. 8.3. Priebeh brzdnej sily a spomalenia v procese brzdenia

brzdového valca či hlavného brzdiča k brzdovým valcom kolies. Čas omeškania brzdy je závislý od rýchlosti stlačenia brzdového pedálu a od druhu ovládacieho mechanizmu bŕzd:

$t_1 = 0{,}05 - 0{,}1\ s$ – pri kvapalinových brzdách,

$t_1 = 0{,}2 - 0{,}5\ s$ – pri pretlakových (vzduchových) brzdách.

Čas t_2 je **čas nábehu brzdenia (build-up time)**, počíta sa od okamihu, keď brzdy začnú pôsobiť do okamihu, keď dosiahnu plný požadovaný účinok. Závisí od rýchlosti zošliapnutia pedálu, druhu bŕzd a na veľkosti požadovaného spomalenia. Pri rýchlom zošliapnutí pedálu budú priemerné hodnoty:

$t_2 = 0{,}1 - 0{,}3\ s$ – pri kvapalinových brzdách,

$t_2 = 0{,}5 - 1{,}0\ s$ – pri pretlakových brzdách.

Pri pretlakových brzdách viacnápravových vozidiel a jazdných súpravách s dlhým vedením vzduchu je čas nábehu brzdenia dlhší a môže predstavovať aj 2 až 3 s.

Čas t_3 je **čas plného brzdenia (full braking time)**, počíta sa od okamihu, keď brzdy dosiahnu plný požadovaný účinok až do okamihu, keď účinok brzdy začína po uvoľnení brzdového pedálu klesať. Pri brzdení až do zastavenia vozidla trvá tento čas až kým vozidlo nie je pokoji.

Čas t_4 je **čas dobehu brzdenia (braking down time)** a pohybuje sa v rozmedzí:

t_4 - $0{,}2 - 0{,}3\ s$ – pri kvapalinových brzdách,

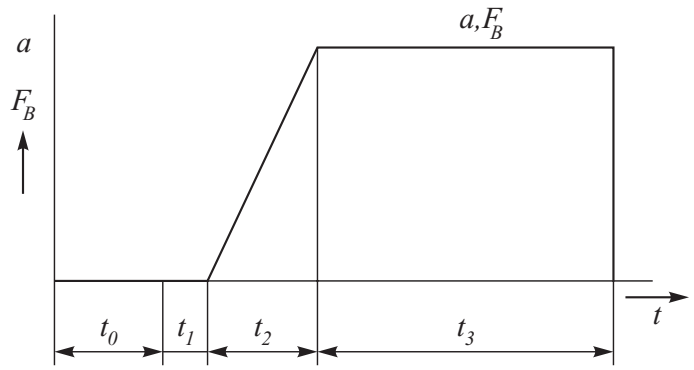
$t_4 = 1{,}5 - 2{,}0\ s$ – pri pretlakových brzdách.

Pri brzdení až po zastavenie vozidla nemá tento čas na proces brzdenia vplyv. **Celkový čas potrebný pre zabrzdenie (AH braking time)** t_B je potom daný súčtom

$$t_B = t_0 + t_1 + t_2 + t_3 \tag{8.10}$$

Súčet $t_1 + t_2 + t_3$ je **čas brzdenia (braking time)** a $(t_2 + t_3)$ **čas účinného brzdenia(active braking time)**. Ak nie je vozidlo brzdené až po zastavenie, je potrebné uvažovať aj čas dobehu brzdenia. Pre praktickú potrebu možno

priebeh spomalenia a brzdnej sily v závislosti od času po zastavenie vozidla zjednodušiť priamkovými priebehmi, ako je naznačené na Obr. 8.4.



Obr. 8.4. Zjednodušený priebeh brzdnej sily a spomalenia v procese brzdenia

8.3.2 Brzdné spomalenie (Braking deceleration)

Pri pôsobení celkovej brzdnej sily F_{BC} má rovnováha síl v smere jazdy tvar

$$\begin{aligned} F_i &= -F_{BC} \\ m_a.a &= -F_{BC} \end{aligned} \tag{8.11}$$

pričom záporné znamienko vyjadruje, že spomalenie pôsobí proti smeru pohybu vozidla. Veľkosť brzdného spomalenia a je potom:

$$a = -\frac{F_{BC}}{m_a} \tag{8.12}$$

Pre idúce vozidlo pri zanedbaní odporu vzduchu je hodnota dosiahnuteľnej celkovej brzdnej sily podľa rovníc (8.3) a (8.8)

$$F_{BC} = G_a.\varphi.\eta_B + G_a.f.\cos\alpha + G_a.\sin\alpha \tag{8.13}$$

a tomu zodpovedajúce brzdné spomalenie je:

$$|a| = g(\varphi.\eta_B + f.\cos\alpha + \sin\alpha) \tag{8.14}$$

Pri brzdení vozidla na vodorovnej vozovke a zanedbaní odporu valenia (tuhá vozovka) prejde rovnica (8.14) na tvar:

$$|a| = g.\varphi.\eta_B \tag{8.15}$$

Z tejto rovnice vyplýva, že dosiahnuteľné brzdné spomalenie ($m.s^{-2}$) pri jazde na rovine je v optimálnom prípade, t. j. pri $\eta_B = 1$ sa rovná zhruba desaťnásobku súčiniteľa adhézie.

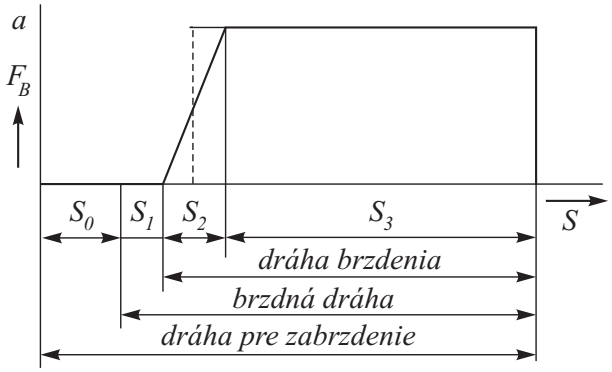
8.3.3 Dráha brzdenia (Stopping distance)

Počas jednotlivých časových úsekov v celom procese brzdenia až do zastavenia prejde vozidlo dráhy, ktoré zodpovedajú počiatočnej rýchlosti jazdy, dosiahnutému spomaleniu a času na zabrzdenie vozidla. V časovom intervale t_0 až t_3 prejde vozidlo **dráhu potrebnú na zabrzdenie (stopping distance)**.

$$S_B = S_0 + S_1 + S_2 + S_3 \tag{8.16}$$

kde S_0 – dráha prejdená behom reakčného času vodiča,
(distance of driver's reaction time),
S_1 – dráha prejdená behom času omeškania brzdy
(distance of braking initial response time),
S_2 – dráha prejdená behom času nábehu brzdenia
(distance of build up time),
S_3 – dráha prejdená behom času plného brzdenia
(distance of full braking time).

Ak ide iba o spomalenie vozidla a nie o jeho zastavenie, je treba uvažovať aj dráhu prejdenú počas dobehu brzdenia. V časovom intervale t_2, keď intenzita brzdenia postupne narastá z nuly na maximálnu hodnotu, prejde vozidlo dráhu S_2. Môžeme predpokladať náhly vzrast intenzity brzdného spomalenia v polovici času t_2 na maximálnu hodnotu, ako je vyznačené na Obr. 8.5 čiarkovanou čiarou. Teda uvažujeme, že prvú polovicu času t_2 nie je vozidlo brzdou brzdené vôbec a druhú polovicu času t_2 brzda brzdí s maximálnym účinkom.



Obr. 8.5. Priebeh brzdnej sily a spomalenia ako funkcia dráhy

8.3.4 Brzdenie na vodorovnej vozovke (odpor valenia zanedbaný) (Braking on horizontal road – rolling resistance is insignificant)

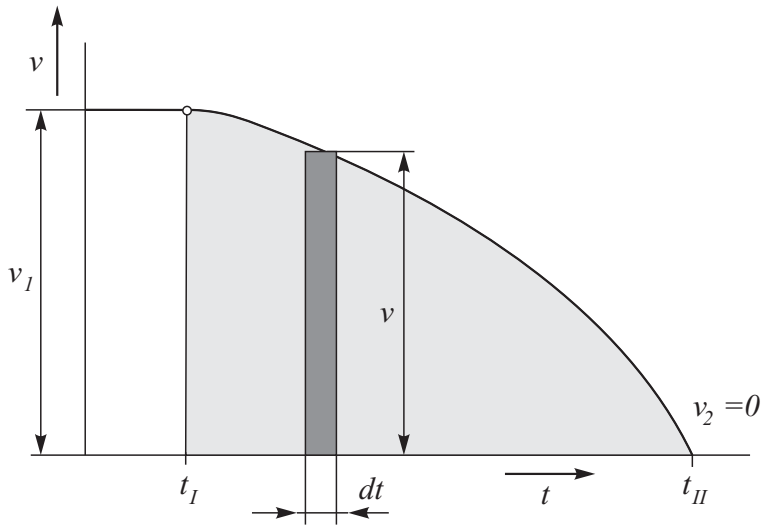
V tomto prípade je odpor do stúpania nulový a pri zanedbaní odporu valenia nie je vozidlo na dráhe $S_0 + S_1 + 0,5S_2$ brzdené. Veľkosť dráhy je:

$$S_0 + S_1 + 0,5S_2 = \frac{V_1}{3,6}(t_0 + t_1 + 0,5t_2) \tag{8.17}$$

kde V_1 je rýchlosť na začiatku brzdenia a zostáva rovnaká aj na konci tohto úseku.

Behom času $0,5t_2 + t_3$ kedy prejde dráhu $0,5S_2 + S_3$ je vozidlo intenzívne brzdené so spomalením $|a| = G.\varphi.\eta_B$, rovnica (8.15).

Počas brzdenia vozidla v tomto časovom úseku (Obr. 8.6) sa v čase od počiatku brzdenia t_I (zodpovedajúcemu polovici času nábehu brzdenia) do konca brzdenia t_{II} (zastavenie vozidla) rýchlosť jazdy vozidla zmenšuje z počiatočnej rýchlosti v_1 na $v_2 = 0$.



Obr. 8.6. Závislosť rýchlosť-čas pri brzdení

Z kinematiky je známe, že prejdená dráha je v súradniciach rýchlosť – čas vyjadrená plochou pod krivkou funkčnej závislosti $v(t)$ v rozmedzí od t_I do t_{II} a že pre ňu platí:

$$S = \int_{t_I}^{t_{II}} v.dt \tag{8.18}$$

Z rovnice (8.12) plynie, že

$$-a = \frac{F_{BC}}{m_a} = \frac{dv}{dt} \tag{8.19}$$

a odtiaľ:

$$dt = -\frac{dv}{a} \tag{8.20}$$

Pre dráhu brzdenia $0,5S_2 + S_3$ dostaneme dosadením tohto vzťahu do (8.18):

$$0,5S_2 + S_3 = -\int_{v_1}^{0} \frac{v.dv}{a} = \int_{0}^{v_1} \frac{v.dv}{a} \tag{8.21}$$

Vzhľadom na to, že spomalenie je konštantné a nezávisí na rýchlosti jazdy bude:

$$0,5S_2 + S_3 = \frac{1}{a}\int_0^{v_1} v.dv = \frac{v_1^2 - 0}{2.a} \tag{8.22}$$

Ak vyjadríme a rovnicou (8.15) dostaneme pre dráhu brzdenia vozidla:

$$0,5S_2 + S_3 = \frac{v_1^2}{2g.\varphi.\eta_B} \tag{8.23}$$

Ak vykonáme prepočet rýchlosti jazdy na $(km.h^{-1})$, potom prejde rovnica (8.23) na tvar:

$$0,5S_2 + S_3 = \frac{V_1^2}{254.\varphi.\eta_B} \tag{8.24}$$

Celkovú dráhu potrebnú na zastavenie vozidla (stopping distance) potom možno určiť ako súčet dráhy podľa rovnice (8.17) a (8.24) zo vzťahu:

$$S_B = \frac{V_1}{3,6}(t_0 + t_1 + 0,5t_2) + \frac{V_1^2}{254.\varphi.\eta_B} \tag{8.25}$$

8.3.5 Brzdenie do stúpania (klesania) s uvažovaním odporu valenia (Braking on slope with rolling resistance)

V tomto prípade je vozidlo na dráhe $S_0 + S_1 + 0,5S_2$ brzdené jazdnými odpormi, teda odporom valenia a odporom do stúpania. Pohyb je rovnomerne spomalený. Spomalenie je dané rovnicou:

$$a_1 = g(f.\cos\alpha + \sin\alpha) \tag{8.26}$$

Na konci tohto úseku je rýchlosť jazdy nižšia o hodnotu:

$$\Delta v = a_1.(t_0 + t_1 + 0,5t_2) \tag{8.27}$$

Veľkosť prejdenej dráhy je analogická k rovnici (8.22):

$$S_0 + S_1 + 0,5S_2 = \frac{v_1^2 - (v_1 - \Delta v)^2}{2.a_1} \tag{8.28}$$

Ak urobíme prepočet rýchlosti jazdy na $(km.h^{-1})$, a dosadíme za spomalenie, prejde rovnica do tvaru:

$$S_0 + S_1 + 0,5S_2 = \frac{V_1^2 - (V_1 - \Delta V)^2}{254(f.\cos\alpha + \sin\alpha)} \tag{8.29}$$

kde V_1 je rýchlosť na začiatku brzdenia.

Behom času $0,5t_2 + t_3$ keď prejde dráhu $0,5S_2 + S_3$ je vozidlo intenzívne brzdené so spomalením (rovnica (8.14)):

$$a_2 = g(\varphi.\eta_B + f.\cos\alpha + \sin\alpha) \tag{8.30}$$

Veľkosť prejdenej dráhy je opäť analogická s rovnicou (8.22):

$$0,5S_2 + S_3 = \frac{(v_1 - \Delta v)^2 - 0^2}{2.a_2} \tag{8.31}$$

Ak urobíme prepočet rýchlosti jazdy na $(km.h^{-1})$, a dosadíme spomalenie, prejde rovnica do tvaru:

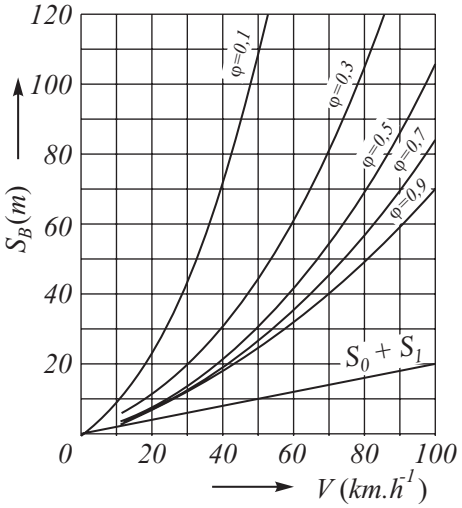
$$0,5S_2 + S_3 = \frac{(V_1 - \Delta V)^2}{254(\varphi.\eta_B + f.\cos\alpha + \sin\alpha)} \tag{8.32}$$

Celkovú dráhu potrebnú pre zastavenie vozidla (stopping distance) potom možno určiť ako súčet dráhy podľa rovnice (8.29) a (8.32) zo vzťahu:

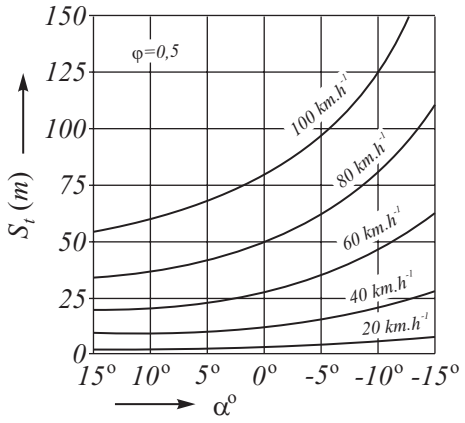
$$S_B = \frac{V_1^2 - (V_1 - \Delta V)^2}{254(f.\cos\alpha + \sin\alpha)} + \frac{(V_1 - \Delta V)^2}{254(\varphi.\eta_B + f.\cos\alpha + \sin\alpha)} \tag{8.33}$$

Tento vzťah je nutné použiť na výpočet dráhy pre zabrzdenie do zastavenia najmä do prudkého stúpania, kedy sa dráha výrazne skracuje, alebo v klesaní, kedy sa dráha naopak predlžuje.

Závislosť celkovej dráhy potrebnej pre zabrzdenie na počiatočnej rýchlosti je pre rôzne súčinitele adhézie φ zrejmá z kriviek na Obr. 8.7.



Obr. 8.7. Závislosť celkovej dráhy potrebnej na zabrzdenie od počiatočnej rýchlosti



Obr. 8.8. Závislosť brzdnej dráhy od klesania vozovky

Na grafe je vyznačená aj priamka $(S_0 + S_1)$, ktorá určuje dráhu prejdenú za čas $t_0 + t_1 = 0,6\ s$. Je tu zrejmý rýchly nárast dráhy brzdenia s rastúcou rýchlosťou jazdy a s klesajúcim súčiniteľom adhézie a je vidieť, aké veľké dráhy brzdenia sú potrebné na zastavenie vozidla pri vyšších rýchlostiach jazdy, zvlášť pri malých súčiniteľoch adhézie. Z odvodených rovníc tiež vyplýva, že brzdná dráha nezávisí od hmotnosti vozidla, čo je zdôvodnené tým, že pri vozidle s vyššou hmotnosťou možno na brzdených kolesách vyvodiť priamoúmerne väčšiu brzdnú silu. Ide ale o brzdenie na medzi adhézie. Ak vozidlo brzdí pod medzou adhézie (pribrzďovanie), potom brzdná dráha závisí aj od hmotnosti.

8.3.6 Parkovacie brzdenie (Braking during standstill)

Predstavu o závislosti dráhy brzdenia od pozdĺžneho sklonu vozovky dáva Obr. 8.8, kde sú tieto dráhy uvedené pre rôznu východiskovú rýchlosť pri súčiniteli adhézie $\varphi = 0,5$ a pri optimálnom využití adhézie pri brzdení ($\eta_B = \cos\alpha$). Každá z uvedených kriviek sa asymptoticky blíži takej hodnote uhla svahu, pri ktorej automobil nie je už schopný pri danej adhézii zastaviť. Takáto situácia nastane v prípade, že dráha brzdenia daná rovnicou (8.32) má pri zanedbaní odporu valenia nekonečnú hodnotu, teda pri

$$\varphi.\eta_B + \sin\alpha = 0 \tag{8.34}$$

a odtiaľ:

$$\alpha = -\arcsin(\varphi.\eta_B) \tag{8.35}$$

V optimálnom prípade brzdenia je $\eta_B = \cos\alpha$ a teda bude:

$$\alpha = -\arctan\varphi \tag{8.36}$$

Tento uhol sa nazýva **brzdný sklon (brake - slope)**, čo je sklon svahu, na ktorom možno vozidlo brzdou udržať v pokoji pri parkovacom brzdení.

8.4 Brzdná dráha (Braking distance)

Platná vyhláška o prevádzke vozidiel na pozemných komunikáciách a medzinárodné predpisy (EHK č.13) predpisujú pre rôzne druhy vozidiel účinok ich bŕzd, ktorý sa stanoví buď brzdnou dráhou alebo dobou nábehu brzdného účinku a strednou hodnotou plného brzdného spomalenia. Brzdnou dráhou vozidla je dráha vozidla prejdená v časovom intervale brzdenia, ak vozidlo bolo brzdené až po zastavenie. Teda:

$$S_{BD} = S_1 + S_2 + S_3 \tag{8.37}$$

Pri meraní účinku brzdenia brzdnou dráhou musí byť **prevádzková brzda (driving brake)** vozidla podľa uvedenej vyhlášky schopná zastaviť vozidlo najviac na vzdialenosť vypočítanú podľa vzťahu:

$$S_{BD} = k_1.V_1 + \frac{V_1^2}{k_2} \tag{8.38}$$

kde: k_1, k_2 – súčinitele podľa kategórií vozidiel

Pri použití **núdzovej brzdy (emergency brake)** je predpísaná brzdná dráha

$$S_{BD} = k_1.V_1 + 2\frac{V_1^2}{k_2} \tag{8.39}$$

kde V_1 je počiatočná rýchlosť v $(km.h^{-1})$.

Z týchto rovníc je zrejmé, že zákonné predpisy predpokladajú zjednodušený priebeh brzdenia podľa Obr. 8.9 (znázornený čiarkovane) v dvoch úsekoch.

V prvom úseku (dráha $S_1 + 0,5S_2 = S_I$) sa vozidlo pohybuje stálou počiatočnou rýchlosťou V_1 rovnomerným pohybom (nebrzdí sa).

V druhom úseku (dráha $0,5S_2+S_3 = S_{II}$) pohybom rovnomerne spomaleným so spomalením $|a_{pl}|$. Druhý člen pravej strany vo vzorcoch (8.38) a (8.39) zodpovedá dráhe prejdenej pri predpísanej strednej hodnote plného brzdného spomalenia $|a_{pl}|$.

Plným brzdným spomalením (Full braking deceleration) sa pritom rozumie spomalenie od ukončenia nábehu brzdenia do ukončenia brzdenia. O strednej hodnote plného brzdného spomalenia hovoríme v prípade nekonštantného priebehu tohto spomalenia. Je teda treba rozlišovať strednú hodnotu plného brzdného spomalenia a **stredné brzdné spomalenie (medium braking deceleration)** (a_{str}), ktorým je priemerná hodnota spomalenia určená pre skutočnú brzdnú dráhu S_{BD} zo vzťahu

$$a_{str} = \frac{V_1^2}{25,9.S_{BD}} \tag{8.40}$$

ktorý vyplýva zo známeho vzťahu pre dráhu prejdenú pri pohybe s rovnomerným spomalením $S = V_1^2/(2.a)$ počas celej doby brzdenia. Na Obr. 8.9 je stredné brzdné spomalenie vyznačené bodkočiarkovanou čiarou. Hodnoty súčiniteľa k_1 a k_2 a predpísané stredné hodnoty plného brzdného spomalenia sú uvedené v tab. 8.1. Vozidlá sa skúšajú s počia-točnou rýchlosťou uvedenou v tab. 8.2, kde je uvedená aj najväčšia prípustná brzdná dráha $S_{BD\ max}$ vypočítaná podľa vzťahov (8.38) a (8.39). Je treba si však uvedomiť, že túto brzdnú dráhu možno dosiahnuť iba na vozovke s potrebnou adhéziou.

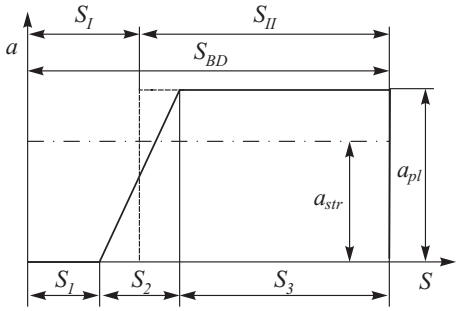
Tabuľka 8.1. Stredné hodnoty brzdného spomalenia

Kategória vozidla	k_1	k_2	$a_{str}(m.s^{-2})$	
			prevádzkové brzdenie	**núdzové brzdenie**
Osobné automobily	0,1	150	5,8	2,9
Autobusy	0,15	130	5,0	2,5
Ostatné automobily a ťahače	0,15	115	4,4	2,2

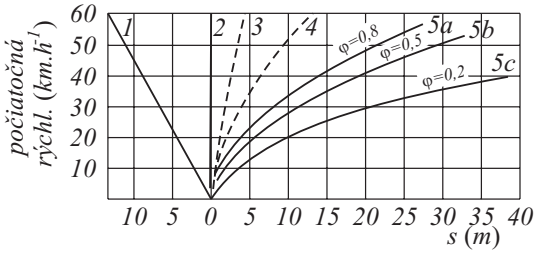
Tabuľka 8.2. Najväčšia prípustná brzdná dráha

Kategória vozidla	**Počiatočná rýchlosť** $(km.h^{-1})$	$S_{BDmax}(m)$	
		prevádzkové brzdenie	**núdzové brzdenie**
Osobné automobily	80	50,7	93,4
Autobusy	60	36,7	64,4
NA a ťahače do 3,5 t	70	53,1	95,7
3,5 až 12 t	50	29,2	51,0
nad 12 t	40	19,9	33,8

Závislosť brzdnej dráhy nákladného automobilu so vzduchovými brzdami od rýchlosti jazdy je znázornená na Obr. 8.10.



Obr. 8.9. Predpokladaný priebeh spomalenia v procese brzdenia podľa zákonných predpisov



Obr. 8.10. Závislosť brzdnej dráhy nákladného automobilu od rýchlosti jazdy

Vodorovná vzdialenosť medzi čiarami 1 a 2 je dráha S_0 prejdená počas reakčného času vodiča $t_0 = 0,8\ s$. Dráha prejdená behom času omeškania brzdy na tretej náprave $t_1 = 0,24\ s$ je zovretá čiarami 2 a 3. V priebehu času nábehu brzdenia $t_2 = 0,45 - 0,7\ s$ prejde vozidlo dráhu zodpovedajúcu vzdialenosti medzi čiarami 3 a 4. Krivky 5a, 5b, 5c udávajú koniec brzdnej dráhy pre vozovky s rôznym súčiniteľom adhézie, ktorý je pri jednotlivých krivkách pripísaný.

8.5 Mechatronické systémy brzdovej sústavy automobilu (Mechatronic systems for vehicle braking)

V brzdovej sústave automobilu sa v súčasnosti využívajú a implementujú mechatronické systémy. Tieto systémy riadia procesy brzdenia tak, aby sa počas brzdenia automobilu zabezpečila jazdná stabilita automobilu. Riadiace procesy a algoritmy v mechatronických brzdových systémoch sú reálna implementácia základných fyzikálnych zákonov brzdenia objasnených v kapitole 8.1. Rozhodujúca hodnota a veličina, ktorá je pri brzdení najpodstatnejšia je brzdná dráha (kap. 8.3). Druhý podstatný faktor, ktorý ovplyvňuje stabilitu automobilu pri brzdení je ovládateľnosť vozidla počas brzdenia. Oba faktory, ktoré ovplyvňujú proces brzdenia a stabilitu automobilu počas brzdenia dokážeme regulovať a riadiť súčasnými mechatronickými systémami. Na dosiahnutie najkratšej brzdnej dráhy sa vychádza z dosiahnutia najväčšej prenositeľnej brzdnej sily na kolesá automobilu, ako už bolo zadefinované v kapitole 5.1. Ovládateľnosť automobilu počas brzdenia je závislá od regulácie veľkosti brzdnej sily, ktorú vytvára brzdový mechanizmus. Počas zošliapnutia brzdového pedála nad hraničnú hodnotu sa kolesá na ktorých je vyvodená brzdná sila prestanú odvaľovať a dochádza k šmýkaniu kolies – 100 percentnému sklzu (kap. 5.1). Takéto kolesá už neprenesú žiadnu bočnú silu, ktorá by bola potrebná pri natočení volantu pre ovládateľnosť automobilu počas brzdenia (kap. 5.2.4). Mechatronické systémy brzdovej sústavy automobilu nám umožňujú dosiahnuť integráciu oboch požiadaviek najkratšej brzdnej dráhy a stability automobilu do jedného systému. K hlavným mechatronickým asistenčným systémom na reguláciu jazdnej dynamiky pri brzdení patria:

- Protiblokovací systém kolies automobilu ABS,
- Systém dynamickej kontroly stability automobilu ESP.

Protiblokovací systém kolies – ABS, ktorý je vyobrazený v zástavbe automobilu (Obr. 8.11) je hardvérovou časťou pre riešenie jazdnej stability počas brzdenia automobilu.

Primárna úloha systému ABS je dosiahnuť, aby automobil aj počas brzdenia pri vyvodení extrémnej brzdnej sily na kolesá zostal ovládateľný, to znamená, aby nedošlo k valeniu kolies so šmykom (kap. 5.1). Sekundárna úloha systému ABS a jeho podporných systémov je skracovanie brzdnej dráhy automobilu oproti jeho dráhe počas brzdenia pri šmyku kolies, prostredníctvom regulácie brzdnej sily na kolesách automobilu. Súčasťou tejto kapitoly je bloková schéma výpočtového a riadiaceho modelu protiblokovacieho systému kolies automobilu. Výpočtový a riadiaci model je vytvorený v softvérovom prostredí MATLAB-SIMULINK. Táto možnosť riešenia nám umožňuje vytvoriť pre automobil a jeho brzdovú sústavu v tomto prostredí také podmienky pre simulovanie, aby bolo možné optimalizovať riadiace veličiny protiblokovacieho systému kolies automobilu tak, aby výsledky simulácii prezentovali najkratšie brzdné dráhy v celom spektre jazdných povrchov a zabezpečenie stability automobilu počas brzdenia.

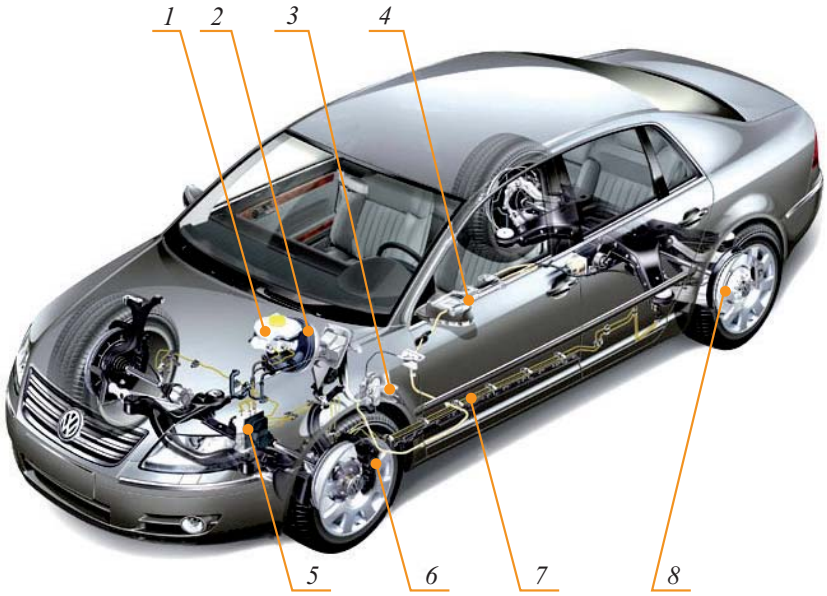
Na zhodnotenie procesov dynamiky brzdenia, ktoré sú objasnené fyzikálnymi princípmi v kapitolách 8.1 až 8.4, sa mechatronické systémy ABS a ESP podieľajú na riadení stability a dynamiky jazdy a podporujú vodiča v kritických situáciách. ESP podporuje vodiča v extrémnych situáciách tak, že sa pokúša cieleným pribrzďovaním a zásahom do manažmentu motora zabrániť nebezpečenstvu šmyku vozidla. Systém ABS je podporný subsystém v automobile, ktorý je v súčasnosti integrovaný do systému ESP, kontrolujúci činnosť brzdovej sústavy v prípade intenzívneho brzdenia na suchom, ale predovšetkým na klzkom povrchu, s cieľom zabrániť zablokovaniu kolies (Obr. 8.12).

8.5.1 Systém ABS (Anti-lock braking system)

ABS zachováva ovládateľnosť automobilu pri náhlom a intenzívnom brzdení tak, aby nedošlo ku šmyku kolies, to znamená, aby sa vyhlo hroziacej kolízii.

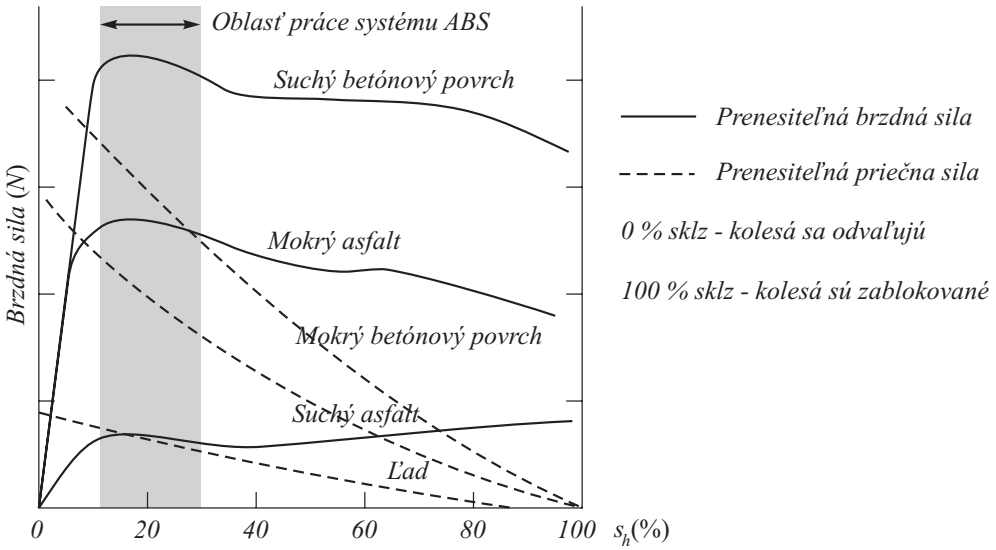
8.5.1.1 Princíp regulácie brzdenia systémom ABS (Braking control with ABS system)

Pri brzdení vznikajú v dotykovej ploche pneumatiky s vozovkou v dôsledku prenášanej pozdĺžnej trecej sily deformácie a dochádza ku sklzu častí behúňa pneumatiky voči vozovke. Výsledkom toho je, že sa koleso pri brzdení otáča pomalšie, ako by zodpovedalo rýchlosti jazdy automobilu. Koleso sa otáča so sklzom. Maximálna brzdná sila, ktorú je schopná určitá pneumatika preniesť na konkrétnom povrchu vozovky, je veľmi závislá práve na tomto sklze kolesa. Pri dosiahnutí určitej hodnoty sklzu dosahuje prenositeľná brzdná sila svoje maximum, pri ďalšom raste sklzu už klesá (Obr. 8.12). Pri stopercentnom sklze (zablokované koleso) môže byť jej hodnota výrazne menšia oproti maximálnej.



Obr. 8.11. Prvky mechatronického systému regulácie brzdenia vozidla systémom ABS: 1 – zásobník brzdovej kvapaliny s hlavným hydraulickým valcom, 2 – podtlakový posilňovač brzdného účinku, 3 – mechanizmus brzdového pedála so senzorom zošliapnutia brzdového pedála, 4 – elektronický záťažový regulátor na rozdelenie brzdného tlaku, 5 – riadiaca jednotka systému ABS s elektrohydraulickou jednotkou rozdelenia brzdného tlaku, 6 – systém brzdovej sústavy kolesa prednej nápravy so senzorom otáčok kolesa, 7 – hydraulické potrubie na prívod hydraulickej kvapaliny k brzdovej sústave kolies zadnej nápravy, 8 – systém brzdovej sústavy kolesa zadnej nápravy so senzorom otáčok kolesa [49]

Maximálne hodnoty prenositeľnej brzdnej sily sa na obvyklých povrchoch vozovky a pri bežných pneumatikách nachádzajú približne v oblasti sklzu 15 až 30 %. (Obr. 8.12). Systém ABS zabezpečuje, aby ani pri maximálnom brzdení (maximálnom tlaku vodiča na brzdový pedál) sklz kolesa nepresiahol uvedenú oblasť 15 až 30 %. Tým je zaručené, že vozidlo brzdí s maximálnou účinnosťou (najkratšia brzdná dráha), a navyše prenositeľné bočné sily (kap. 5.2.4) sú v tejto oblasti sklzu ešte dostatočne veľké (Obr. 8.12) (oproti stavu zablokovaného kolesa), aby umožňovali aj korekcie smeru jazdy volantom pri nutnosti obísť počas brzdenia prekážku v dráhe automobilu. Systém zabraňuje zablokovaniu kolies pri brzdení tým, že automaticky reguluje brzdnú silu v strmeňoch tak, aby nedošlo k zablokovaniu kolies. Pri zablokovaní kolesa by došlo k strate adhézie (kap. 5) a vozidlo by sa stalo neriaditeľným, t. j. nebolo by možné meniť smer jazdy otáčaním volantu. Každé koleso má vlastný snímač otáčok, ktorý dáva riadiacej jednotke informácie o rýchlosti otáčania jednotlivých kolies. Ak riadiaca jednotka dostane signál, že je koleso blokované, krátkodobo zníži tlak v brzdovom systéme a tým uvedie koleso znova do pohybu. Systém ABS môže uvoľniť koleso 12 až 16 krát za sekundu, a tým systém zabezpečuje relatívne stále otáčania kolies a ovládateľnosť automobilu. Pri prudkom brzdení a následnom uvoľnení kolesa, systém ABS udržuje brzdnú silu na medzi adhézie. Dochádza pri ňom k zablokovaniu kolesa a následujúcom uvoľnení kolesa v rýchlom slede za sebou až do zastavenia automobilu.



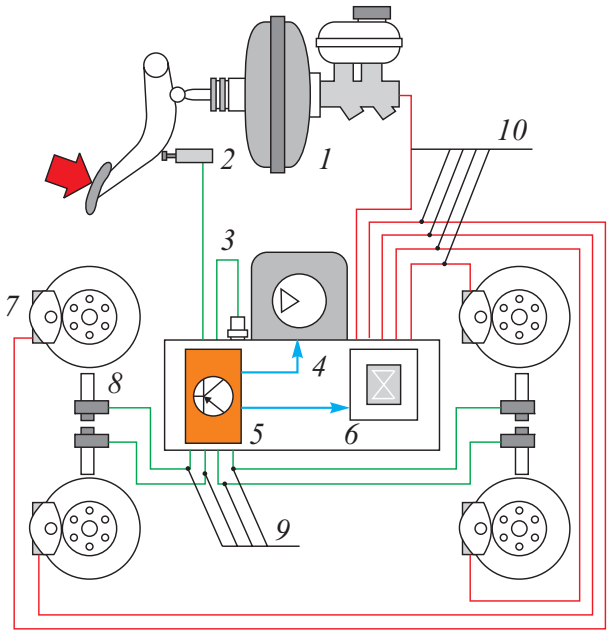
Obr. 8.12. Graf prenositeľnej brzdnej sily a priečnej sily kolesa automobilu pohybujúceho sa na rôznych povrchoch v závislosti od odsklzu kolesa a vyznačená oblasť riadenia a regulácie brzdnej sily systémom ABS

8.5.1.2 Mechatronická činnosť systému ABS (Mechatronic operation of the system ABS)

Aby bola zaistená správnosť funkcie systému ABS je riadiaca jednotka vybavená dvoma paralelne pracujúcimi mikropočítačmi so vzájomnou kontrolou. Pri rovnakých vstupných informáciách musia byť teda zákonite identické aj výstupné signály. Ak dôjde v určitom obvode, časovom okamihu k logickej odchýlke medzi aktiváciou a spätným signálom, je rozoznaná porucha a ABS je vypnuté. Takto je zaistená nepretržitá kontrola funkcie a logicky spracovaných signálov. V mnohých prípadoch je v súčasnosti systém ABS doplnený o systém ASR a BAS. Požiadavky na ABS:

- Regulácia brzdenia musí zaistiť stabilitu jazdy vozidla a jeho ovládateľnosť na všetkých druhoch povrchu, od mokrej vozovky až po poľadovicu.
- ABS je systém, ktorý využíva maximálny súčiniteľ trenia medzi vozovkou a kolesami na stabilitu jazdy a ovládateľnosť vozidla. Sila, ktorou pôsobí vodič na brzdový pedál (kap. 8.3.1) a rýchlosť jeho reakcie sú hodnoty, ktoré neovplyvnia výsledný tlak pôsobiaci na brzdové čeľuste kolies.
- Regulácia brzdenia musí prebiehať v celej oblasti rýchlostí vozidla až do rýchlosti ľudskej chôdze.
- Regulácia sa musí rýchlo prispôsobiť zmenám priľnavosti (adhézie) na čo najmenší časový úsek reakcie tak, aby neovplyvnila ovládanie a stabilitu jazdy vozidla. Na suchej vozovke musí umožniť maximálne možné hodnoty ovládacej sily bŕzd.
- Počas brzdenia na vozovke s nerovnomernou priľnavosťou kolies na pravej a ľavej strane vozidla má systém ABS za úlohu riadiť brzdné sily tak, aby vozidlo nemalo tendencie vychyľovať sa priečne na smer jazdy (tzv. gyroskopické momenty).
- Pri brzdení v zákrute musí ostať vozidlo stabilné a ovládateľné s čo najkratšou brzdnou dráhou. To isté platí aj pre vozovky s nerovným povrchom.

- Regulácia brzdenia musí rozpoznať aquaplaning a vhodne naň reagovať. Musí zachovať stabilitu pre priamu jazdu automobilu.
- Aj po uvoľnení pedálu brzdy a následujúcom brzdení motorom musí systém zabezpečiť stabilitu automobilu.
- Bezpečnostné obvody musia neustále kontrolovať bezchybnú funkciu systému ABS. Kontrolkou je vodič informovaný o poruche a o tom, že má k dispozícii iba základný funkčný systém bŕzd vozidla.



Obr. 8.13. Funkčná schéma systému ABS (Anti-lock braking system): 1 – Zásobník brzdovej kvapaliny s hlavným hydraulickým valcom a podtlakovým posilňovačom brzdného účinku 2 – mechanizmus brzdového pedála so senzorom zošliapnutia brzdového pedála, 3 – senzor tlaku brzdovej kvapaliny, 4 – riadiaca jednotka systému ABS s elektrohydraulickou jednotkou rozdelenia brzdného tlaku, 5 – riadiaca jednotka systému ABS, 6 – hydraulická jednotka so servoventilmi na rozdelenie hydraulického tlaku brzdovej kvapaliny, 8 – senzory otáčok kolies, 9 – elektrické dátové vedenie na zber dát zo senzorového systému ABS, 10 – elektrické vedenie na riadenie akčných členov systému ABS

8.5.2 Funkcia riadiacej jednotky systému ABS (The function of the ABS control unit)

Riadiaca jednotka systému ABS porovnáva signály snímačov z jednotlivých kolies a tak neustále zisťuje aktuálnu rýchlosť každého kolesa. Z rýchlosti dvoch diagonálne umiestnených kolies zisťuje tzv. referenčnú rýchlosť vozidla, ktorú porovnáva s reálnymi otáčkami kolies. Týmto neustálym porovnávaním sú zisťované aktuálne zrýchlenia, spomalenia a sklz každého kolesa. V prípade, že dôjde ku zníženiu rýchlosti niektorého z kolies pod stanovenú hodnotu oproti referenčnej rýchlosti, riadiaca jednotka, bez ohľadu na polohu brzdového pedála dá pokyn k zníženiu tlaku brzdovej kvapaliny v brzdovom systéme pomalšieho kolesa a ihneď po jeho roztočení umožní nárast tohto tlaku na pôvodnú hodnotu. Túto činnosť sú systémy ABS schopné opakovať niekoľkokrát za sekundu, a to po celú dobu brzdenia, až do minimálnej rýchlosti 4 km/h, kedy sa systém ABS

deaktivuje. Riadiaca jednotka spína elektromagnetické ventily do troch rôznych polôh:

- Poloha bez prúdu spojuje hlavný brzdový valec s brzdovým valčekom v kolese – brzdný tlak môže stúpať.
- Budenie polovičnou hodnotou z maximálnej hodnoty prúdu oddeľuje brzdu kolesa od hlavného brzdového valca a spätného toku – tlak brzdovej kvapaliny zostáva konštantný.
- Budenie maximálnym prúdom oddeľuje hlavný brzdový valec a spojuje zároveň brzdový valček kolesa zo spätným tokom. Tým dochádza ku zníženiu brzdného tlaku príslušného kolesa a zároveň môže byť týmto spôsobom znižovaný brzdný tlak, a to takto:
  1. Kontinuálne.
  2. Stupňovito taktovaným riadením – miernejším znižovaním alebo zvyšovaním tlaku. V závislosti od súčiniteľa trenia (adhézie) vozovky dochádza ku 4 až 10 regulačným cyklom za sekundu.

Na počiatku procesu prevádza systém kontrolu funkcie všetkých častí samostatne – sú kontrolované časti obvodov a zapojení, ktoré nie sú pri jazde bez regulácie aktívne. Neskôr systém prevádza vlastnú sebakontrolu, ktorej cieľom je zabránenie vzniku tzv. "spiacich porúch" v kontrolných okruhoch. Riadiaca jednotka sama simuluje poruchy a preveruje reakcie na ne. V prípade že je porucha detekovaná a rozpoznaná, dôjde k vypnutiu systému.

8.5.3 Systém ABS v modelovom prostredí MATLAB – SIMULINK (ABS system model in MATLAB-SIMULINK environment)

Návrh dynamického modelu brzdového systému s protiblokovacím systémom ABS v softvérovom prostredí Matlab – Simulink vychádza z vyššie opísaných zákonitostí dynamiky kolesa a vozidla. Model je zostavený z jednotlivých subsystémov, ktoré vhodným spojením vytvoria celkový model reprezentujúci správanie sa vozidla pri brzdení. Celkový model tvoria subsystémy, ktoré sú vo vzájomnej interakcii (Obr. 8.14):

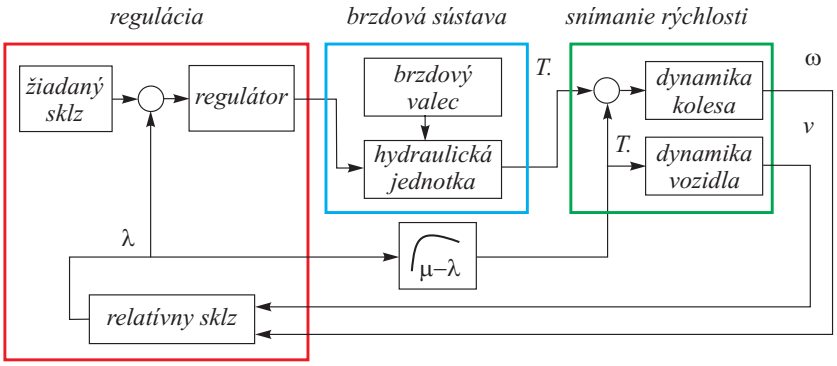
- subsystém brzdovej sústavy,
- subsystém snímania rýchlosti,
- subsystém riadenia, regulácie.

8.5.2.1 Subsystém brzdovej sústavy

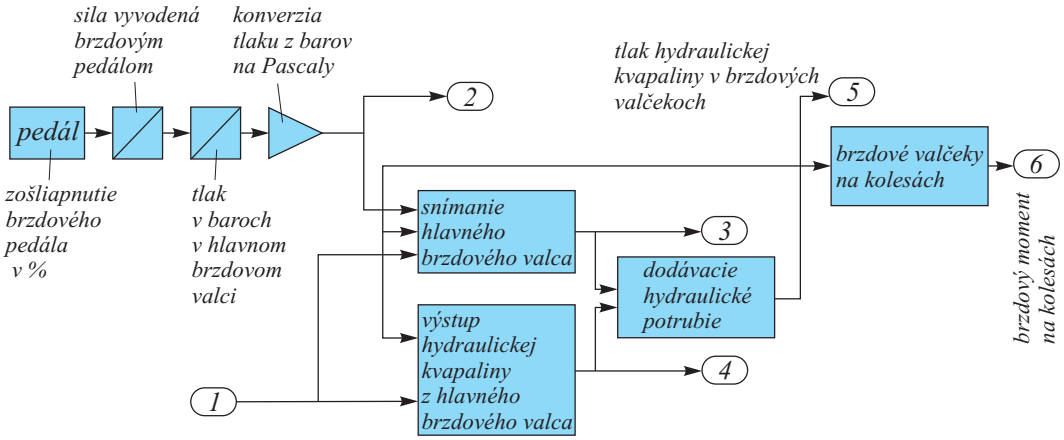
V subsystéme brzdovej sústavy, Obr. 8.15 je brzdová sústava modelovaná z nasledujúcich častí:

- hlavný brzdový valec,
- elektromagnetické ventily,
- systém brzdového potrubia,
- kolesový brzdový valec.

Moduly 1 až 5 slúžia na prepojenie a komunikáciu subsystému brzdovej sústavy so subsystémom snímania rýchlosti (Obr. **??**) a subsystémom regulácie a riadenia brzdenia (Obr. 8.17).



Obr. 8.14. Dynamický model vozidla zložený z jednotlivých subsystémov



Obr. 8.15. Subsystém brzdovej sústavy

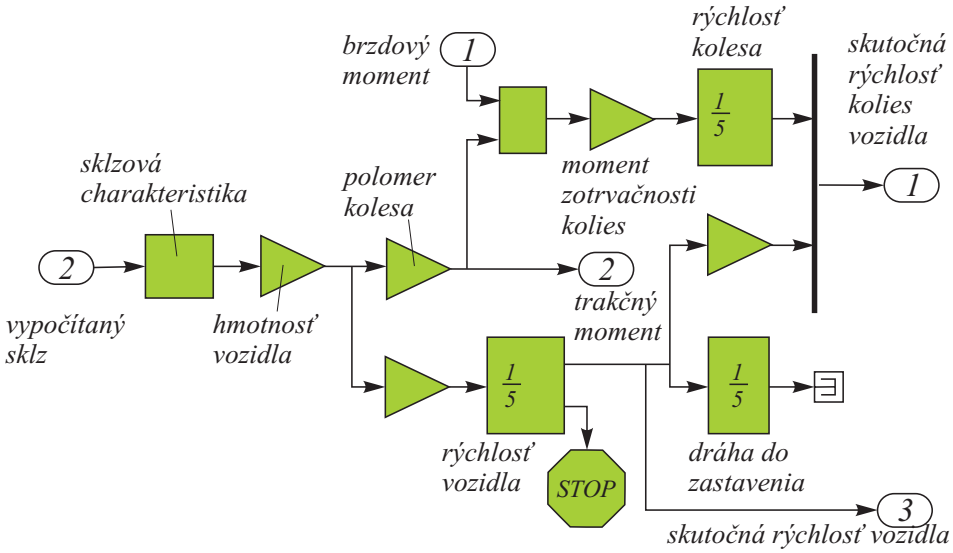
8.5.2.2 Subsystém snímania rýchlosti

Snímanie rýchlosti predstavuje základný predpoklad pre určenie relatívneho sklzu kolesa. V subsystéme snímania rýchlosti, Obr. 8.16, je snímanie realizované na základe merania skutočnej rýchlosti kolesa ako výstupu dynamiky kolesa a lineárnej rýchlosti vozidla ako výstupu dynamiky vozidla.

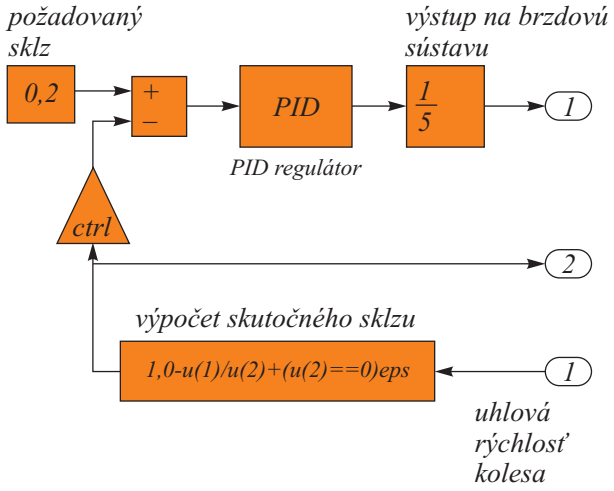
Softvérové prostredie Matlab-Simulink so svojimi rozsiahlymi knižnicami sa ukazuje ako vhodné vývojové prostredie pre vývoj a zdokonaľovanie systémov aktívnej bezpečnosti motorových vozidiel. Prehľadná bloková štruktúra s možnosťou vytvárania subsystémov umožňuje analyzovať správanie sa skúmaného systému z rôznych hľadísk a navrhovať syntézu riadenia. Pomocou grafického užívateľského rozhrania možno pohodlne zadávať parametre modelu, rôzne konfigurácie riadiacich systémov, podmienky simulácie a pod. Pri vývoji spomenutých systémov možno použiť tiež metódu hardware-in-the-loop, kde sú niektoré bloky v schéme nahradené prvkami reálnych senzorických systémov a simulácia prebieha v reálnom čase.

8.5.4 Riadenie ABS Fuzzy Logic reguláciou (ABS Fuzzy Logic Control)

Fuzzy Logic systémy riadenia od svojho vzniku (rok 1960) sú čoraz viac implementované do systémov automobilov. Fuzzy logika predstavuje rozšírenie



Obr. 8.16. Subsystém snímania rýchlosti



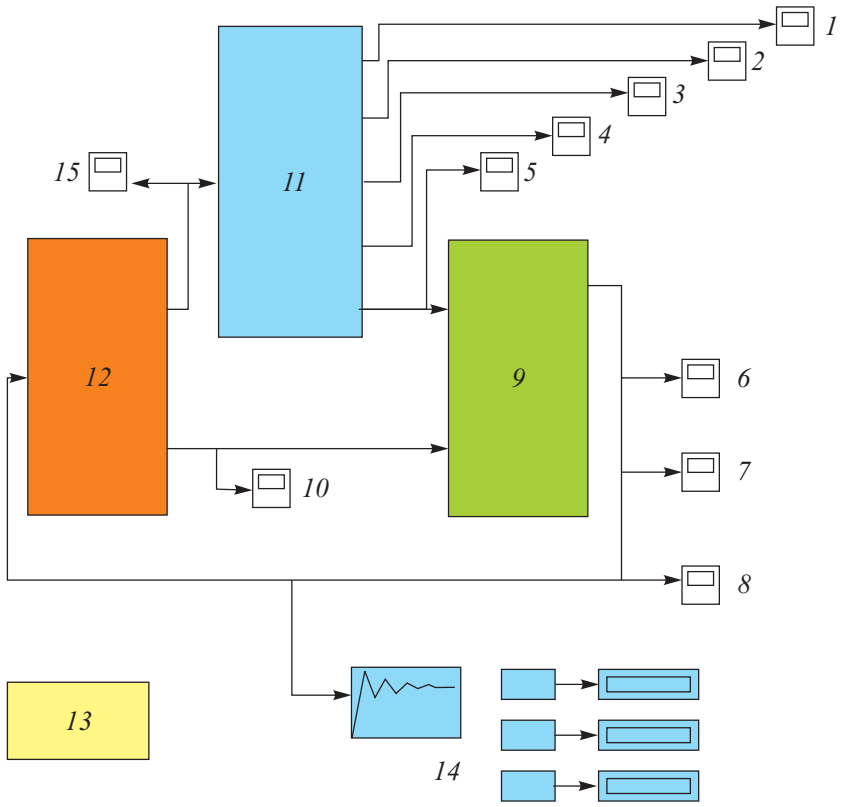
Obr. 8.17. Subsystém riadenia procesu brzdenia

klasickej boolovskej logiky, vďaka ktorej je možné pracovať s nepresnými alebo chybnými dátami. Fuzzy logické systémy sú charakterizované prostredníctvom nelineárnych rovníc funkcií $U \subset \Re^n \in \Re$, kde $U = U_1 \times U_2 ... \times U_n$ $U_i \in \Re$, $i = 1, 2, ..., n$ Toto mapovanie sa vykonáva na základe iného mapovania medzi fuzzy množinami. Fuzzy množina F univerza diskurzu U je charakterizovaná členskou funkciou $\mu_F : U \rightarrow [0, 1]$, ktorá združuje každý člen u z U s číslom $\mu_F(u)$ z intervalu [0,1]. $\mu_F(u)$ reprezentuje stupeň členstva u v F. Označenie F z fuzzy množiny je často lingvistický termín "small, large"

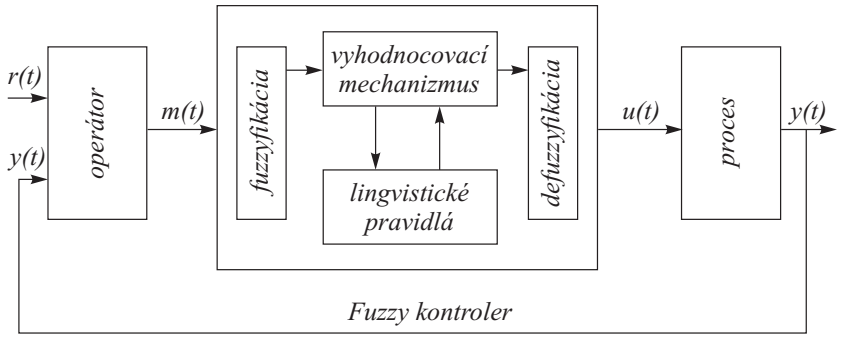
Hlavnými prvkami fuzzy systému riadenia sú (Obr. 8.19):

- fuzzifikátor,
- báza fuzzy pravidiel (lingvistické pravidlá),
- fuzzy riadiacia štruktúra (vyhodnocovací mechanizmus),
- defuzzifikátor.

Báza fuzzy pravidiel pozostáva z kolekcie fuzzy if-then pravidiel nasledujúcej forme



Obr. 8.18. Celková štruktúra štvrtinového dynamického modelu vozidla s mechatronickým systémom ABS: 1 – graf priebehu tlaku kvapaliny v brzdovom valci, 2 – graf tlaku kvapaliny v brzdových valčekoch, 3 – graf prietoku brzdovej kvapaliny na výstupe z brzdového valca, 4 – graf prietoku brzdovej kvapaliny na vstupe do brzdových valčekov, 5 – graf priebehu brzdného momentu, 6 – graf trakčného momentu, 7 – graf rýchlosti vozidla, 8 – graf rýchlosti kolies, 9 – subsystém snímania rýchlosti, 10 – graf sklzu, 11 – subsystém brzdovej sústavy, 12 – subsystém riadenia, 13 – užívateľské grafické rozhranie, 14 – rozhranie pre zadávanie parametrov optimalizačného obvodu, 15 – graf signálu od zošliapntia brzdového pedála [91]



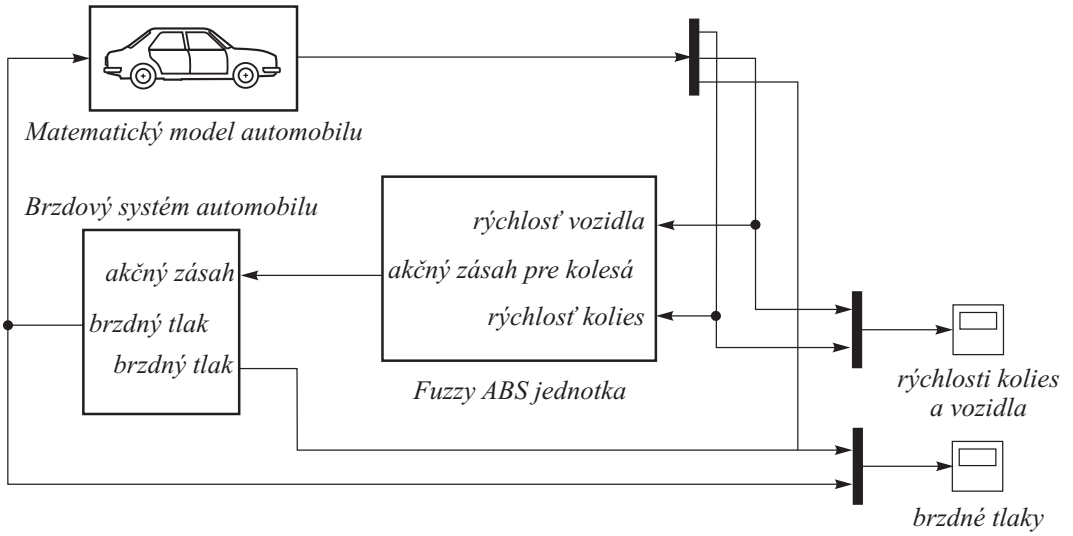
Obr. 8.19. Bloková schéma Fuzzy kontrolera

$R^{(l)}$: If x_1 is F_1^l and … and x_n is F_1^l Then y is G^l
kde $x = (x_1, x_2, ..., x_n)^T \in U$ and $y \in \Re$ sú vstupy a výstupy z FLS respektíve F_1^l a G^l sú navestia fuzzy množiny v $U_i (i = 1, 2, ..., n)$ a $\Re$, respektíve $l = 1, 2, ..., M$, kde M je celkový počet fuzzy IF-Then pravidiel v báze pravidiel. Vo fuzzy riadiacej štruktúre je rozhodovacia logika ktorá zamestnáva fuzzy pravidlá z bázy fuzzy pravidiel na určenie a mapovanie z fuzzy množiny U do fuzzy množiny R.

Fuzzifikátory mapujú "crisp" bod $x = (x_1, x_2, ..., x_n)^T \in U$ do vnútra fuzzy množiny definovanej na U. Toto poskytuje vstupnú fuzzy množinu pre fuzzy riadiacu štruktúru. Sú tu najmenej dva možné voľby fuzzifikátora: "singleton fuzzifier" , a "nonsingleton fuzzifier". Najrozšírenejší je "singleton fuzzifier" hlavne pre jednoduchosť a nižšiu výpočtovú náročnosť. Fuzzy regulátor a jeho konštrukčné a riadiace princípy boli vyvinuté pre protiblokovací systém kolies automobilov Regulačný a riadiaci systém protiblokovacieho systému kolies vytvorený v softvérovom prostredí MATLAB sa skladá z troch hlavných častí (Obr. 8.20):

- matematický model automobilu
- fuzzy logická – riadiaca časť (Fuzzy ABS jednotka),
- brzdový systém automobilu.

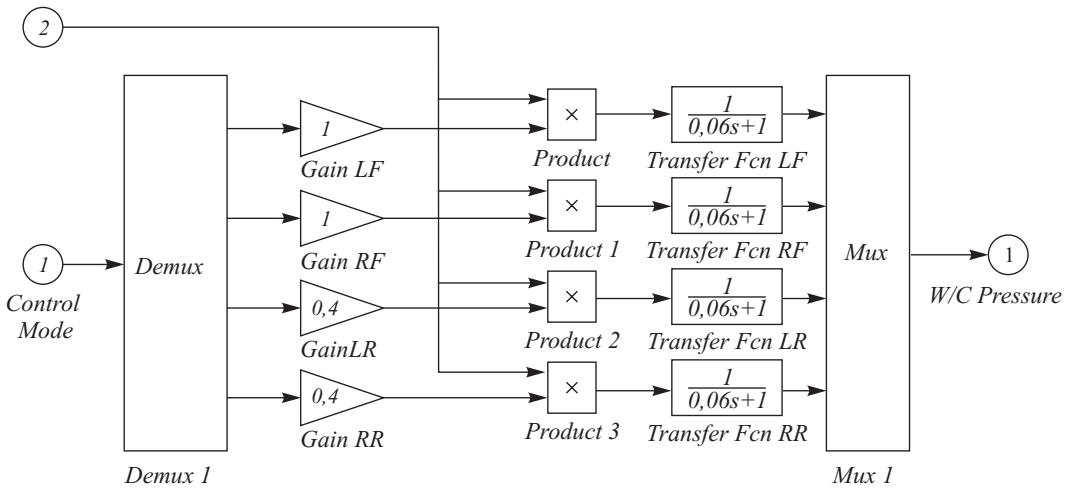
Fuzzy ABS jednotka je implementovaná na generovanie regulačného výstupu pre brzdový systém automobilu.



Obr. 8.20. Simulačná schéma systému automobilu s implementovaným systémom ABS regulovaným prostredníctvom Fuzzy logiky

Na Obr. 8.21 je vyobrazená simuláčná schéma hydraulického brzdového systému automobilu, ktorý je ovládaný prostredníctvom fuzzy ABS riadiacej jednotky.

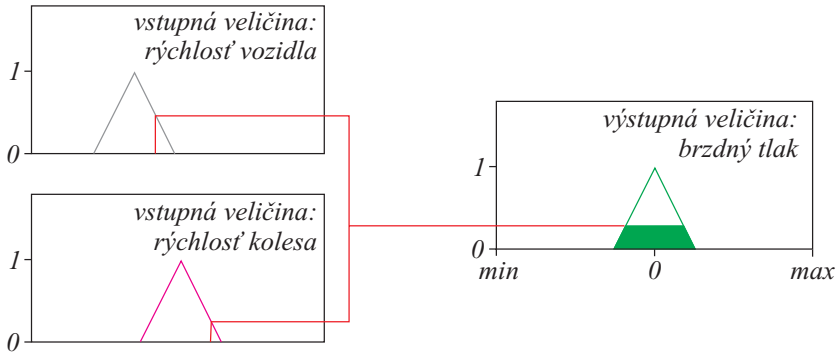
Kde: Control Mode – signál regulácie, Demux – rozvetvenie signálu regulácie, Gain LF – zosilnenie regulačného signálu pre ľavé predné koleso, Gain RF – zosilnenie regulačného signálu pre pravé predné koleso, Gain LR – zosilnenie regulačného signálu pre ľavé zadné koleso, Gain RR – zosilnenie regulačného signálu pre pravé zadné koleso, Product – úprava regulačného signálu na definovane výstupného tlaku jednotlivých brzdových systémov na kolesách, Transfer Fcn LF – nárast brzdového tlaku v brzdovom systéme ľavého predného kolesa prostredníctvom prenosovej funkcie, Transfer Fcn RF - nárast brzdového tlaku v brzdovom systéme pravého predného kolesa prostredníctvom prenosovej funkcie, Transfer Fcn LR – nárast brzdového tlaku v brzdovom



Obr. 8.21. Simulačná schéma modelu brzdového systému automobilu

systéme ľavého zadného kolesa prostredníctvom prenosovej funkcie, Transfer Fcn RR – nárast brzdového tlaku v brzdovom systéme pravého zadného kolesa prostredníctvom prenosovej funkcie, Mux – systém prenosu brzdového tlaku na jednotlivé brzdové prvky kolies automobilu, W/C Pressure – privedený brzdový tlak na jednotlivé brzdové prvky kolies automobilu.

V riadiacej jednotke fuzzy ABS kontrolera sa nachádzajú vstupné veličiny z ktorých sa vyhodnocuje jazdný stav automobilu a výpočtom a porovnávaním výsledkov so vstupnými veličinami sa získavajú výstupné veličiny. V ABS systéme je výstupnou regulovanou veličinou brzdný tlak (Obr. 8.22).



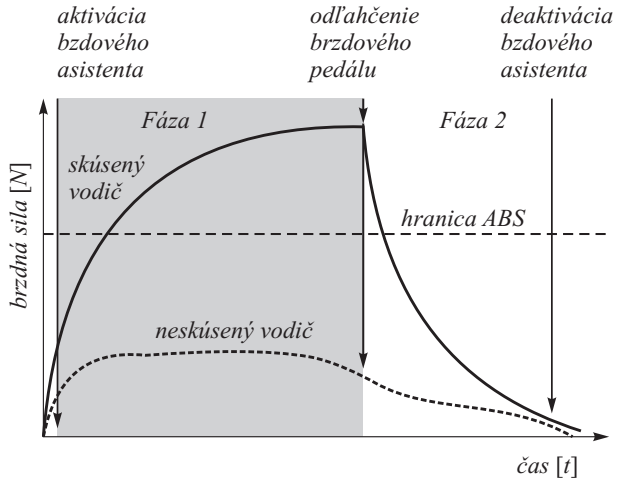
Obr. 8.22. Princíp činnosti vyhodnocovania a regulácie brzdného tlaku prostredníctvom Fuzzy kontrolera v systéme ABS

Základom riadenia systému ABS prostredníctvom Fuzzy kontrolera je algoritmus, ktorý sa skladá z nelineárnych charakteristík prenesiteľných (brzdných) síl z kolies na vozovku na daných povrchoch. Výhoda fuzzy logiky je možnosť upraviť a vyladiť niektoré časti riadiaceho algortimu, počas regulácie a riadenia brzdnej sily kolies nezávisle a na rôznych povrchoch.

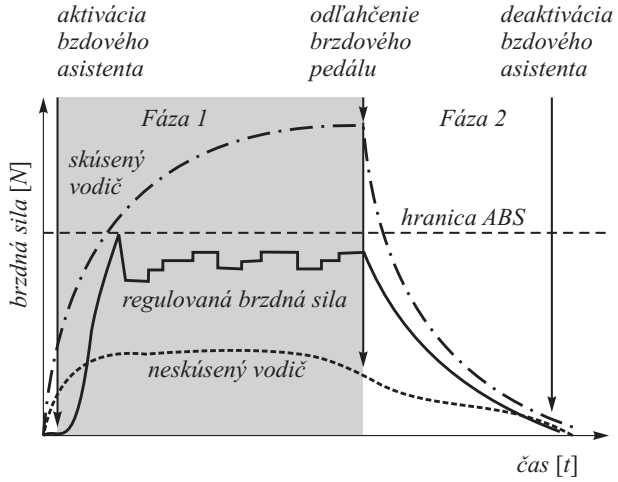
8.5.5 Brzdový asistent BAS (Brake Assist System)

Tento systém pracuje vo väzbe s ďalšími elektronickými systémami. Systém komunikuje so systémom ABS, ktorý zabráni zablokovaniu kolies a so systémom EBD, ktorý elektronicky rozdelí brzdnú silu. Hlavným systémom, ktorý v sebe spája systémy BAS, ABS a EBD je systém ESP. Úloha systému ESP je zistiť brzdnú požiadavku vodiča – teda či vodič chce len mierne pribrzdiť a prispôsobiť rýchlosť jazdy aktuálnym podmienkam, alebo či potrebuje akútne (núdzovo) brzdiť v dôsledku nepredvídanej nebezpečnej situácie na ceste. Zistiť sa to dá na základe snímania veľkosti brzdného tlaku snímačom v hlavnom brzdovom valci. Príslušný elektronický signál sa spracuje v elektronickej riadiacej jednotke, ktorá vyhodnotí veľkosť a rýchlosť nábehu brzdného tlaku. Ak tieto veličiny prekročia hraničné hodnoty, ktoré sú v systéme vopred naprogramované, je brzdenie vyhodnotené ako akútne, aktivuje sa systém BAS. Ďalší priebeh brzdenia závisí od toho, či automobil je alebo nie je vybavený systémom dynamickej kontroly stability ESP. Systém ESP umožňuje, na rozdiel od systému ABS, aj zväčšenie brzdnej sily na jednotlivých kolesách. Pri prudkom brzdení hydraulická jednotka ESP rozhodne o zväčšení brzdného tlaku vo všetkých brzdách automobilu bez ohľadu na hodnotu zadanú vodičom tlakom jeho nohy na brzdový pedál. Pri automobiloch, ktoré nemajú systém ESP, sa používa podtlakový posilňovač brzdného účinku so zabudovaným elektromagnetickým ventilom. Tento ventil v prípade rozpoznania prudkého brzdenia ihneď prepne na maximálny stupeň posilnenia brzdnej sily. Ak brzdný tlak na niektorom kolese prekročí medzu blokovania, zasiahne podriadený regulátor ABS, ktorý preberie úlohu regulácie sklzu, takže brzdná sila sa automaticky nastaví na každom kolese na maximálnu možnú hodnotu. Na konci akútnej fázy brzdenia, keď sa napríklad kritická situácia na ceste "vyvinula k lepšiemu", musí systém tento stav opäť rozoznať na základe priebehu ovládania brzdového pedálu vodičom a zmenšiť brzdnú silu. V tomto okamihu sa mení stratégia regulácie na štandardný režim brzdenia regulovaný vodičom a BAS končí svoju činnosť. Brzdový asistent pracuje vlastne tak, ako keby automobil mal ešte ďalší posilňovač bŕzd. Účinok brzdového asistenta je taký silný, že napríklad z rýchlosti 100 km/h na suchom asfalte je schopný zastaviť automobil na dráhe 40 m, zatiaľ čo to isté vozidlo bez systému BAS na to potrebuje 70 m. Systém podľa vysokej rýchlosti zošliapnutia brzdového pedálu pozná, že vodič potrebuje núdzovo zabrzdiť. Kým vodič drží zošliapnutý brzdový pedál, zvyšuje brzdový asistent brzdný tlak pomocou hydrauliky prostredníctvom jednotky ABS/ESP, až kým nedosiahne hranicu antiblokovacieho systému. Ak vodič zníži tlak na brzdový pedál, zníži systém brzdného tlaku späť na základnú hodnotu. Obr. 8.23 charakterizuje závislosť vyvodenia brzdnej sily skúseným vodičom a neskúseným vodičom. Neskúsený vodič nevyvodí brzdnú silu, ktorá by spôsobila najúčinnejšie brzdenie automobilu, preto do vyvodenia brzdnej sily musí zasiahnuť brzdový asistent – BAS. Krivka vyvodenia brzdnej sily skúseného vodiča, charakterizuje vyvodenie extrémne veľkej hodnoty brzdnej sily, ktorú brzdené kolesá z princípov prenesiteľnej sily na vozovku uvedenej v kapitole 5.1 nedokážu preniesť. Preto do vyvodenia vysokej hodnoty brzdnej sily počas brzdenia skúseným vodičom musí zasiahnuť systém ABS, aby bola

regulovaná brzdná sila a sklz kolesa sa udržal v hodnotách 15 až 30 % a tým bolo zabezpečené čo nejefektívnejšie využitie adhéznej sily na prenesenie brzdnej sily (kap. 5.1). Pri zošliapnutí brzdového pedála neskúseným vodičom musí primárne zasiahnuť systém BAS, aby bola vyvodená dostatočná brzdná sila a sekundárne túto silu musí regulovať a riadiť systém ABS (Obr. 8.24).



Obr. 8.23. Graf závislosti vyvodenej brzdnej sily od času pri potrebe núdzového brzdenia bez zásahu systému ABS



Obr. 8.24. Graf závislosti vyvodenej brzdnej sily od času pri potrebe núdzového brzdenia so zásahom systému ABS

8.5.6 Mechatronický systém – EBD (Mechatronic system of electronic brake force distribution)

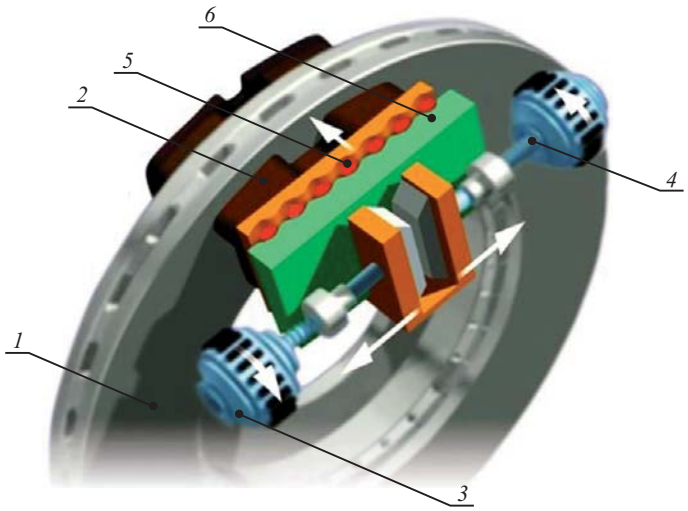
EBD z anglického Electronic Brakeforce Distribution – elektronické rozdeľovanie brzdnej sily. Systém sleduje zmenu zaťaženia náprav pri brzdení. Na základe týchto meraní údajov dokáže riadiaca jednotka upraviť brzdný tlak na každom kolese tak, aby bol brzdný účinok maximálny.

8.5.7 Prediktívny brzdový asistent – PBA (Predictive Brake Assist)

Systém na podporu minimalizácie brzdnej dráhy. Pokiaľ sa z informácií radarového senzora zistí situácia, v ktorej je pravdepodobné núdzové brzdenie, pripraví funkcia preventívne brzdovú sústavu pre vodiča na možnosť úplného brzdenia: PBA tlakovo plní brzdový okruh brzdovou kvapalinou a prikladá brzdové obloženie k brzdovému kotúču, preto sa potrebný brzdný tlak pri zošliapnutí brzdového pedála vytvorí oveľa rýchlejšie. Systém PBA riadi časový okamih spustenia hydraulického brzdového asistenta v troch stupňoch regulácie. Ak vodič zareaguje v určitom okamihu a šliapne na brzdu, dosiahne vďaka vopred začatým opatrením plný brzdný účinok, a tak získa stotiny sekúnd a dokáže tak vozidlo skôr zastaviť.

8.5.8 Klinová brzda – EWB brzdový systém (Electronic Wedge Brake)

Klinové brzdy sa v minulosti používali na brzdenie kočiarov. V súčasnosti sú oceľové kliny vtláčané medzi strmeň a brzdové doštičky. Ovládanie klinových prvkov funguje bez hydraulických mechanizmov iba pomocou rýchlych krokových elektromotorov (Obr. 8.25). Každé koleso má vlastnú riadiacu jednotku. Pri zošliapnutí brzdového pedálu dôjde k aktivácii elektromotorov, ktoré tlačia doštičku s brzdovým obložením medzi strmeň a kotúč. Otáčaním brzdového kotúča a vďaka trecej sile, je brzdová doštička ešte viac pritláčaná na kotúč. Čím rýchlejšie sa koleso a brzdový kotúč točí, tým viac sa zvyšuje brzdná sila na kotúč. Preto systém EWB potrebuje oveľa menej energie ako súčasné hydraulické systémy. EWB má väčšiu účinnosť ako klasický hydraulický systém brzdenia automobilu, čo spočíva v dosiahnutí kratších časov nábehu systému na účinné brzdenie v porovnaní s hydraulickou brzdovou sústavou a tým má automobil vybavený EWB brzdovým systémom kratšiu brzdnú dráhu.



Obr. 8.25. Schéma elektronických klinových bŕzd: 1 – brzdový kotúč, 2 – brzdové doštičky, 3,4 – elektromotory, 5 – zvlnená sústava, 6 – čelo [32]

Obr. 8.25 konštrukčne charakterizuje systém klinovej brzdy, na ktorom je vyobrazený brzdový kotúč, ktorý je brzdený brzdovými doštičkami, ktoré sú posúvané elektromotormi cez zvlnenú sústavu pozdĺž klinovito tvarovaných a naklonených čiel.

8.5.9 Čiastkový záver

Vývoj a teda aj riešenie systémov brzdovej sústavy neustále pokračuje. Interakcia princípov zabezpečenia jazdnej stability a ovládateľnosti automobilu počas brzdenia je neustále zdokonaľovaná tým, že pokračuje vývoj mechatronických systémov. Systém protiblokovania kolies automobilu – ABS pružne – skokovo reaguje s hydraulickou brzdovou sústavou na zablokovanie kolesa a jeho následné uvoľnenie. Ak by regulácia a riadenie odvaľovania kolies spočívalo v kontinuálnom zabezpečení odvaľovania sa kolies počas brzdenia aj v extrémnych situáciách a pri vysokých rýchlostiach automobilu, výpočtová jednotka tohto systému s hardvérovým vybavením a softvérovým riadením, by musela byť zostavená na sofistikovanejšom algoritme riadenia tohto systému pre jednotlivé kolesá nezávisle a s aplikáciou moderných elektronických brzdových systémov ako je napríklad elektronická klinová brzda.

Nasledujúci vývoj brzdových systémov bude smerovať k systémom podpory brzdovej sústavy, ktoré budú schopné predikovať jazdný stav automobilu (vozidlový radar, systém GPS, komunikácia s ostatnými automobilmi pred automobilom a za automobilom) a tým riadiť brzdovú sústavu nezávislejšie od regulácie vodiča čo bude viesť nielen k skracovaniu brzdnej dráhy v kritických situáciách, ale k tomu, že automobil sa do kritického jazdného stavu nedostane.

Vývoj brzdových sústav vedie aj k prepojeniu brzdovej sústavy so systémom rekuperácie energie.

V tomto prípade do riadenia brzdovej sústavy vstupuje zložitejší algoritmus pre potreby riadenia rekuperačného brzdenia.

9

Zatáčanie automobilov (Cornering of the cars)

V súčasnosti sa riadia kolesové vozidlá štyrmi základnými spôsobmi:

- Natáčaním celej tzv. riadenej nápravy okolo zvislej osi ležiacej v strednej pozdĺžnej rovine vozidla. Týmto spôsobom sa riadia predovšetkým prívesy.
- Natáčaním dvoch alebo viacerých riadených kolies tzv. nápravy s riadenými (smerovými) kolesami okolo čapov riadenia. Tento spôsob je pre kolesové vozidlá najbežnejší.
- Natáčaním častí vozidla voči sebe. Je to spôsob typický pre riadenie článkových (kĺbových) vozidiel.
- Pribrzďovaním kolies na jednej strane vozidla. Takto sa riadia niektoré špeciálne vozidlá. V niektorých prípadoch sa tieto spôsoby zatáčania môžu kombinovať, napr. natáčaním riadených kolies prednej nápravy a pribrzďovaním kolies ďalších náprav na jednej strane vozidla.

9.1 Kinematika zatáčania (Cornering kinematics)

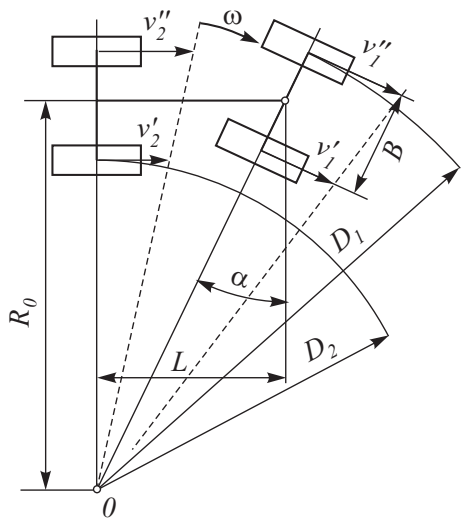
Pod riadiacou nápravou rozumieme nápravu, ktorá slúži na riadenie smeru jazdy vozidla, t. j. celú riadenú nápravu a nápravu s riadenými (smerovými) kolesami. Pri jazde malou rýchlosťou na vozidlo pôsobia len veľmi malé bočné sily a na kolesách vznikajú len veľmi malé smerové odchýlky, ktorých vplyv preto môžeme zanedbať. V tomto prípade hovoríme o **teoretickom zatáčaní(theoretic cornering)**.

9.1.1 Riadenie celou riadenou nápravou (Steering with entire steered axle)

Tento historicky najstarší a veľmi jednoduchý spôsob riadenia vozidla spočíva v natáčaní celej nápravy okolo zvislej osi, ako je znázornené na Obr. 9.1.

Vozidlo zatáča okolo zvislej osi O určenej priesečníkom osí jednotlivých náprav. Veľkosť **teoretického polomeru zatáčania (cornering theoretic radius)** R_0, ktorým rozumieme vzdialenosť pozdĺžnej zvislej strednej roviny vozidla od osi zatáčania, je daná vzťahom:

$$R_0 = L.\cot\alpha \tag{9.1}$$



Obr. 9.1. Zatáčanie dvojnápravového vozidla s celou riadenou nápravou

Z tohto polomeru zatáčania možno určiť **stopové priemery zatáčania (turning circles)**, čo sú priemery kruhových dráh, ktoré na vodorovnej rovinnej ploche opisujú kolesá vozidla pri najväčšom zatočení nápravy (doprava alebo doľava) a čo najpomalšej jazde (do 5 $km.h^{-1}$). Vonkajší stopový priemer zatáčania D_1 je podľa Obr. 9.1.

$$D_1 = 2\left(\frac{R_0}{\cos\alpha_{max}} + \frac{B}{2}\right) = 2\left(\frac{L}{\sin\alpha_{max}} + \frac{B}{2}\right) \tag{9.2}$$

a vnútorný stopový priemer zatáčania D_2 je:

$$D_2 = 2\left(R_0 - \frac{B}{2}\right) = 2\left(L.\cot\alpha_{max} - \frac{B}{2}\right) \tag{9.3}$$

Šírka jazdného pruhu (Lane width), ktorý je potrebný pre dráhy kolies v zákrute s minimálnym polomerom, je daná vzťahom:

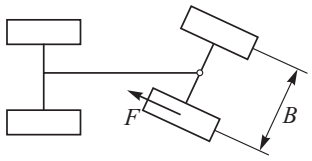
$$H = \frac{D_1 - D_2}{2} = L\left(\frac{1}{\sin\alpha_{max}} - \frac{1}{\tan\alpha_{max}}\right) + B \tag{9.4}$$

Šírka jazdného pruhu pre iný než teoretický polomer zatáčania je daná rovnakým vzťahom, v ktorom α_{max} nahradíme skutočným uhlom vyklonenia nápravy do smeru α.

Tento spôsob zatáčania je nevýhodný preto, lebo pre malý polomer zatáčania je potrebný dosť veľký uhol natočenia nápravy α a to vyžaduje značne veľký voľný priestor v prednej časti vozidla. Tento priestor v moderných, pomerne nízkych vozidlách nie je k dispozícii, preto sú dnes týmto spôsobom okrem prívesov riadené len niektoré stroje pre zemné práce (napr. zhutňovacie valce) a prívesy, v ktorých vysoká konštrukcia umožňuje vytvorenie dostatočného voľného priestoru na natáčanie prednej nápravy.

Ďalšia nevýhoda spočíva v tom, že dynamické sily, vznikajúce na vozidlových kolesách napr. pri prejazde nerovností vozovky (Obr. 9.2), spôsobujú veľký moment, ktorý musí byť zachytený v mechanizme riadenia a prenáša sa prípadne až na volant vozidla. Veľkosť tohto momentu je daná vzťahom:

$$M = F\frac{B}{2} \tag{9.5}$$



Obr. 9.2. Sila pôsobiaca na koleso pri prejazde nerovnosti

Na zmenšenie veľkosti tohto momentu je treba buď znížiť rýchlosť jazdy, pretože dynamická sila, spôsobená nárazom kolesa na nerovnosť vozovky je tým väčšia, čím väčšia je rýchlosť jazdy, alebo zmenšiť rameno pôsobenia tejto sily. Výrazné zmenšenie tohto ramena je dosiahnuté v druhom spôsobe riadenia vozidla, s riadenými kolesami.

9.1.2 Riadenie smerových kolies (Steering of directional wheels)

Pri tomto spôsobe riadenia, ktorý je pre kolesové vozidlá najbežnejší, sú riadené smerové kolesá riadiacej nápravy otočne zavesené na čapoch riadenia, okolo ktorých sa natáčajú do požadovaného smeru. Tieto čapy riadenia sú približne zvislé. Dvojnápravové vozidlá sú najčastejšie riadené smerovými kolesami prednej nápravy. Pre viacnápravové vozidlá je počet riadiacich náprav ovplyvňovaný celkovým usporiadaním vozidla, predovšetkým počtom náprav a ich rozmiestnením.

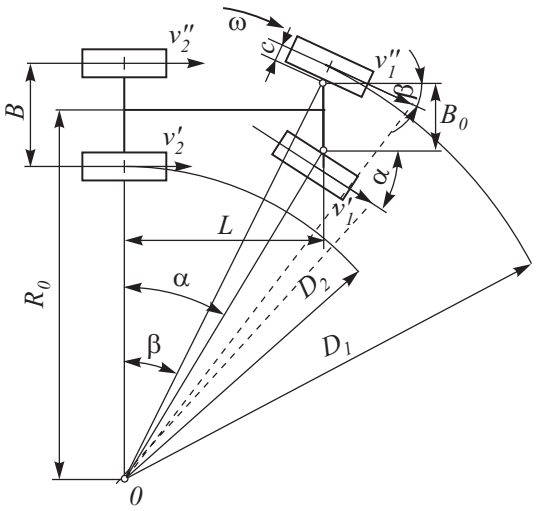
9.1.2.1 Dvojnápravové vozidlá (Two-axle vehicles)

Ak má pri zatáčaní dvojnápravového vozidla dochádzať k ideálnemu odvaľovaniu kolies, musia vektory rýchlosti pohybu kolies opäť ležať v stredných rovinách rotácie kolies. K tomu dôjde v prípade, keď sa osi rotácie všetkých vozidlových kolies pretínajú v strede zatáčania. Ak riadime **kolesá prednej nápravy (steered wheels front axle)**, potom možno túto podmienku splniť len v prípade, že os zatáčania vozidla pretína osi rotácie zadných kolies a teda, že v pôdorysnom priemete (Obr. 9.3) leží teoretický stred zatáčania O na osi zadných kolies.

Predné kolesá sa potom musia natočiť o uhly α a β tak, aby ich osi rotácie prechádzali v pôdoryse teoretickým stredom zatáčania. Z Obr. 9.3 vyplýva, že v tejto situácii

$$\cot\alpha = \frac{R_0 - \frac{B_0}{2}}{L}$$

$$\cot\beta = \frac{R_0 + \frac{B_0}{2}}{L} \tag{9.6}$$



Obr. 9.3. Zatáčanie dvojnápravového vozidla s riadenými kolesami

kde B_0 je rozchod medzi osami otočných čapov riadenia. Z rovníc (9.6) môžeme vyjadriť závislosť medzi natočením vnútorného a vonkajšieho riadeného kolesa v tvare:

$$\cot\beta - \cot\alpha = \frac{B_0}{L} \tag{9.7}$$

Uvedené podmienky pre natočenie kolies do požadovaného smeru sa nazývajú **Ackermannovými podmienkami**. Tieto podmienky však platia presne len v prípade, že osi otočných čapov riadenia sú kolmé na rovinu vozovky, stredné roviny kolies sú kolmé na vozovku a vozidlo ide veľmi pomalou rýchlosťou, v tomto prípade môžeme zanedbať vplyv smerových odchýlok. Veľkosť **teoretického polomeru zatáčania (cornering theoretic radius)** R_0 pri riadení vozidla riadenými kolesami vyplýva z rovnice (9.6):

$$R_0 = L.\cot\alpha + \frac{B_0}{2} = L.\cot\beta - \frac{B_0}{2} \tag{9.8}$$

Približne možno teoretický polomer zatočenia určiť vzťahom

$$R_0 \cong L.\cot\alpha_S \tag{9.9}$$

kde α_S je stredný uhol natočenia oboch riadených kolies:

$$\alpha_S = \frac{\alpha+\beta}{2} \tag{9.10}$$

Ackermannov uhol riadenia (Ackerman angle) – je uhol, ktorého tangenta je rovná pomeru rázvoru a teoretického polomeru zatáčania (Obr. 9.4).

$$\tan\alpha_A = \frac{L}{R_0} \tag{9.11}$$

Pre veľké polomery zatáčania možno brať:

$$\alpha_A = \frac{L}{R_0} \tag{9.12}$$

Na tento uhol je nutné vychýliť riadené kolesá pri jazde zákrutou s polomerom R_0 veľmi pomalou rýchlosťou, keď sú smerové odchýlky zanedbateľné. Pri zatáčaní vozidla na teoretickom polomere teda platí:

$$\alpha_S = \alpha_A \tag{9.13}$$

Vonkajší stopový priemer zatáčania (Outside turning circle) D_1 je podľa Obr. 9.3 a pri použití rovnice (9.8) daný vzťahom:

$$D_1 = 2\left(\frac{R_0 + \frac{B_0}{2}}{\cos\beta_{max}} + c\right) = 2\left(\frac{L}{\sin\beta_{max}} + c\right) \tag{9.14}$$

Vnútorný stopový priemer zatáčania (Internal turning circle) D_2 je potom

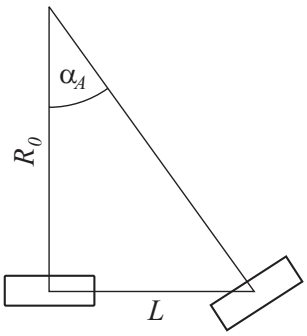
$$D_2 = 2\left(R_0 - \frac{B}{2}\right) = 2\left(L.\cot\alpha_{max} - c\right) \tag{9.15}$$

a **šírka jazdného pruhu (lane width)** potrebného pre dráhy kolies v zákrute s minimálnym polomerom je:

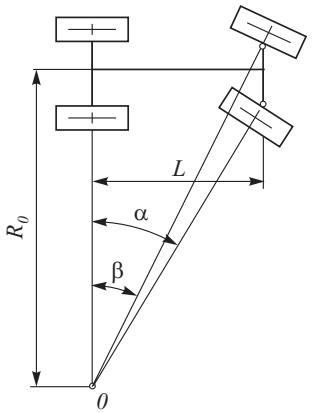
$$H = \frac{D_1 - D_2}{2} = L\left(\frac{1}{\sin\beta_{max}} - \frac{1}{\tan\alpha_{max}}\right) + 2c \tag{9.16}$$

Vzťahy (9.8) až (9.16), odvodené na výpočet parametrov zatáčania dvojnápravového vozidla s riadenou prednou nápravou možno použiť aj vo všetkých ďalších prípadoch.

Jedná sa o schému znázornenú na Obr. 9.5, ktorá sa opakuje: riadená náprava (nápravy) je v určitej vzdialenosti od kolmice k pozdĺžnej osi vozidla, na ktorej leží teoretický stred zatáčania. Na výpočet parametrov zatáčania možno teda použiť rovnaké vzťahy ako pri dvojnápravovom vozidle riadenom smerovými kolesami prednej nápravy a do nich miesto rázvoru náprav L dosadiť zodpovedajúcu vzdialenosť.



Obr. 9.4. Ackermannov uhol riadenia



Obr. 9.5. Teoretický stred a polomer zatáčania

Prevažná väčšina kolesových vozidiel je riadená natáčaním smerových kolies prednej nápravy. **Riadenie vozidla zadnou nápravou (steered wheels rear**

axle) je síce možné, ale tento spôsob riadenia prináša v bežnej prevádzke na vozovke rad nevýhod. Používa sa napr. pri vysokozdvižných vozíkoch.

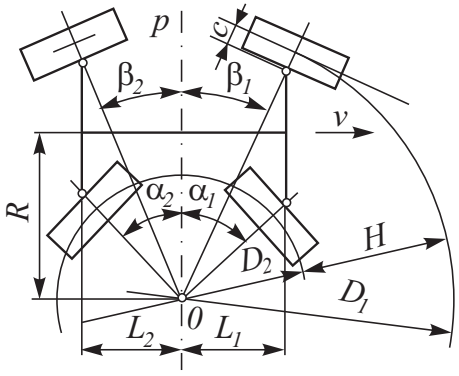
Taktiež u niektorých špeciálnych vozidiel sa vozidlo **riadi všetkými kolesami (steered all wheels)** (Obr. 9.6). Kolesá sa natáčajú do požadovaného smeru tak, aby sa ich osi rotácie pretínali na osi v strede zatáčania O. Priemet osi zatáčania do pôdorysu leží na tzv. **pólovej priamke (pole bisector)** p, umiestnenej medzi oboma nápravami.

Z obrázku je zrejmé, že kolesá zadnej nápravy sa natáčajú na opačnú stranu než kolesá nápravy prednej. Ak leží pólová priamka uprostred medzi nápravami, potom idú zadné kolesá v stope vyjazdenej prednými kolesami, čo je výhodné z hľadiska veľkosti odporov valenia pri jazde v teréne. V tomto prípade $L_1 = L_2 = L/2$.

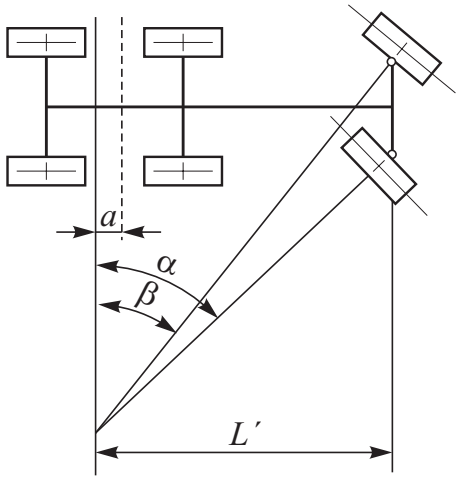
Pre vozidlo s rovnakým rázvorom náprav aj rozchodom kolies možno pri riadení oboma nápravami dosiahnuť pri porovnateľnom natočení kolies do požadovaného smeru zhruba polovičný polomer zatáčania oproti vozidlu s riadenou len jednou nápravou. Prípadne možno rovnaký polomer zatáčania dosiahnuť menším natáčaním kolies do požadovaného smeru, čo je výhodné v situácii, keď koncepcia vozidla neumožňuje veľké výklony kolies. Vozidlo s oboma riadenými nápravami potrebuje pre zatáčanie tiež užšiu jazdnú dráhu. Nevýhodou tohto spôsobu riadenia je však zložitejší mechanizmus riadenia.

9.1.2.2 Trojnápravové vozidlá. (Three-axle vehicles)

Riadenie týchto vozidiel je závislé od rozmiestnenia náprav na vozidle. Pokiaľ má vozidlo zadné nápravy blízko pri sebe, je spravidla riadené **prednou nápravou s riadenými kolesami (steered wheels front axle)** (Obr. 9.7).



Obr. 9.6. Riadenie dvojnápravového vozidla všetkými kolesami

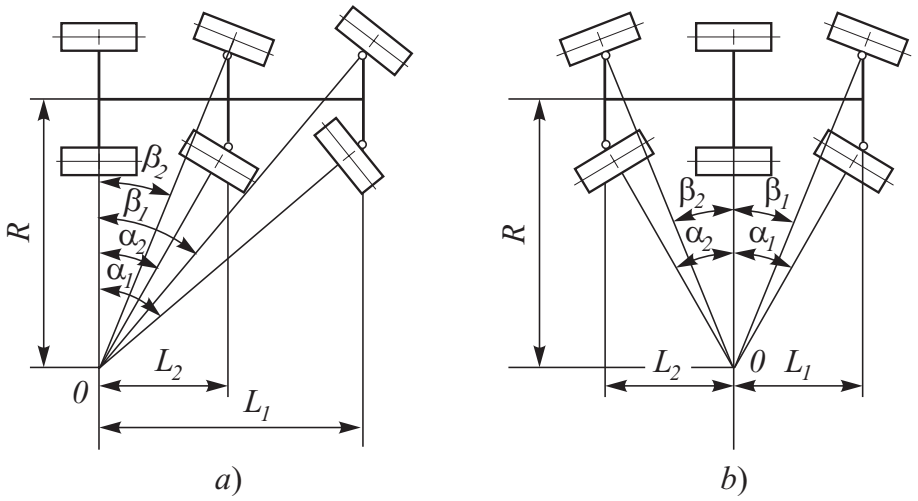


Obr. 9.7. Riadenie trojnápravového vozidla prednou nápravou

Pretože sa osi rotácie kolies zadných náprav nemôžu v tomto prípade pretínať na osi zatáčania O, umiestňujeme pólovú priamku, na ktorej leží priemet osi zatáčania, medzi obe zadné nápravy, o hodnotu a bližšie k poslednej náprave. Toto posunutie je zdôvodnené tým, že os zatáčania vozidla sa bude so stúpa-

júcou rýchlosťou jazdy posúvať smerom dopredu v dôsledku vzniku smerových odchýlok na kolesách náprav.

Pokiaľ sú nápravy trojnápravového vozidla rozložené približne v rovnakých vzdialenostiach od seba, môžu byť **riadené kolesá prednej a strednej nápravy (steered wheels front and central axles)** (Obr. 9.8a.) alebo **kolesá prvej a poslednej nápravy (steered wheels front and rear axles)** (Obr. 9.8b.).



Obr. 9.8. Riadenie trojnápravového vozidla dvoma nápravami

Z obrázkov je zrejmé, že pri prvom spôsobe riadenia sa kolesá prednej nápravy natáčajú do zákruty viac, než kolesá strednej nápravy. Pri druhom spôsobe je nutné kolesá poslednej nápravy natáčať do požadovaného smeru opačne.

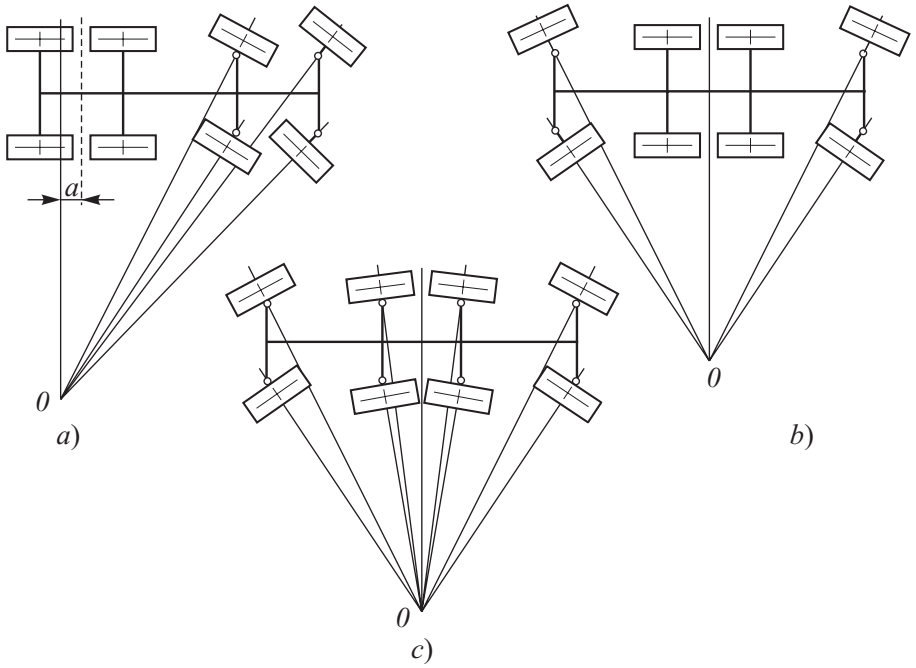
Riadenie prvej a poslednej nápravy prináša rovnaké výhody ako riadenie oboch náprav pre dvojnápravové vozidlo, t. j. menší polomer zatáčania pri porovnateľnom natočení kolies do požadovaného smeru, prípadne menšie natočenie kolies do požadovaného smeru pre daný polomer zatáčania a užší potrebný jazdný pruh. Nevýhoda je to, že mechanizmus riadenia prechádza cez celú dĺžku vozidla od prvej k poslednej náprave.

Je zrejmé, že trojnápravové vozidlo s prednými nápravami blízko seba je vhodné riadiť oboma prednými nápravami.

Štvornápravové vozidlá (Four-axle vehicles)

Aj v tomto prípade bude spôsob riadenia vozidla závisieť od zvoleného usporiadania náprav. Pri usporiadaní 2-2 (at form 2-2), to znamená, že nápravy tvoria prednú a zadnú dvojicu náprav s relatívne väčším rázvorom medzi druhou a treťou nápravou, sú **riadené dve predné nápravy (steered wheels two front axles)** (Obr. 9.9a.). Tak je to napr. pri automobile T-815. Pri usporiadaní 1-2-1 (at form 1-2-1), t. j. so strednou dvojicou náprav, sa **riadia prvou a poslednou nápravou (steered wheels front and rear axles)** (Obr. 9.9b.). Tieto spôsoby riadenia majú rovnaké výhody ako podobný spôsob riadenia trojnápravového vozidla, nie je však možné pre ne dosiahnuť pretínanie osí

rotácie všetkých kolies v strede zatáčania. Výnimočne sa používa **riadenie všetkých kolies štvornápravového vozidla (steered wheels all axles)** (Obr. 9.9c), ktoré je optimálne z hľadiska odvaľovania kolies v zákrute, polomeru zatáčania i šírky potrebného jazdného pruhu. Mechanizmus riadenia je však v tomto prípade už veľmi zložitý.

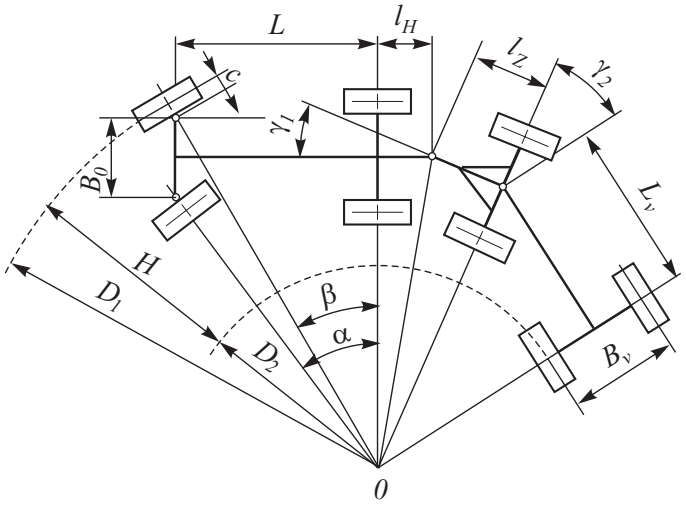


Obr. 9.9. Riadenie štvornápravových vozidiel

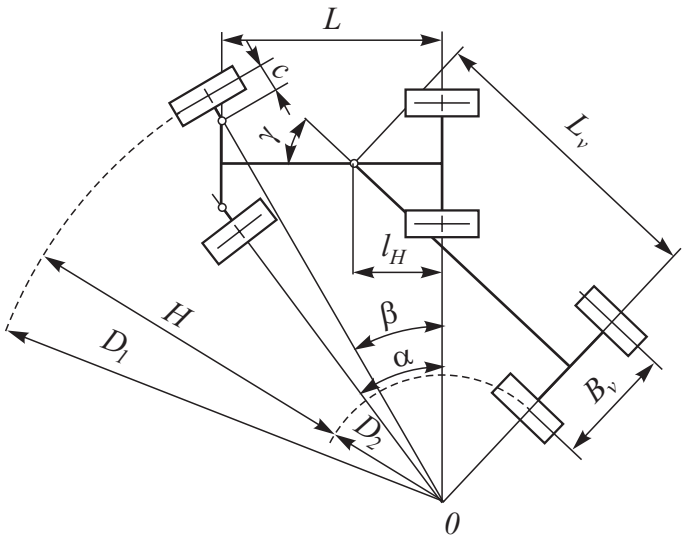
Prívesové a návesové súpravy (Tractor-trailer and semi-trailer units)

Prívesová jazdná súprava (Tractor-trailer unit) je jazdná súprava zložená z ťažného vozidla a jedného alebo dvoch prívesov. Jej riadenie sa uskutočňuje tak, že ťahač je riadený riadiacimi nápravami s riadenými kolesami a prívesy sú riadené celou nápravou (Obr. 9.10).

Os zatáčania ťahača je daná priesečníkom osí rotácie jeho kolies. Nápravy prívesu potom pôsobením bočných síl v mieste dotyku kolies s vozovkou zaujmú pri jazde samočinne takú polohu, že aj osi rotácie ich kolies pretínajú os zatáčania ťahača, ktorá sa tak stáva osou zatáčania celej súpravy. Podobná situácia nastáva aj pri **návesovej súprave (semi-trailer unit)** Obr. 9.11. Náves pôsobením bočných síl zaujme pri jazde samočinne takú polohu, že os rotácie kolies jeho nápravy pretína os zatáčania ťahača. Najmä návesové jazdné súpravy majú väčšiu šírku jazdného pruhu. Preto sa pri zvlášť dlhých návesoch riadia aj kolesá návesu.



Obr. 9.10. Zatáčanie prívesovej súpravy



Obr. 9.11. Zatáčanie návesovej súpravy

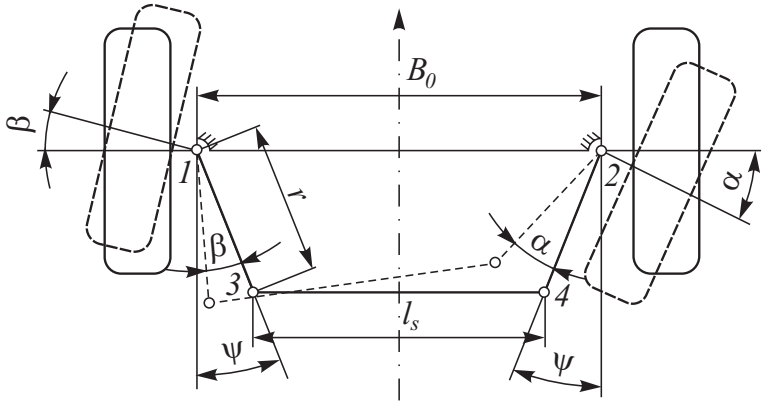
9.1.3 Kinematika riadiaceho mechanizmu (Steering mechanism kinematics)

Vzájomné vzťahy medzi natočením smerových kolies riadiacich náprav, určené napr. rovnicou (9.8), sa na vozidle realizujú vhodným usporiadaním mechanizmu riadenia, ktorého prostredníctvom sa kolesá natáčajú do požadovaného smeru. Pri **tuhej náprave (rigid axle)** je to **lichobežník riadenia (steering trapeze)** (Obr. 9.12), ktorý je tvorený pákami spojovacej tyče $1-3$, $2-4$, ktoré otáčajú smerovými kolesami okolo otočných čapov riadenia 1, 2 a spojovacou tyčou $3-4$, spojenú guľovými čapmi 3, 4 s pákami spojovacích tyčí.

Pohyb volantu je cez sústavu tyčí a pák prenášaný na jedno koleso vozidla, najčastejšie na ľavé, a od neho je potom odvodený pohyb druhého kolesa.

Základné geometrické veličiny, ktoré určujú tvar lichobežníka riadenia sú rozchod otočných čapov riadenia B_0, dĺžka pák spojovacej tyče r, ich odklon v základnej polohe od pozdĺžnej osi vozidla ψ a dĺžka spojovacej tyče l_s.

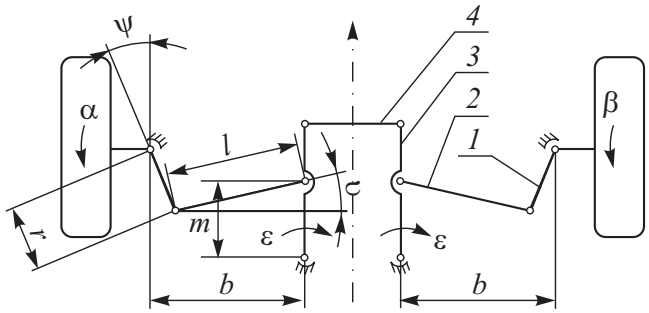
Lichobežník riadenia znázornený na Obr. 9.12 nazývame zadný, pretože je umiestnený vzhľadom na smer jazdy za nápravou. Výhodou tohto umiestnenia je to, že časti lichobežníka riadenia sú nápravou chránené, čo je dôležité najmä pri jazde v teréne. Nevýhoda je, že pozdĺžne sily, pôsobiace na vozidlové kolesá pri brzdení a prejazde nerovností a prekážok namáhajú spojovaciu tyč riadenia na vzper. Preto pri vozidlách, kde predpokladáme väčšie dynamické rázy na kolesá, ale aj tam, kde nie je za nápravou dostatok miesta, sa používa predný lichobežník riadenia. Pre tento lichobežník sa páky spojovacej tyče smerom od nápravy rozbiehajú, a preto spojovacia tyč býva dlhšia ako pre zadný lichobežník.



Obr. 9.12. Geometria lichobežníka riadenia

.

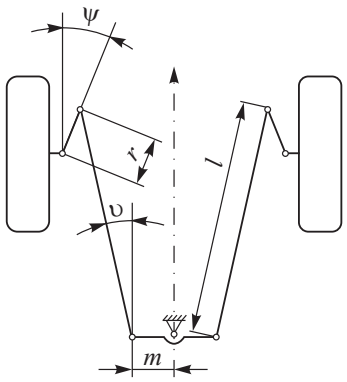
Pre vozidlá **s nezávislým zavesením kolies (independent suspension)** nie možno použiť mechanizmus riadenia s nedelenou spojovacou tyčou, pretože pri vykyvovaní náprav v zvislej priečnej rovine pri prejazde nerovností by spôsobovalo vychyľovanie kolies do určitého smeru, teda samovoľné riadenie vozidla. Preto sa používa tzv. **štvorkĺbový mechanizmus riadenia (four-joint steering mechanism)**, ktorého jeden možný variant je nakreslený na Obr. 9.13.



Obr. 9.13. Mechanizmus riadenia s delenou spojovacou tyčou - štvorkĺbový mechanizmus

Pomocou predlohovej páky riadenia 4 dochádza k vykláňaniu pomocných pák 3 o uhol ε. Pohyb pomocných pák sa prenáša pomocou riadiacich tyčí 2 na riadiace páky 1, ktoré vykláňajú riadené kolesá na uhly α a β. Ak nemá

zvislé vykyvovanie náprav spôsobovať natáčanie kolies do požadovaného smeru, musí byť miesto, v ktorom je riadiaca tyč spojená s pomocnou pákou riadenia zvolené tak, aby sa jeho vzdialenosť od konca riadiacej páky pri prepružení nemenila. Pre vozidlá s kyvadlovými nápravami sa často používa štvorkĺbový mechanizmus znázornený na Obr. 9.14.



Obr. 9.14. Štvorkĺbový mechanizmus pre výkyvné nápravy nákladných automobilov TATRA

Dĺžka riadiacich tyčí l sa pritom volí čo možno najväčšia a dĺžka predlohovej páky $2.m$ čo najkratšia, aby pri prepružení kolies dochádzalo k čo najmenšiemu vykláňaniu kolies do požadovaného smeru.

Je zrejmé, že voľba typu mechanizmu riadenia a jeho geometrických parametrov úzko súvisí s typom zavesenia nápravy.

9.2 Dynamika zatáčania (Cornering dynamics)

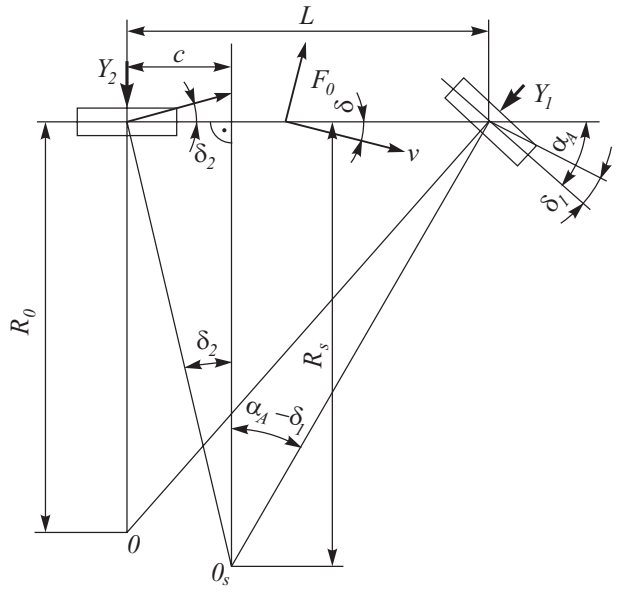
Ak uvažujeme jazdu vozidla reálnou rýchlosťou, budú vznikať na kolesách bočné sily potrebné na vedenie vozidla v zákrute a im zodpovedajúce smerové odchýlky. V ťažisku vozidla potom vznikne odstredivá sila úmerná dostredivému zrýchleniu ťažiska. Takéto zatáčanie môžeme nazvať dynamické. Na rozbor dynamiky zatáčania použijeme jednostopový model vozidla (Obr. 9.15), kde nápravy sú nahradené jedným kolesom uprostred. Predpokladajme, že vozidlo sa pohybuje po kruhovej dráhe s konštantným natočením kolies (volant je fixovaný) na **Ackermannov uhol (Ackerman angle)** α_A (Obr. 9.15). Pri malých rýchlostiach jazdy $v \cong 0$ vozidlo zatáča na teoretickom polomere zatáčania R_0, okolo teoretického stredu zatáčania O, ktorý leží na predĺžení osi zadnej nápravy.

V tomto prípade bude pre veľké polomery zatáčania:

$$R_0 = \frac{L}{\alpha_A} \tag{9.17}$$

Pri vyšších rýchlostiach jazdy vznikne v dôsledku dostredivého zrýchlenia odstredivá sila F_0, ktorá je zachytená bočnými silami na kolesách náprav. Tieto sily spôsobia vznik smerových odchýlok kolies náprav δ_1, δ_2 a dôsledkom je zmena polomeru zatáčania (Obr. 9.15).

Pretože dostredivé zrýchlenie závisí od rýchlosti jazdy i od polomeru zatáčania, znamená to, že každej rýchlosti jazdy bude zodpovedať iný skutočný



Obr. 9.15. Zatáčanie vozidla reálnou rýchlosťou

polomer zatáčania. Vozidlo bude pri určitej rýchlosti zatáčať na skutočnom polomere R_S, okolo skutočného stredu O_S, ktorý leží na priesečníku normál na smery valenia jednotlivých kolies. **Skutočný stred zatáčania (Center of cornering)** O_S je oproti teoretickému vždy posunutý smerom dopredu o hodnotu:

$$c = R_S . \tan \delta_2 \tag{9.18}$$

Z Obr. 9.15 bude

$$L = R_S . \tan \delta_2 + R_S . \tan(\alpha_A - \delta_1) \tag{9.19}$$

a **skutočný polomer zatáčania (cornering real radius)**:

$$R_S = \frac{L}{\tan \delta_2 + \tan(\alpha_A - \delta_1)} \tag{9.20}$$

Pri dosadení uhlov v radiánoch a pre malé uhly:

$$R_S = \frac{L}{\alpha_A - (\delta_1 - \delta_2)} \tag{9.21}$$

Z rovnice je zrejmé, že R_S nezávisí len od rázvoru a uhla natočenia kolies do požadovaného smeru, ale tiež od rozdielu smerových odchýlok náprav $\delta_1 - \delta_2$. Veľkosť odchýlok je podľa rovnice (3.8):

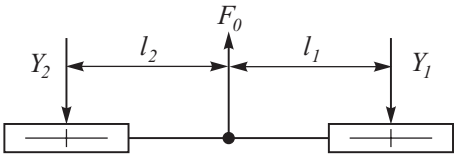
$$\delta_1 = \frac{Y_1}{k_1} \; ; \; \delta_2 = \frac{Y_2}{k_2} \tag{9.22}$$

Pre väčšie polomery zatáčania môžeme uvažovať, že odstredivá sila aj bočná sila prednej nápravy pôsobí kolmo k pozdĺžnej osi vozidla (Obr. 9.16 - platí pre $R >> L$):

$$F_0 = Y_1 + Y_2, \quad Y_1 l_1 = Y_2 l_2 \Rightarrow$$

$$Y_1 = \frac{l_2}{L}.F_0 \quad Y_2 = \frac{l_1}{L}.F_0 \tag{9.23}$$

$$F_0 = \frac{m.v^2}{R_s}$$



Obr. 9.16. Linearizovaný jednostopový model

Po dosadení rovníc (9.23) do (9.22), môžeme vyjadriť veľkosti smerových odchýlok náprav pri určitej rýchlosti vozidla

$$\delta_1 = \frac{1}{k_1}.\frac{l_2}{L}.\frac{m.v^2}{R_S}; \quad \delta_2 = \frac{1}{k_2}.\frac{l_1}{L}.\frac{m.v^2}{R_S} \tag{9.24}$$

Odtiaľ bude **rozdiel smerových odchýlok (difference of tire slip angles)**

$$\delta_1 - \delta_2 = m.\frac{k_2 l_2 - k_1 l_1}{k_1 k_2 L}.\frac{v^2}{R_S} = K.\frac{v^2}{R_S} \tag{9.25}$$

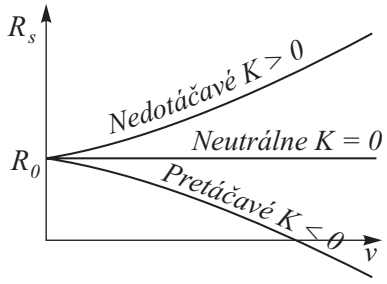
kde K je **faktor stability (stability factor)**.

$$K = m.\frac{k_2 l_2 - k_1 l_1}{k_1 k_2 L} \tag{9.26}$$

Ak dosadíme výraz (9.25) do rovnice (9.21), dostaneme pri použitií (9.17) pre **skutočný polomer zatáčania (cornering real radius)** pri určitej rýchlosti:

$$R_S = R_0 \left(1 + \frac{v^2}{L} K\right) \tag{9.27}$$

Grafické vyjadrenie tejto rovnice pre $K = 0$; $K > 0$; $K < 0$ je na Obr. 9.17.



Obr. 9.17. Závislosť polomeru zatáčania od rýchlosti jazdy pri konštantnom natočení volantu

Z realizovaného rozboru je zrejmé, že bočná sila v ťažisku sa rozdeľuje na nápravy vozidla v rovnakom pomere, ako jeho tiaž (rovnica (9.23)). Schopnosť kolesa s pneumatikou prenášať bočné sily však rastie pomalšie, než

priamoúmerne k radiálnemu zaťaženiu. Preto sa kolesá viac zaťaženej nápravy valia pri pôsobení bočnej sily v ťažisku s väčším uhlom smerovej odchýlky.

Veľkosť smerových odchýlok ďalej ovplyvňuje aj bočná sila Y a smerová tuhosť pneumatík k, ktorá závisí od hustenia a konštrukcie pneumatiky. Kolesá viac nahustené, alebo kolesá s radiálnymi pneumatikami sa budú valiť s menšou smerovou odchýlkou, než kolesá menej nahustené, alebo vybavené diagonálnymi pneumatikami. Veľkosť bočných síl na kolesách náprav závisí od polohy ťažiska a veľkosti odstredivej sily. Posun ťažiska k niektorej náprave zväčšuje jej bočnú silu a tým i smerovú odchýlku jej kolies (rovnica (9.23)). Z rovnice (9.25) vyplýva, že rovnaké smerové odchylky vzniknú v prípade nulového faktora stability, ak bude: $k_2 l_2 = k_1 l_1$. Ťažisko bude v tomto prípade ležať v **neutrálnom bode (neutral point)** – to je bod, v ktorom pôsobiaca priečna sila vyvolá rovnaké smerové odchýlky na kolesách prednej i zadnej nápravy. Podobne pre $k_2 l_2 > k_1 l_1$ bude $\delta_1 > \delta_2$ – ťažisko leží pred neutrálnym bodom, faktor stability $K > 0$ - vozidlo je nedotáčavé. Pre $k_2 l_2 < k_1 l_1$ bude $\delta_1 < \delta_2$ – ťažisko leží za neutrálnym bodom, faktor stability $K < 0$ – vozidlo je pretáčavé. Ak porovnáme skutočný a teoretický polomer zatáčania pri určitej rýchlosti vozidla, potom z rovnice (9.27) a Obr. 9.17 vyplýva:

Neutrálna zatáčavosť (neutral cornering)

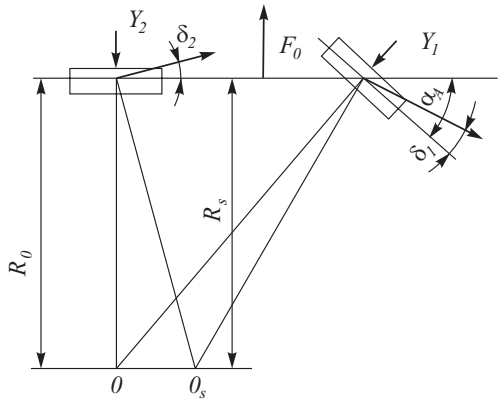
Pre $K = 0$ je $R_S = R_0$. Vozidlo pri určitej rýchlosti zatáča na rovnakom polomere, ako je teoretický Obr. 9.18. Vozidlo aj pri zmene rýchlosti zatáča stále na teoretickom polomere, ale okolo skutočného stredu zatáčania.

Pretáčavosť (oversteering cornering)

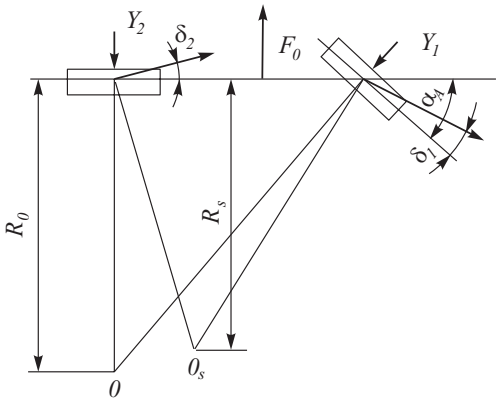
Pre $K < 0$ je $R_S < R_0$. Pri určitej rýchlosti vozidlo zatáča na polomere menšom než teoretickom o hodnotu $R_0.K.v^2/L$ (Obr. 9.19). Pri prechode na vyššiu rýchlosť sa bude skutočný polomer zatáčania zmenšovať (Obr. 9.21).

Nedotáčavosť (understeering cornering)

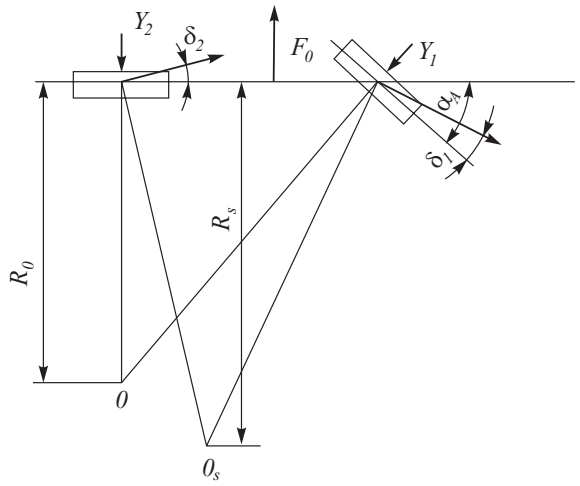
Pre $K > 0$ je $R_S > R_0$. Pri určitej rýchlosti vozidlo zatáča na polomere väčšom než teoretickom o hodnotu $R_0.K.v^2/L$ (Obr. 9.20). Pri prechode na vyššiu rýchlosť sa bude skutočný polomer zatáčania zväčšovať (Obr. 9.22).



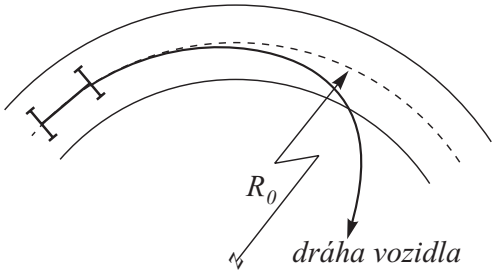
Obr. 9.18. Neutrálne vozidlo



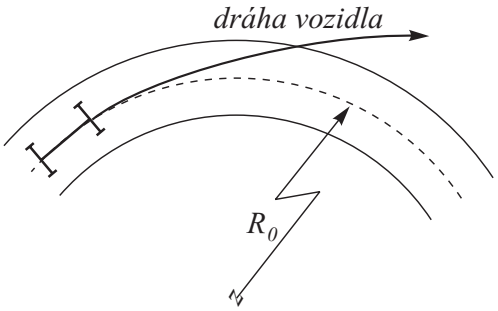
Obr. 9.19. Pretáčavé vozidlo



Obr. 9.20. Nedotáčavé vozidlo



Obr. 9.21. Dráha pretáčavého vozidla pri zvyšovaní rýchlosti



Obr. 9.22. Dráha nedotáčavého vozidla pri zvyšovaní rýchlosti

9.3 Mechatronické systémy riadenia smeru jazdy automobilu (Mechatronic systems for vehicle directional driving)

V súčasnej dobe systém riadenia smeru jazdy automobilu nie je zložený len z jednoduchého mechanického spojenia medzi ovládacím prvkom riadenia automobilu – volantom a natáčacím lichobežníkovým mechanizmom riadených kolies. Možnosti aplikácie hardvérových a softvérových prvkov do systému riadenia smeru automobilu umožnia splniť všetky požiadavky kladené na:

- kinematiku,
- dynamiku riadenia,
- požiadavieky na zabezpečenie smerovej stability.

V prvej časti sú opísané mechatronické systémy riadenia automobilu, ktoré riešia natáčanie kolies jednej (prednej) nápravy automobilu. Kinematika a geometria systému natáčania kolies jednej nápravy aj pri použití mechatronických systémov sa riadi princípmi popísanými v kapitole 9.1.3. V tejto kapitole sú objasnené princípy vplyvu kinematiky mechanizmu riadenia na parametre zatáčania automobilu. Z dôvodu zlepšenia dynamiky zatáčania automobilu, mechatronické systémy riadenia smeru automobilu regulujú akčné zásahy do riadiaceho mechanizmu automobilu. Upravujú odozvy systému riadenia smeru automobilu podľa aktuálneho jazdného stavu a podľa

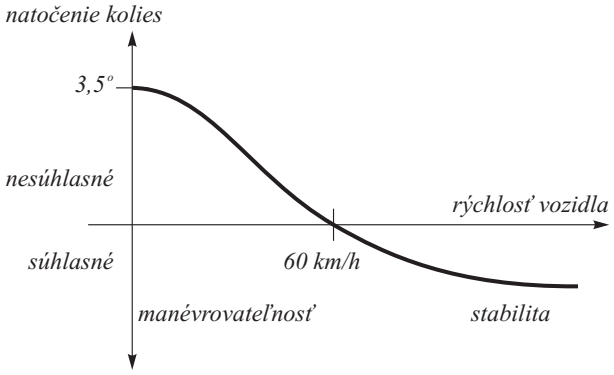
referenčných - žiadaných hodnôt. Na riešenie a návrh mechatronického systému, ktorý bude regulovať zásahy do riadenia smeru automobilu je potrebné poznať v prvej fáze matematický model zatáčania automobilu, jeho fyzikálne zákonitosti (kap. 9.1.2.1). Tento matematicko-fyzikálny rozbor predchádza vytvoreniu softvérového prostredia - algoritmu pre mechatronický systém riadenia smeru automobilu.

Druhá fázá je objasnenie možností elektronických prvkov a systémov, ktoré tvoria základ na vytvorenie hardvérovej časti systému smerového riadenia automobilu a stavbu systému ako celku na sledovanie požadovaných veličín. Veličiny sú spracované a dodávané v reálnom čase do:

- výpočtového modelu algoritmu riadenia,
- akčných členov a ich riadiacich signálov, ktoré vykonávajú zásahy, resp. činnosti, ktoré riadiaca jednotka mechatronického systému reguluje a riadi.

Kapitola 9.5 obsahuje mechatronické systémy perspektívneho riadenia automobilu všetkými štyrmi kolesami (4WS - Four Wheel Steering system). Geometrický princíp natočenia kolies oboch náprav dvojnápravového automobilu je objasnený v kapitole 9.1.2.2. Pozitívny vplyv riešenia a integrácie systému riadenia všetkých štyroch kolies sa prejaví na manévrovateľnosti automobilu a v zmenšení polomeru zatáčania automobilu. Bezprostredne zmena polomeru zatáčania vyplýva z geometrie nápravy a polohy stredu zatáčania. Zlepšené schopnosti zatáčať na malých polomeroch (nesúhlasný smer) a zvýšenie smerovej stability (súhlasný smer) (Obr. 9.23) pri riešení riadenia všetkých štyroch kolies automobilu v praxi vyžadujú použitie riadiaceho mechanizmu aj na zadnú nápravu automobilu. Je potrebné navrhnúť taký mechanizmu riadenia, ktorý podľa potrieb zachovania stability a počas manévrovania automobilu zabezpečí požadované natočenie kolies zadnej nápravy.

Dôležitým faktorom, ktorý značne vplýva na riadenie smeru všetkými štyrmi kolesami, je rýchlosť jazdy automobilu. Je to jeden zo základných limitujúcich faktorov, podľa ktorého sa volí smer a veľkosť natočenia kolies. Pre nízke rýchlosti (približne 0–60 km/h) je žiaduce docieliť čo najmenší polomer zatáčania automobilu a pre vysoké rýchlosti (nad 60 km/h) čo najväčšiu stabilitu automobilu.

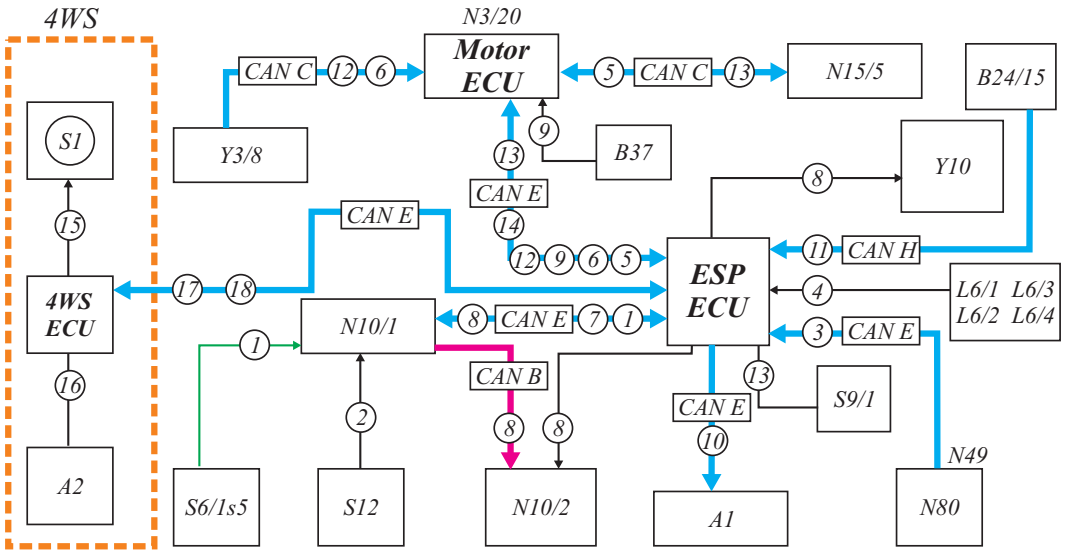


Obr. 9.23. Graf závislosti uhla natočenia zadných kolies od rýchlosti automobilu

Pri návrhu algoritmu riadenia sa vychádza z podmienky aby výpočet používal vstupné údaje charakteristické pre systém natáčania všetkých kolies – 4WS. To sú smer a veľkosť natočenia predných kolies a aktuálna rýchlosť.

Podmienky, ktoré systém 4WS musí spĺňať a z ktorých musí vychádzať aby bol teoreticky schopný plniť svoju funkciu aj v praxi sú (Obr. 9.24)

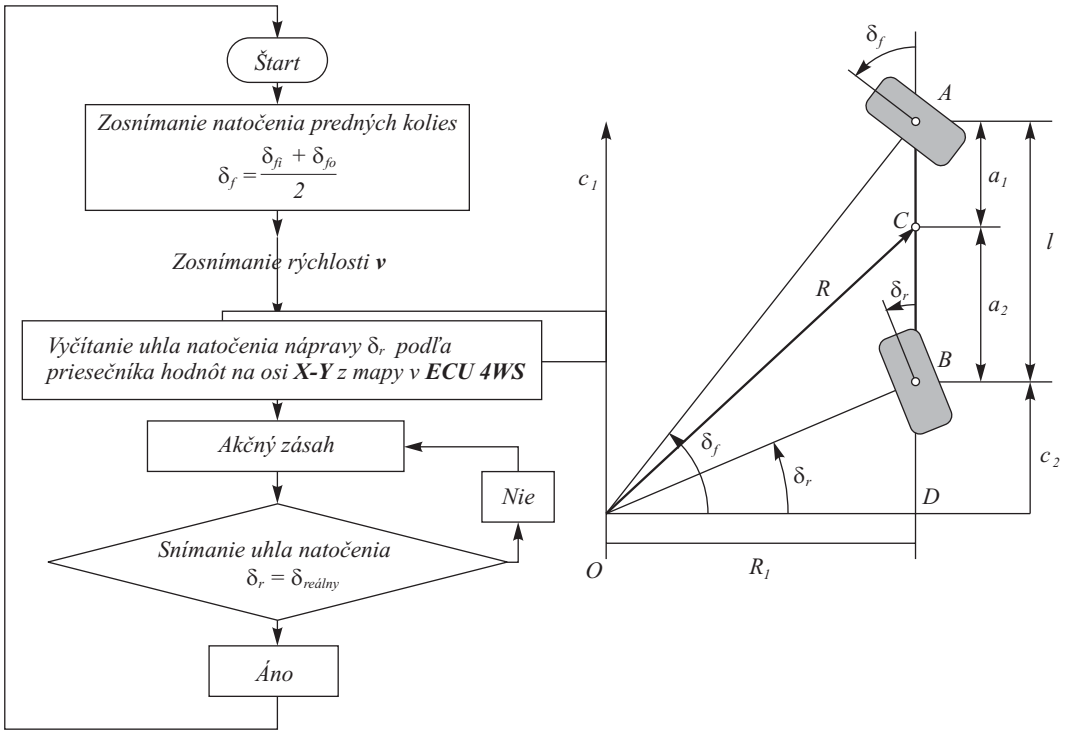
- Systém musí byť integrovateľný do konceptu automobilu.
- Údaje musia byť merateľné reálnymi senzormi.
- Akčný vstup (zásah) musí byť vykonávaný na základe korektných vstupných údajov.
- Nezávislá veličina s ktorou musí riadiaca jednotka pracovať je uhol natočenia volantu. Tento signál sa získava zo senzoru uhla natočenia volantu automobilu.



Obr. 9.24. Riešenie systému komunikácie mechatronického systému 4WS integrovaného do systému riadenia stability automobilu. 1 – Status ESP tlačidla, 2 – status parkovacej brzdy, 3 – signál uhla natočenia volantu, 4 – signál rýchlosti kolies, 5 – signál riadiacej jednotky elektronického voliča prevodovky, 6 – signál zaradeného stupňa, 7 – variant kódovaného signálu, 8 – požiadavka brzdových svetiel, 9 – signál senzora plynového pedála, 10 – signál s údajmi pre prístrojový panel, 11 – signál senzora priečneho a pozdĺžneho zrýchlenia, 12 – signál obvodu 61, 13 – signál brzdy, 14 – požiadavka zníženia momentu motora, 15 – signál snímača natočenia kolies, 16 – signál pre elektromech. aktuátor, 17 – CAN rámec s parametrami potrebnými pre bežnú prevádzku, 18 – CAN rámec s vysokou prioritou v prípade kolíznej situácie, A1 – prístrojový panel, B24/15 – senzor stupňa vychýlenia, priečneho a pozdĺžneho zrýchlenia, B37 – senzor plynového pedála, L6/1 – ľavý predný senzor rýchlosti, L6/2 – pravý predný senzor rýchlosti, L6/3 – ľavý zadný senzor rýchlosti, L6/4 – pravý zadný senzor rýchlosti, N3/10 - ECU motora (ME-SFI control unit), N10/1 – predná SAM (Signal Acquisition & Actuation Module) riadiaca jednotka s poistkovým a reléovým modulom, N10/2 – zadná SAM riadiaca jednotka s poistkovým a reléovým modulom, N15/5 – riadiaca jednotka elektronického voliča prevodovky, N30/4 – riadiaca jednotka ESP, N49 – senzor uhla natočenia volantu, N80 – riadiaca páka stĺpika riadenia, S6/1s5 – ESP tlačidlo, S9/1 – spínač brzdového pedála, S12 – spínač parkovacej brzdy, Y3/8 – integrovaná riadiaca jednotka prevodovky,Y10 – elektromagnetický ventil posilňovača riadenia, CAN B – interiérový CAN, CAN C – CAN pohonu, CAN E – CAN podvozku, CAN H – CAN dynamiky automobilu, LIN 1 – LIN prístrojového panelu, 4WS – riadiaca jednotka 4WS, S1 – senzor natočenia zadnej nápravy, A2 – elektromechanický lineárny aktuátor

Softvér a algoritmus v riadiacej jednotke riadenia všetkých štyroch kolies musí vychádzať zo:

- zo základných geometrických rozmerov, ako sú vzdialenosti náprav automobilu a jeho ťažiska voči prednej a zadnej náprave,
- meraných veličín senzorov automobilu.



Obr. 9.25. Blokový algoritmus riadenia všetkých štyroch kolies dvojnápravového automobilu

Postupnosť tvorby algoritmu riadenia všetkých štyroch kolies vychádzajúci z dvojnápravového modelu automobilu (Obr. 9.25):

- Načítanie hodnôt uhlov vychýlenia kolies δ_{if} a δ_{of}
- Prepočítanie stredného uhla δf
- Zosnímanie aktuálnej rýchlosti automobilu.
- Vyhodnotenie potrebného natočenia kolies zadnej nápravy.
- Vydanie signálu riadiacou jednotkou (ECU 4WS) pre aktuátor na akčný zásah.
- Kontrola správnosti uhla natočenia kolies spätnou väzbou.
- Opakovanie cyklu po správnom natočení zadných kolies.

Implementácia riadiacej elektroniky a senzorického systému do systému riadenia všetkých kolies automobilu (Obr. 9.24) umožňuje veľkú variabilitu správania sa systému počas prevádzky. Riadiaci systém však musí byť robustný a musí zaistiť bezporuchové, presné a rýchle predávanie informácií akčným členom. Výhodné je aj veľmi rýchle vyhodnocovanie sledovaných parametrov a následne presné určenie výstupných veličín riadiacich silových akčných členov. Riadiaca jednotka systému rozhoduje o smerovom natočení zadných kolies na základe zosnímaných veličín zo senzorov. Základný vstupný parameter je uhol a rýchlosť natočenia volantu podľa ktorého sa určí veľkosť odchýlky (Obr. 9.25).

Výsledné veličiny sú ďalej upravované podľa hodnôt zo senzorov rýchlosti automobilu (prípadne zohľadňujú aj ďalšie veličiny ako priečne zrýchlenie, rozdiel v rýchlosti a otáčkach kolesa, atď.). Spätná väzba je realizovaná snímačom natočenia zadných kolies a samozrejme ako v každom riadiacom systéme sa vyhodnocujú aj poruchové veličiny.

9.3.1 Systém riadenia EPHS (Electrically Powered Hydraulic Steering)

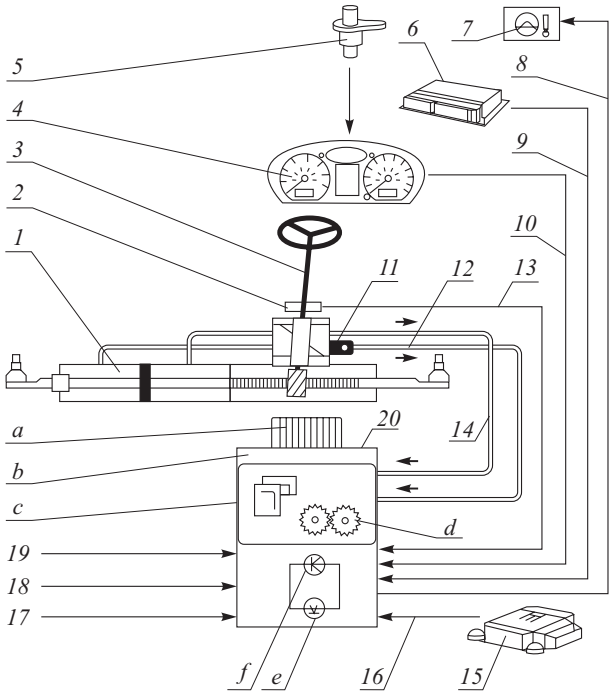
Systém EPHS sa od konvenčných systémov líši tým, že sa jeho účinok na riadenie smeru jazdy mení. Pri rýchlejšej jazde sa jeho účinok znižuje, pri pomalej jazde sa zvyšuje. To je výhodné pri manévrovaní na zaparkovanie automobilu. Tlak potrebný na pohyb prevodu riadenia hrebeňovej ozubenej tyče (poz. 1) v Obr. 9.26 je vytváraný čerpadlom (poz. d) poháňaným samostatným elektromotorom (poz. e). Tým sa dosiahne nezávislosť od motora a možnosť ovládania elektronickou riadiacou jednotkou (poz. f). EPHS má premenlivú tuhosť riadenia závislú od rýchlosti otáčania volantom. Táto rýchlosť je snímaná senzorom (poz. 2) a informácia je posielaná riadiacej jednotke, ktorá ju vyhodnocuje spolu s informáciou o rýchlosti jazdy (poz. 5). Preto je pri pomalej jazde chod riadenia ľahký a pri vyššej rýchlosti je z bezpečnostných dôvodov tuhší.

Princíp posilňovača riadenia je v prepúšťaní tlakového oleja na jednu alebo druhú stranu piesta (poz. 12 a poz. 14), s ozubenou tyčou riadenia. Tlakový olej pomáha vodičovi posúvať piest, teda aj ozubenú tyč na príslušnú stranu tlakom úmerným množstvu oleja, ktorý je k piestu prepúšťaný. Namiesto konvenčne používaného lamelového čerpadla servoriadenia, ktoré bolo poháňané od motora remeňom alternátora, je v tomto servoriadení použité zubové čerpadlo, ktoré je integrované do čerpadlovej jednotky servoriadenia (poz. 20). Toto zubové čerpadlo (poz. d) je poháňané elektromotorom (poz. e), ktorý je tiež súčasťou čerpadlovej jednotky (poz. 20). Signály o rýchlosti otáčania volantom (poz. 13), rýchlosti jazdy (poz. 10) a otáčkach motora (poz. 9) sú vysielané k jednotke servoriadenia (poz. f). Táto riadiaca jednotka reguluje otáčky elektromotora zubového čerpadla a tým množstvo dopravovaného hydraulického oleja. Súčasť elektrohydraulického servoriadenia je ochrana proti opätovnému zapnutiu servoriadenia pri poruche.

9.3.2 Elektrické posilňovače riadenia automobilu (EAS - Electrically Assisted Steering system)

Elektrické posilňovače riadenia (Obr. 9.27) využívajú elektronické zariadenia, napríklad senzory detekujúce pohyb a vstupný moment na volante (poz. 1), ako i výpočtové jednotky, ktoré určujú prídavnú silu vyvinutú elektromotorom (poz. 5). Elektrický posilňovač riadenia obsahuje kompaktné zariadenie zabudované do stĺpika riadenia (poz. 2). Toto zariadenie pozostáva z:

- elektromotora,
- redukčnej prevodovky,

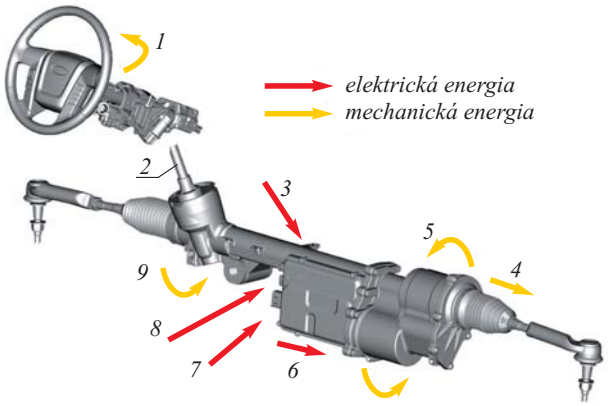


Obr. 9.26. Schéma systému elektrohydraulického servoriadenia automobilu: 1 – Hrebenňová ozubená tyč (prevodník servoriadenia), 2 – senzor servoriadenia, 3 – hriadeľ volantu, 4 – riadiaca jednotka panela prístrojov, 5 – snímač rýchlomeru, 6 – riadiaca jednotka motora, 7 – kontrolka servoriadenia, 8 – signál kontrolky servoriadeni,a 9 – signál otáčok motora, 10 – signál o rýchlosti jazdy, 11 – prietoková skrutka so spätným ventilom, 12 – tlakové vedenie, 13 – signál o uhlovom natočení volantu, 14 – spätné vedenie, 15 – riadiaca jednotka airbagu, 16 – crash signál, 17 – svorka +12V, 18 – svorka +6V, 19 – kostra, 20 – čerpadlová jednotka servoriadenia, ktorá sa skladá z: a – viečka, b – zásobná nádobka, c – tlakový obmedzovací ventil, d – zubové čerpadlo, e – elektromotor, f – riadiaca jednotka servoriadenia

- senzorov,
- riadiacej jednotky.

Elektromotor býva vyhotovený ako jednosmerný motor s prerušovaným budiacim vinutím a cez dvojstupňovú redukčnú prevodovku pôsobí na hriadeľ volantu. Takýto systém umožňuje variabilnú pomoc pri zatáčaní v závislosti od jazdných podmienok. V prípade poruchy zariadenia, mechanické spojenie prostredníctvom hrebeňového prevodu slúži ako záloha, podobne ako v prípade hydraulického systému. Softvér riadiacej jednotky umožňuje flexibilitu v nastavení elektrického posilňovacieho systému pre potreby konštruktérov automobilov.

Elektrické posilňovače sú obmedzené na použitie v menších automobiloch. Dôvodom je len 12 voltová elektrická sústava limitovaná na prúdy do 80 ampérov, ktoré tým obmedzujú výkon elektromotora na menej než jeden kilowatt. Nákladné a terénne automobily vyžadujú väčšie výkony elektromotorov.



Obr. 9.27. Systém elektrického posilňovača riadenia automobilu [19]: 1 – vstupný moment od natočenia volantu, 2 – hriadeľ riadenia vstupujúci do prevodovky riadenia, 3 – elektronický senzor posunutia hrebeňa prevodovky riadenia, 4 – prevodovka vytvárajúca posuvný pohyb od prevodu elektromotora posilňovača riadenia, 5 – elektromotor vytvárajúci točivý moment pre prevodovku riadenia, 6 – signál od riadiacej jednotky pre akčný člen riadenia, 7 – vstup elektrického napájania pre systém elektrického posilňovača riadenia, 8 – vstup signálu o dátach dynamiky automobilu, 9 – prevod pohybu rotačného na posuvný

9.4 Aktívne riadenie automobilu-SERVOTRONIC2 (Active steering system-SERVOTRONIC2)

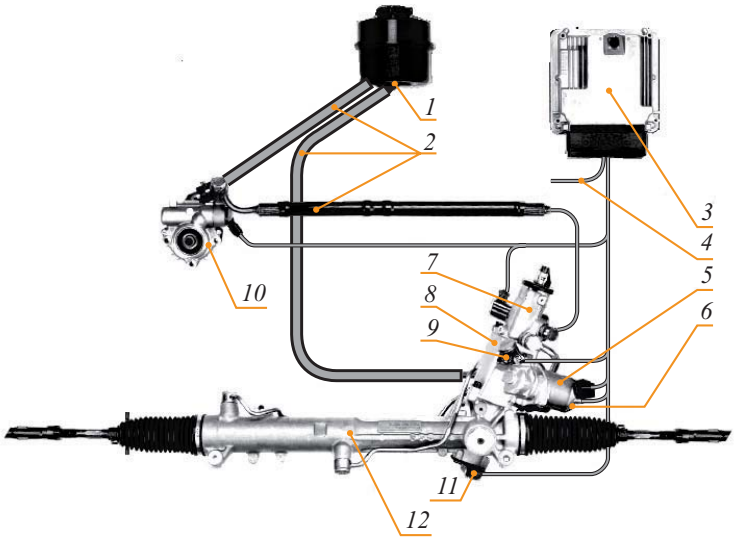
Aktívne riadenie, čiže riadenie s premenlivým prevodom, upravuje počet otáčok volantu podľa aktuálnych jazdných podmienok. V súčasnosti sa používajú dva základné systémy. Základný princíp prvého systému aktívneho riadenia automobilu je zmena prevodu riadenia v závislosti od rýchlosti automobilu. V meste pri manévrovaní sa prevod znižuje, takže vodič nemusí toľko otáčať volantom. Pri rýchlej jazde na diaľnici je prevod vyšší, takže vodič aj pri veľkom a rýchlom uhlovom natočení volantu nedostane automobil do nestabilného stavu. Toto vedie k zlepšeniu smerovej stability automobilu.

Aktívne riadenie v spolupráci s elektronickými asistenčnými systémami zvyšuje aktívnu bezpečnosť a pomáha vodičovi v kritických situáciách pri:

- vyhýbacom manévri,
- brzdení na povrchu s rôznou priľnavosťou,
- nedotáčavom a pretáčavom šmyku.

Hlavný prvok mechanizmu aktívneho riadenia (Obr. 9.28,9.29) je planétový diferenciálny prevod, ktorý je súčasť posilňovača riadenia. Má dva hriadele, z ktorých jeden je spojený s volantom a druhý cez samosvorné závitové súkolesie s obojstranne sa otáčajúcim servomotorom. Práve on pracuje v závislosti od rýchlosti jazdy a tak zväčšuje alebo zmenšuje uhol natočenia kolies. Ak sa motor otáča súbežne s volantom, uhol natočenia sa zväčšuje, pri protismernom otáčaní sa uhol zmenšuje. Prevodový pomer dokáže meniť od 10 : 1 po 25 : 1, čo pri manévrovaní uberie až jednu otáčku volantu medzi krajnými polohami. Tomuto riešeniu sa však vyčíta určitá necitlivosť.

Druhý princíp systému aktívneho riadenia je aplikácia harmonického prevodu, ktorý našiel uplatnenie najmä vo výrobných zariadeniach a v robotike vďaka svojej presnosti, minimálnej vôli, schopnosti dosahovať veľké prevody



Obr. 9.28. Schematické prepojenie prvkov aktívneho riadenia automobilu - SERVOTRONIC 2 [63]: 1 – Rezervoár oleja s filtračnou jednotkou oleja, 2 – antivibračné hadice systému rozvodu oleja, 3 – elektronická riadiaca jednotka aktívneho systému riadenia, 4 – napájacia kabeláž riadiacej jednotky s prívodom kabeláže zbernice CAN a dátami zo senzorického systému automobilu, 5 – elektrický servomotor diferenciálneho prevodu aktívneho riadenia, 6 – senzor uhlového natočenia servomotora difrenciálneho prevodu, 7 – rotačný hydraulický valec systému posilňovača riadenia, 8 – systém diferenciálneho prevodu založeného na princípe superpozície, 9 – bezpečnostná elektromagnetická jednotka uzamknutia systému nastavovania superpozície diferenciálneho prevodu, 10 – olejové čerpadlo systému SERVOTRONIC 2, 11 – senzor uhla natočenia výstupného hriadeľa diferenciálneho prevodu aktívneho riadenia, 12 – hrebeňový prevod riadenia systému SERVOTRONIC 2

a prenášať vysoké krútiace momenty pri zachovaní malých rozmerov. Celý systém pracuje rýchlo a plynulo a na rozdiel od systému s planétovým diferenciálnym prevodom aktívneho riadenia vodič zmenu prevodu prakticky nepostrehne.

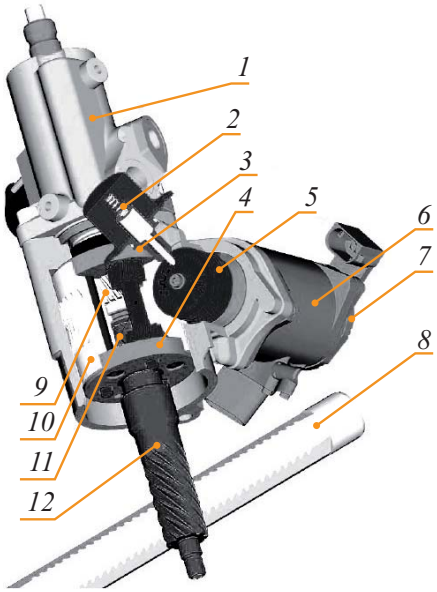
Nevyhnutná súčasť aktuátora je aj blokovací mechanizmus, ktorý v prípade poruchy alebo vypnutia zapaľovania mechanicky zablokuje vnútorný rotor. Týmto spôsobom deaktivuje funkciu zmeny prevodu a celý systém sa správa ako bežný mechanizmus riadenia. Obidva používané systémy majú vlastnú riadiacu jednotku (Obr. 9.30), ktorá na základe informácií od senzorov (uhol natočenia kolies a volantu, rýchlosť auta, pohyb karosérie okolo zvislej osi) dáva pokyn servomotoru.

9.5 Mechatronické systémy riadenia všetkých štyroch kolies automobilu (Mechatronic system of vehicle four wheel steering)

So zvyšujúcimi sa nárokmi na jazdnú stabilitu a jazdnú dynamiku automobilov riešia konštruktéri stále nové technické problémy. Jedno z riešení je systém riadenia zadných kolies, ktorý je známy od 90-tych rokov minulého storočia. Riadenie zadných kolies môže byť aktívne alebo pasívne.

Pri aktívnom riadení sú sledované dva ciele:

- zlepšenie manévrovateľnosti pri pomalej jazde,
- zlepšenie jazdných vlastností pri vysokých rýchlostiach.



Obr. 9.29. Prierezový pohľad na elektricky ovládaný diferenciálny prevod systému aktívneho riadenia automobilu-SERVOTRONIC 2 [63]: 1 – Rotačný hydraulický valec systému posilňovača riadenia, 2 – bezpečnostná elektromagnetická jednotka uzamknutia systému nastavovania superpozície diferenciálneho prevodu, 3 – jednotka unášača planétových súkolesí na vstupe do diferenciálneho prevodu, 4 – jednotka unášača planétových súkolesí na výstupe z diferenciálneho prevodu, 5 – závitovkové koliesko ovládania superpozície diferenciálneho prevodu, 6 – elektrický servomotor diferenciálneho prevodu aktívneho riadenia, 7 – senzor uhlového natočenia servomotora diferenciálneho prevodu, 8 – hrebeň prevodovky riadenia, 9 – centrálne koleso vstupného hriadeľa diferenciálneho prevodu, 10 – koleso rotácie unášačov s vonkajším ozubením, 11 – centrálne koleso výstupného hriadeľa diferenciálneho prevodu, 12 – závitovkové ozubenie hriadeľa (závitovkový pastorok) ovládania hrebeňa riadenia

Pasívne riadenie (Pasive steering)

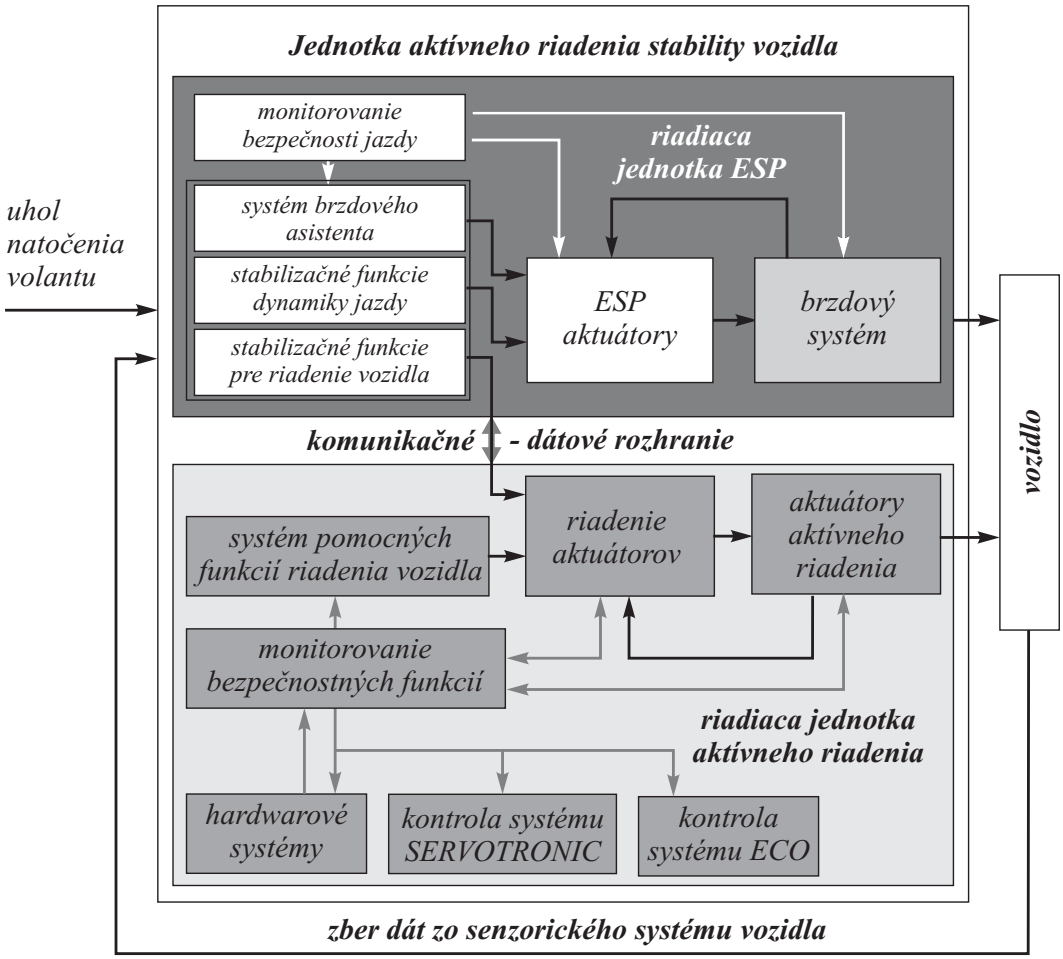
Pasívny systém riadenia umožňuje riadenie zadných kolies vplyvom elastokinematického zavesenia kolies. Uhol natáčania zadných kolies je malý, závislý od geometrického usporiadania mechanizmu zavesenia, jeho elastických vlastností a od veľkosti pôsobiacich síl a momentov. Uhol natočenia zadných kolies nie je závislý od uhla natočenia predných kolies.

Aktívne riadenie zadných kolies (Rear wheels acitve steering)

Aktívne riadenie zadnej nápravy má zabezpečiť lepšiu riaditeľnosť a lepšie zvládnutie smerovej stability pri rôznych rýchlostiach, a tým umožniť súhlasné alebo nesúhlasné riadenie zadných kolies automobilu podľa okamžitých jazdných podmienok.

9.5.1 Elektro-hydraulický systém riadenia zadnej nápravy (Electro-hydraulic steering system of the rear axle)

Princíp tohto riadenia (Obr. 9.31) spočíva v natáčaní zadnej nápravy hydraulickými valcami (poz. 7), ktoré sú ovládané hydraulickým čerpadlom (poz. 4). Toto čerpadlo je poháňané pohonnou jednotkou – motorom a zásobuje cez tlakový regulačný a vypínací ventil (poz. 5) pracovný hydraulický valec



Obr. 9.30. Blokový diagram systému aktívneho riadenia automobilu a aktívneho riadenia stability automobilu

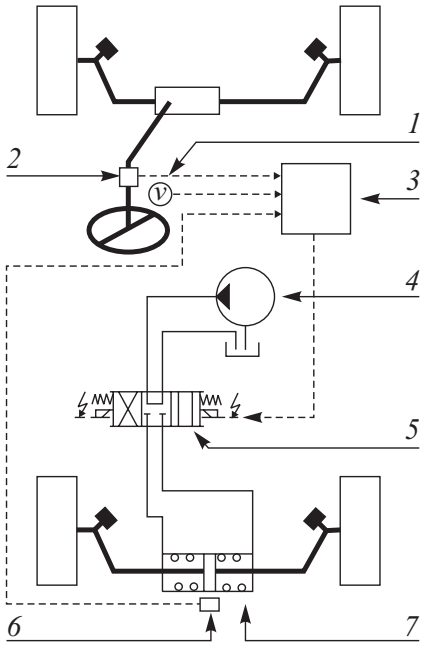
riadenia zadnej nápravy (poz. 7). Regulačný a vypínací ventil (poz. 5) dostávajú pokyny z riadiacej jednotky automobilu (poz. 3), ktorá vyhodnocuje natočenie volantu (poz. 2) a rýchlosť automobilu (poz. 1). Tiež riadi otvorenie a zatvorenie týchto ventilov, čím reguluje dodávku a tlak oleja do pracovného valca (poz.7). Tento hydraulický valec pri vysokých rýchlostiach pôsobí na uloženie kyvadlovej uhlovej zadnej nápravy a natáča zadné kolesá v rovnakom zmysle ako sú natočené predné kolesá automobilu.

Pri veľkých rýchlostiach automobilu býva natočenie kolies zadnej nápravy v oboch smeroch $0,5°$. Príkaz na natočenie zadných kolies dáva senzor priečneho zrýchlenia vtedy, ak jeho hodnota dosiahne 0,5 g bez ohľadu na natočenie volantu.

Pri malých rýchlostiach automobilu hydraulický valec natáča kolesá zadnej nápravy v nesúhlasnom smere ako kolesá prednej nápravy maximálne do hodnoty $7°$.

Elektrohydraulický systém riadenia zadnej nápravy má systém riadenia a regulácie (Obr. 9.32) s tromi vstupnými veličinami a to:

- Rýchlosť jazdy automobilu.



Obr. 9.31. Koncepčné usporiadanie elektro-hydraulického riadenia všetkých kolies automobilu: 1 – Snímač rýchlosti automobilu, 2 – snímač uhla natočenia volantu, 3 – elektronická riadiaca jednotka, 4 – hydraulické čerpadlo, 5 – elektrohydraulický ventil, 6 – snímač polohy pracovného piesta 7 – hydraulický valec s pracovným piestom

- Rýchlosti otáčania kolies, ktoré systém získava zo senzorov otáčania kolies systému ABS.
- Veľkosť uhla natočenia volantu.

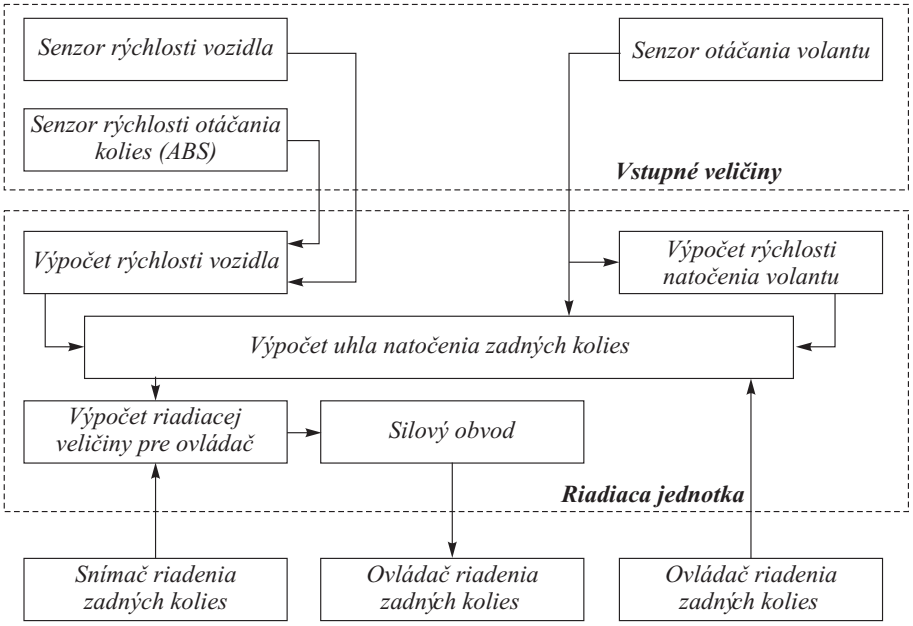
Prvé dve veličiny slúžia pre riadiacu jednotku na výpočet reálnej rýchlosti automobilu. Veľkosť uhla natočenia volantu slúži riadiacej jednotke na výpočet rýchlosti natočenia volantu automobilu. Zo spracovaných signálov rýchlosti automobilu, rýchlosti natočenia volantu a uhla natočenia volantu algoritmus vypočítava potrebný uhol natočenia zadných kolies. Akčný zásah na natočenie zadných kolies sa realizuje cez silový obvod a ovládač riadenia natáčania kolies zadnej nápravy automobilu.

9.6 Elektro-mechanický systém riadenia zadnej nápravy (Electro-mechanical steering system of the rear axle)

Elektro-mechanický systém riadenia konštrukčne pozostáva zo systému hrebeňového riadenia prednej nápravy a posilňovača riadenia (Obr. 9.33). Systém riadenia zadných kolies tvorí:

- riadiaca jednotka,
- senzory,
- systém riadenia zadných kolies,
- riadiace tyče.

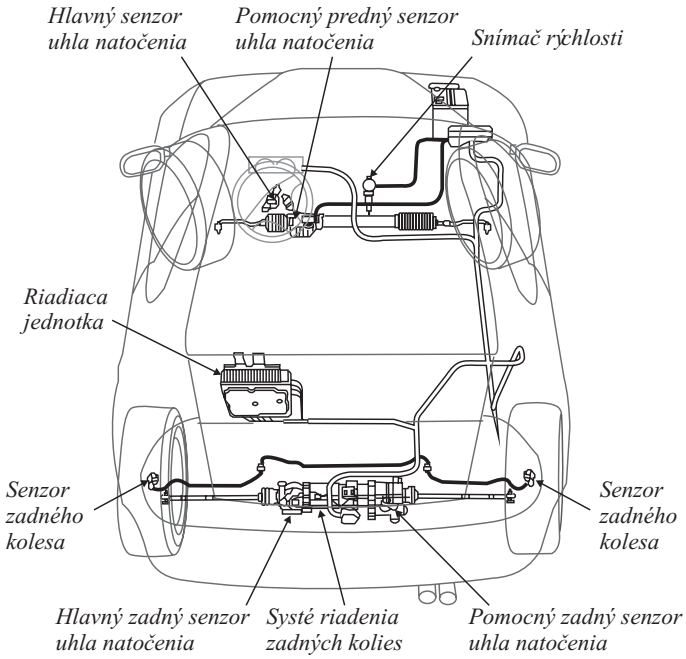
Úlohou senzorov je pripraviť informácie pre riadiacu jednotku, ktorá vyhodnotí:



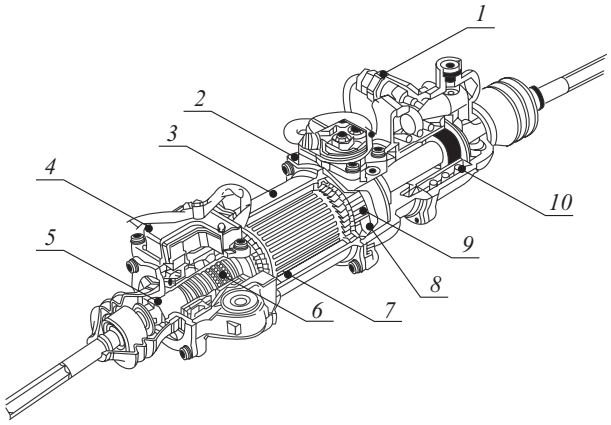
Obr. 9.32. Bloková schéma elektro-hydraulického riadenia všetkých kolies automobilu

- jazdnú rýchlosť,
- smer a uhol natočenia predných kolies,
- uhlovú rýchlosť natočenia volantu

Podľa týchto údajov sa vypočíta natočenie zadných kolies. Riadiaca jednotka ovláda elektromotor umiestnený v systéme riadenia zadných kolies. Vrátenie kolies do neutrálnej polohy zabezpečuje vratný pružný člen. Pri rýchlosti automobilu do 30 km/h dochádza k natočeniu kolies zadnej nápravy v nesúhlasnom smere a pri rýchlosti nad 30 km/h v súhlasnom smere.



Obr. 9.33. Prvky elektro-mechanického systému riadenia zadných kolies



Obr. 9.34. Systém elektromechanickej jednotky riadenia zadnej nápravy: 1 – zadný pomocný senzor uhla natočenia, 2 – puzdro na uloženie statora, 3 – stator, 4 – zadný senzor uhla natočenia, 5 – riadiaca tyč, 6 – hriadeľ guľkového mechanizmu, 7 – rotor, 8 - zberače pre rotor, 9 – komutátor, 10 – vratný pružný člen

9.6.1 Elektro-hydraulicko-mechanický systém riadenia zadnej nápravy (Electro-hydraulic and mechanical steering system of the rear axle)

Systém riadenia 4WS elektro-hydraulicko-mechanického systému konštrukčne pozostáva so systému riadenia prednej nápravy. Tvorí ju hrebeňová prevodovka riadenia s kvapalinovým posilňovačom riadiaceho účinku. Hlavný zdrojo energie pre riadenie je olejové čerpadlo, ktoré je ovládané elektronicky. Na prednej náprave je umiestnený aj senzor rýchlosti, ktorý podáva informácie riadiacej jednotke. Elektronická riadiaca jednotka vyhodnocuje závislosť medzi uhlom natočenia predných kolies a rýchlosťou automobilu. Systém riadenia zadných kolies je hydraulicko-mechanický. Systém riadenia zadných kolies je ovládaný mechanicky pomocou tlaku oleja vyvinutého čerpadlom. Čerpadlo pracuje podľa pokynov riadiacej jednotky. V zadnej časti automobilu je umiestnený mechanizmus relatívneho uhla natočenia zadných kolies, ktorého súčasťou je senzor uhla natočenia kolies zadnej nápravy a krokový motor. Do tohto mechanizmu je privádzaný rotačný pohyb od prednej hrebeňovej prevodovky riadenia spojovacím kĺbovým hriadeľom. Tento systém pozostáva z:

- kontrolného valca,
- solenoidového valca,
- hlavného valca riadenia kolies zadnej nápravy.

V kontrolnom valci sa nachádza strediaca bezpečnostná pružina, ktorá v prípade zlyhania alebo nefunkčnosti hydraulického systému zabezpečí, aby sa zadné kolesá vrátili do neutrálnej polohy a ďalej neboli natáčané. V prípade zlyhania elektronického systému zabezpečí solenoidový valec aktivovanie strediacej pružiny, a tým odpojenie hydraulického systému a následne vrátenie zadných kolies do priameho smeru. Tento systém riadenia 4WS rozoznáva rôzne fázy a pomery natočenia zadných kolies v závislosti od rýchlosti. Pri rýchlosti menšej ako 35 km/h je natočenie kolies prednej a zadnej nápravy

v nesúhlasnom smere. Pri zvyšujúcej sa rýchlosti sú kolesá zadnej nápravy čoraz menej natáčané, až pri rýchlosti 35 km/h sa vyrovnajú i pri natočených predných kolesách. Ak automobil dosiahne rýchlosť väčšiu ako 35 km/h zadné kolesá sa natáčajú už len v súhlasnom smere s kolesami prednej nápravy. Pri súhlasnom riadení sa zadné kolesá natočia do 5°, aby neprišlo k zhoršeniu smerovej stability.

Primárny obvod riadenia kolies zadnej nápravy tvoria:

- senzory rýchlosti automobilu, ktoré zaznamenávajú rýchlosť a otáčky kolies automobilu, a údaje z nich sú vyhodnocované riadiacou jednotkou,
- riadiaca jednotka, ktorá ovláda posilňovač riadenia a prevodovku riadenia prednej nápravy vo väzbe so spojovacím hriadeľom riadenia podľa toho, akým smerom a pomerom budú natočené zadné kolesá,
- krokový motor, ktorý vykonáva zmeny uhla riadenia pootočením ozubeného súkolesia v mechanizme relatívneho uhla natočenia zadných kolies,
- spojovací kĺbový hriadeľ riadenia, ktorý prenáša rotačný pohyb do mechanizmu relatívneho uhlu natočenia zadných kolies,
- hlavný hydraulický valec, ktorý je napájaný hydraulickým tlakom z kontrolného valca a je regulovaný podľa danej situácie a ovláda riadiace tyče zadných kolies pomocou hydraulického tlaku,
- hydraulické čerpadlo, ktoré poskytuje tlakovú energiu hydraulickému systému.

Spôsob, akým budú riadené a natáčané kolesá zadnej nápravy závisí od elektronickej riadiacej jednotky. Táto jednotka vyhodnocuje údaje namerané senzormi, čiže rýchlosť automobilu a natočenie kolies prednej nápravy.

Systém riadenia zadných kolies pozostáva z:

- krokového motora, ktorý vykonáva korekciu natočenia kolies zadnej nápravy,
- kontrolnej jednotky,
- kyvadlového mechanizmu,
- hlavného tanierového kolesa,
- malého kužeľového kolesa nazývaného pastorok
- riadiacej tyče, spojenej s hydraulickým valcom.

9.7 Čiastkový záver

Konvenčný spôsob riadenia smeru jazdy automobilov je realizovaný natáčaním kolies len jednej nápravy. Skoro vo všetkých prípadoch ide o nápravu prednú. Z kapitol 9.1.2, a 9.2 vieme, že podľa rozmerov automobilu a geometrie náprav môžeme modifikovať jazdné vlastnosti a parametre ako sú polomer zatáčania a dynamické sily pôsobiace na automobil počas pohybu. Mechatronickými systémami zasahujeme do procesov vykonávaných riadiacim mechanizmom a modifikované procesy prispievajú k lepšej stabilite a riaditeľnosti automobilu. Mechatronické systémy riadenia smeru automobilu sú systémy, ktoré dokážu dosť výrazne upravovať zásahy a odozvy riadiaceho mechanizmu automobilu. Výrazný krok vpred v tejto oblasti je práve použitie natáčania kolies nielen prednej ale aj zadnej nápravy. Môžeme výrazne zlepšiť manévrovateľnosť

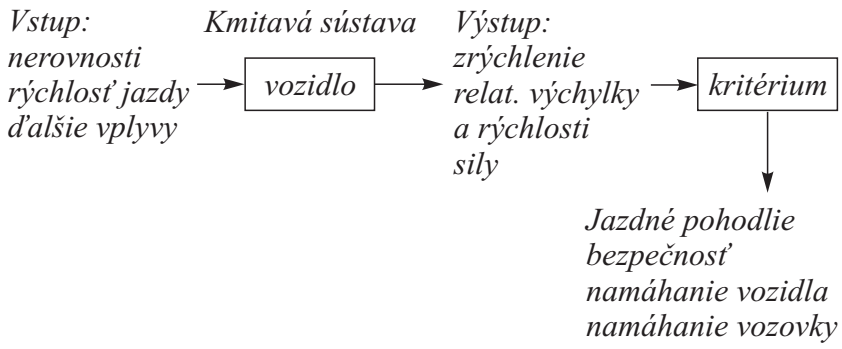
v mestskej premávke tým, že sa nám skráti polomer zatáčania, zlepšíme smerovú stabilitu a aj bezpečnosť jazdy automobilu.

Vývoj systémov riadenia smeru jazdy automobilov je orientovaný na technológiu elektronického riadenia "Steer-by-wire", ktorá umožní nahradiť mechanický systém riadenia sofistikovaným systémom umožňujúcim nezávislé riadenie reguláciu uhlov natáčania riadených kolies. Uvedý systé riadi smer jazdy automobilu prostredníctvom elektronických signálov, ktoré prenášajú vstupy a zámery vodiča k riadeným kolesám rýchlejšie než konvenčný, mechanický systém. Systém "Steer-by-wire" bude komunikovať s ďalšími systémami riadenia jazdnej dynamiky automobilu, napr. so systémom ESP na zlepšeni stability jazdy. Predmetná technológia počíta s vysokou spoľahlivosťou, napr. so zdvojením riadiacich jednotiek ECU pre prípad zlyhania. Pri extrémnom zlyhaní napr. pri výpadku napájacieho zdroja sa počíta s automatickým spojením volantu s mechanickým systémom riadenia prostredníctvom vloženej spojky tak, aby riadenie smeru jazdy pokračovalo kontinuálne a bezpečne.

10

Pruženie automobilov (Suspension of the cars)

Vzájomné pôsobenie kolies pohybujúceho sa automobilu na strane jednej a nerovností povrchu jazdnej dráhy na strane druhej je sprevádzané intenzívnym silovým pôsobením nerovností na kolesá automobilu. Pôsobiace sily sa prenášajú na rám, resp. karosériu vozidla. Aby sa znížili nežiaduce účinky pôsobiacich síl sú automobily vybavené prvkami odpruženia, ktoré zmenšujú pôsobiace sily, ale súčasne spôsobujú kmitanie pružných a pružne uložených častí automobilu, t. j. kolies s pneumatikami, rámu, karosérie a ďalších častí automobilu, ktorý považujeme ako celok za kmitavú sústavu. Podľa blokovej schémy kmitavej sústavy na Obr. 10.1 okrem iných vstupov sú nerovnosti jazdného povrchu hlavným vstupom do kmitavej sústavy, výstupom sú odozvy sústavy ku ktorým patria relatívne zvislé výchylky a zrýchlenia. Kmitaním, resp. zrýchlením kmitavých pohybov vznikajú taktiež prídavné dynamické sily, ktoré môžu meniť zvislé zaťaženie kolies automobilu do takej miery, že v extrémnych prípadoch môže dochádzať k odľahčovaniu kolies až k stratám kontaktu kolies s jazdným povrchom. V takýchto okamžikoch kolesá nie sú schopné prenášať hnacie, brzdné ani bočné sily. Naopak v iných prípadoch prídavné dynamické sily, ktoré v danom okamžiku prevyšujú statické zaťaženie kolies a náprav môžu vyvolávať nárast zvislých zaťažení kolies prenášaných na vozovku a im odpovedajúcich radiálnych reakcií, čím dochádza k zvýšeniu dynamického zaťaženia konštrukčných skupín automobilu a zväčšeniu celkového namáhania jeho častí, ktoré v konečnom dôsledku zmenšuje životnosť automobilu.



Obr. 10.1. Bloková schéma kmitavej sústavy automobilu

10.1 Účel odpruženia a druhy kmitavých pohybov automobilu (Aim of suspension and modes of car oscilating motions)

Účelom odpruženia je zmenšovať nežiaduce silové účinky interakcie kolies automobilu s nerovnosťami jazdného povrchu takým spôsobom, aby boli splnené nasledujúce kritériá:

- Dostatočné jazdné pohodlie pre vodiča a cestujúcich, prípadne pre prevážaný náklad, ktoré je rozhodujúcim spôsobom ovplyvňované veľkosťou zvislých zrýchlení.
- Bezpečnosť jazdy automobilu, ktorá je daná trvalým kontaktom kolies s vozovkou ovplyvňovaným veľkosťou odľahčujúcich prídavných dynamických síl.
- Dovolené hodnoty namáhania konštrukčných častí automobilu i vozovky od zaťažujúcich prídavných dynamických síl.

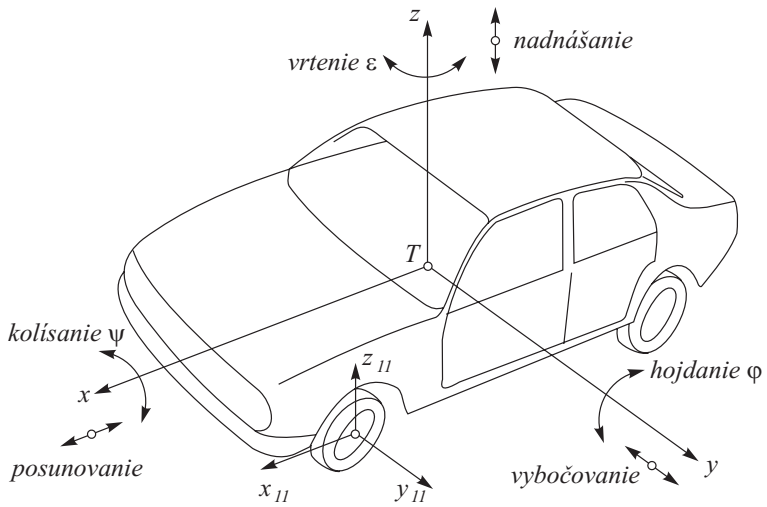
Kmitavý pohyb automobilu je zložitý a jeho vyšetrovanie je náročné. Je preto účelné kmitanie automobilu riešiť analýzou čiastkových problémov. Na úvod je vhodné pohyb automobilu opísať v základnom súradnicovom systéme x, y, z, ktorý je pevne spojený s automobilom a jeho počiatok leží v ťažisku karosérie, resp. v ťažisku odpružených častí automobilu. Na Obr. 10.2 sú vyznačené kmitavé pohyby automobilu ako tuhej sústavy. Jedná sa o pohyby priamočiare - vratné v smere jednotlivých osí x, y, z a pohyby rotačné - kývavé okolo jednotlivých osí. Odpružené časti automobilu môžu teda vykonávať šesť kmitavých pohybov, ktoré vznikajú pri jazde automobilu vzájomným účinkom nerovností jazdného povrchu i ďalších vstupných vplyvov a činnosťou odpruženia automobilu. V skutočnosti väzby náprav s rámom, alebo karosériou a konštrukčných prvkov odpruženia spôsobujú, že dochádza väčšinou k trom druhom kmitavých pohybov:

- **Priamočiaremu zvislému kmitaniu (Reclinear – vertical vibration)** v smere osy z,(nazývanému nadnášanie).
- **Priečnemu – kývavému kmitaniu (Traverzal – rotational vibration)** okolo osy x, (nazývanému kolísanie).
- **Pozdĺžnemu – kývavému kmitaniu (Longitudinal – rotational vibration)** okolo osy y, (nazývanému hojdanie).

Kmitanie automobilu môže vzniknúť v smere zvislom (nadnášanie), v smere priečnom (kolísanie) a v smere pozdĺžnom (hojdanie). Prevažujúce býva zvislé kmitanie v smere osy "z".

10.1.1 Nerovnosti vozovky (Road irregularities)

Ku kmitaniu automobilu a jeho častí dochádza vplyvom nerovností jazdného povrchu vozovky. Na začiatok je vhodné vysvetliť harmonické nerovnosti, ktoré sa v praktickej prevádzke vyskytujú obmedzene, ale sú dôležité pre pochopenie frekvenčných prenosov v kmitavej sústave automobilu. V reálnej prevádzke sa automobil pohybuje po nerovnostiach, ktoré majú náhodný charakter. Nerovnosť povrchu vozovky (mikroprofil) je určená dĺžkou nerovností, výškou



Obr. 10.2. Súradnicový systém a druhy kmitavých pohybov automobilu

nerovností, tvarom nerovností a striedaním nerovností. Z nich je dôležitá predovšetkým výška nerovností, ktorá je vo všeobecnom prípade dvojrozmerná náhodná funkcia polohy v rovine vozovky zadaná súradnicami x v pozdĺžnom smere a y v priečnom smere. Potom môžeme výšku nerovností opísať funkciou:

$$h = h(x, y) \tag{10.1}$$

Ak budeme predpokladať, že v smere jednej stopy vozidla majú nerovnosti harmonický sínusový priebeh, potom výška nerovnosti h v závislosti od času t bude

$$h(t) = h_0 \sin(\omega t) = h_0 \sin \frac{2\pi}{T} t \tag{10.2}$$

kde h_0 – amplitúda nerovnosti,
ω – budiaca uhlová frekvencia,
T – perióda ($T = \dfrac{2\pi}{\omega}$)

Ak vyjadríme výšku nerovnosti v závislosti na dráhe x, bude platiť

$$h(x) = h_0 \sin(\Omega x) = h_0 \sin \frac{2\pi}{l} x \tag{10.3}$$

kde Ω – dráhová uhlová budiaca frekvencia (uhlový vlnočet)
l – dĺžka vlny

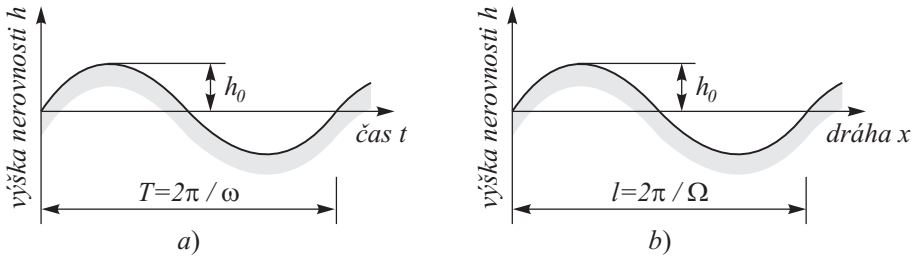
Pre dráhovú uhlovú budiacu frekvenciu platí

$$\Omega = \frac{2\pi}{l} \quad [1/m] \tag{10.4}$$

Ak je v čase t, ktorému zodpovedá dráha $x = v.t$, výška nerovnosti $h(t) = h(x)$, potom z porovnania rovníc (10.2) a (10.3) plynie

$$\omega t = \Omega x \tag{10.5}$$

a dosadením za dráhu vykonanú pri konštantnej rýchlosti jazdy $x = v.t$ dostaneme



Obr. 10.3. Harmonický priebeh výšky nerovností vozovky a) v závislosti na čase, b) v závislosti na dráhe

$$\omega = \Omega v = \frac{2\pi}{l} v \tag{10.6}$$

Ak dvojnápravový automobil prechádza po vozovke s harmonickým profilom povrchu, potom predné kolesá sú budené funkciou nerovnosti vozovky v tvare

$$h_p(t) = h_0 \sin(\omega t) \tag{10.7}$$

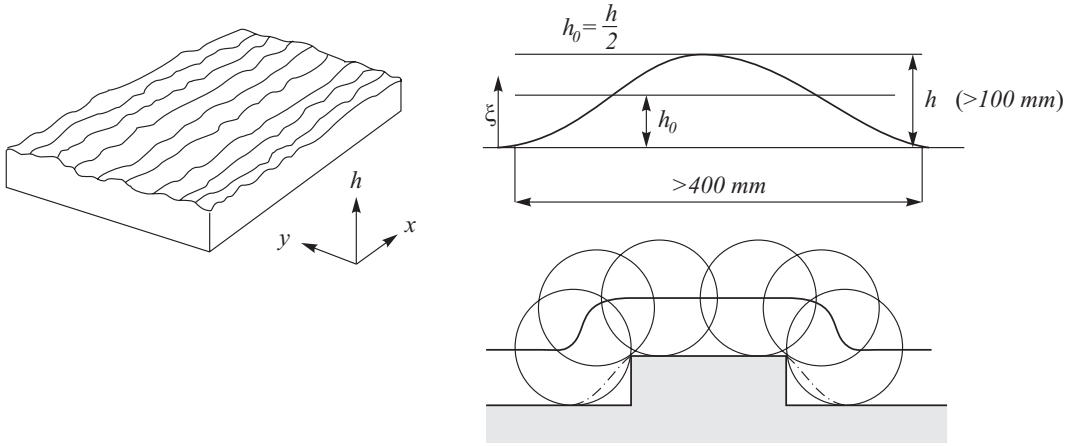
a zadné kolesá

$$h_z(t) = h_0 \sin \omega(t - \Delta t) \tag{10.8}$$

kde $\Delta t = \dfrac{L}{v}$ – časové oneskorenie účinku nerovnosti na zadnú nápravu
L – rázvor automobilu
v – rýchlosť jazdy automobilu

V časových okamihoch, keď bude fázový uhol oneskorenia účinku nerovností na zadnú nápravu $\omega\Delta t = 0,\ 2\pi,\ 4\pi\ldots$ budú budiace funkcie $h_p = h_z$ a automobil bude budený iba k zvislému kmitaniu, t. j. k nadnášaniu. Ak bude fázový uhol $\omega\Delta t = \pi,\ 3\pi,\ 5\pi\ldots$ potom budú $h_p = -h_z$ a automobil bude budený iba k pozdĺžnym kmitom, t. j. k hojdaniu. Vo všeobecnom prípade, keď sa budiace funkcie nerovnajú $h_p \neq h_z$, bude dochádzať k nadnášaniu a aj k hojdaniu automobilu. V skutočnej prevádzke automobilov sa s harmonickým priebehom nerovností stretávame celkom výnimočne. Povrchy vozoviek majú profil nerovností neusporiadaný a náhodný v zmysle štatistickej dynamiky, ktorej riešenie je založené na štatistických vlastnostiach nerovnosti povrchu vozoviek. Preto sa pri predbežnom vyšetrovaní kmitavých vlastností automobilov používajú tzv. jednorazové nerovnosti napr. v tvare sínusovej polovlny, alebo skokovej funkcie, Obr. 10.4. Pneumatika pri prejazde kolmej nerovnosti profil tejto nerovnosti vyhladí, a preto sa používa ekvidištanta k dráhe stredu kolesa (vyznačená čiarkovane).

Kmitanie hlavných častí automobilu, tzn. kolies a karosérie automobilu od budiacich funkcií nerovností vozovky, tzv. kinematického budenia je hlavný predmet riešenia kmitania. Okrem kinematického budenia je automobil, alebo jeho časti budený ešte ďalšími vplyvmi ako sú napr. nevyváženosť kolies a rotačných častí hnacej sústavy, nerovnomernosť a excentricita pneumatík.



Obr. 10.4. Znázornenie náhodných nerovností vozovky

10.2 Dynamický model odpruženia automobilu (Dynamic model of car suspension)

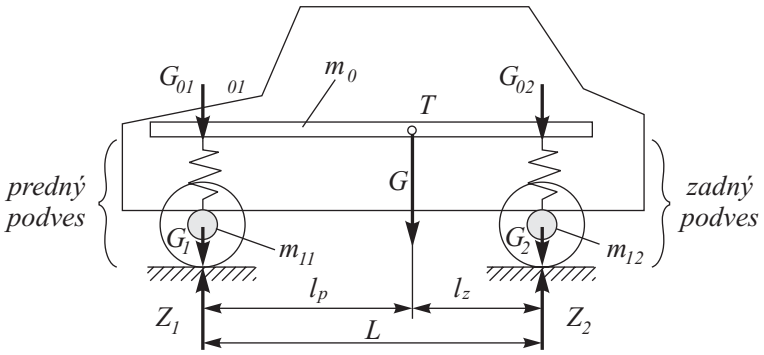
Sústava kmitania skutočného automobilu je zložitá a s veľkým počtom stupňov voľnosti. V praktických riešeniach je rozhodujúce nadnášanie a hojdanie automobilu, a preto sa sústava kmitania automobilu zjednodušuje na rovinnú sústavu. Uvedené zjednodušenie vychádza z usporiadania podvozku a karosérie automobilu. Na Obr. 10.5 je zjednodušená schéma automobilu s vyznačením predného a zadného podvesu predstavujúcich súhrn komponentov, ktoré spájajú kolesá s rámom a karosériou automobilu. Hmotnosti jednotlivých častí automobilu rozdeľujeme na:

- Hmotnosti neodpružené m_{11}, m_{12}, tvorené kolesami a podvesmi (časti brzdového mechanizmu automobilu, časti mechanizmu riadenia automobilu, zavesenie kolies, pružiny, tlmiče), ktoré predstavujú 10 až 20 % celkovej hmotnosti automobilu.
- Hmotnosti odpružené m_o, tvorené rámom a karosériou automobilu, užitočným nákladom automobilu, hnacou sústavou automobilu, príslušenstvom a výbavou uloženými na ráme, prípadne karosérii automobilu.

Na podvesy pôsobia tiažové sily odpružených častí automobilu G_{01}, G_{02}, na vozovku pôsobia zložky tiaže automobilu G_1, G_2 a im zodpovedajúce reakcie Z_1, Z_2.

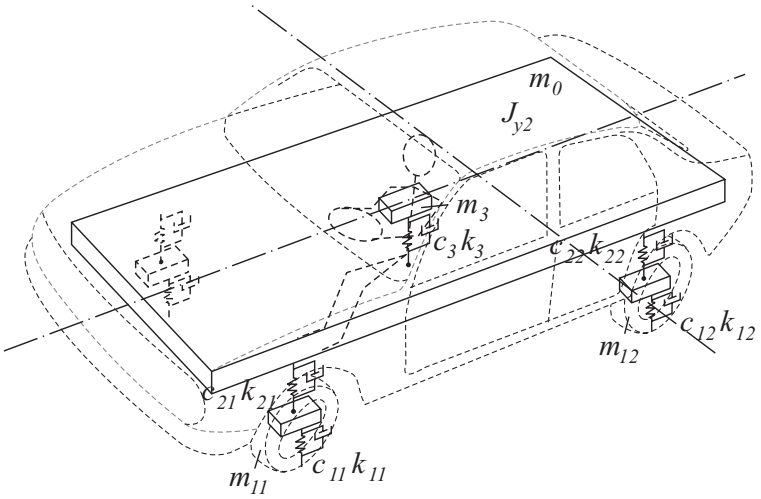
Medzi odpruženými a neodpruženými hmotnosťami sa nachádza mechanizmus odpruženia, ktorý radíme k neodpruženým hmotnostiam automobilu a ktorý je v klasickom usporiadaní zložený z pružín a tlmičov. Pružiny sú charakterizované tuhosťami c_{xi}. Tlmiče sú charakterizované súčiniteľmi tlmenia k_{xi}. Pneumatiky kolies, ktoré majú určitú radiálnu pružnosť sú charakterizované radiálnymi tuhosťami i súčiniteľmi tlmenia.

V súčasnosti sú k dispozícii softvérové produkty pomocou ktorých je možné relatívne presné, priestorové riešenie kmitania automobilu. Pred tvorbou matematického modelu pre riešenie kmitania automobilu musí byť zostrojený dynamický model odpruženia, ktorý čo najviac zodpovedá skutočnosti. Na Obr. 10.6 je jednoduchý priestorový model odpruženia automobilu, v ktorom



Obr. 10.5. Zjednodušený rovinný model odpruženia automobilu

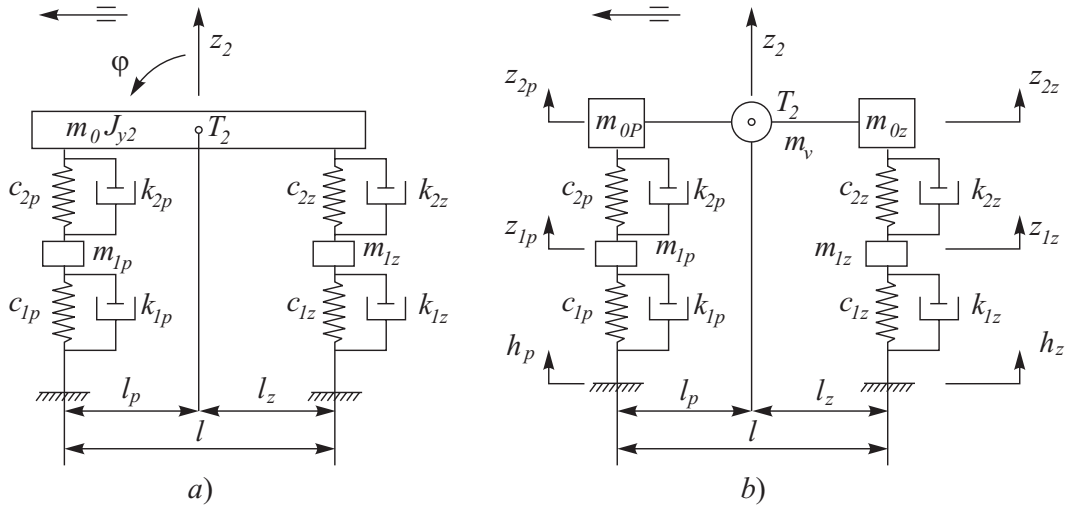
je karoséria nahradená doskou o hmotnosti m_0 a hmotnostným momentom zotrvačnosti k priečnej ose J_{y2}. Kolesá sú nahradené 4 telesami o hmotnostiach m_{1i} $(i = 1, 2, 3, 4)$. Medzi doskou a uvedenými telesami sú pružiny s tuhosťami c_{2i} a tlmiče so súčiniteľmi tlmenia k_{2i}. Pružiace a tlmiace vlastnosti pneumatík kolies sú charakterizované tuhosťami c_{1i} a súčiniteľmi tlmenia k_{1i}. Na doske karosérie je umiestnené sedadlo s vodičom o hmotnosti m_3, tuhosť pružín sedadla c_3 a súčiniteľ tlmenia sedadla k_3. Dynamický model odpruženia podľa Obr. 10.6 nie je úplný. Môže byť rozšírený napr. o pružné uloženie karosérie na rám, prípadne o pružné uloženie hnacej sústavy na rám, alebo uloženia v karosérii, pružné spojenie zavesenia kolies s rámom, alebo karosériou a pod.



Obr. 10.6. Priestorový dynamický model odpruženia automobilu

V ďalšom bude analyzované kmitanie rovinnej sústavy automobilu so 4 stupňami voľnosti, ktorá je znázornená na Obr. 10.7. Tento model predstavuje rovinný model dvojnápravového automobilu s predpokladom, že nerovnosti pod ľavými a pravými kolesami sú identické a dochádza len ku zvislému kmitaniu (nadnášaniu) a pozdĺžnemu kmitaniu (hojdaniu) automobilu. Hmotnosť karosérie (nadstavby) automobilu je označená m_0 a jej moment zotrvačnosti k priečnej ose prechádzajúcej ťažiskom T_2 je označený J_{y2}. Hmotnosti neodpružených častí prednej a zadnej nápravy sú označené m_{1P}, m_{1Z}. Tuhosti oboch predných pružín (na ľavej a pravej strane vozidla) sú

označené c_{2P}, na zadnej náprave c_{2Z} a súčinitele tlmenia tlmičov k_{2P}, k_{2Z}. Analogické parametre pneumatík sú c_{1P}, c_{1Z}, k_{1P}, k_{1Z}.



Obr. 10.7. Rovinný model odpruženia dvojnápravového automobilu: a) automobil s karosériou o hmotnosti m_0 a momentom zotrvačnosti J_{Y2}; b) náhrada hmotnosti karosérie (nadstavby) automobilu tromi telesami.

Karosériu (nadstavbu) automobilu možno rozdeliť na tri telesá o hmotnostiach m_{0P}, m_{0Z} a m_V, ktorá je umiestnená v ťažisku automobilu a vyjadruje väzbu sústavy. Tieto tri telesá si predstavujeme spojené nehmotnou tyčou. Redukcia hmotností je založená na týchto známych podmienkach:

- musí byť zachovaná celková hmotnosť

$$m_{0P} + m_{0Z} + m_V = m_0 \tag{10.9}$$

- musí byť zachovaná poloha ťažiska

$$m_{0P} l_P - m_{0Z} l_Z = 0 \tag{10.10}$$

- musí byť zachovaný moment zotrvačnosti k priečnej ose

$$J_{Y2} = m_{0P} l_P^2 + m_{0Z} l_Z^2 \tag{10.11}$$

Ak bude hmotnosť telesa predstavujúceho väzbu nulová, t. j. $m_V = 0$, potom bude prerušená väzba medzi prednou a zadnou nápravou a zvislé pohyby hmotností m_{0P} a m_{0Z}, budú navzájom nezávislé. Ak bude hmotnosť $m_V \neq 0$, potom sú zvislé pohyby prednej a zadnej nápravy viazané, tzn., že pri nájazde predných kolies na nerovnosť sa pohybuje hmotnosť m_{0P} a s ňou i hmotnosť m_{0Z}. Celú sústavu kmitania podľa Obr. 10.7 b) analyzujeme v prípadoch, keď nás zaujímajú pohyby určitých bodov ležiacich medzi prednou a zadnou nápravou. Podmienka nulovej hmotnosti telesa väzby $m_V = 0$, je splnená pre rad osobných automobilov a sústavu kmitania na Obr. 10.7 b) možno nahradiť dvoma nezávislými sústavami o 2 stupňoch voľnosti na Obr. 10.8 a tieto môžeme analyzovať oddelene.

10.2.1 Analýza zvislého kmitania (Analysis of the vertical vibration)

Pohyby odpružených hmotností nad prednou a nad zadnou nápravou považujeme za nezávislé a na analýzu kmitania môžeme použiť jednoduchý dynamický model o dvoch stupňoch voľnosti, Obr. 10.8.

10.2.1.1 Odvodenie pohybových rovníc

Pohyb každej kmitajúcej sústavy môžeme opísať pomocou pohybových rovníc. Pre mechanickú sústavu odpruženia s oceľovými listovými pružinami, resp. vinutými valcovými pružinami, ktoré majú lineárnu pružiacu charakteristiku, využívame Lagrangeove rovnice. Riešením dostaneme sústavu lineárnych diferenciálnych rovníc, pričom počet rovníc je daný počtom stupňov voľnosti kmitajúcej sústavy.

Vychádzame zo všeobecného tvaru Lagrangeovej rovnice:

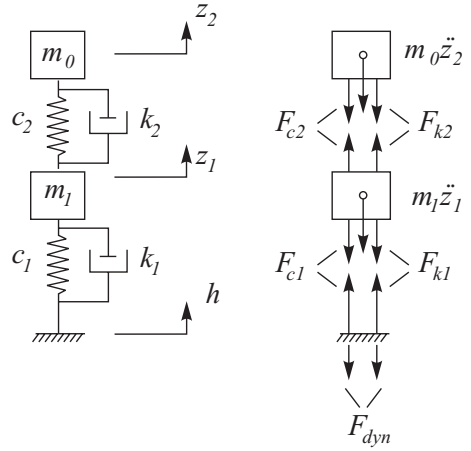
$$\frac{1}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = f_i, \qquad i = 1, 2, ..., n \tag{10.12}$$

kde f_i – zovšeobecnené nepotenciálové sily,
q_i – zovšeobecnená výchylka.

Lagrangean vyjadríme ako

$$L = E_k - E_p \tag{10.13}$$

kde E_k – kinetická energia sústavy,
E_p – potenciálna energia sústavy.



Obr. 10.8. Dynamický model o dvoch stupňoch voľnosti s pružiacimi a tlmiacimi väzbami

Pre sústavu s 2 stupňami voľnosti (Obr. 10.8) potom dostaneme:

- kinetickú energiu sústavy

$$E_k = \frac{1}{2}m_1\dot{z}_1^2 + \frac{1}{2}m_0\dot{z}_2^2 \tag{10.14}$$

- potenciálnu energiu sústavy

$$E_p = \frac{1}{2}c_1(z_1 - h)^2 + \frac{1}{2}c_2(z_2 - z_1)^2 \tag{10.15}$$

- disipatívnu energiu sústavy

$$D = \frac{1}{2}k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2}k_1(\dot{z}_1 - \dot{h})^2 \tag{10.16}$$

Lagrangean má tvar:

$$L = E_k - E_p = \frac{1}{2}m_1\dot{z}_1^2 + \frac{1}{2}m_0\dot{z}_2^2 - \frac{1}{2}c_1(z_1 - h)^2 - \frac{1}{2}c_2(z_2 - z_1)^2 \tag{10.17}$$

Vypočítaním jednotlivých členov Lagrangeovej rovnice pre neodpružené hmotnosti dostaneme

$$\frac{1}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{z}_1}\right) = m\ddot{z}_1; \quad \frac{\partial L}{\partial z_1} = c_2(z_2 - z_1) - c_1(z_1 - h); \quad \frac{\partial D}{\partial \dot{z}_1} = -k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_1(\dot{z}_1 - h) \tag{10.18}$$

pre odpružené hmotnosti analogicky dostaneme

$$\frac{1}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{z}_2}\right) = m_0\ddot{z}_2; \qquad \frac{\partial L}{\partial z_2} = -c_1(z_2 - z_1); \qquad \frac{\partial D}{\partial \dot{z}_2} = k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \tag{10.19}$$

Dosadením vypočítaných členov do Lagrangeovej rovnice 10.12 dostaneme dve pohybové rovnice:

a) pre neodpružené hmotnosti m_1

$$m_1\ddot{z}_1 + c_1(z_1 - h) - c_2(z_2 - z_1) - k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_1(\dot{z}_1 - h) = 0 \tag{10.20}$$

b) pre odpružené hmotnosti m_0

$$m_0\ddot{z}_2 + c_2(z_2 - z_1) + k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0 \tag{10.21}$$

Pre sústavy s nelineárnymi charakteristikami odpruženia (vzduchové odpruženie, hydropneumatické odpruženie) využívame Newton-Eulerove rovnice, ktoré sú založené na rovnováhe síl a momentov v smere, resp. voči jednotlivým osiam. Pre sústavu na Obr. 10.8 budú podmienky rovnováhy sústavy v tvare:

a) pre rovnováhu síl neodpružených hmotností

$$\sum_{i=1}^{n} F_{ix} = 0; \qquad m_1\ddot{z}_1 + F_{c1} - F_{k2} - F_{k1} - F_{c2} = 0 \tag{10.22}$$

b) pre rovnováhu síl odpružených hmotností

$$\sum_{i=1}^{n} F_{ix} = 0; \qquad m_o\ddot{z}_2 + F_{k2} + F_{c2} = 0 \tag{10.23}$$

10.2.1.2 Maticový zápis pohybových rovníc

Pohybové rovnice lineárneho modelu odvodené pomocou Lagrangeových rovníc, alebo pomocou Newton-Eulerových rovníc môžeme zapísať pomocou maticového zápisu v tvare:

$$\mathbf{M}\ddot{q} + \mathbf{K}\dot{q} + \mathbf{C}q = f \tag{10.24}$$

kde $\mathbf{M}$ - matica hmotnosti s rozmerom $[n \times n]$,
$\mathbf{K}$ - matica tlmenia s rozmerom $[n \times n]$,
$\mathbf{C}$ - matica tuhosti s rozmerom $[n \times n]$,
q - vektor výchylky s rozmerom $[n \times 1]$,
$\dot{q}$ - vektor rýchlosti s rozmerom $[n \times 1]$,
$\ddot{q}$ - vektor zrýchlenia s rozmerom $[n \times 1]$,
f - vektor silového kinematického budenia s rozmerom $[n \times 1]$,

Maticový zápis odvodených pohybových rovníc pre sústavu na Obr. 10.8 má tvar:

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_2 - k_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_1 \\ z_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c_1 \\ 0 \end{pmatrix} h \tag{10.25}$$

10.2.1.3 Analýza kmitavého pohybu

Pri analýze kmitavého pohybu sa všeobecne rieši:

a) **Vlastné kmitanie (Natural vibration)**, ktorého frekvencia (kmitočet) je závislá od parametrov automobilu a tuhosti jeho mechanizmu odpruženia. Je vyvolávané jednotlivými budiacimi impulzmi pričom veľkosť vhodného impulzu budenia ovplyvní vznik amplitúdy vlasného kmitania.
b) **Vynútené kmitanie (Forced vibration)**, ktorého frekvencia je určovaná charakterom budiacej frekvencie, parametrami automobilu a rýchlosťou jazdy automobilu. Je vyvolávané nerovnosťami vozovky, ktoré majú náhodný charakter.

Uvedené druhy kmitania sa vyskytujú bez tlmenia, alebo s tlmením. Riešenie vlastného kmitania sústavy s 2 stupňami voľnosti slúži na stanovenie uhlových frekvencií vlastného kmitania odpružených a neodpružených hmotností automobilu. Používa sa všeobecne známy postup riešenia vlastného kmitania bez tlmenia. Výsledky riešenia vlastného kmitania sústavy sú potrebné na overenie možnej zhody frekvencie vlastného kmitania s frekvenciou vynúteného tlmeného kmitania. Pri zhode frekvencií oboch druhov kmitania dochádza k vzniku **rezonancie (resonance)**, pri ktorej rastú výchylky (amplitúdy) kmitajúcich hmotností teoreticky donekonečna. Rezonančný režim kmitania sústavy neodpružených a odpružených hmotností náprav automobilu je nežiaduci režim, pretože v čase jeho trvania sa maximálne rozvinú a pôsobia na automobil nežiaduce negatívne dôsledky kmitania popísané v časti 10. 1.

Pre uhlové frekvencie vlastného kmitania netlmenej sústavy s 2 stupňami voľnosti (Obr. 10.8) približne platí:

- pre neodpružené hmotnosti: ω_{01};
- pre odpružené hmotnosti: ω_{02};

kde: $\omega_{01} = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1}}$; $\omega_{02} = \sqrt{\frac{c_2}{m_0}}$, sú parciálne uhlové frekvencie vlastného kmitania netlmenej sústavy.

V ďalšej časti bude analyzované vlastné tlmené kmitanie sústavy s 2 stupňami voľnosti, podľa Obr. 10.8. Tlmiace vlastnosti sústavy sa posudzujú pomocou pomerného útlmu sústavy

$$D_t = \frac{k_2\omega_{02}}{2c_2} = \frac{k_2}{2\sqrt{c_2 m_2}}$$

pre osobné automobily býva $D_t = 0,2 - 0,4$

Medzi telesom s hmotnosťou nadstavby m_0 a telesom s hmotnosťou nápravy m_1 pôsobia sily zotrvačné, pružiace a tlmiace

$$F_{z2} = m_0\ddot{z}_2; F_{c2} = c_2 z_{2rel}; F_{k2} = k_2\dot{z}_{2rel} \tag{10.26}$$

Závislosť pružiacej sily F_{c2} na stlačení pružiny z_2 predstavuje pružiacu charakteristiku. Oceľové pružiny (listové, vinuté) majú charakteristiku lineárnu. Vzduchové odpruženie má pružiacu charakteristiku exponenciálnu, resp. progresívnu. Podobnú pružiacu charakteristiku majú pneumatiky.

Pneumatika prenáša analogické sily

$$F_{z1} = m_1\ddot{z}_1; F_{c1} = c_1 z_{1rel}; F_{k1} = k_1\dot{z}_{1rel} \tag{10.27}$$

Pre relatívne výchylky odpružených hmotností platí

$$z_{2rel} = z_2 - z_1 \tag{10.28}$$

Pre relatívne výchylky neodpružených hmotností platí

$$z_{1rel} = z_1 - h \tag{10.29}$$

Pohybové rovnice sústavy s dvoma stupňami voľnosti

$$\begin{aligned} -m_0\ddot{z}_2 - F_{c2} - F_{k2} &= 0 \\ -m_1\ddot{z}_1 + F_{c2} + F_{k2} - F_{c1} - F_{k1} &= 0 \end{aligned} \tag{10.30}$$

Po dosadení rovníc (10.26) až (10.29) do sústavy rovníc (10.30) dostaneme

$$\begin{aligned} m_0\ddot{z}_2 + c_2(z_2 - z_1) + k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) &= 0 \\ m_1\ddot{z}_1 - c_2(z_2 - z_1) - k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - c_1(z_1 - h) - k_1(\dot{z}_1 - \dot{h}) &= 0 \end{aligned} \tag{10.31}$$

Súčet síl prenášaných na vozovku vyjadruje dynamickú silu pôsobiacu medzi pneumatikou a vozovkou

$$F_{dyn} = -(F_{c1} + F_{k1}) = c_1(h - z_1) + k_1(\dot{h} - \dot{z}_1) \tag{10.32}$$

Vstup (budiaca funkcia) sústavy rovníc (10.31) je výška nerovností h. Výstup, alebo odozva sústavy sú výchylky z_1 a z_2 ako aj ich časové derivácie.

Pre reálny pohyb automobilu je typické jeho vynútené kmitanie vyvolané nerovnosťami vozovky, ktoré majú náhodný charakter. Preto je prakticky nemožné určovať presný priebeh kmitania hmotností automobilu v závislosti od času. Analýza vynúteného kmitania sa sústreďuje na tzv. amplitúdovú frekvenčnú analýzu. Na to je potrebné odvodiť prenosové funkcie (prenosy), ktoré vyjadrujú väzby medzi parametrami signálov na vstupe do sústavy (nerovnosti jazdného povrchu) a parametrami výstupnými, t. j. parametrami vzniknutého kmitavého pohybu. Pre sústavu zobrazenú na Obr. 10.8 a opísanú sústavou rovníc (10.26) - (10.31) môžeme uviesť nasledujúce základné prenosy, ktoré sú dané pomerom sledovanej odozvy k výške nerovnosti:

$\frac{z_2}{h}$ – prenos vyjadrujúci namáhanie častí automobilu, cestujúcich príp. nákladu;

$\frac{z_2 - z_1}{h}$ – prenos vyjadrujúci deformáciu pružín;

$\frac{z_2 - h}{h}$ – prenos vyjadrujúci svetlú výšku vozidla;

$\frac{z_1 - h}{h}$ – prenos vyjadrujúci kontakt s vozovkou, resp. namáhanie vozovky.

Na zjednodušenie riešenia môžeme v sústave rovníc (10.31) zanedbať tlmiaci účinok pneumatík, ktorý býva pomerne malý. Potom sústavu rovníc prevedieme do operátorového tvaru s použitím substitúcie $z_2 = z_2 e^{pt}, z_1 = z_1 e^{pt}, \dot{z}_1 = pz_1 e^{pt}, ..., \ddot{z}_2 = p^2 z_2 e^{pt}, \ldots$ atď., alebo tiež Laplaceovou transformáciou pre nulové počiatočné podmienky, keď operátor $p = \frac{d}{dt}$. Dostaneme potom:

$$\begin{aligned} (c_2 + pk_2 + p^2 m_0) z_2(p) - (c_2 + pk_2) z_1(p) &= 0 \\ (c_1 + c_2 + pk_2 + p^2 m_0) z_1(p) - (c_2 + pk_2) z_2(p) &= c_1 h(p) \end{aligned} \tag{10.33}$$

Z týchto rovníc môžeme odvodiť potrebné prenosové funkcie. Prenosová funkcia od nerovností vozovky k absolútnemu zvislému posuvu odpruženej hmotnosti bude v tvare:

$$W_{z2h}(p) = \frac{z_2(p)}{h(p)} = \frac{B_0 + B_1 p}{A_0 + A_1 p + A_2 p^2 + A_3 p^3 + A_4 p^4} \tag{10.34}$$

kde $B_0 = c_1 c_2$; $B_1 = c_1 k_2$;
$A_0 = c_1 c_2$; $A_1 = c_1 k_2$; $A_2 = c_2 m_1 + (c_1 + c_2) m_0$;
$A_3 = k_2 (m_1 + m_0)$; $A_4 = m_1 m_0$.

Prenosová funkcia od nerovností vozovky k absolútnemu zvislému posuvu neodpružených hmotností bude v tvare:

$$W_{z1h}(p) = \frac{z_1(p)}{h(p)} = \frac{C_0 + C_1 p + C_2 p^2}{A_0 + A_1 p + A_2 p^2 + A_3 p^3 + A_4 p^4} \tag{10.35}$$

kde $C_0 = c_1c_2$; $C_1 = c_1k_2$; $C_2 = c_1m_0$.

Pre prenosovú funkciu zrýchlenia napr. $\ddot{z}_2$ dostaneme:

$$W_{\ddot{z}2h}(p) = \frac{\ddot{z}_2(p)}{h(p)} = \frac{p^2 z_2(p)}{h(p)} \tag{10.36}$$

Dôležitá je prenosová funkcia pre dynamickú silu medzi kolesom a vozovkou:

$$W_{Fdyn\ h}(p) = \frac{F_{dyn}(p)}{h(p)} \tag{10.37}$$

Frekvenčné prenosy získame Fourierovou transformáciou, tzn. dosadíme za $p = j\omega$, kde ω je budiaca uhlová frekvencia. Potom napr. frekvenčný prenos pre zrýchlenie odpruženej hmotnosti podľa rovníc (10.34) a (10.36) bude mať tvar:

$$W_{\ddot{z}2h}(j\omega) = \frac{\ddot{z}_2(j\omega)}{h(j\omega)} = \frac{B_0(j\omega)^2 + B_1(j\omega)^3}{A_0 + A_1(j\omega) + A_2(j\omega)^2 + A_3(j\omega)^3 + A_4(j\omega)^4} \tag{10.38}$$

Frekvenčný prenos pre dynamickú silu medzi kolesom a vozovkou dosadením (10.32) až (10.35)do (10.37) bude v tvare:

$$W_{Fdynh}(j\omega) = \frac{F_{dyn}(j\omega)}{h(j\omega)} = \frac{G_2(j\omega)^2 + G_3(j\omega)^3 + G_4(j\omega)^4}{A_0 + A_1(j\omega) + A_2(j\omega)^2 + A_3(j\omega)^3 + A_4(j\omega)^4} \tag{10.39}$$

kde: $G_2 = c_1c_2(m_1 + m_0)$; $G_3 = c_1k_2(m_1 + m_0)$; $G_4 = c_1m_1m_0$.

Frekvenčný prenos môžeme napísať vo všeobecnom tvare:

$$W(j\omega) = \frac{a + jb}{c + jd} \tag{10.40}$$

Absolútnu hodnotu prenosu potom určíme podľa vzťahu:

$$|W(j\omega)| = \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{c^2 + d^2}} \tag{10.41}$$

Fázový posun medzi vstupom a odozvou bude v tvare:

$$\tan\alpha(\omega) = \frac{bc - ad}{ac + bd} \tag{10.42}$$

Dôležité je stanoviť zvislé zrýchlenie odpružených hmotností a dynamickú silu medzi kolesom a vozovkou. Podľa vzťahu (10.41) dostaneme z rovnice (10.38) pre zvislé zrýchlenie odpružených hmotností amplitúdovú charakteristiku v tvare:

$$W_{\ddot{z}2h}(\omega) = \left|\frac{\ddot{z}_2(j\omega)}{h(j\omega)}\right| = \sqrt{\frac{\left(-B_0\omega^2\right)^2 + \left(-B_1\omega^3\right)^2}{\left(A_0 - A_2\omega^2 + A_4\omega^4\right)^2 + \left(A_1\omega - A_3\omega^3\right)^2}} \tag{10.43}$$

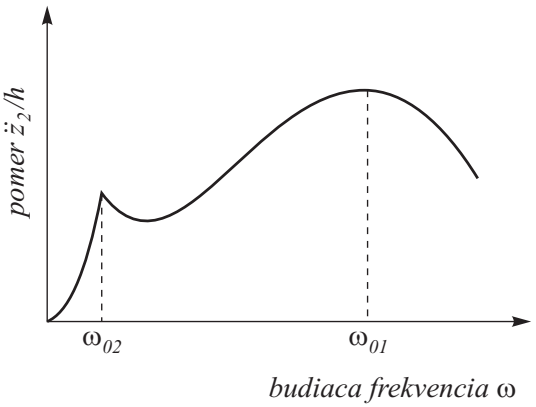
Pre dynamickú silu medzi kolesom a vozovkou dostaneme amplitúdovú charakteristiku v tvare:

$$W_{Fdynh}(\omega) = \left| \frac{F_{dyn}(j\omega)}{h(j\omega)} \right| = \sqrt{\frac{\left(-G_2\omega^2 + G_4\omega^4\right)^2 + \left(-G_3\omega^3\right)^2}{\left(A_0 - A_2\omega^2 + A_4\omega^4\right)^2 + \left(A_1\omega - A_3\omega^3\right)^2}} \quad (10.44)$$

Na Obr. 10.9 je graficky znázornená amplitúdová frekvenčná charakteristika odpružených hmotností sústavy, ktorá udáva závislosť pomeru amplitúd zrýchlenia a výšok nerovností $\ddot{z}_2/h$ na budiacej frekvencii ω.

Pre vlastné frekvencie nápravy ω_{01} a nadstavby ω_{02} platí

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1}} \quad \omega_{02} = \sqrt{\frac{c_2}{m_0}}$$



Obr. 10.9. Amplitúdová frekvenčná charakteristika zrýchlenia odpružených hmotností

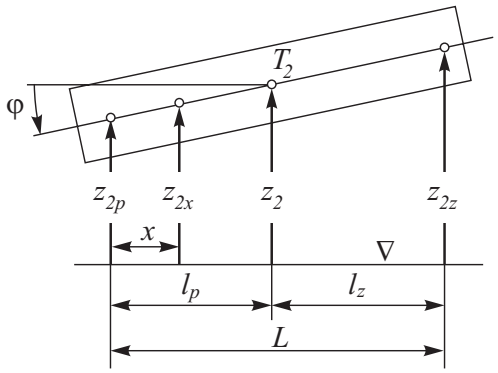
Na priebeh kmitania sústavy s 2 stupňami voľnosti majú vplyv rôzne parametre sústavy. Patrí sem napr. tuhosť pružín, ktorej nižšie hodnoty pružín c_2 v oblastiach nízkych budiacich frekvencií prinášajú zvýšenie jazdného pohodlia a zvýšenie bezpečnosti jazdy. Vo frekvenčnej oblasti, kde sa budiaca frekvencia rovná približne vlastnej frekvencii neodpružených hmotností sa zmena parametru c_2 už výraznejšie neprejaví. Pri zväčšovaní hodnôt súčiniteľa tlmenia sa znižujú amplitúdy kmitania odpružených hmotností aj amplitúdy dynamickej sily medzi kolesami a vozovkou. V oblasti vlastnej frekvencie neodpružených hmotností pôsobí väčšie tlmenie iba na zmenšenie dynamickej sily, ale zrýchlenie odpružených hmotností sa v tejto oblasti s väčším tlmením zväčšuje. Zväčšenie neodpružených hmotností m_1 znižuje vlastnú frekvenciu týchto častí automobilu. Menšie hodnoty m_1 znižujú amplitúdy dynamickej sily. Z uvedeného plynie, že menšia hmotnosť neodpružených častí sústavy zvyšuje jazdnú bezpečnosť a prispieva k zlepšeniu jazdného pohodlia. S väčšou hmotnosťou m_0 klesá vlastná frekvencia odpružených hmotností ω_{02}. Súčasne sa znižujú amplitúdy kmitania týchto hmotností. Možno konštatovať, že vhodne zaťažený (naložený) automobil poskytuje väčšie jazdné pohodlie.

10.2.2 Pozdĺžne kmitanie (Longitudinal vibration)

V časti 10. 2 bolo opisované kmitanie sústavy, ktorá nahradzovala jednu nápravu automobilu a časť karosérie (nadstavby), Obr. 10.8. Tento model platil

za predpokladu, že väzobná hmotnosť $m_v = 0$ (Obr. 10.7), tzn., že zvislé kmity prednej časti vozidla neovplyvnia zvislé kmitanie zadnej časti vozidla. Ak potrebujeme riešiť kmitavý pohyb určitého bodu ležiaceho medzi oboma nápravami, je potrebné riešiť pohybové rovnice oboch sústav modelu (pre $m_v = 0$) a pre $m_v \neq 0$ musíme uvážiť vplyv väzby oboch náprav.

Podľa Obr. 10.7 možno opísať kmitanie vozidla v jeho pozdĺžnej rovine dvoma dynamickými modelmi. Pohybové rovnice môžu byť vyjadrené buď v závislosti od súradníc z_2, φ (Obr. 10.7 a), alebo z_{2P}, z_{2Z} (Obr. 10.7 b). Súvislosti medzi týmito súradnicami plynú z Obr. 10.10.



Obr. 10.10. Určovanie súradníc pozdĺžneho kmitania z_{2P} a z_{2Z}

$$z_{2p} = z_2 - l_p\varphi;\ z_{2z} = z_2 - l_z\varphi \tag{10.45}$$

$$z_2 = \frac{z_{2p}l_z + z_{2z}l_p}{L};\ \varphi = \frac{z_{2z} - z_{2p}}{L} \tag{10.46}$$

Ak riešime pohyb určitého bodu vo vzdialenosti x od prednej nápravy, potom bude:

$$z_{2x} = z_{2p}\frac{l - x}{L} + z_{2z}\frac{x}{L} \tag{10.47}$$

Postup zostavenia pohybových rovníc je podobný ako pri zvislom kmitaní, preto určíme na začiatku relatívne výchylky pre prednú a zadnú časť vozidla. Z Obr. 10.10 plynie:

$$z_{2relp,z} = z_{2p,z} - z_{1p,z};\ z_{1relp,z} = z_{1p,z} - h_{p,z} \tag{10.48}$$

Ak dosadíme (10.45) do (10.48) pre relatívne výchylky odpružených hmotností, dostaneme:

$$z_{2relp} = z_2 - l_p\varphi - z_{1p};\ z_{2relz} = z_2 + l_z\varphi - z_{1z} \tag{10.49}$$

V ďalšom je postup riešenia podobný ako pri zvislom kmitaní, keď sa napíšu pohybové rovnice pozdĺžneho kmitania pre dynamický model znázornený na Obr. 10.7a), alebo na Obr. 10.7b) a stanovia sa frekvenčné prenosy pre sústavu so 4 stupňami voľnosti.

Ak vyšetrujeme podľa Obr. 10.10 tzv. spriahnuté kmitanie prednej a zadnej časti vozidla, musíme akceptovať, že predné a zadné kolesá na oboch stranách motorového vozidla idú rovnakou stopou (okrem zatáčania vozidla). Potom medzi budiacimi funkciami od nerovností pre kolesá prednej $h_p(t)$ a zadnej nápravy $h_z(t)$ platí:

$$h_z(t) = h_p(t - \Delta t) \tag{10.50}$$

kde $\Delta t = \frac{L}{v}$ je časové oneskorenie, ktoré je závislé od rázvoru vozidla L a rýchlosti jazdy v. Prevedením rovnice (10.50) do operátorového tvaru Laplaceovou transformáciou dostaneme:

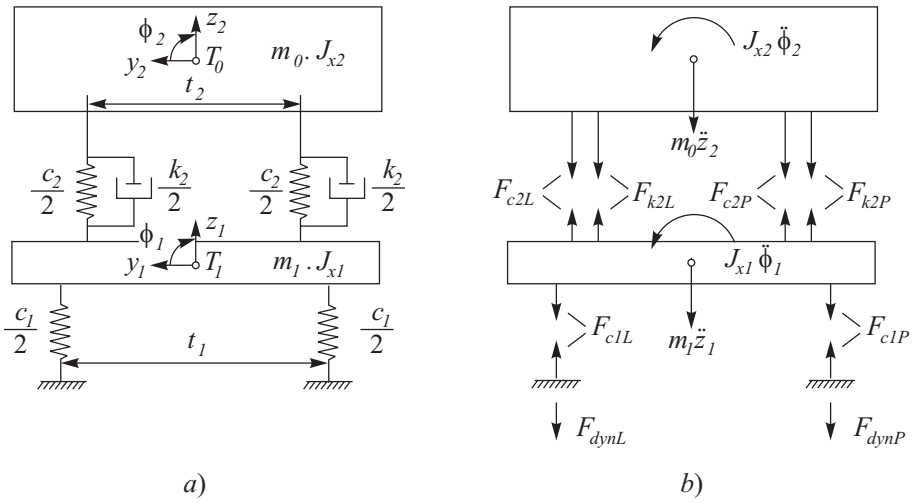
$$h_z(p) = h_p(p)e^{-p\Delta t} \tag{10.51}$$

Na výpočet frekvenčných prenosov $z_{2p}(j\omega)/h_p(j\omega)$; $z_{2z}(j\omega)/h_z(j\omega)$ sústavy so 4 stupňami voľnosti je vhodné využiť výpočtovú techniku.

V prípade vybudenia závislého kmitavého pohybu v takejto sústave spravidla nevzniknú uhlové kmity a obrátene, t. j. pri nadnášaní karosérie vozidla nedôjde súčasne k jej hojdaniu a opačne.

10.2.3 Priečne kmitanie (Lateral vibration)

Pod ľavými a pravými prednými kolesami motorového vozidla vplyvom rozdielnych nerovností dochádza k priečnemu uhlovému kmitaniu, t. j. ku kolísaniu. Na zjednodušenie zanedbávame väzby medzi prednou a zadnou nápravou, budeme vyšetrovať kmitanie sústavy tvorenej jednou tuhou nápravou a jej prislúchajúcou časťou nadstavby vozidla podľa Obr. 10.11.



Obr. 10.11. Model pružnej sústavy pre analýzu priečneho kmitania [84]

Pre uvedenú pružnú sústavu platia nasledujúce pohybové rovnice:

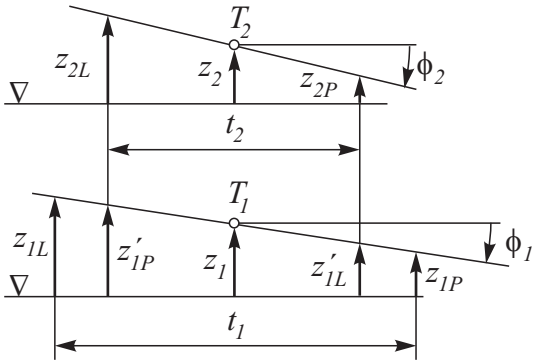
$$m_0\ddot{z}_2 + F_{k2L} + F_{k2p} + F_{c2L} + F_{c2p} = 0$$

$$
\begin{aligned}
J_{x2}\ddot{\phi}_2 + (F_{k2L} + F_{c2L})\frac{t_2}{2} - (F_{k2p} + F_{c2p})\frac{t_2}{2} = 0 \\
m_1\ddot{z}_1 - (F_{k2L} + F_{c2L}) - (F_{k2p} + F_{c2p}) + F_{c1L} + F_{c1p} = 0 \\
J_{x1}\ddot{\Phi}_1 - (F_{k2L} + F_{c2L})\frac{t_2}{2} + (F_{k2p} + F_{c2p})\frac{t_2}{2} + (F_{c1L} - F_{c1p})\frac{t_1}{2} = 0
\end{aligned}
\tag{10.52}
$$

Tlmiace a pružné sily budú:

$$
F_{k2L,p} = \frac{k_2}{2}\dot{z}_{2relL,p}; F_{c2L,p} = \frac{c_2}{2}z_{2relL,p}; F_{c1L,p} = \frac{c_1}{2}z_{1relL,p} \tag{10.53}
$$

Na určenie relatívnych výchyliek pri priečnom kmitaní použijeme schému podľa Obr. 10.12.



Obr. 10.12. Model na určenie relatívnych výchyliek

Pre relatívne výchylky platia vzťahy:

$$
\begin{aligned}
z_{2relL,p} = z_{2L,p} - z'_{1L,p}; z_{1relL,p} = z_{1L,p} - h_{L,p} \\
z_{2L,p} = z_2 \pm \frac{t_2}{2}\phi_2; z'_{1L,p} = z_1 \pm \frac{t_2}{2}\phi_1; z_{1L,p} = z_1 \pm \frac{t_1}{2}\phi_1 \\
z_{2relL,p} = z_2 - z_1 \pm \frac{t_2}{2}\phi_2 \pm \frac{t_2}{2}\phi_1 \\
z_{1relL,p} = z_1 - h_{L,p} \pm \frac{t_1}{2}\phi_1
\end{aligned}
\tag{10.54}
$$

Na zjednodušenie zavedieme označenie

$$
k_{2\phi} = k_2(\frac{t_2}{2})^2; c_{1\phi} = c_1(\frac{t_1}{2})^2; c_{2\phi} = c_2(\frac{t_2}{2})^2; h_z = \frac{h_L + h_P}{2}; h_\phi = \frac{h_L - h_P}{t_1} \tag{10.55}
$$

Po dosadení (10.53),(10.54),(10.55) do (10.52) dostaneme

$$
\begin{aligned}
m_0\ddot{z}_2 + k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2(z_2 - z_1) = 0 \\
J_{x2}\ddot{\phi}_2 + k_{2\phi}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + c_{2\phi}(\phi_2 - \phi_1) = 0 \\
m_1\ddot{z}_1 - k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - c_2(z_2 - z_1) + c_1 z_1 = c_1 h_z \\
J_{x1}\ddot{\Phi}_1 - k_{2\phi}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) - c_{2\phi}(\phi_2 - \phi_1) + c_{1\phi}\phi_1 = c_{1\phi}h_\phi
\end{aligned}
\tag{10.56}
$$

Z tejto sústavy stanovíme prenosy $\phi_2(j\omega)/h_\phi(j\omega)$ a $z_2(j\omega)/h_z(j\omega)$, disperziu priečneho uhlového zrýchlenia nadstavby $D_{\ddot{\phi}2}$ a disperziu zvislého zrýchlenia nadstavby $D_{\ddot{z}2}$ ako aj spektrálne hustoty nerovností $S_{h_\phi(\omega)}$ a $S_{h_z(\omega)}$ s využitím výpočtovej techniky.

10.2.4 Dynamické sily (Dynamic forces)

Podľa Obr. 10.11b pri priečnom kmitaní vozidla vznikajú na ľavom a pravom kolese tuhej nápravy dynamické sily F_{dyn_L}, F_{dyn_P}, ktoré môžeme určiť pomocou vzťahu:

$$F_{dyn_L,P} = -F_{c1L,P} = -\frac{c_1}{2}(z_1 - h_{L,P} \pm \frac{t_1}{2}\phi_1) \tag{10.57}$$

Súčtom síl $F_{dyn_L} + F_{dyn_P}$ a rozdielom síl $F_{dyn_L} - F_{dyn_P}$ získame vzťahy z ktorých vyplynie vzťah pre veľkosť dynamických síl na kolesách tuhej nápravy v tvare:

$$F_{dyn_{L,P}} = \frac{c_1}{2}\left[(h_z - z_1) \pm \frac{t_1}{2}(h_\phi - \phi_1)\right] \tag{10.58}$$

Pre automobil s nezávislým zavesením kolies platí vzťah pre veľkosť dynamických síl:

$$F_{dyn_{L,P}} = \frac{c_1}{2}(h_{L,P} - z_{1L,P}) \tag{10.59}$$

Prevedením rovnice (10.58) do operátorového tvaru Laplaceovou transformáciou dostaneme:

$$F_{dyn_{L,P}}(p) = \frac{c_1}{2}\left[(h_z(p) - z_1(p)) \pm \frac{t_1}{2}\,(h_\phi(p) - \phi_1(p))\right] \tag{10.60}$$

Ďalší postup výpočtu dynamických síl vyžaduje určiť prenosové funkcie W_{Fh_z}, W_{Fh_ϕ} a s pomocou výpočtovej techniky stanoviť závislosti amplitúdových pomerov F_{dyn}/h na budiacej frekvencii $\frac{\omega}{2\pi}$. Analogicky môžeme postupovať i pre nezávislé zavesenie kolies. Z výsledkov výpočtov plynie, že dynamické sily medzi kolesami automobilu a vozovkou sú pre tuhé nápravy väčšie než pre nápravy s nezávislým zavesením kolies a z tohto dôvodu sú tuhé nápravy v moderných automobiloch menej výhodné.

10.3 Kritériá pohodlia a bezpečnosti jazdy automobilu (Comfort and safety criteria of driving car)

Kmitanie automobilu sa bežne posudzuje podľa dvoch základných hľadísk. Z hľadiska pohodlia jazdy je rozhodujúce zvislé zrýchlenie, ktoré pôsobí na vodiča a cestujúcich. Z hľadiska bezpečnosti jazdy je dôležité poznať dynamickú silu medzi kolesami a vozovkou. Vodič a cestujúci (prípadne náklad) sú vystavení za jazdy automobilu vibráciám a otrasom. Týmto nežiaducim pôsobením dochádza u vodiča a cestujúcich k únave, ktorá môže pri dlhodobom pôsobení

kmitania ovplyvniť negatívne výkon a reakčné schopnosti vodiča. Záleží predovšetkým na spôsobe prenosu vibrácií na ľudský organizmus (zo sedadla, z plošiny atď...) a na fyzikálnych vlastnostiach vibrácií (intenzita, frekvencia). Pri pôsobení vibrácií automobilu dochádza k vynútenému kmitaniu niektorých častí ľudského organizmu. Ak bude budiaca frekvencia blízka vlastnej frekvencii dôležitých orgánov a častí ľudského organizmu môžu nastať rezonančné javy. Za rozhodujúce je považované zvislé kmitanie častí automobilu. Pre tento smer kmitania leží vlastná frekvencia ľudského organizmu medzi 4 až 8 Hz. Pre vodorovný smer sa vlastná frekvencia ľudského organizmu pohybuje medzi 1 až 3 Hz. Ľudské telo znáša vodorovné kmitanie (tzn. kolmé k chrbtici) horšie, ako kmitanie vo zvislom smere Účinok kmitania sa obvykle hodnotí podľa efektívnej hodnoty zrýchlenia, ktorá je definovaná vzťahom:

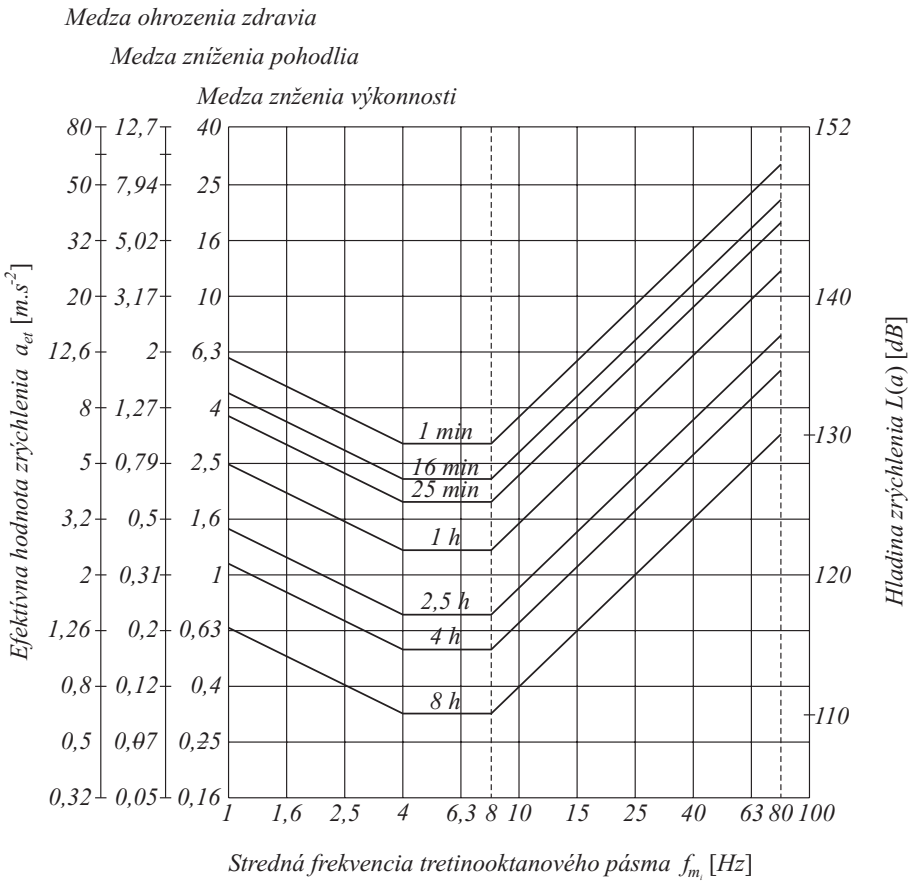
$$a_{ef} = \sqrt{\lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \int_0^T a^2(t)dt} \tag{10.61}$$

Pre harmonické kmitanie (sínusový priebeh) platí:

$$a_{ef} = \frac{a_{max}}{\sqrt{2}} = 0,707 a_{max} \tag{10.62}$$

Na určenie reakcie ľudského organizmu na mechanické kmitanie je rozhodujúca intenzita kmitania vyjadrená efektívnou hodnotou zrýchlenia, frekvenciou, smerom a časom pôsobenia kmitania. Hodnotenie účinkov kmitania motorových vozidiel sa môže vykonávať podľa normy ISO/DIS 2631. Táto norma stanovuje medze efektívnych hodnôt zrýchlenia v závislosti na čase účinku a frekvencii kmitania pre zvislý a vodorovný smer kmitov. V norme sú definované medze zníženej výkonnosti, ktoré sú meradlom pre kmitanie častí motorových vozidiel a ďalej medze zníženého jazdného pohodlia a medze ohrozenia zdravia. Medze zníženého pohodlia jazdy sú 3,15-krát menšie a medze ohrozenia zdravia sú 2 krát väčšie, než medze zníženej výkonnosti. Medze pôsobenia zvislého kmitania sú znázornené na Obr. 10.13. Efektívna hodnota zrýchlenia je pritom vynesená v závislosti od strednej frekvencie tretinooktávového pásma. Toto rozdeľuje oktávu na tri pásma a v normalizovanom rade zahrnuje tretinooktávové pásmo stredné frekvencie f_m = 1,6; 3,15; 6,3; 12,5; 25; 100; 200 Hz.

Z hľadiska bezpečnosti jazdy automobilu (ovládateľnosti automobilu) a namáhania vozovky je dôležitá zvislá sila medzi pneumatikou a vozovkou. Pri jazde automobilu po vozovke s náhodnými nerovnosťami je taktiež časový priebeh zvislého zaťaženia kolesa $Z_k(t)$ náhodný a sila kolíše okolo určitej strednej hodnoty. Veľké dynamické sily môžu vyvolať také zdvihy kolies, že bude dochádzať k dosadaniu častí náprav na obmedzovače zdvihu kolies a priamemu prenášaniu rázov na odpružené hmotnosti automobilu čo je nežiaduci jav v prevádzke automobilu. Pre jazdnú bezpečnosť je dôležité zmenšené zaťaženie kolies vzhľadom k statickému zaťaženiu, pretože menšie zvislé sily zmenšujú tiež prenositeľné tangenciálne a bočné sily. V medznom prípade môže dôjsť k odskoku kolesa, tzn. $Z_k = 0$. Ak dôjde k odskoku kolesa u prednej nápravy, je automobil v tomto okamihu z hľadiska smerovej stability neovládateľný.

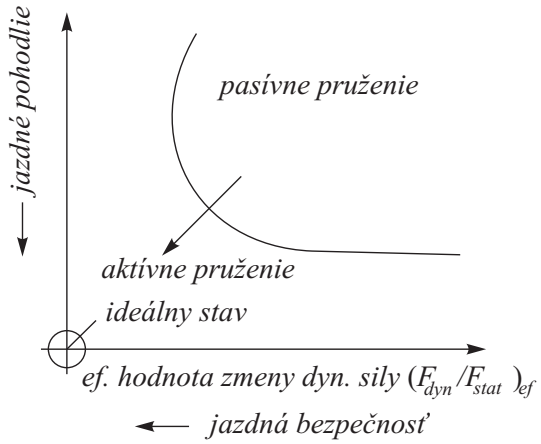


Obr. 10.13. Medze pôsobenia zvislého kmitania v závislosti od zrýchlenia a frekvencie pre sediaceho a stojaceho človeka podľa normy ISO/DIS 2631

10.4 Mechatronické systémy odpruženia súčasných automobilov (Mechatronic systems of vehicle suspension)

V súčasnosti sú na pružiace systémy vozidiel kladené vysoké nároky z hľadiska jazdného pohodlia a hlavne bezpečnosti jazdy, čo je problémom klasických pasívnych pružiacich systémov. Zavádzajú sa rôzne regulovateľné prvky do pruženia, aby sa zmenšil konflikt medzi jazdnou bezpečnosťou a jazdným pohodlím. Vlastné frekvencie nápravy a nadstavby sa navzájom líšia približne desaťnásobne. Potom tlmenie sústavy náprava-nadstavba je vždy kompromis medzi jazdným pohodlím a jazdnou bezpečnosťou podľa Obr. 10.14.

Medzná krivka v Obr. 10.14 je medzou dosiahnuteľného maxima pre klasické pasívne pružiace systémy vozidiel. Použitím regulovateľných systémov s premenlivým tlmením možno docieliť rôzne vlastnosti odpruženia podvozku automobilu, teda dostať sa do oblasti pod medznú krivku pasívneho odpruženia. Snaha priblížiť sa k ideálnemu stavu (Obr. 10.14) počas procesu kmitania automobilu je charakterizovaná zabezpečením takých zrýchlení kmitania nadstavby automobilu, ktoré sú v medziach vytýčených podľa Obr. 10.13 kapitoly 10.3 a zabezpečením optimálnej bezpečnosti jazdy, ktorá je závislá od kontaktu kolies automobilu s jazdným povrchom. Mechatronické systémy odpruženia automobilu, ktoré sú jednotlivo charakterizované v tejto kapitole nám umožňujú riešiť závislosť medzi jazdnou bezpečnosťou a jazdným pohodlím,



Obr. 10.14. Závislosť medzi jazdnou bezpečnosťou a jazdným pohodlím [8]

keď regulácia parametrov odpruženia mechatronickými systémami sa bude približovať k ideálnemu stavu.

Na splnenie účelu odpruženia automobilov uvedeného v kap. 10.1 nám v súčasnosti slúžia tieto systémy odpruženia:

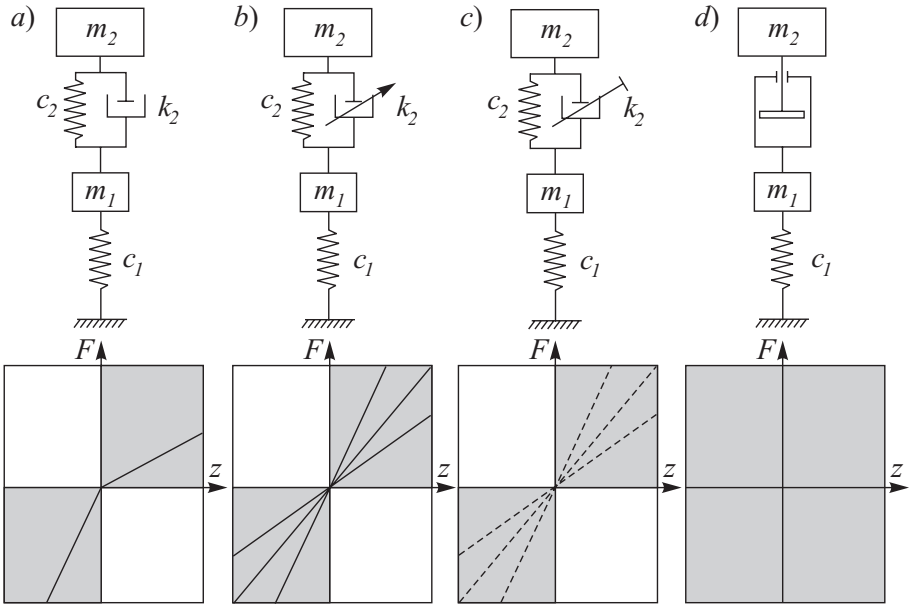
- pasívn/konvenčné,
- adaptívne,
- emiaktívne,
- aktívne.

Pasívne: Tvorí skupina konvenčných pružín a tlmičov, ktoré nie sú riadené a ich funkcia je čisto mechanická. Majú konštantné pružiace vlastnosti, a preto sa nazývajú pasívne pružiace systémy. Nevyžadujú žiadnu energiu potrebnú na zabezpečenie ich funkcie. Deklarovaný účel odpruženia plnia nedostatočne napriek tomu, že technologicky dosiahli takmer svoje maximum.

Adaptívne: Skupina systémov odpruženia, ktoré sú doplnok konvenčného odpruženia. Najčastejšie poskytujú možnosť voľby režimov a prispôsobenia vozidla tak, že sa prestaví tlmiaca charakteristika tlmiča, ale po prestavení sa systém správa ako konvenčný systém. Najčastejšie ponúka dva, niekedy viac režimov, t. j.. zvýšenie komfortu na úkor bezpečnosti a zvýšenie bezpečnosti na úkor pohodlia. Systém premieňa rýchle kmity kolies na pomalé kmity karosérie, resp. rámu. Pohybuje sa však v oblasti nižších frekvencií ako je vlastná frekvencia týchto odpružených častí. Systémy tohto typu vyžadujú veľmi malú dávku napájacej energie.

Semiaktívne: Skupina systémov odpruženia, ktorá má istú formu regulácie, ktorá môže zasahovať priamo do procesov tlmenia v 1. a 3. kvadrante (Obr. 10.15c) charakteristiky odpruženia. Spravidla sa viaže na činnosť tlmiča. Ich funkcia je meniť charakteristiky odpruženia. Hoci majú rovnaký dynamický model ako adaptívne, vedia vytvoriť "nekonečne veľa" charakteristík. Dá sa povedať, že je to adaptívny systém, ktorý veľmi rýchlo prepína medzi charakteristikami. Systém pracuje v oblasti frekvencií vyšších ako vlastná frekvencia odpružených častí. Tieto systémy vyžadujú malú dávku napájacej energie.

Aktívne: Sem patria systémy, ktoré priamo zasahujú do procesov odpruženia, upravujú charakteristiky v reálnom čase a menia tvrdosť odpruženia počas jazdy. Samozrejme plnia funkcie podobne ako semiaktívne, teda voľby režimov a prispôsobenia vozidla, no vždy upravujú tvrdosť odpruženia počas jazdy v ktoromkoľvek režime. Akčný prvok vyvodzuje sily podľa relatívnej výchylky medzi nápravou a odpruženými časťami automoilu. Pracuje vo všetkých kvadrantoch charakteristiky odpruženia. Systémy sú schopné pracovať v oblasti vysokých frekvencií a sú najdokonalejšie, avšak spotrebujú najviac napájacej energie. Akčný prvok vyvodzuje sily podľa relatívnej výchylky medzi nápravou a odpruženými časťami automobilu a pracuje vo všetkých kvadrantoch charakteristiky tlmenia (Obr. 10.15d)



Obr. 10.15. Dvojhmotové modely systémov odpruženia s tlmiacimi charakteristikami: a) pasívny – konvenčný; b) adaptívny; c) semiaktívny; d) aktívny [9]

10.4.1 Systém CDC (CDC system)

Systém **CDC (Continuous Damping Control)** je adaptívny systém používaný firmou Audi. Spája systém vzduchového odpruženia s elektronickou reguláciou. Vďaka tomu sa spojil vysoký komfort jazdy, zabezpečený vzduchovým odpružením, s možnosťami poskytovanými elektronikou. Je to napríklad:

- udržiavanie svetlej výšky,
- zmena tvrdosti odpruženia,
- prepínanie rôznych režimov,
- prispôsobenie sa vozidla podmienkam a štýlu jazdy.

Systém zbiera informácie zo senzorov zrýchlenia a výšky a tieto dáta posiela na spracovanie do riadiacej jednotky. Tam sa informácie spracujú a vyšle sa

signál pre výkonné riadiace elementy, ktoré tvoria predovšetkým elektricky riadené ventily a kompresor, ktoré dodávajú do tlmičov príslušný tlak potrebný na požadované utlmenie.

10.4.2 Systém ARC (ARC system)

Systém **ARC (Active Roll Control)** je adaptívny systém, ktorý vznikol z myšlienky bránenia náklonu vozidla pri prejazde zákrutou. Systém funguje na podobnom princípe ako CDC, ale okrem snímania a vyhodnocovania zvislého zrýchlenia sa monitoruje priečne zrýchlenie. Toto sa spracováva v riadiacej jednotke, ktorá posiela signály príslušným tlmičom. Vyslané signály spôsobia, že tlmiče na strane vozidla opisujúcej vonkajší polomer sa pritvrdia (zmenou tuhosti odpruženia) a tým sa potlačí náklon vozidla.

10.4.3 Systém EDC (EDC system)

Systém **EDC (Electronic Damping Control)** je v podstate adaptívny systém, ktorý rýchlo mení charakteristiku tlmenia. Zaisťuje nastavenie tvrdosti podľa jazdných podmienok, stavu vozovky, zaťaženia a jazdného štýlu. Zahŕňa možnosť výberu režimu a spolu s ostatnými vlastnosťami nastavuje optimálny útlm pre tlmiace elementy. Systém pracuje s rýchlosťou zmeny asi 10 ms. Dalo by sa povedať, že spája funkciu CDC a ARC. Poskytuje zlepšenie vlastností ako je obmedzenie náklonu karosérie pri brzdení, rozbehu a prejazde zákrutou, keď je hodnota útlmu vyššia, ako aj pre komfortnú jazdu keď je hodnota útlmu nižšia. Funkcia tohto systému je zabezpečená dodaním príslušného tlaku do konkrétneho tlmiča. Hlavné časti sústavy sú:

- elektronická riadiaca jednotka,
- tlakové čerpadlo,
- elektronicky riadené ventily.

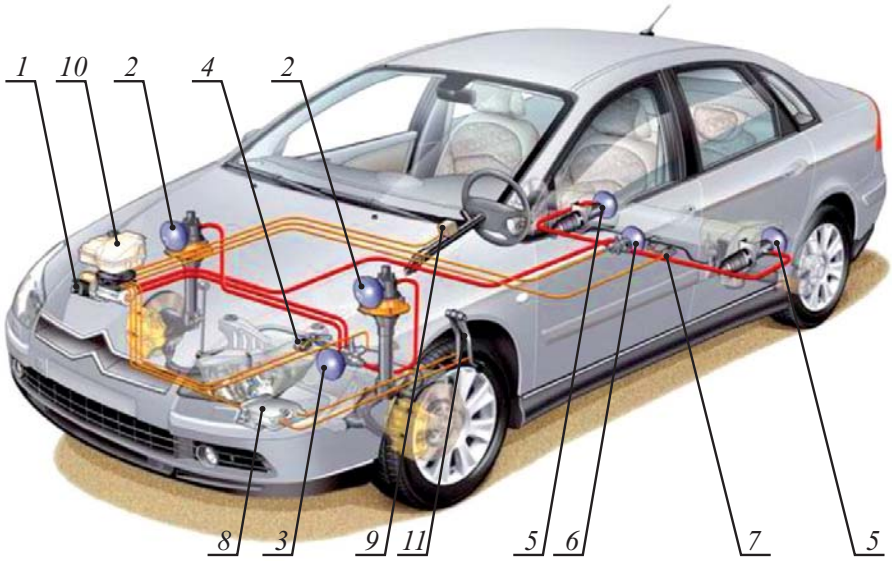
Na určenie správneho tlaku je potrebné snímať veličiny ako zrýchlenie a zaťaženie kolesa. Tie sa vyhodnotia v elektronickej riadiacej jednotke, ktorá potom vyšle signál pre korekciu tlaku. Spravidla možno zvoliť z troch režimov reprezentujúcich tvrdosť odpruženia. Je to Soft, Medium, Hard, ktoré si volí vodič.

10.4.4 Systém odpruženia Hydractive 3 (Hydractive 3 suspension system)

Semiaktívny systém vyvinutý firmou Citroën, ktorého základom je hydropneumatická sústava odpruženia pracujúca s konštantnou hmotnosťou plynu. Základná funkčnosť systému Hydractive zostala zachovaná z predošlých generácií, avšak zloženie systému zaznamenalo podstatné zmeny (Obr. 10.16). Predovšetkým mechanicky ovládané meniče svetlej výšky boli nahradené elektronicky ovládanými hydraulickými jednotkami. Tiež všetky hydraulické súčasti boli zabudované do jedinej jednotky nazývanej BHI (Built-in Hydroelectronic Interface), okrem guľových hydropneumatických tlmiacich

jednotiek, ktoré boli prebudované na vyššiu životnosť. Kompaktná BHI jednotka má na starosti 3 hlavné úlohy:

- Dodávanie potrebného vysokého tlaku do sústavy pomocou 5-piestovej hydraulickej pumpy. Pumpa je poháňaná elektromotorom pracujúcim nezávisle od motora. Taktiež sa zmenila hydraulická kvapalina, používa sa nový typ syntetickej hydraulickej kvapaliny nazývaný LDS.
- Hydraulickými jednotkami vrátane akumulátora vyhladzovať tlakové výkyvy v sústave vyvolané vysokotlakovou pumpou. 4 elektro-ventily a 2 hydraulické ventily majú za úlohu udržiavanie požadovanej svetlej výšky a v prípade výpadku systému zabraňujú strate tlaku a tým udržujú charakteristiku tlmenia v bezpečnej oblasti.
- Elektronickou riadiacou jednotkou komunikovať so senzormi rozloženými po vozidle cez multiplexnú zbernicu CAN, vyhodnocovať a vysielať ovládací signál pre oba elektromotory ovládajúce vysokotlakové pumpy a všetky elektronické ventily v sústave na dosiahnutie správnej charakteristiky.



Obr. 10.16. Schéma systému HYDRACTIVE 3 [69]: 1 – BHI (integrovaná hydrotronická jednotka), 2 – predné pružiace jednotky, 3 – predný regulátor tvrdosti, 4 – predný elektronický senzor polohy, 5 – zadné hydropneumatické valce, 6 – zadné regulátory tvrdosti 7 – zadný elektronický senzor polohy, 8 - vstavané systémové rozhranie, 9 – senzor natočenia volantu 10 – zásobník hydraulickej kvapaliny, 11 – senzory plynového a brzdového pedálu

Najväčšia výhoda tohto systému oproti jeho predchodcom spočíva v jeho rýchlosti. Nový systém dokáže v krátkom čase reagovať, pretože dôležité mechanické časti boli nahradené elektronickými. Vodič si môže vybrať zo 4 režimov nastavenia svetlej výšky a charakteristiky. Sú to režimy high, track, medium, low. Tieto režimy sú z hľadiska bezpečnosti závislé aj od cestovnej rýchlosti, preto je režim high možné použiť len do 10 km/h a režimy low a track len do 40 km/h. Toto však platí len pre manuálne nastavenie, vozidlo automaticky znižuje svetlú výšku o 15mm pri prekročení rýchlosti 110 km/h a ak je vozovka v dobrom stave, do pôvodného stavu sa systém navráti po

spomalení pod 90 km/h. Podobne to platí pri zlom stave vozovky a jazde pod 60 km/h, vtedy sa vozidlo môže zvýšiť až o 20 mm. Vozidlo má tiež schopnosť udržiavať svetlú výšku na konštantnej úrovni bez ohľadu na zaťaženie.

10.4.5 Systém AIR-Matic DC (AIR-Matic DC system)

Systém **AIR-Matic DC (Adaptive Intelligent Ridecontrol-Matic Dual Control)** je semiaktívny systém od firmy Mercedes-Benz spájajúci vzduchové odpruženie a adaptívny systém tlmenia ADS (Adaptive Dumping System). Systém umožňuje hladkú jazdu bez kompromisu s ohľadom na bezpečnosť a zabezpečujúcu maximálny možný komfort. Systém sa stará o maximálne možné udržiavanie vozidla v konštantnej úrovni prostredníctvom voľby vhodnej úrovne tlmenia pre každé koleso. Je to otvorený systém funkčne sa podobajúci CDC, kde elektromagnetické ventily riadia vypúšťanie a napĺňanie vzduchových tlmičov. Všetko je samozrejme riadené riadiacou jednotkou, ktorá je spojená so senzormi a aktuátormi (ako sú elektromagnetické ventily a kompresor) zbernicou CAN (zbernica používaná na bezpečnostne-kritické aplikácie a aplikácie riadenia v automobile Controller Area Network).

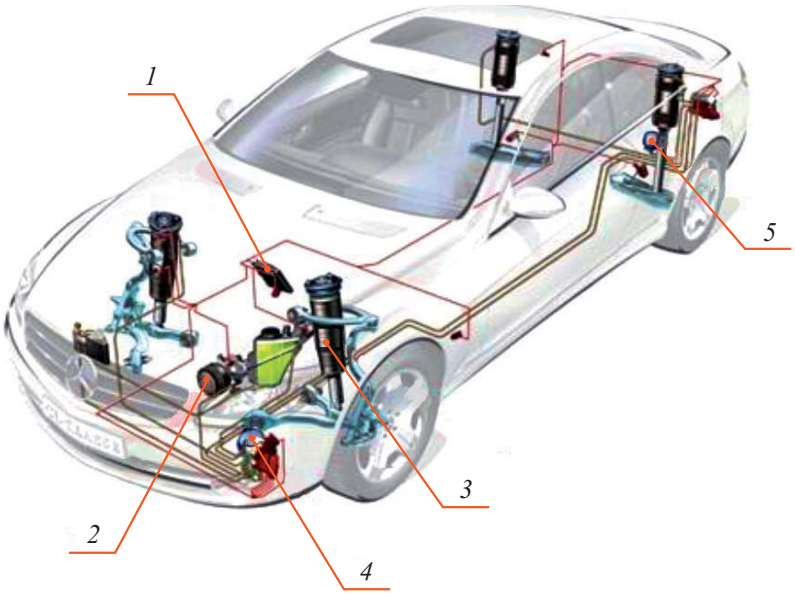
10.4.6 Systém ABC (ABC system)

Aktívnym prvkom systému **ABC (Active Body Control)** je hydraulický servomechanizmus (Obr. 10.17). Hlavným prvkom sústavy je vysokotlaková hydraulická pumpa, resp. regulovateľný ovládací piest, ktorý dodáva sústave potrebný tlak. O zber údajov zásobujúcich riadiacu jednotku sa stará 13 senzorov dostatočne rýchlych, aby celá sústava menila charakteristiku počas 10 ms. Pomocou hydraulických akčných členov, servo-ventilov, nachádzajúcich sa pri každom kolese, sa mení aktívna dĺžka pružiny a upravuje sa tlmiaca charakteristika. To znamená, že každý tlmič sa dokáže nezávisle pritvrdiť a udržať tak stály kontakt s vozovkou. Systém je nastavený tak, aby filtroval frekvencie najviac do 6Hz, čo zabezpečuje komfortnú jazdu. Cieľom je dosiahnuť elimináciu náklonov karosérie pri prejazde zákrutou, akcelerácii a decelerácii a tým vyšší komfort a zároveň lepšiu kontrolu, čo znamená vyššiu bezpečnosť. Zaujímavosťou systému je, že automobil používajúci tento systém nevyžaduje priečne stabilizátory, avšak montuje sa ako doplnok ku konvenčným tlmičom s pružinami.

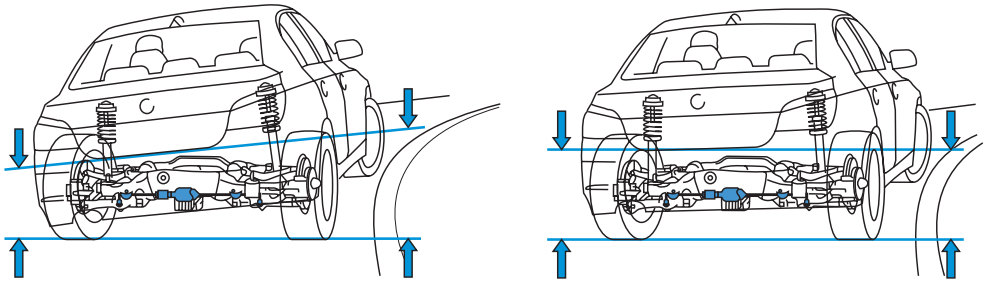
10.4.7 Systém odpruženia Dynamic Drive (Dynamic Drive suspension system)

Aktívny systém odpruženia Dynamic Drive, zlepšuje jazdné vlastnosti, pohodlie a bezpečnosť vozidla. Systém eliminuje bočné náklony karosérie a dosahuje vysokú priečnu dynamickú stabilizáciu vozidla.

Za požadované vlastnosti zodpovedajú aktívne stabilizátory na nápravách s integrovanými hydraulickými aktuátormi obsahujúcimi elektrické tlakové regulačné ventily. Ventily sú ovládané signálom z riadiacej jednotky, ktorá vyhodnocuje informácie získané z akceleračných senzorov a vyvolávajú príslušný



Obr. 10.17. Schéma a opis komponentov systému Active Body Control [69]: 1 – elektronická riadiaca jednotka ABC odpruženia, 2 – zásobník tlmičovej kvapaliny, 3 – kvapalinový tlmič systému ABC, 4 – elektronický ventilový rozvádzač tlmičovej kvapaliny, 5 – čerpadlo tlmičovej kvapaliny



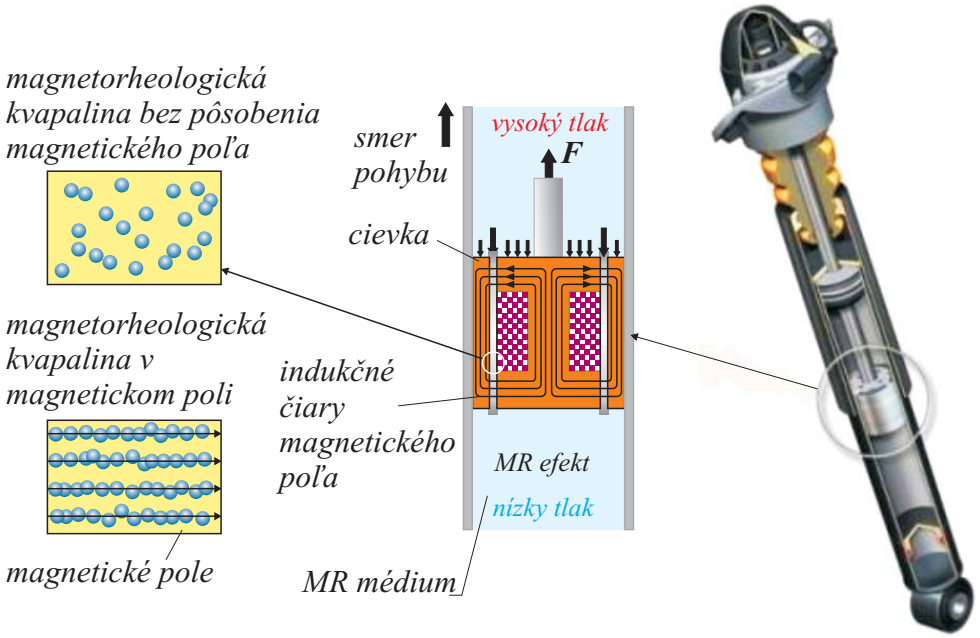
Obr. 10.18. Funkcia systému Dynamic Drive

stabilizačný moment. Vozidlo sa tak stáva agilnejšie pri prejazde zákrutou, zvyšuje sa komfort cestujúcich a zvyšuje sa bezpečnosť jazdy.

10.4.8 Systém odpruženia pomocou magnetoreologických tlmičov (Suspension system with magnetorheological dampers)

Systém ktorý bol vyvinutý zdokonalením konvenčných tlmičov. Podstata systému je nahradenie tlmičovej kvapaliny magnetoreologickou kvapalinou a pridanie cievky vyvolávajúcej indukované elektromagnetické pole. To vplýva na kvapalinu a mení jej vlastnosti. Magnetoreologická kvapalina v sebe obsahuje pomerne veľkú hustotu mikročastíc kovu (asi 20 až 40%) s magnetickými vlastnosťami. Tieto sú schopné reagovať, na zmeny magnetického poľa vyvolané cievkou. Pri prechode prúdu cievkou sa vytvorí magnetické pole a častice kovu vytvoria vláknité štruktúry pozdĺž magnetického poľa. Toto má za následok zmenu vlastností, predovšetkým viskozity magnetoreologickej kvapaliny. Dôsledkom je spomalenie prietoku kvapaliny cez kalibrované prietokové kanáliky. Nutná podmienka na dosiahnutie požadovaných tlmiacich charakteristík, je rýchla elektronika. Systém je schopný pracovať v časoch 5 až

10 ms, pričom tlmiče s obtokovými kanálikmi sú schopné pracovať len v časoch asi 15 ms.



Obr. 10.19. Magnetoreologicky tlmič a a jeho funkcie riadenia viskozity prostredníctvom cievok [69]

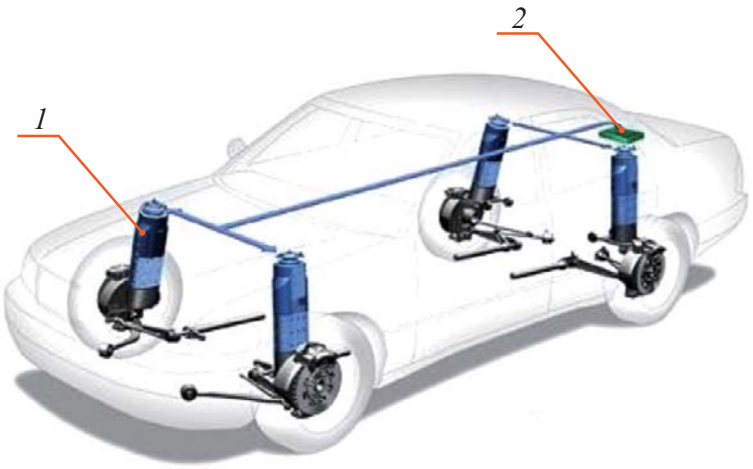
10.4.9 Systém MRC Bose (MRC Bose system)

Koncepcia **MRC (Magnetic Ride Control)** vyvinutá firmou Bose je unikátny systém odpruženia a v súčasnosti najinovatívnejší systém. Jeho prednosťou je rýchlosť zmeny nastavenia, ktorej čas potrebný na zmenu oproti magnetoreologickej kvapaline, ktorá reaguje v čase 5 až 10 ms, je asi 1 ms. To znamená, že zmena nastáva takmer v reálnom čase. Koncepcia (Obr. 10.20) spočíva na štyroch prvkoch, ktoré sú:

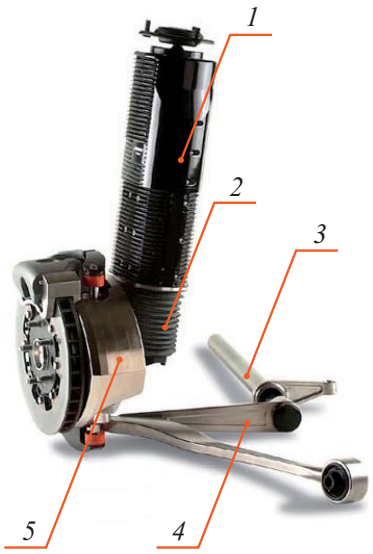
1. Použitie lineárneho elektromagnetického motora ako tlmiča Obr. 10.21, ktorého prednosťou oproti ostatným typom tlmičov je práve rýchlosť zmeny nastavenia tvrdosti.
2. Zosilňovač napájajúci systém, ktorý pracuje s 300V sústavou. Podľa signálu algoritmu z riadiacej jednotky riadi činnosť lineárnych elektromagnetických motorov, pričom palubné napätie zostáva nezmenené 12V.
3. Ovládací algoritmus a podstata riadenia systému, ktorého vývoj trval niekoľko rokov zabezpečuje adaptívne vlastnosti systému.
4. Výpočtová rýchlosť, ktorá je kľúčový faktor pri riadení tohto systému. Na to, aby systém fungoval v takmer reálnom čase, je nutná vysoká rýchlosť spracovania signálu.

Systém úplne eliminoval náklon karosérie pri bočnom zrýchlení v zákrute ako aj pri brzdení a akcelerácii. Tiež sa zásadne zlepšili vlastnosti pri prejazde nerovnosťami a tým sa zvýšil komfort jazdy. Systém teda kombinuje jazdné

pohodlie s jazdnými vlastnosťami športového auta. Medzi prednosti tohto systému patrí aj schopnosť akumulovať si energiu z pohybu, dočasne ju uchovať a neskôr spotrebovať pri tlmení. Je to takzvaná rekuperácia energie. Spotreba systému je vďaka tomu asi jedna tretina spotreby štandardnej klimatizácie.



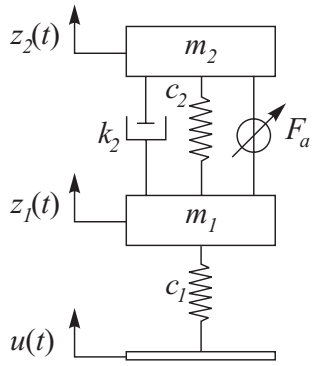
Obr. 10.20. Schematický model systému MRC BOSE [69]: 1 – lineárne elektromagnetické motory systému odpruženia, 2 – elektronická riadiaca jednotka systému MRC Bose



Obr. 10.21. Záves s lineárnym elektromotorom namiesto tlmiča typického pre systém MRC BOSE [69]: 1 – lineárny elektromagnetický motor, 2 – ochranné puzdro jednotky odpruženia, 3 – torzná tyč, 4 – kyvné rameno, 5 – tlmiaci systém odpruženia kolesa automobilu (tlmiacie teleso)

10.4.10 Dynamický model automobilu s aktívnym odpružením (Dynamic vehicle model with active suspension)

Riešenie systému regulácie odpruženia pre dvojhmotový model je zhotovený s paralelným zapojením akčného členu a členu pružina-tlmič (Obr. 10.22). Hydraulický obvod je vymodelovaný ako akčný člen, ktorý generuje potrebnú silu. Táto sila sa dá riadiť, a tým sa dá dosiahnuť požadované správanie pružiaceho systému. Sila akčného člena je označená F_a. Vhodným riadením sily F_a sa dá zabezpečiť želané správanie sústavy.



Obr. 10.22. Dvojhmotový model automobilu (1/4 model – pružina – tlmič – aktuátor)

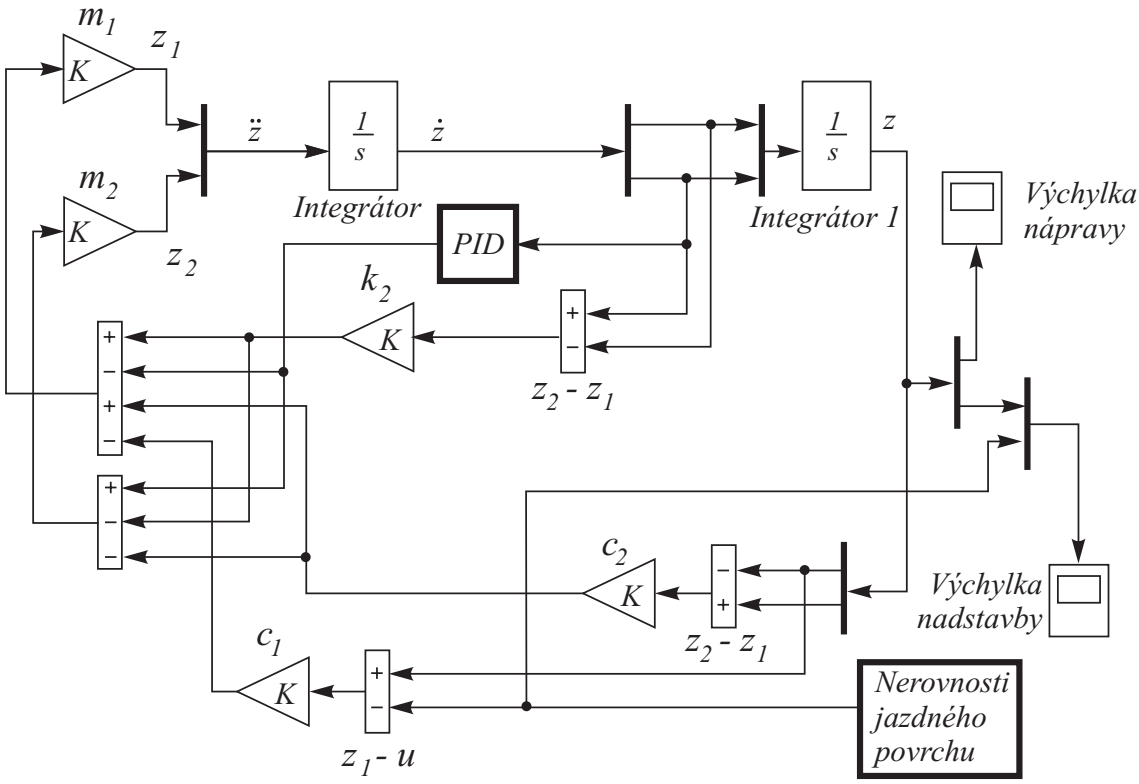
Činnosť akčného člena je modelovaná PID reguláciou, ktorá simuluje celý mechatronický systém (Obr. 10.23). Skladá sa z troch paralelných členov:

a) proporcionálny člen, má tvar zosilnenia a označuje sa P,
b) integračný člen, má tvar s / I kde I je integračná konštanta,
c) derivačný člen, má tvar $D.s$ kde D je derivačná konštanta.

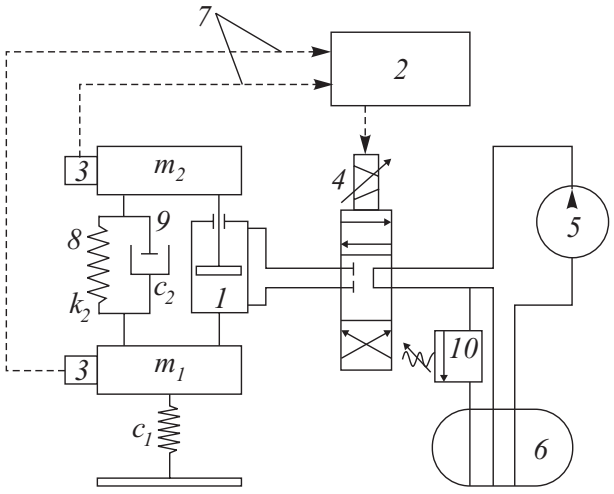
Derivačný člen môže byť doplnený filtrom, ktorý predstavuje saturačné obmedzenie fyzickej realizácie pri derivovaní.

Model na Obr. 10.23 bol navrhnutý s využitím rovníc pre 1/4 model automobilu s pridaním vplyvu akčného člena s PID reguláciou.

Schéma aktívneho odpruženia 1/4 modelu automobilu je na Obr. 10.24.



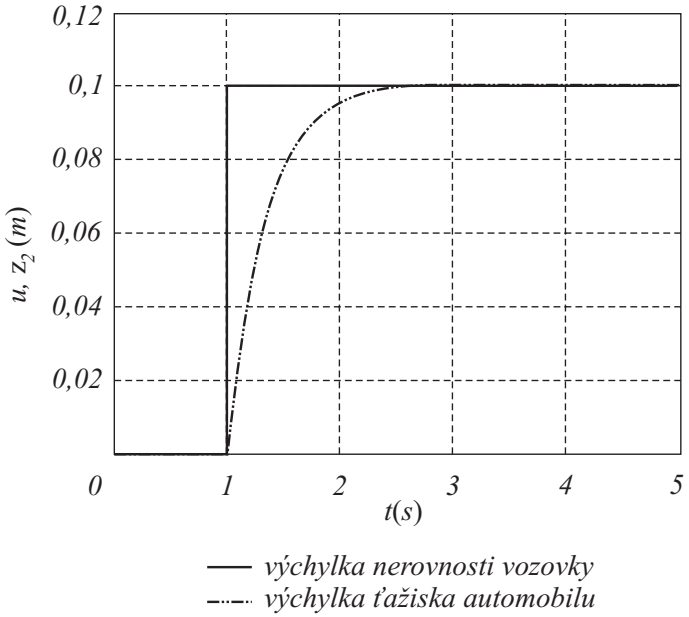
Obr. 10.23. Schéma dvojhmotového modelu automobilu (1/4 model) (pružina - tlmič - aktuátor)



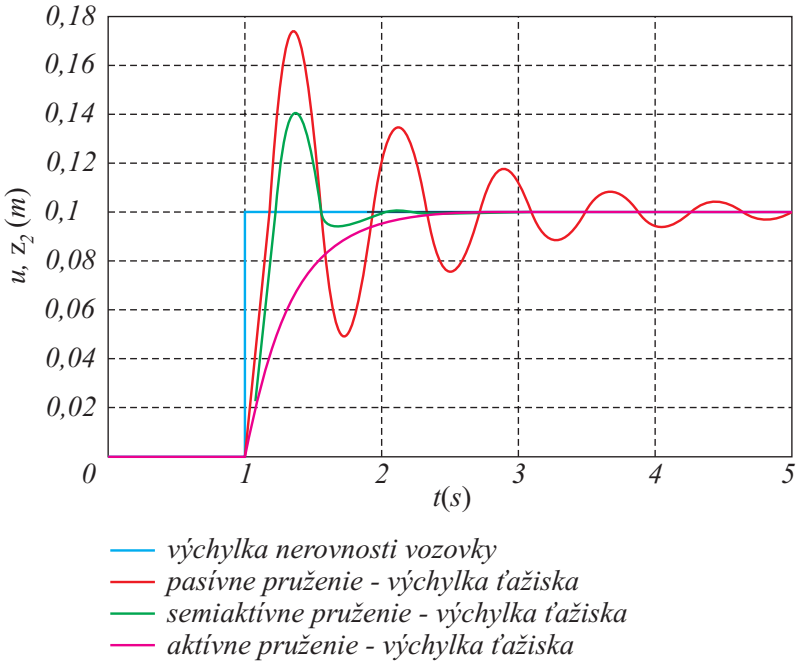
Obr. 10.24. Schéma aktívneho odpruženia 1/4 modelu automobilu: 1 – aktuátor, 2 – riadiaca jednotka, 3 – snímače; 4 – servoventil, 5 – čerpadlo, 6 – zásobník kvapaliny, 7 – meraný signál; 8 – pružina, 9 – tlmič, 10 – škrtiaci ventil

Priebeh zmeny polohy ťažiska automobilu s aktívnym odpružením pri skokovej zmene polohy prednej nápravy od nerovnosti vozovky je na Obr. 10.25.

Priebeh zmeny polohy ťažiska pri skokovej zmene polohy prednej nápravy pre rôzne druhy odpruženia autombilu je znázornený na Obr. 10.26.



Obr. 10.25. Priebeh polohy ťažiska 1/4 modelu automobilu pri skokovej zmene spôsobenej nerovnosťou modelu vozovky [8]



Obr. 10.26. Odozvy ťažiska automobilu na skokovú zmenu pre tri druhy pružiacich systémov [8]

10.4.11 Čiastkový záver

Súčasný automobil je pružná, kmitavá sústava, ktorej vyšetrovanie dynamiky predstavuje zložitý a náročný proces. Z tohto dôvodu sú v predchádzajúcich kapitolách s využitím zjednodušených modelov precizované účely odpruženia automobilu, druhy kmitania automobilu a ich vlastnosti, sily vznikajúce v procese kmitania neodpružených a odpružených hmotností automobilu, ako aj výchylky ťažiska automobilu. Sú spracované analýzy kmitania od teoretických

východísk až po mechatronické systémy regulácie a riadenia procesov kmitania automobilu. Vývoj systémov odpruženia automobilov sa orientuje hlavne na regulovateľné systémy. V predmetnej kapitole sú analyzované poznatky o vplyvoch rôznych mechatronických systémov odpruženia na hlavné parametre kmitania automobilu ako pružnej sústavy.

Z porovnania (Obr. 10.26) vyplýva, že najhoršie správanie, čo sa týka pohodlia jazdy, má klasické pasívne odpruženie v zložení pružina-tlmič. Ďalej vidieť veľmi dobré správanie sa semiaktívneho systému s reguláciou tlmenia. Najmenšie zmeny polohy ťažiska automobilu majú priebehy systému s aktívnym odpružením.

Z výsledkov analýz vyplýva, že klasické pasívne systémy odpruženia automobilov technologicky nemôžu konkurovať regulovaným systémom, predovšetkým aktívnym systémom odpruženia, ktoré sú schopné reagovať na výchylky kolies od nerovností vozovky takmer v reálnom čase.

11

Stabilita automobilov (Stability of the cars)

Stabilita je všeobecne taký rovnovážny stav telesa, alebo sústavy, pri ktorom po malej poruche rovnováhy, vyvolanej rušivým vplyvom, sa teleso, alebo sústava sama vracia do pôvodného rovnovážneho stavu. Pri vozidlách sa pôvodným rovnovážnym stavom obvykle rozumie jazda na všetkých kolesách v smere vytýčenom mechanizmom riadenia.

Rozdelenie stability automobilu:

a) **Stabilita priečna (Lateral stability)** pri prejazde zákrutou, alebo na priečnom svahu.
b) **Stabilita pozdĺžna (Longitudinal stability)** – pri jazde na pozdĺžnom svahu.
c) **Stabilita smerová (Course stability)** – stáčanie automobilu v priamej jazde okolo zvislej osi.

Žiadne súčasné vozidlo nespĺňa podmienky stability v plnom rozsahu a pri všetkých jazdných režimoch.

11.1 Smerová stabilita (Course stability)

Smerová stabilita vyšetruje pohyby automobilu okolo zvislej osi (z) a v smere priečnej osi (y) obvykle pri stálej rýchlosti jazdy na rovnej vozovke v závislosti na rušivých vplyvoch bez pôsobenia vodiča.

Je charakterizovaná dráhou automobilu, ktorý je vychýlený z rovnovážneho stavu impulzom riadenia, alebo iným rušivým vplyvom.

Rušivé vplyvy, ktoré na vozidlo pôsobia, môžu byť vyvolané prostredím, v ktorom sa vozidlo pohybuje (nerovnosti, sklon vozovky, prúdenie vzduchu).

Pri pôsobení uvedených rušivých vplyvov vznikajú zotrvačné a odstredivé sily, ktoré spôsobujú vybočovanie a stáčanie automobilu. Ako reakcie na tieto sily vznikajú v dotyku kolies s vozovkou bočné sily. Dochádza teda k valeniu kolies s uhlami smerových odchýlok. Smerová stabilita automobilu je potom určená jeho správaním pri pôsobení týchto síl.

11.1.1 Smerová stabilita v priamej jazde (Course stability in direct ride)

Na vyšetrenie smerovej stability automobilu budeme uvažovať nasledujúci rovnovážny stav:

- jazda konštantnou rýchlosťou po rovnej vozovke,
- kolesá natočené v priamom smere jazdy,
- vodič nezasahuje do riadenia automobilu.

Ako vonkajšie rušivé vplyvy budeme uvažovať priečne sily vznikajúce v ťažisku automobilu v dôsledku:

- nerovnosti vozovky,
- priečneho sklonu vozovky.

Pri pôsobení vonkajších rušivých vplyvov môžu nastať nasledujúce prípady výsledného pohybu vozidla (STN 300034), podľa ktorého hodnotíme smerovú stabilitu:

a) Výsledný pohyb automobilu sa bude asymptoticky blížiť pohybu zodpovedajúcemu jeho rovnovážnemu stavu (pred pôsobením rušivého vplyvu) – **asymptotická stabilita (asymptotic stability)**.
b) Výsledný pohyb automobilu sa bude blížiť pohybu zodpovedajúcemu jeho rovnovážnemu stavu, ale nesplynie s ním – **neutrálna stabilita (neutral stability)**.
b) Bude stále narastať odozva (smerové vychýlenie automobilu oproti rovnovážnemu stavu) bez kmitania – **divergentná nestabilita (divergent instabitity)**.

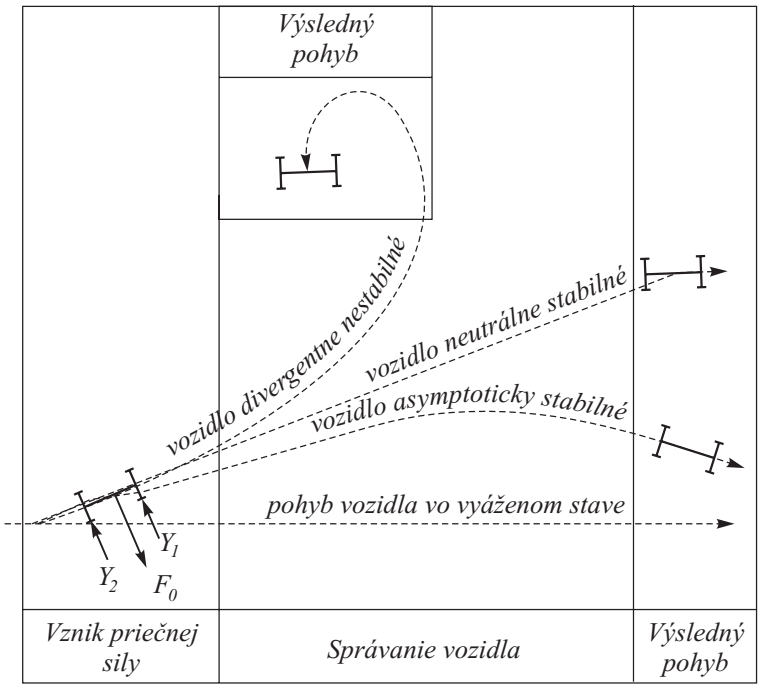
Predpokladajme, že vozidlo išlo priamo. V dôsledku pôsobenia rušivého vplyvu sa stočilo na zakrivenú dráhu. Pri pohybe po zakrivenej dráhe vznikla odstredivá sila F_0 ktorá ovplyvní ďalšie správanie vozidla (Obr. 11.1).

Asymptotická stabilita (Asymptotic stability) – vozidlo sa bude vplyvom priečnej (odstredivej) sily F_0 stáčať predkom v smere tejto sily, dráha vozidla sa bude napriamovať a tým sa bude veľkosť priečnej sily F_0 zmenšovať. Výsledný pohyb vozidla sa bude asymptoticky blížiť pôvodnému pohybu v rovnovážnom stave (stáčanie vozidla pominie).

Neutrálna stabilita (Neutral stability) – vozidlo vplyvom priečnej sily F_0 nezačne zatáčať (pri rovnakých smerových odchýlkach kolies prednej aj zadnej nápravy), ale iba sa bočne posúvať. Toto vozidlo pôjde rovno s konštantnou smerovou odchýlkou od pôvodnej dráhy (ku stáčaniu vozidla nedôjde).

Divergentná nestabilita (Divergent instabitity) – vozidlo sa bude vplyvom priečnej (odstredivej) sily F_0 stáčať prednou časťou proti smeru tejto sily, jeho dráha bude mať stále menší polomer krivosti a tým bude odstredivá sila F_0 stále narastať. Po prekročení bočných adhéznych síl náprav prejde vozidlo do šmyku.

Z hľadiska stability je dôležité vedieť kedy vozidlo prechádza zo stabilného do nestabilného stavu. To nastáva pri tzv. **kritickej rýchlosti (critical speed)**:



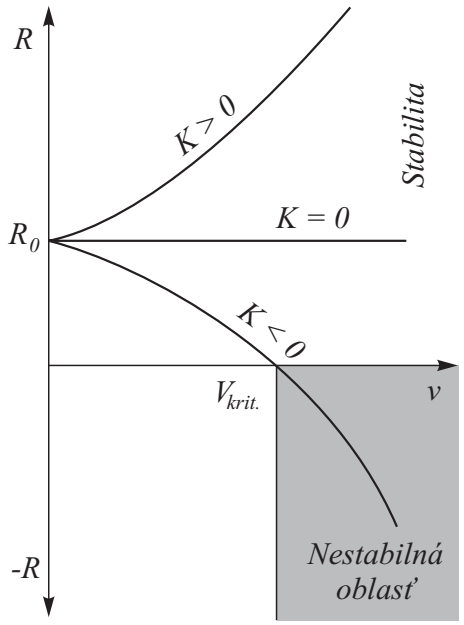
Obr. 11.1. Možné druhy pohybu automobilu pri pôsobení priečnej sily

$$v_{krit} = \sqrt{\frac{k_1 k_2 L^2}{m(k_1 l_1 - k_2 l_2)}} \tag{11.1}$$

Kritická rýchlosť (Critical speed) je definovaná ako dopredná rýchlosť automobilu v pretáčavom stave, pri ktorej je citlivosť riadenia (pomer zmeny ustáleného priečneho zrýchlenia a natočenia volantu) nekonečne veľká. Pri bližšom rozbore pre kritickú rýchlosť vyplýva:

- Pre $k_1 l_1 > k_2 l_2$ (vozidlo pretáčavé) má $v_{krit.}$ reálnu hodnotu, takže prípad jazdy kritickou, alebo nadkritickou rýchlosťou môže nastať.
- Pre $k_1 l_1 = k_2 l_2$ (vozidlo neutrálne) je $v_{krit.} = \infty$ – tento prípad jazdy nemôže nastať.
- Pre $k_1 l_1 < k_2 l_2$ (vozidlo nedotáčavé) má $v_{krit.}$ imaginárnu hodnotu – nemôže prakticky nastať.

Z uvedeného je súčasne zrejmá aj veľmi úzka súvislosť medzi riaditeľnosťou a stabilitou vozidiel. Vozidlo idúce po kruhovej dráhe $v_{krit.}$ bude samovoľne zatáčať i pri nulovom natočení volantu. Pri jazde $v_{krit.}$, s konštantným natočením volantu bude vozidlo zatáčať na nulovom polomere – prejde do rotácie okolo zvislej osi. Závislosť polomeru zatáčania na rýchlosti, ktorá bola odvodená v kapitole "Dynamika zatáčania" môžeme teda doplniť o stabilnú a nestabilnú oblasť (Obr. 11.2).



Obr. 11.2. Závislosť polomeru zatáčania od rýchlosti vozidla

Závery k smerovej stabilite:

- Vozidlo nedotáčavé a neutrálne je teda smerovo stabilné. Vozidlo pretáčavé je po prekročení kritickej rýchlosti smerovo nestabilné. Jeho zvládnutie vyžaduje zvýšené úsilie a námahu vodiča.
- Zo vzťahu $v_{krit.}$, vyplýva, že požadované jazdné vlastnosti z hľadiska smerovej stability možno dosiahnuť vhodnou voľbou polohy ťažiska $(l_1; l_2)$, voľbou vhodných pneumatík a tuhosti riadenia $(k_1; k_2)$.
- Z hľadiska dosiahnutia stability vozidla by ťažisko malo ležať pred neutrálnym bodom, bližšie k prednej náprave, alebo v neutrálnom bode.
- Pokiaľ sú na vozidle použité rôzne pneumatiky, potom na zadnej náprave by mali byť montované pneumatiky s lepšou schopnosťou bočného vedenia (väčší súčiniteľ smerovej odchýlky).

11.1.2 Aerodynamická stabilita (Aerodynamic stability)

Ovplyvnenie pozdĺžnej a priečnej stability vplyvom aerodynamických síl je pre bežné vozidlá veľmi malé. K podstatnému ovplyvneniu by došlo až pri vysokých rýchlostiach relatívneho prúdu vzduchu (300 až 400 $km.h^1$).

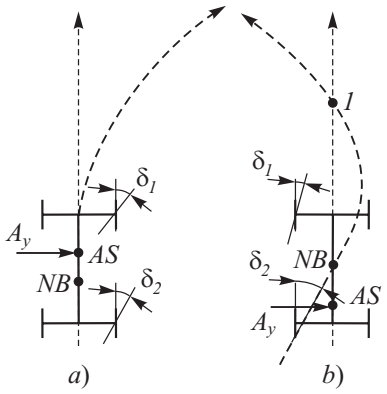
Priečna aerodynamická sila však ovplyvňuje smerovú stabilitu vozidla obdobne ako priečna sila v ťažisku vozidla. Jej pôsobisko budeme ďalej označovať ako **aerodynamický stred (AS) (aerodynamic centre)**.

Vzniknutá priečna aerodynamická sila A_y (napr. pri priamej jazde v bočnom vetre) vyvolá vznik bočných síl a smerových odchýlok na nápravách. V dôsledku toho sa začne vozidlo z pôvodného smeru jazdy vychyľovať. Výsledný pohyb potom bude ovplyvnený polohou aerodynamického stredu.

Ak bude aerodynamický stred (AS) ležať pred neutrálnym bodom (NB) potom vzniknú na prednej náprave väčšie smerové odchýlky $(\delta_1 > \delta_2)$, vozidlo sa bude stáčať v smere pôsobiacej sily a bude sa stále viac vychyľovať z pôvodného

smeru jazdy (Obr. 11.3a). Na návrat do pôvodného smeru by bol nutný zásah vodiča. Vozidlo môžeme označiť ako **aerodynamicky nestabilné, (aerodynamic instability vehicle)**.

Ak bude AS za NB vzniknú väčšie smerové odchýlky na zadnej náprave ($\delta_1 < \delta_2$). Vozidlo sa po počiatočnom vybočení začne stáčať proti smeru pôsobiacej sily – smerom k pôvodnej dráhe (Obr. 11.3b). V bode 1 by teda stačil malý korigujúci zásah vodiča na uvedenie vozidla do pôvodného smeru. Pretože vozidlo sa snaží vrátiť samo do pôvodného smeru jazdy, môžeme ho označiť ako **aerodynamicky stabilné, (aerodynamic stability vehicle)**.



Obr. 11.3. Prípady správania sa vozidla v bočnom vetre

V oboch uvedených prípadoch (Obr. 11.3a,b) ide o vozidlá citlivé na bočný vietor. Aby sa vyrovnali účinky pôsobiaceho bočného vetra a vozidlo išlo priamo, musí vodič vozidlo korigovať. Ak **aerodynamický stred leží v neutrálnom bode vozidla (aerodynamic centre in neutral point) – vozidlo nie je citlivé na bočný vietor (crosswind non-sensitivity vehicle)**. Bude sa síce pôsobením bočného vetra vychyľovať, ale nebude sa stáčať.

Závery k aerodynamickej stabilite:

- Z hľadiska aerodynamickej stability vozidla by mal AS ležať v NB, alebo za ním.
- Z hľadiska smerovej stability by súčasne ťažisko malo ležať v NB, alebo pred ním.
- Ak leží AS v NB. je vozidlo necitlivé na bočný vietor a po počiatočnom vybočení udržuje stály smer bez zásahu vodiča.

Požiadavka polohy AS v NB, alebo za ním je však v rozpore s aerodynamickým riešením karosérie z hľadiska odporu vzduchu. Takmer všetky súčasné automobily (osobné) majú karosérie vytvorené tak, že sú aerodynamický nestabilné a to tým viac, čím lepšie sú tvarované z hľadiska odporov vzduchu (AS sa posúva dopredu).

11.1.3 Stabilita riadenia (Steering stability)

Riadené kolesá automobilu sú uložené otočne okolo zvislých čapov riadenia. Sú preto náchylné k samovoľnému vychyľovaniu z polohy pre priamu jazdu. Pritom

dochádza k narušeniu smerovej stability vozidla. Preto je žiaduce, aby boli tieto kolesá vhodným spôsobom automaticky stabilizované. Cieľom automatickej stabilizácie riadených kolies je:

- Udržiavať samočinne polohu kolies pre priamu jazdu.
- Vracať kolesá do tejto polohy (bez zásahu vodiča) pri vychýlení náhodnými dynamickými rázmi, alebo po prejdení zákruty.

Automatickú stabilitu riadených kolies dosahujeme vhodnou geometriou ich zavesenia:

- **záklonom osi riadenia (caster angle)**,
- **príklonom osi riadenia (kingpin inclination)**,
- **uhlom odklonu kolesa (camber angle)**,
- **uhlom zbiehavosti kolies (toe angle)**.

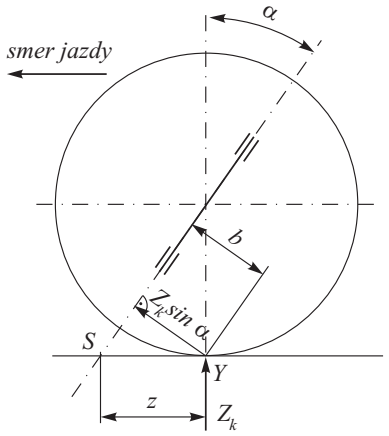
Ďalej si vysvetlíme fyzikálnu podstatu stabilizačných účinkov týchto opatrení. **Záklon osi riadenia (Caster angle)** α je priemet uhla zovretého osou čapu riadenia a zvislicou do pozdĺžnej zvislej roviny vozidla (Obr. 11.4).

Stopník osi riadenia v rovine vozovky je posunutý pred stred stopy kolesa o vzdialenosť z - **závlek kolesa (caster offset)**. Ak uvažujeme iba záklon osi riadenia, potom pri výklone kolesa do požadovaného smeru vzniká v stope (v dôsledku pôsobenia odstredivej sily pri zatáčaní vozidla) bočná sila Y. Táto bočná sila vytvára vzhľadom k osi riadenia moment:

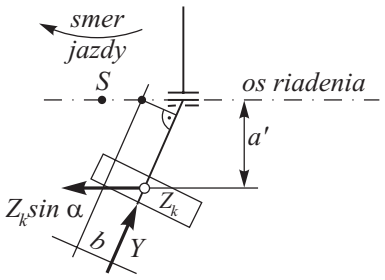
$$M_\alpha = Y.b = Y.r_d.sin\alpha \tag{11.2}$$

kde $b = r_d.sin\alpha$ (Obr. 11.4 a Obr. 11.5) je priečka dvoch mimobežiek – bočnej sily Y a osi riadenia. Je nutné si uvedomiť, že pri výklone kolesa do požadovaného smeru sa veľkosť tejto priečky mení.

Vzniknutý moment, ktorý predstavuje **hlavný stabilizačný účinok (general stabilizing effect)** pri záklone osi riadenia sa snaží natočiť koleso do priameho smeru jazdy, keď odstredivá sila zmizne a tým zanikne i bočná sila Y. Rovnaký účinok sa prejavuje aj na druhom riadenom kolese nápravy.

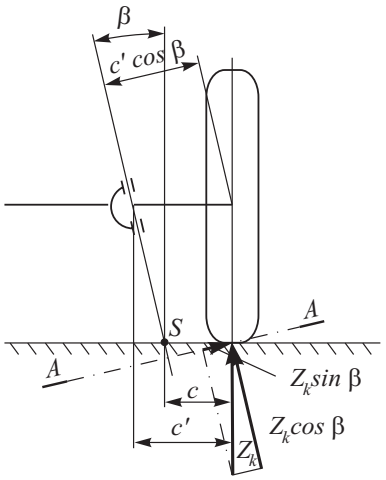


Obr. 11.4. Záklon osi riadenia

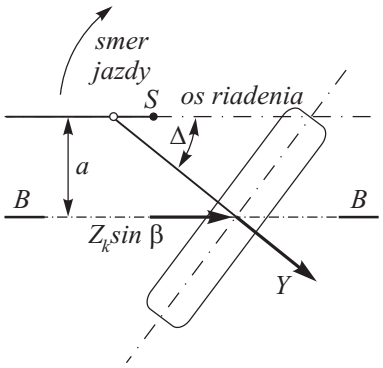


Obr. 11.5. Záklon osi riadenia – pôdorys

Príklon osi riadenia (Kingpin inclination) β (STN 300034) je priemet uhla zovretého osou čapu riadenia a zvislicou do priečnej zvislej roviny vozidla (y, z) (Obr. 11.6).



Obr. 11.6. Príklon osi riadenia



Obr. 11.7. Príklon osi riadenia – pôdorys

Vzdialenosť stopníka osi riadenia v rovine vozovky a stredu stopy pneumatiky udáva **polomer požadovaného smeru riadenia v rovine vozovky (kingpin offset in roadway plane)-** c.

Vodorovná vzdialenosť medzi stredom kolesa a osou riadenia udáva polomer požadovaného smeru riadenia v strede kolesa - c'.

Hlavný stabilizačný účinok (General stabilizing effect) vzniká pôsobeným tiaže vozidla. Vplyvom príklonu osi riadenia by sa pri nehybnej náprave a výklone kolesa do smeru stredu stopy kolesa pohyboval v rovine $A - A$ (Obr. 11.6), t. j. koleso by sa dostalo pod rovinu vozovky. To nie je v skutočnosti možné, takže pri výklone kolesa do smeru stredu stopy kolesa musí dôjsť k nadvihnutiu nápravy. Účinkom tiaže pôsobiacej na nápravu sa náprava snaží zaujať vzhľadom k vozovke čo najnižšiu (najstabilnejšiu) polohu. Natáča teda koleso tak, aby stred stopy ležal na pôdoryse osi riadenia (Obr. 11.7).

Ak preložíme stredom stopy kolesa vykloneného do smeru pohybu rovinu kolmú na vozovku a rovnobežnú s osou riadenia (Obr. 11.7 - rovina $B - B$), môžeme radiálnu reakciu kolesa Z_K v tejto rovine rozložiť na zložku $Z_K . \cos\beta$ (Obr. 11.6), ktorá je rovnobežná s osou riadenia a zaťažuje axiálne ložiská čapu riadenia. Druhá zložka – $Z_K \sin\beta$ vytvára stabilizačný moment

$$M_\beta = Z_K . \sin\beta . a \tag{11.3}$$

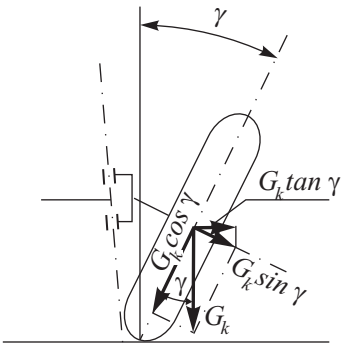
kde a je priečka mimobežiek sily $Z_K . \sin\beta$ a osi riadenia.

Vzniknutý moment natáča koleso okolo osi riadenia do priameho smeru jazdy. V okamihu, keď sa stred stopy dostane na pôdorys osi riadenia, moment M_β zanikne, pretože v tejto polohe je priečka mimobežiek $a = 0$. Príklon osi riadenia je hlavným opatrením zaisťujúcim stabilitu riadených kolies. Hodnoty záklonu a príklonu osi riadenia u súčasných vozidiel sú uvedené v Tab. 11.1.

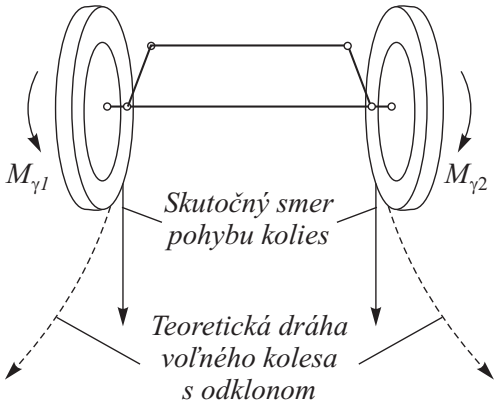
Uhol odklonu kolesa (Camber angle) – γ je sklon strednej roviny rotácie kolesa od pozdĺžnej zvislej roviny vozidla (Obr. 11.8).

Tabuľka 11.1. Hodnoty záklonu a príklonu osi čapu riadenia

Vozidlo		α°	β°
Osobné aut.:	najčastejšie	0 - 0,25	3 - 8
	výnimočne	0,75 - 1,5	
	úplne výnimočne	3 - 9	
Nákladné aut.	najčastejšie	0 - 1	
	výnimočne	1,5 - 2	
	úplne výnimočne	do 5	



Obr. 11.8. Uhol odklonu kolesa



Obr. 11.9. Valenie kolesa s odklonom

Uhol odklonu kolesa spôsobuje, že tiaž pôsobiaca na koleso sa rozkladá na dve zložky: radiálnu $G_K . \cos\gamma$ a axiálnu $G_K . \sin\gamma$. Axiálna zložka spôsobuje vznik bočnej sily na koleso s veľkosťou $Y = G_K . \tan\gamma$.

Kolesá sa valia s uhlom smerovej odchýlky a majú snahu zatáčať po kruhovej dráhe. Nápravou sú však vedené priamo (Obr. 11.8).

V stope oboch kolies na náprave vznikajú bočné sily Y_1 a Y_2. Tieto vytvárajú k osiam riadenia momenty $M_{\gamma 1}$ a $M_{\gamma 2}$, ktoré vytvárajú predpätie v mechanizme riadenia.

V priamej jazde majú tieto momenty rovnakú veľkosť a navzájom sa rušia. Pri natočení kolies do smeru sa na vnútornom kolese priblíži skutočný smer pohybu kolesa teoretickej dráhe, takže tu vznikne menší moment. Rozdiel oboch momentov sa snaží natočiť kolesá späť do priameho smeru jazdy, kde sa opäť budú momenty rušiť.

Pri zatáčaní sa uhol odklonu mení vplyvom predklonu, či záklonu osi riadenia. Pri výkyvných nápravách sa odklon kolesa mení aj s prepružením.

Veľkosť odklonu kolesa býva najmä pre novšie vozidlá malá s ohľadom na široké pneumatiky a ich behúne. Vyrába sa najčastejšie v rozmedzí 0 až 0,25°.

Na paralyzovanie uhla smerovej odchýlky vznikajúcej pri odklone kolies sa nastavujú uhly zbiehavosti kolies. Tým vznikajú opačné bočné sily na kolesách a je zabezpečené ich rovnomerné opotrebovanie.

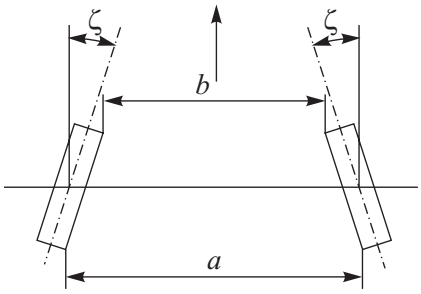
Uhol zbiehavosti kolies (Toe angle) $-\zeta$ je priemet uhla medzi pozdĺžnou osou vozidla a strednou rovinou rotácie kolesa do roviny vozovky.

Zbiehavosť kolies je najčastejšie udávaná ako rozmer, ktorý vyjadruje požadované zbližovanie protiľahlých kolies vozidla smerom dopredu. Je to

rozdiel vzdialenosti $(a - b)$ medzi vnútornými okrajmi ráfikov kolies rovnakej nápravy vo vodorovnej rovine prechádzajúcej stredmi kolies (Obr. 11.10).

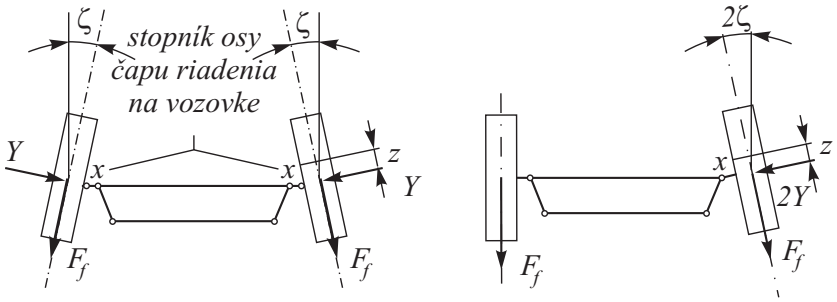
Účelom zbiehavosti je zmenšiť vplyv odklonu kolies a im spôsobenej bočnej odchýlky, vedúcej k väčšiemu opotrebovaniu pneumatík na vonkajšej strane kolies. Pri nastavení zbiehavosti je opotrebovanie pneumatík rovnomerné. Ďalej zbiehavosť napomáha axiálnemu zaťaženiu ložísk otočných čapov kolies a vymedzuje aj vôľu v guľových čapoch mechanizmu riadenia.

Pretože súčasné vozidlá majú malé uhly odklonu kolies, zmenšuje sa aj zbiehavosť. Pre osobné automobily býva v rozmedzí 0 až 3 mm, pre nákladné 3 až 8 mm.



Obr. 11.10. Uhol zbiehavosti kolies

Ak sú kolesá nastavené do polohy pre priamu jazdu (Obr. 11.11a), potom na každom kolese vznikne malá bočná sila Y priamoúmerná uhlu zbiehavosti ζ.



Obr. 11.11. Stabilizačný účinok zbiehavosti kolies

.

Tieto sily vytvárajú k osi riadenia momenty, ktoré sa navzájom rušia. Ak sa natočí napr. ľavé koleso v priamej jazde náhodne o uhol ζ doľava (Obr. 11.11b), potom sa bude valiť bez uhla zbiehavosti, zatiaľ čo na pravom kolese bude uhol zbiehavosti 2.ζ a tiež dvojnásobná bočná sila, ktorá bude kolesá vracať do polohy pre priamu jazdu.

11.2 Priečna stabilita. (Lateral stability)

V priečnej stabilite budeme vyšetrovať prípady priečneho šmyku, alebo prevrátenie vozidla ku ktorým dochádza pri jazde v zákrute a na bočnom svahu.

11.2.1 Stabilita v zákrute (Stability in curve)

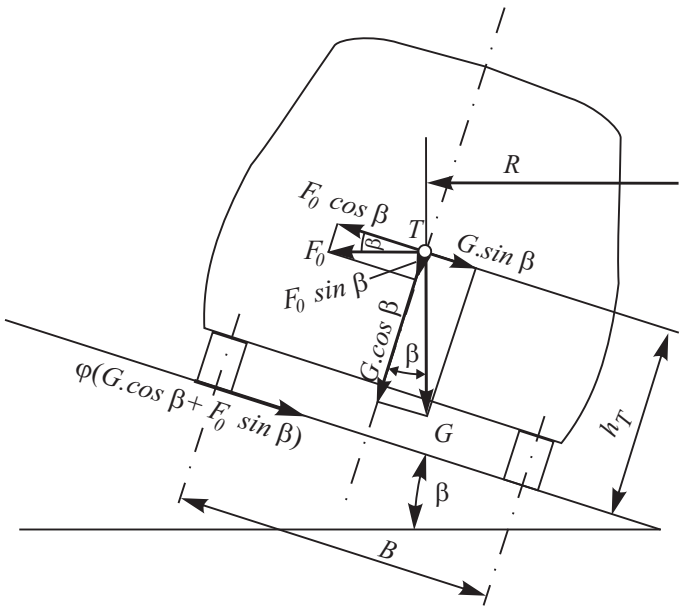
Pri prechádzaní zákruty vzniká v ťažisku vozidla odstredivá sila s veľkosťou

$$F_0 = \frac{mv^2}{R} \tag{11.4}$$

ktorá môže spôsobiť porušenie priečnej stability prevrátením vozidla, alebo priečnym šmykom.

Pre jednoduchosť budeme pri rozbore predpokladať jazdu vozidla rovnomernou rýchlosťou (doprednou i uhlovou) v zákrute s konštantným polomerom R.

Rozbor urobíme pre všeobecný prípad - **prejazd vozidla klopenou zákrutou, (general case – roll curved track run)** Situácia vozidla pre tento prípad je znázornená na Obr. 11.12. Okrem odstredivej sily F_0 pôsobí v ťažisku aj tiaž vozidla G. Obidve sily možno rozložiť do zložiek kolmých na vozovku a rovnobežných s vozovkou.



Obr. 11.12. Sily na vozidle v klopenej zákrute

Šmyk vozidla (Lateral breakaway)

Na zachovanie stability z hľadiska šmyku musí platiť, že súčet priečnych síl pôsobiacich na vozidlo musí byť menší, než adhézna sila v priečnom smere.

$$\sum F_y \leq F_{ad_y} \tag{11.5}$$

Pri malých sklonoch vozovky bude dochádzať ku šmyku zo zákruty (lateral breakaway out of curve). Pre tento prípad musí pre zachovanie stability platiť podľa (11.5):

$$F_0.\cos\beta - G.\sin\beta \leq \varphi(G.\cos\beta + F_0.\sin\beta) \tag{11.6}$$

Odtiaľ po určení v z rovnice (11.6) dostaneme:

$$v_{S\ max} \leq \sqrt{\frac{g.R(\varphi + \tan\beta)}{1 - \varphi.\tan\beta}} \quad (m.s^{-1}) \tag{11.7}$$

Max. prípustná rýchlosť jazdy, aby nedošlo k šmyku zo zákruty v $(km.h^{-1})$ bude:

$$V_{S\ max} \leq 11,3\sqrt{\frac{R(\varphi + \tan\beta)}{1 - \varphi.\tan\beta}} \quad (km.h^{-1}) \tag{11.8}$$

Z tejto rovnice môžeme vypočítať priečny sklon vozovky pri ktorom k šmyku nemôže dôjsť pri ľubovoľne veľkej rýchlosti, (pre $V_{S\ max} = \infty$) Podobným spôsobom možno odvodiť podmienky stability vozidla aj v nasledujúcich prípadoch:

- Šmyk vozidla do zákruty (pri veľkých uhloch priečneho sklonu vozovky) – $V_{S\ min}$.
- Jazda zákrutou bez bočnej adhézie – V_φ.
- Šmyk vozidla v plochej zákrute – $V_{S\ max}$.
- Šmyk vozidla na kolmej stene – $V_{S\ min}$.

V praxi šmyk vozidla ako celku, t. j. súčasný šmyk všetkých náprav nastáva zriedka. Obyčajne dochádza najskôr k šmyku jednej nápravy, alebo dvojice náprav.

Vzhľadom nato, že uvažujeme pôsobenie odstredivej sily i tiaže vozidla v ťažisku, rozdeľujú sa obe sily na nápravy v rovnakom pomere.

Príčina šmyku iba niektorých náprav môže byť teda len rozdielna veľkosť adhézie na nápravách. Rozdielna veľkosť adhézie je spôsobená jednak rozdielnym stavom pneumatík (vzorka, hustenia, typ pneumatiky), jednak ich rozdielnym zaťažením. Pritom pri použití rovnakých pneumatík obyčajne platí, že viacej zaťažená náprava je náchylnejšia na šmyk.

Často je náchylnosť na šmyk vyvolaná aj tým, že kolesá náprav prenášajú rôzne veľkú obvodovú silu (trakčnú, alebo brzdnú). Ich schopnosť bočne viesť je potom rozdielna. Pri prenose obvodovej sily (X_T), môže náprava preniesť iba bočnú silu:

$$F_Y = \sqrt{(Z.\varphi)^2 - X_T^2} \tag{11.9}$$

V tomto prípade je teda možné na bočné vedenie vozidla využiť len časť adhézie podľa vzťahu:

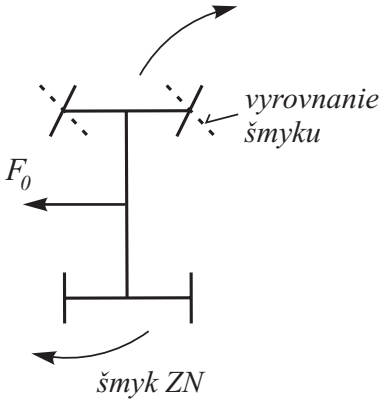
$$F_Y = Z.\varphi' \tag{11.10}$$

kde pre φ' dostaneme dosadením rovnice (11.10) do vzťahu (11.9):

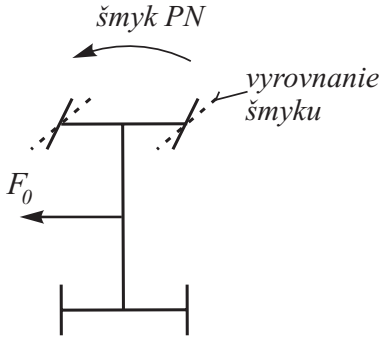
$$\varphi' = \sqrt{\varphi^2 - \left(\frac{X_T}{Z}\right)^2} \tag{11.11}$$

Ak nemá pri prejazde zákruty dôjsť k šmyku predných, ani zadných kolies, je nutné dosadzovať pri výpočtoch za súčiniteľ adhézie minimálnu hodnotu podľa rovnice (11.11). Z uvedeného rozboru je zrejmé, že brzdenie, alebo pohon v zákrute zväčšujú nebezpečenstvo smyku.

Pri šmyku zadných kolies (Lateral breakaway of rear wheels) – sa vozidlo začne stáčať predkom do zákruty (Obr. 11.13). Vzniknutá odstredivá sila pôsobí v smere šmyku zadnej nápravy a ďalej ho zväčšuje – vozidlo sa správa ako silne pretáčavé. V krajnom prípade prejde vozidlo do rotačného pohybu okolo zvislej osi, tzv. "hodiny". Šmyku zadných kolies môže vodič čeliť rýchlym, primerane veľkým natočením predných kolies zo zákruty.



Obr. 11.13. Šmyk zadných kolies



Obr. 11.14. Šmyk predných kolies

Pri šmyku predných kolies (Lateral breakaway of front wheels) sa vozidlo začne stáčať predkom zo zákruty. Jeho dráha sa napriamuje a veľkosť odstredivej sily sa zmenšuje. Vozidlo sa správa ako silne nedotáčavé (Obr. 11.14).

Vozidlo je však v tomto prípade šmyku neovládateľné. Šmyk možno kompenzovať natočením predných kolies do zákruty až keď veľkosť odstredivej sily poklesne natoľko, že je v rovnováhe s adhéznymi možnosťami prednej nápravy.

Nebezpečenstvo šmyku vzniká predovšetkým v okamihu vjazdu do zákruty. Ak má byť vozidlo uvedené do zatáčavého pohybu, je treba prekonať zotrvačný odpor proti zatáčaniu daný zotrvačným momentom

$$M_S = I_Z.\varepsilon \tag{11.12}$$

kde I_Z je moment zotrvačnosti k zvislej osi vozidla. Na prekonanie tohto momentu musia na kolesách oboch náprav pôsobiť prídavné bočné sily, ktoré pri predných kolesách smerujú do zákruty, na zadných kolesách zo zákruty a tým zväčšujú nebezpečenstvo šmyku.

Podobné pomery nastanú pri výjazde zo zákruty, ale s opačnými zmyslami prídavných bočných síl. Nebezpečenstvo šmyku je menšie, pretože pri výjazde zo zákruty sa zväčšuje polomer zatáčania a tým sa zmenšuje odstredivá sila.

Prevrátenie vozidla (Lateral rollover)

K prevráteniu vozidla v zákrute môže dôjsť vtedy, keď je preklápací moment väčší, než moment stabilizačný. Pre stabilné vozidlo teda musí platiť (Obr. 11.12):

$$M_{st} \geq M_{pr} \tag{11.13}$$

Pre jednoduchosť budeme ďalej predpokladať, že vozidlo je tuhý celok. Vplyv pružín a typ náprav na priečnu stabilitu bude bližšie rozobraný neskôr. Pri malých sklonoch vozovky môže dôjsť k **prevráteniu zo zákruty (lateral rollover out of curve)** vplyvom F_0. Pre tento prípad musí podľa Obr. 11.12 a rovnice (11.13) platiť:

$$\frac{B}{2}(G.\cos\beta + F_0.\sin\beta) \geq h_T(F_0.\cos\beta - G.\sin\beta) \tag{11.14}$$

Po dosadení rovnice (11.4) a prevedení na $(km.h^{-1})$ je max. prípustná rýchlosť na prejazd zákruty:

$$V_{P\ max} \leq 11,3\sqrt{\frac{R\left(\frac{B}{2} + h_T.\tan\beta\right)}{h_t - \frac{B}{2}.\tan\beta}} \quad (km.h^{-1}) \tag{11.15}$$

Z tejto rovnice možno vypočítať priečny sklon vozovky, pri ktorom nemôže dôjsť k prevráteniu vozidla pri ľubovoľnej rýchlosti (pre $V_{P\ max} = \infty$). Podobným spôsobom možno odvodiť podmienky stability vozidla aj v nasledujúcich prípadoch:

- Prevrátenie vozidla do zákruty (pri veľkých uhloch priečneho sklonu vozovky) – $V_{P\ min}$
- Prevrátenie vozidla v plochej zákrute – $V_{P\ max}$.
- Prevrátenie vozidla na kolmej stene – $V_{P\ min}$

Z hľadiska bezpečnosti je žiaduce, aby pri prejazde zákruty medznou rýchlosťou došlo skôr k šmyku, než k prevráteniu vozidla. Musí teda platiť:

$$V_{S\ max} \leq V_{P\ max} \tag{11.16}$$

Po dosadení rovníc (11.8) a (11.15) do (11.16) dostaneme po úprave pre výšku ťažiska automobilu:

$$h_T \leq \frac{B}{2.\varphi} \tag{11.17}$$

Táto požiadavka býva bežne splnená pre osobné automobily. Nie vždy je však splnená pre terénne vozidlá a nákladné automobily s vysokým ťažiskom nákladu, alebo s rôznymi nadstavbami.

11.2.2 Stabilita na priečnom svahu (Stability on transversal incline)

Pri jazde vozidla na priečnom svahu možno jeho tiaž rozložiť do zložky rovnobežnej a kolmej na vozovku (Obr. 11.15). Vplyvom zložky $G.\sin\beta$ sa môže vozidlo:

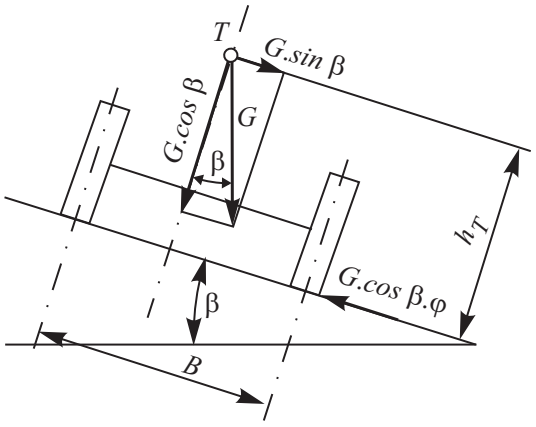
- šmyknúť do boku,
- prevrátiť na bok.

Bočný šmyk (Lateral breakaway)

Nastane ak je priečna zložka tiaže väčšia, než adhézna sila. Ak nemá dôjsť k šmyku, musí byť:

$$G.\sin\beta \leq G\varphi.\cos\beta$$
$$\tan\beta \leq \varphi \tag{11.18}$$

Tento vzťah uvažuje bočný šmyk vozidla ako celku. Ak nemá dôjsť k bočnému šmyku len niektorej z náprav, je nutné za súčiniteľ adhézie dosadiť najmenšiu hodnotu pripadajúcu do úvahy s ohľadom na prenášanú tangenciálnu silu rovnice (11.11).



Obr. 11.15. Sily na vozidle na priečnom svahu

Prevrátenie na bok (Lateral rollover)

Nastane v prípade, ak je kopný moment vyvodený zložkou $G.\sin\beta$ väčší, než moment stabilizačný, vytvorený zložkou $G.\cos\beta$. Pritom uvažujeme opäť vozidlo ako tuhý celok. Ak nemá dôjsť k prevráteniu, musí podľa Obr. 11.15 platiť:

$$G.\sin\beta.h_T \leq G.\cos\beta\frac{B}{2}$$
$$\tan\beta \leq \frac{B}{2h_T} \tag{11.19}$$

Tým je určený najväčší uhol, o ktorý možno vozidlo priečne nakloniť, bez toho aby došlo k jeho preklopeniu – statická stabilita.

V skutočnosti sú pomery menej priaznivé v dôsledku priečneho náklonu karosérie voči nápravám.

Z hľadiska bezpečnosti prevádzky je opäť žiaduce, aby pri jazde na priečnom svahu došlo skôr k šmyknutiu, než k prevráteniu vozidla. Z porovnania rovníc (11.18) a (11.19) musí platiť:

$$\varphi \leq \frac{B}{2h_T}$$

$$h_T \leq \frac{B}{2\varphi} \tag{11.20}$$

11.3 Pozdĺžna stabilita (Stability on longitudinal incline)

Pri pozdĺžnej stabilite ide predovšetkým o prípady šmyku, alebo prevrátenia vozidla vplyvom jazdných odporov, účinkom síl môže dôjsť k porušeniu stability:

- skĺznutím vozidla,
- zastavením vozidla z dôvodu preklzu kolies,
- prevrátením vozidla,
- stratou riaditeľnosti.

11.3.1 Skĺznutie na pozdĺžnom svahu (Slip on longitudinal incline)

Ku skĺznutiu bude dochádzať u stojaceho vozidla, keď na vozidlo nepôsobia jazdné odpory v prípade, že bude zložka $G.\sin\alpha$ väčšia než adhézna sila (Obr. 11.16). Ak nemá ku skĺznutiu dôjsť musí byť:

$$G.\sin\alpha \leq F_{ad}$$

$$G.\sin\alpha \leq G_{ad}.\varphi$$

$$\sin\alpha \leq \frac{G_{ad}}{G}.\varphi = \xi.\varphi \tag{11.21}$$

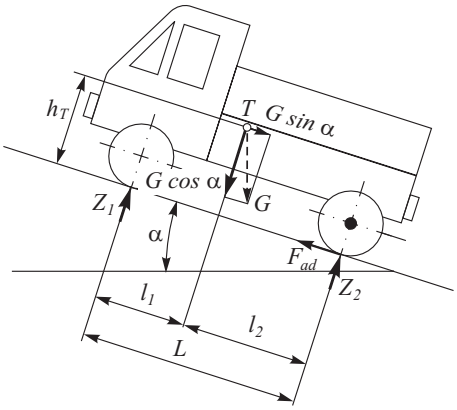
Pre brzdenie všetkých kolies, keď súčiniteľ využitia tiaže vozidla $\xi = \cos\alpha$ bude **podmienkou stability (stability condition)**:

$$\tan\alpha \leq \varphi \tag{11.22}$$

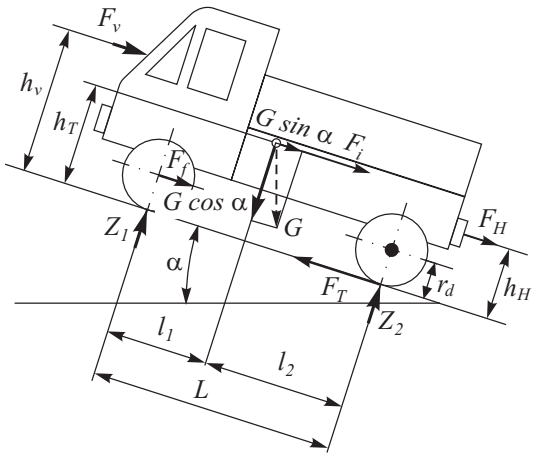
11.3.2 Adhézna stúpavosť vozidla (Adhesive gradeability)

Pri jazde do svahu (Obr. 11.17) bude dochádzať najskôr k zastaveniu vozidla v dôsledku preklzu kolies, než k jeho skĺznutiu. Podmienka zachovania stability z hľadiska zastavenia vozidla v dôsledku preklzu kolies je vyjadrovaná pojmom **adhézna stúpavosť (adhesive gradeability)**, čo je max. uhol svahu, ktorý môže vozidlo prekonať bez rozjazdu z hľadiska adhézie. Adhézna stúpavosť vozidla je vyjadrená rovnicou:

$$\sum F_{(j)} \leq F_{ad} \tag{11.23}$$



Obr. 11.16. Sily pôsobiace na vozidlo stojace na pozdĺžnom svahu



Obr. 11.17. Sily pôsobiace na idúce vozidlo na pozdĺžnom svahu

Pri pohybe vozidla na svahu budeme uvažovať pohyb samostatného vozidla rovnomernou rýchlosťou takou malou, že odpor vzduchu možno zanedbať ($F_i = 0$, $F_v = 0$, $F_H = 0$), ďalej polohu ťažiska v pozdĺžnej strednej rovine vozidla a na všetkých kolesách rovnaký súčiniteľ adhézie. Veľkosť jazdných odporov možno teda určiť podľa konkrétnych podmienok jazdy. Veľkosť adhéznej sily závisí predovšetkým od toho, ktoré nápravy vozidla sú hnacie:

- pohon zadnej nápravy: $F_{ad} = Z_2.\varphi$
- pohon prednej nápravy: $F_{ad} = Z_1.\varphi$
- pohon všetkých kolies:
  - bez medzinápravového diferenciálu: $F_{ad} = (Z_1 + Z_2).\varphi$
  - s medzinápravovým diferenciálom v činnosti: $F_{ad} = 2.Z_j.\varphi$
    - kde $j = 1$ pre $Z_1 < Z_2$
    - kde $j = 2$ pre $Z_2 < Z_1$

V nami uvažovanom prípade ($F_i = F_v = F_H = 0$) vzniknú na nápravách vozidla podľa Obr. 11.17 radiálne reakcie:

$$Z_1 = \frac{G}{L}[\cos\alpha(l_1 - f.r_d) - h_t.\sin\alpha] \tag{11.24}$$

$$Z_2 = \frac{G}{L}[\cos\alpha(l_1 + f.r_d) + h_t.\sin\alpha] \tag{11.25}$$

Pre pohon všetkých kolies bez medzinápravového diferenciálu **(All-wheel drive short of interaxle differential)** bude Adhézna sila vozidla **(Adhesive force of vehicle)**: $F_{ad} = Z_1 + Z_2 = G.\cos\alpha.\varphi$ a po jej dosadení do (11.23) dostaneme

$$G.\cos\alpha.\varphi \geq G(f.\cos\alpha + \sin\alpha) \tag{11.26}$$

a odtiaľ adhézna stúpavosť:

$$\tan\alpha \leq \varphi - f \tag{11.27}$$

Pre pohon prednej nápravy **(Front wheel drive)** bude adhézna sila vozidla: $F_{ad} = Z_1.\varphi$, kde Z_1 je dané rovnicou (11.24). Teda po dosadení do (11.23) bude

$$Z_1.\varphi \geq G(f.\cos\alpha + \sin\alpha) \tag{11.28}$$

a odtiaľ adhézna stúpavosť:

$$\tan\alpha \leq \frac{l_2.\frac{\varphi}{L} - f\left(1 + r_d.\frac{\varphi}{L}\right)}{1 + h_t.\frac{\varphi}{L}} \tag{11.29}$$

Pre pohon zadnej nápravy **(Rear wheel drive)** bude adhézna sila vozidla: $F_{ad} = Z_2.\varphi$, kde Z_2 je dané rovnicou (11.25). Teda po dosadení do (11.23) bude

$$Z_2.\varphi \geq G(f.\cos\alpha + \sin\alpha) \tag{11.30}$$

a odtiaľ adhézna stúpavosť:

$$\tan\alpha \leq \frac{l_1.\frac{\varphi}{L} - f\left(1 - r_d.\frac{\varphi}{L}\right)}{1 - h_t.\frac{\varphi}{L}} \tag{11.31}$$

Najväčšia adhézna stúpavosť vychádza pre vozidlá s pohonom všetkých kolies bez medzinápravového diferenciálu, alebo s jeho uzáverom, potom pre vozidlá s pohonom zadnej nápravy a nakoniec pre vozidlá s pohonom prednej nápravy.

11.3.3 Prevrátenie vozidla (Rollover on longitudinal incline)

Pri jazde na svahu môže dôjsť k prevráteniu vozidla dozadu, alebo dopredu. V ďalšom rozbore sa zameriame na prevrátenie vozidla vzad.

Situácia prevrátenia vozidla vpred je podobná a jej riešenie je analogické. Tento prípad môže nastať pri schádzaní prudkých svahov s intenzívnym brzdením.

Pri jazde do svahu s rastúcim stúpaním α trvalo klesá radiálna reakcia prednej nápravy Z_1, až na hranicu prevrátenia kedy je nulová.

Všeobecná podmienka stability proti prevráteniu vzad je teda:

$$Z_1 \geq 0$$

Pre vozidlo bez prívesu (Vehicle short of trailer) (Obr. 11.17) môžeme veľkosť radiálnej reakcie Z_1 vyjadriť vzťahom (11.24):

$$Z_1 = .\frac{G}{L}[(l_2 - f.r_d).\cos\alpha - h_T.\sin\alpha] \tag{11.32}$$

Aby bola radiálna reakcia $Z_1 \geq 0$, musí platiť:

$$(l_2 - f.r_d).\cos\alpha - h_T.\sin\alpha \geq 0 \tag{11.33}$$

Odtiaľ **podmienka stability (stability condition)**:

$$\tan\alpha \leq \frac{l_2 - f.r_d}{h_T} \tag{11.34}$$

11.3.4 Podmienka riaditeľnosti (Steerability condition)

Na zaistenie riaditeľnosti sa požaduje, aby na prednej náprave spočívala tiaž

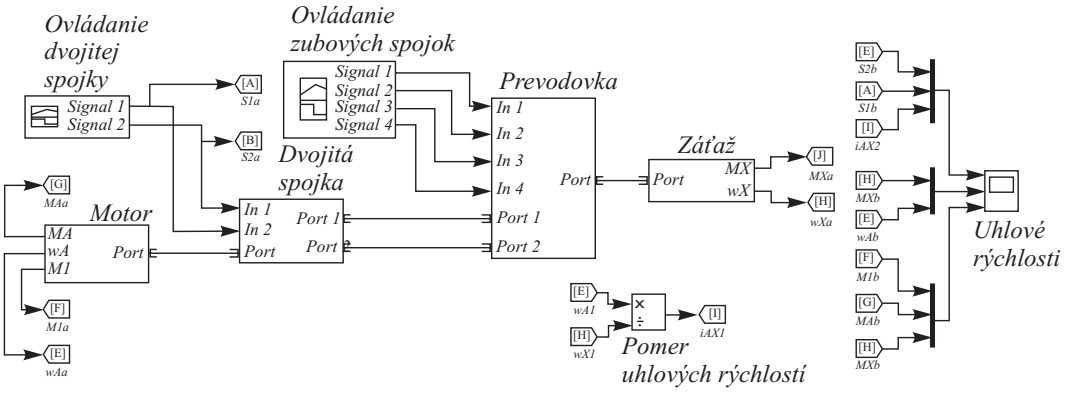
$$Z_1 \geq k.G \tag{11.35}$$

kde k je podľa skúseností $k = 0,1$ - 0,15. Dosadením vzťahu (11.35) do (11.32) dostaneme podmienku riaditeľnosti pre samostatné vozidlo

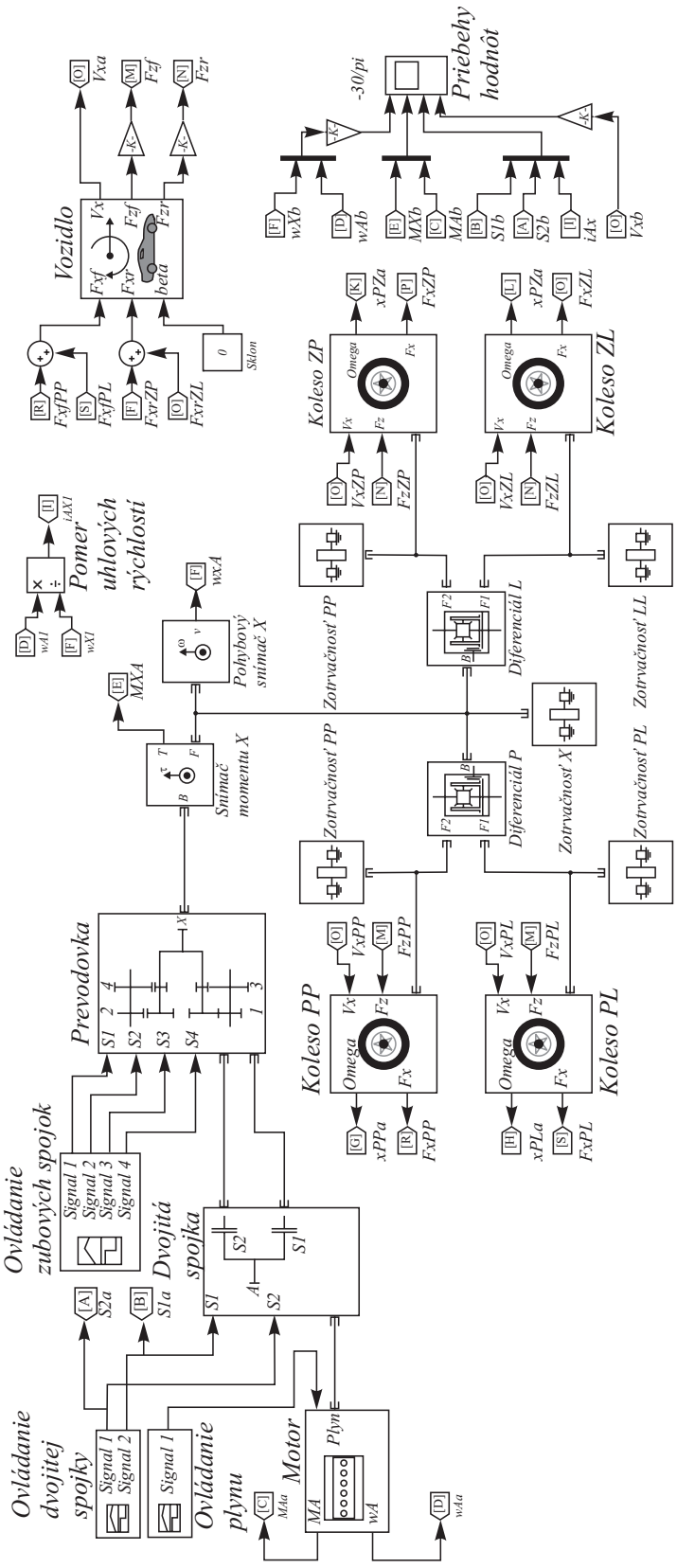
$$k.L \leq \cos\alpha(l_2 - f.r_d) - h_t.sin\alpha. \tag{11.36}$$

11.4 Návrh systému sledovania jazdnej dynamiky automobilu (Vehicle driving dynamics control system)

Pri navrhovaní modelu riadiacej jednotky pre systém sledovania jazdnej dynamiky automobilu je potrebné optimalizovať parametre, ako napríklad ovládacie tlaky dvojitej spojky, prevodové pomery jednotlivých stupňov, zotrvačnosti jednotlivých časti pohonu a pod. Pri tvorbe modelu v SimDriveline sa ukážu výhody daného prostredia. Na Obr. 11.18 a 11.19 sú znázornené modely na sledovanie dynamiky pohybu vozidiel. Snímané veličiny sa zobrazujú ako priebehy týchto hodnôt. Jednoduché zostavenie modelu, jednoduchá zmena vstupných parametrov bez nutnosti zmeny celkového modelu, jednoduché získanie priebehov kľúčových parametrov pohonu a pod. vytvárajú možnosti pri hľadaní optimálneho riešenia pohonu a na vyladenie samotného matematického modelu. SimDriveline ponúka efektívny spôsob pre zostavovanie modelov pohonov v prostredí Simulinku, pomocou ktorých možno simulovať ich funkčnosť a deje, ktorým podliehajú. Vo väčšine prípadov je ale matematická analýza dynamických vlastností mechanickej sústavy možná po prijatí určitých zjednodušujúcich predpokladov. Vzhľadom na zjednodušenia je teda vhodné zistené výsledky overiť napríklad experimentálne.



Obr. 11.18. Celkový model pohonu so 4-stupňovou automatickou prevodovkou s dvojitou spojkou



Obr. 11.19. Model osobného automobilu VW Golf IV 4Motion 4 x 4 s automatickou prevodovkou s dvojitou spojkou sledujúci dynamiku celého automobilu [66]

11.5 Mechatronické systémy stability automobilu (Mechatronic systems of the vehicle stability)

Stabilita je vlastnosť ktorá je daná konštrukciou automobilu a prispieva k správnemu a bezpečnému správaniu sa automobilu počas jazdy. Niektoré týchto vlastností sú priamo požadované zákonmi fyziky (statikou, kinematikou a dynamikou motorových vozidiel).

Stabilita pohybu automobilov sa delí na 3 druhy, z ktorých najdôležitejšia je smerová stabilita. Smerová stabilita, ako je uvedené v kapitole 11.1 (dodržanie smeru) je vlastnosť automobilu udržovať smer pohybu automobilu vytýčený riadením aj pri pôsobení vonkajších síl, alebo momentov. Za vonkajšie vplyvy sa považuje napr. aj vplyv bočného vetra a pôsobenie odstredivej sily pri jazde zákrutou.

Proces riadenia automobilu charakterizuje jeho riaditeľnosť. Pod pojmom riaditeľnosť automobilu rozumieme odozvy automobilu na natáčanie volantu pri konštantnej rýchlosti jazdy. Určitému natočeniu volantu zodpovedá napr. určitá hodnota uhlovej rýchlosti automobilu okolo vlastnej, zvislej osi, ktorá je odozvou automobilu, ako komplexného systému.

Stabilita pohybu sa posudzuje na základe pohybových diferenciálnych rovníc. Keď sú tieto rovnice lineárne, tak sa stabilita pohybu automobilu určí podľa koreňov tzv. charakteristickej rovnice sústavy.

Návrh mechatronických systémov zabezpečenia stability automobilov je založený na fyzikálnych princípoch pohybu automobilu a sústavách pohybových diferenciálnych rovníc. Základné charakteristiky a schémy mechatronických sústav zabezpečenia stability automobilu musia byť zostavené tak, aby umožnili reguláciu a riadenie automobilu, ktoré sa dostáva do nestabilného stavu, alebo sa nachádza v nestabilnom stave. Žiadaným rovnovážnym stavom rozumieme, že sústava, resp. vozidlo sa pri poruche rovnováhy samo vracia do rovnovážneho stavu, ako bolo uvedené na začiatku kapitoly 11.

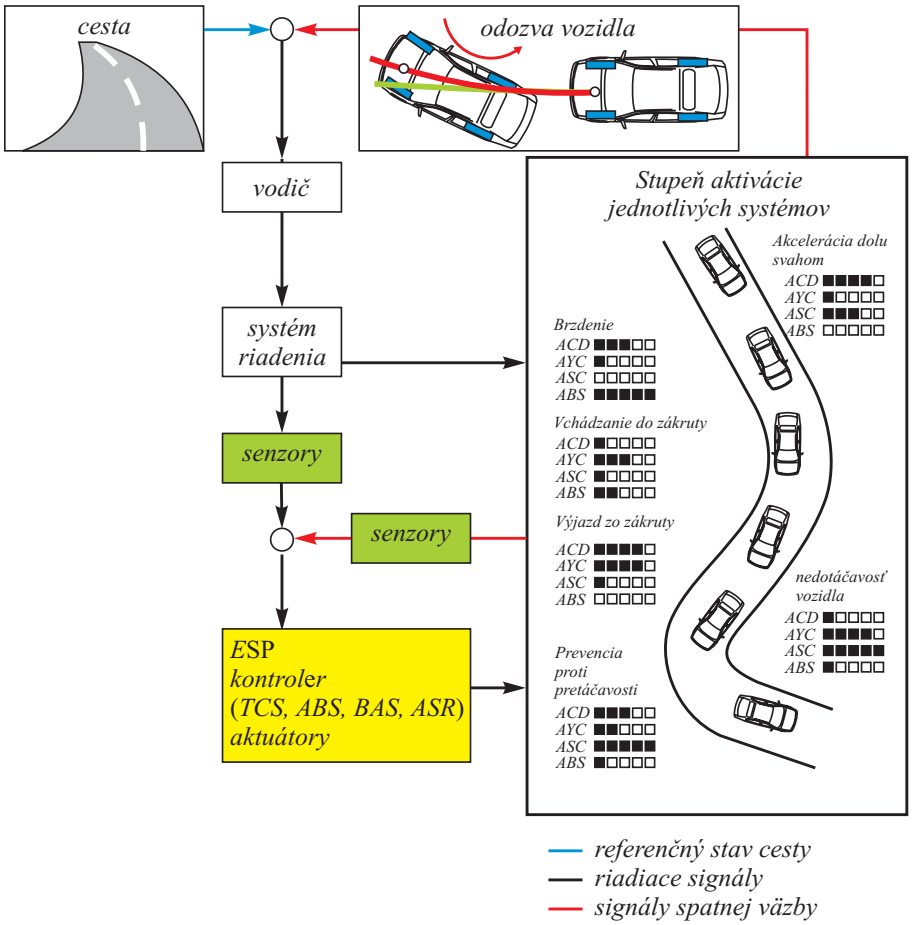
Na zásah do jazdnej dynamiky automobilu sú v súčasnosti aplikované mechatronické systémy, ktorých riadiace algoritmy obsahujú fyzikálno-matematické rovnice opisujúce jazdný stav automobilu, jeho stabilitu a regulačné charakteristiky na zabezpečenie vrátenia automobilu do rovnovážneho stavu. Mechatronické systémy uvedené v tejto podkapitole a ich princíp činnosti sa opiera o fyzikálny základ stability uvedený v kapitolách 10.1 až 10.3.4.

V súčasnosti na zabezpečenie celkovej stability automobilu je integrovaný do automobilu systém ESP (Electronic Stability Program), ktorý je komplexným systémom. Tento systém zastrešuje a riadi ostatné mechatronické podsystémy automobilu (ABS, ASR, EBD, atd.).

Mechatronický systém ESP je jeden z najvýznamnejších systémov aktívnej bezpečnosti moderných automobilov. Hlavn8 funkcia tohto systému je zlepšenie jazdných vlastností automobilu, a predchádzanie možným nehodám pri jazde. Systém zasahuje aj pri takých režimoch jazdy, ktoré sú príhodné pre stratu stability jazdy (napr. rýchle zatáčanie, zmene jazdného pruhu, prudké núdzové brzdenie a pod.). Všeobecne platí, že tento stabilizačný systém automobilu vytvára na základe vyššie opísaných princípov zotrvačný (stabilizačný) moment

automobilu (kap. 11.2.1), ktorý sa generuje vyvodzovaním brzdnej sily na jednotlivých kolesách. Stabilizačný systém spolupracuje s riadiacou jednotkou motora a reguláciou veľkosti točivého momentu motora na hnacie kolesá automobilu tak, aby hnacie (trakčné) sily boli prenesené z kolies na vozovku. Fyzikálno-matematické princípy riadenia veľkosti hnacej sily sú opísané v kapitole 5.

Obr. 11.20 opisuje architektúru typického systému kontroly stability automobilu, ktorá má tri základné prvky: vodiča, vozidlo a prostredie (cesta s prostredím). V tejto klasickej regulačnej slučke vodič zistí odchýlky automobilu z aktuálnej trajektórie smeru jazdy a upravuje túto trajektóriu automobilu za spolupôsobenia systému riadenia stability automobilu. Keď elektronický stabilizačný kontrolný systém zistí, že vodič vedie automobil tak, že sa automobil dostáva do nestabilného stavu, stabilizačný systém na základe rozdielu medzi požiadavkou vodiča a skutočným stavom jazdy automobilu elektronickými riadiacimi a regulačnými zásahmi uvedie automobil do stabilného stavu - požadovaného smeru jazdy.



Obr. 11.20. Bloková schéma regulácie pomocou typického systému kontroly stability automobilu (ESP – Elektronický stabilizačný program (Electronic Stability Program), TCS – Systém kontroly trakcie (Traction control system), ABS – Protiblokovací brzdový systém (Anti-lock braking system), BAS – Núdzový brzdový asistent (Brake Assist System), ASR – Systém regulácie preklzu kolies (Acceleration Slip Regulation), ACD – Systém aktívneho medzinápravového diferenciálu (Active Center Differential), AYC – Systém aktívnej regulácie stáčania automobilu (Active Yaw Control), ASC – Systém aktívnej regulácie jazdnej stability (Active Stability Control))

11.6 Schéma softvérového prostredia funkcie systému ESP (Schematic system software enviroment of ESP function)

Aby mechatronický systém ESP zasahoval do riadenia stability automobilu, je potrebné vytvoriť kooperáciu medzi hardvérom a softvérovým prostredím. Na aplikáciu a riešenie tohto problému je nevyhnutné:

- pochopiť čo sa deje s automobilom pri týchto procesoch, ktoré sú vyššie opísané,
- zistiť s akými dátami systém ESP pracuje, ktoré dáta spracováva a vyhodnocuje,
- zistiť z akých veličín riadi akčné členy na reguláciu jazdnej dynamiky automobilu.

Pri prešmýkavaní kolies, či už počas spomaľovania alebo pohonu automobilu systém ESP potrebuje presne poznať skutočnú rýchlosť automobilu, kvôli správnej regulácii systémov ASR a ABS (kap. 5.4 a kap. 8.5.1). Dôležitú úlohu tu majú tiež dynamické vlastnosti podvozku a správanie sa karosérie.

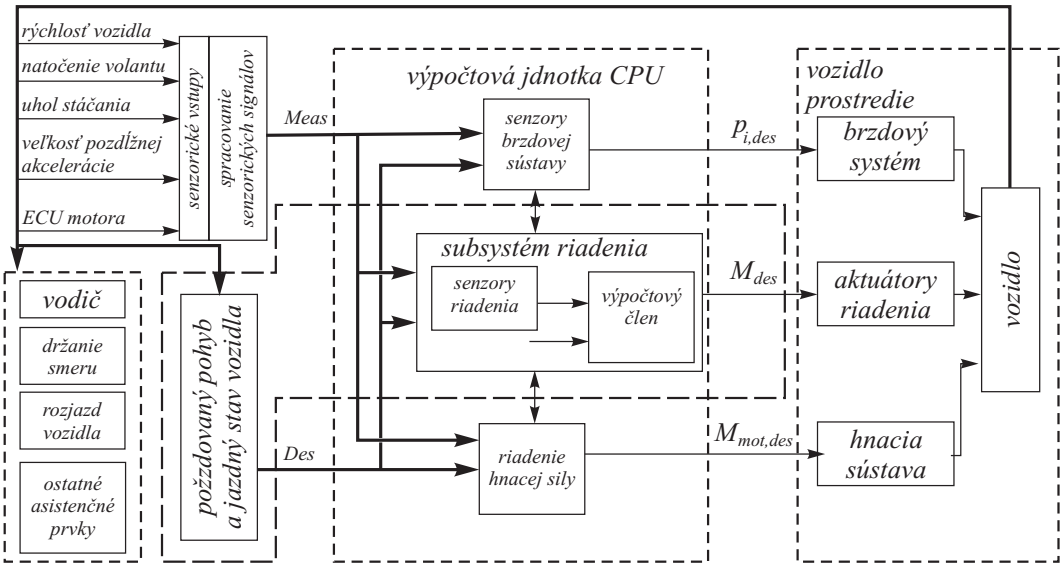
Počas pohonu automobilu sa dá z krútiaceho momentu motora, z prevodu a účinnosti prevodového mechanizmu vypočítať krútiaci moment na hnacích kolesách. Senzorický systém rýchlostí otáčania kolies a regulácia hnacieho momentu dovoľujú stanoviť hodnoty pre maximálne možné zrýchlenie automobilu. Pri malých hnacích momentoch nemôže byť veľké zrýchlenie automobilu.

Ak systém ESP na základe impulzov zo svojich snímačov spozná, že ide o jazdu v zákrute, túto informáciu odovzdáva ďalej do mechatronických podsystémov regulácie a riadenia podvozku. Tieto systémy môžu okamžite iniciovať napríklad tlmiče pruženia ešte predtým, ako to dokáže zistiť svojim vlastným senzorickým systémom.

Systém ESP vyžaduje presne poznať snímané aktuálne hodnoty a rovnaké hodnoty predvolené vodičom. Porovnanie týchto veličín sa realizuje v riadiacej jednotke systému ESP s parametrami ako je referenčná rýchlosť automobilu a v prípadoch, v ktorých nastávajú, resp. musia nastať dynamické regulačné zásahy. Pri aplikácii pohonu všetkých štyroch kolies sa musia získavať informácie z pohonu všetkých kolies, zo stupňa závernosti medzinápravového diferenciálu, ktorý môže byť v automobile použitý a práve tak riadiť rozdelenie momentov na nápravy. Riadiaca jednotka systému ESP (Obr. 11.21) ovplyvňuje kvalitu regulácie a jazdné vlastnosti automobilu.

Predpokladom pre korektné vyhodnocovanie dát v softvérovej časti systému je získavanie dát zo senzorického systému. ESP pracuje s dátami poskytnutými z niekoľkých senzorov a porovnáva ich s referenčným modelom automobilu uloženým v pamäti, ktorý je vytvorený na základe matematických algoritmov podľa vyššie uvedených princípov.

Ak chce riadiaca jednotka overiť či skutočná dráha automobilu je v súlade s požadovanou dráhou, ktorá je daná natočením volantu treba spracovať údaje zo snímača natočenia volantu, rýchlosti automobilu a uhla stáčania automobilu. Podrobnejšie informácie riadiaca jednotka ESP získava zo senzorov uhlových rýchlostí kolies, ktoré sú a pracujú nezávisle od každého kolesa. Výsledný



Obr. 11.21. Blokový diagram algoritmu riadenia stability automobilu mechatronickým systémom ESP

výpočtový algoritmus porovnáva odchýlky medzi skutočnou aktuálnou dráhou automobilu a požiadavkami vodiča. Riadiaca jednotka pôsobí selektívne, to znamená že rozhoduje o brzdnom momentne ktorý môže byť vyvodený na jedno alebo viac kolies. Systém ESP využíva hydraulické obvody brzdovej sústavy automobilu v interakcii so systémom ABS. Ak selektívne brzdenie kolies nestačí a vozidlo sa nevracia späť do rovnovážnej polohy – na požadovanú trajektóriu, riadiaca jednotka systému ESP začne spolupracovať so systémom riadiacej jednotky motora a riadi krútiaci moment motora prostredníctvom regulácie systémov škrtiacej klapky, vstrekovania alebo zapaľovania (Obr. 11.21).

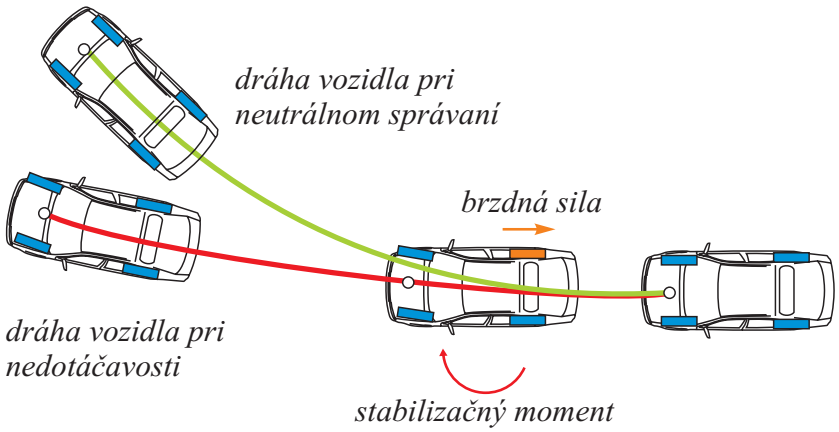
Elektronický stabilizačný program ESP prostredníctvom subsystému ESC (Electronic Stability Control) detekuje kritické jazdné situácie, napríklad existenciu rizika šmyku automobilu, pri ktorých realizuje účinné opatrenia, aby vozidlo nestratilo priečnu stabilitu. Nato, aby tento systém reagoval správne na takéto kritické situácie, musí byť neustále doplňovaný množstvom údajov zo senzorov. Riadiaca jednotka používa tieto informácie na výpočet aktuálneho stavu automobilu. Elektronický stabilizačný program bráni tomu, aby vozidlo bolo destabilizované pri zatáčaní v dôsledku neprimeranej rýchlosti, neočakávanej zmeny drsnosti povrchu vozovky (voda, ľad, blato), alebo pri náhlych a kritických manévroch s vozidlom. Po vyhodnotení situácie, riadiaca jednotka ESP určí korekčné zásahy do brzdových systémov a systémov riadenia motora.

Z pohľadu smerovej stability automobilu, počas jazdy môžu nastať dva typy kritických situácii (Obr. 11.22, 11.23):

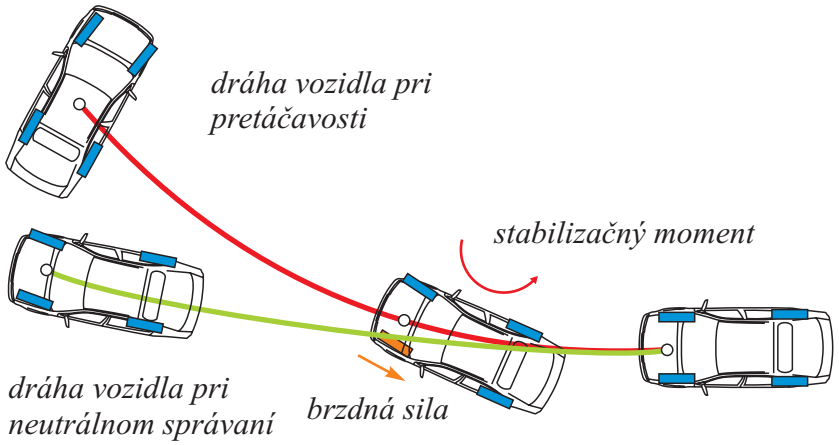
- keď vozidlu hrozí nedotáčavosť,
- keď vozidlu hrozí pretáčavosť.

V prípade, že napr. pri jazde automobilu zákrutou sa vozidlo stane nestabilným - nedotáčavým, čo je prípad vozidiel s motorom vzadu (ťažisko je bližšie k zadnej náprave), riadiaca jednotka ESP pomocou senzora stáčania

a bočného zrýchlenia zistí, že vozidlo nesleduje vytknutú trajektóriu zadanú natočením volantu vodičom. V potrebnom rozsahu zníži vstrekovanú dávku paliva do valcov motora čím sa zníži hodnota točivého momentu motora i jeho otáčok a zvýši sa t lak v hydraulickom valci brzdy zadného kolesa na vnútornej strane zákruty (Obr. 11.22). Výsledkom je pôsobenie stabilizačného momentu automobilu a vrátenie automobilu do požadovaného smeru jazdy.



Obr. 11.22. Grafické vyjadrenie regulácie trajektórie automobilu systémom ESP pri nedotáčavom stave [43]



Obr. 11.23. Grafické vyjadrenie regulácie trajektórie automobilu systémom ESP pri pretáčavom stave [43]

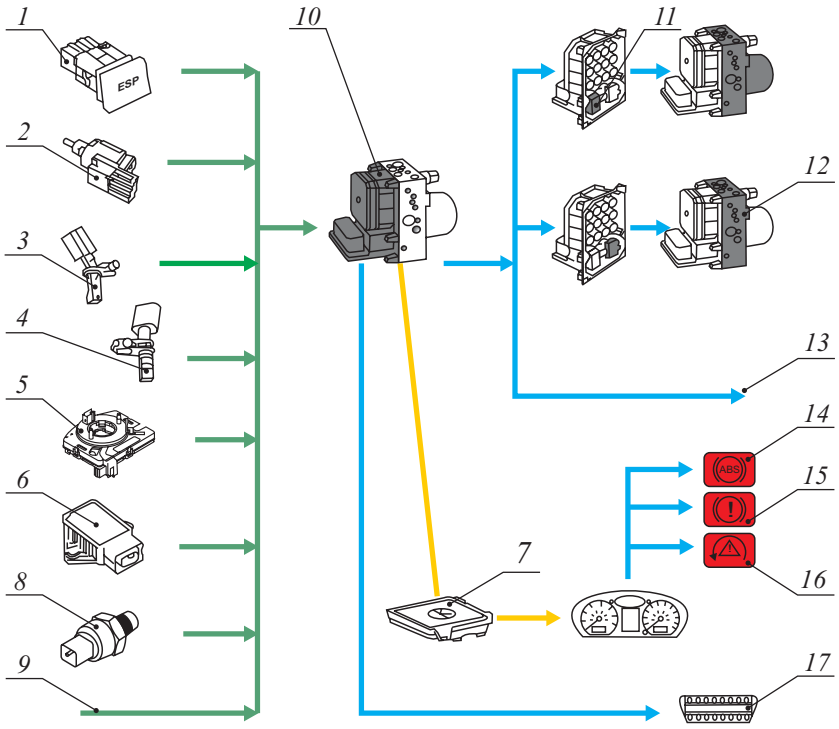
Vyššie spomenuté elektronické systémy, ktoré pracujú na princípe regulácie sklzu kolies predstavujú významný krok vpred v oblasti bezpečnosti jazdy automobilov, cestujúcich aj ostatných účastníkov premávky. V ďalšej časti budú doplnené princípy práce systému ESP hardvérovým zabezpečením, ktoré tvoria neoddeliteľnú súčasť mechatronického systému regulácie jazdnej stability a dynamiky automobilu.

Dobrá ovládateľnosť automobilu je charakterizovaná mimo iného aj tým, ako presne automobil sleduje jazdnú stopu zadanú vodičom, natočením volantu a či sa vozidlo stáva nestabilným pri pohyboch volantu.

11.6.1 Princíp práce systému ESP (Operation principle of ESP)

Obr. 11.24 schematicky znázorňuje princíp práce riadiaceho systému ESP. Na ľavej strane vidíme vstupné veličiny, v strede ich spracovanie v elektronickej riadiacej jednotke ESP a vpravo sú výstupy regulačného systému. Vstupy do systému zabezpečujú:

- snímače,
- výstupy z iných elektronických systémov automobilu, ako napr. výstupné signály z riadiacich jednotiek motora a automatickej prevodovky,
- snímače rotačného momentu zotrvačnosti automobilu,
- snímače priečneho zrýchlenia,
- snímač uhla natočenia volantu,
- snímač tlaku brzdovej kvapaliny,
- snímač otáčok motora,
- snímače otáčok kolies.



Obr. 11.24. Schematické znázornenie komponentov a liniek signálov v systéme ESP [52]: 1 – spínač ESP, 2 – spínač brzdových svetiel, 3 – snímač otáčok zadných kolies, 4 – snímač otáčok predných kolies, 5 – snímač uhla natočenia volantu, 6 – snímač priečneho zrýchlenia, snímač rotačného momentu zotrvačnosti, 7 – centrálna riadiaca jednotka automobilu, 8 – snímač tlaku brzdovej kvapaliny, 9 – vstup signálov od riadiacej jednotky motora, od riadiacej jednotky automatickej prevodovky, 10 – riadiaca jednotka ESP, 11 – relé hydraulického čerpadla ABS, 12 – hydraulické čerpadlo ABS, relé ventilov ABS (napúšťací a vypúšťací ventil ABS), 13 – ďalšie signály (pre riadiacu jednotku motora, pre riadiacu jednotku automatickej prevodovky, pre navigačný systém), 14 – kontrolka ABS, 15 – kontrolka, 16 – palubná kontrolka činnosti systému ESP, 17 – CAN-BUS zásuvka pre diagnostiku

Časť týchto vstupov predstavuje priamo odčítané požiadavky (zásahy) vodiča pri riadení automobilu, druhá časť vstupných signálov predstavuje informácie

pre riadiacu jednotku o stave automobilu a jazdných podmienkach vozovky. To znamená, že riadiaca jednotka zistí požiadavky vodiča:

- ktorým smerom chce vodič vozidlo viesť,
- ako rýchlo,
- či zošlapuje pedál akcelerátora, alebo brzdí.

Potom podľa signálov zo snímačov otáčok kolies a snímača pootočenia automobilu a priečneho zrýchlenia riadiaca jednotka definuje stav vozovky (odhadne súčiniteľ trenia), taktiež či vozidlo sleduje jazdnú stopu, alebo z nej vybočuje. Podľa spomenutých vstupov (požiadaviek vodiča a stavu automobilu a vozovky) riadiaca jednotka vypočíta hodnoty riadiacich signálov pre akčné členy tak, aby výsledné správanie automobilu bolo bezpečné (stabilizované) a zároveň v súlade s prvotnými požiadavkami vodiča.

Systém ESP je neprestajne v činnosti. Neustále vyhodnocuje a porovnáva situáciu na vozovke a požiadavky riadenia. Jeho zásahy môžu byť častokrát minimálne a ťažko pozorovateľné, lebo reaguje už priamo pri vzniku kritickej situácie. Nemusí pritom ísť len o neprispôsobenú jazdu zákrutou, ale schopnosti systému ESP môžeme overiť aj keď sa na ceste pred nami objaví neočakávaná prekážka, ktorú treba prudkými manévrami obísť, alebo keď pri jazde diaľnicou pneumatiky stratia v dôsledku tzv. aquaplaningu kontakt s vozovkou. Aj v týchto situáciách, ktoré sú vo väčšine prípadov neočakávané, ESP systém sa postará o stabilitu automobilu.

11.6.2 Elektronické komponenty systému ESP (ESP system electric components)

Regulačný systém ESP pozostáva z troch skupín prvkov (Obr. 11.24):

- (I.) snímače vstupov: otáčok, tlaku, uhla natočenia volantu, priečneho zrýchlenia, uhlovej rýchlosti otáčania automobilu okolo zvislej osi
- (II.) riadiaca jednotka ESP s mikropočítačom
- (III.) akčné členy: hydraulická jednotka, čerpadlá, elektromagnetické ventily, a pod.

11.6.3 Riadiaca jednotka ESP (ESP electric control unit)

Riadiaca jednotka porovnáva

- požadované správanie automobilu (zo snímačov uhla natočenia volantu, rýchlosti automobilu a zaťaženia motora),
- skutočné indikované správanie automobilu (zo snímačov bočného zrýchlenia a uhlovej rýchlosti).

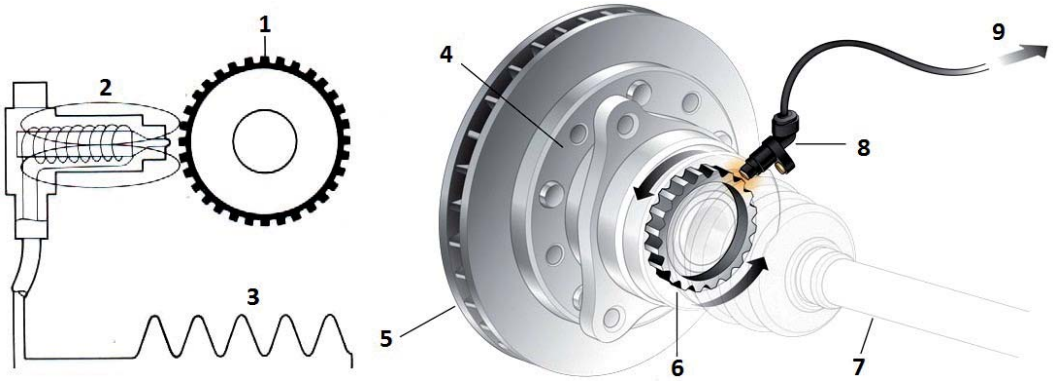
Na základe neustáleho porovnávania týchto veličín mikropočítač v riadiacej jednotke vypočíta nutnú korekciu pre zásahy a k tomu potrebné akčné veličiny. Veličiny, ktoré nie možno exaktne zmerať (jedná sa o súčiniteľ priľnavosti resp. adhézie, medzi pneumatikou a vozovkou, pozdĺžnu a priečnu rýchlosť automobilu), stanovuje počítač z údajov, ktoré sú vypočítané riadiacou jednotkou. Tento regulačný proces je neustále kontrolovaný a v prípade potreby

upravovaný, keď sa napríklad zmení povrch vozovky, alebo nastane korekcia automobilu vodičom.

11.6.4 Snímače otáčok (Wheel speed sensors)

Riadiaca jednotka je schopná na základe informácii zo snímačov otáčok kolies zistiť sklz jednotlivých kolies. Existujú dva druhy týchto snímačov, aktívne a pasívne. Medzi pasívne snímače otáčok patrí aj induktívny snímač (Obr. 11.25).

Na jeho fungovanie nie je nutné ho napájať. Tento snímač pracuje na indukčnom princípe. Pólový nástavec snímača je umiestnený uprostred vinutia cievky a nachádza sa nad impulzným ozubeným kolesom spojeným s nábojom kolesa. Magneticky mäkký pólový nástavec je spojený s trvalým magnetom, ktorého magnetické pole zasahuje až do impulzného kolesa. Stálym striedaním zubov a medzier feromagnetického ozubeného kolesa pri jeho otáčaní sa mení magnetický tok pólovým nástavcom a tým aj magnetický tok vinutím, ktoré je umiestnené na ňom. Zmena magnetického toku vo vinutí indukuje striedavé napätie na koncoch vinutia. Snímač takto generuje striedavé napätie so sínusovým priebehom.



Obr. 11.25. Induktívny snímač otáčok [52]: 1 – Impulzné ozubené koleso, 2 – induktívny senzor, 3 – signál vystupujúci z induktívneho senzora, 4 – náboj kolesa, 5 – brzdový kotúč, 6 – impulzné ozubené koleso, 7 – hnací hriadeľ, 8 – induktívny senzor kolesa, 9 – elektrické vedenie od senzora k riadiacej jednotke kontroly stability

Veľkosť amplitúdy napätia je závislá jednak od rýchlosti zmeny magnetického poľa (rýchlosti otáčania impulzného kolesa) a taktiež od veľkosti vzduchovej medzery medzi snímačom a impulzným kolesom. Amplitúda napätia a frekvencia je priamo úmerná otáčkam kolesa, čo znamená, že pri malých rýchlostiach, keď sú otáčky kolesa malé aj frekvencia a amplitúda signálu sa zmenšujú. Nevýhoda induktívneho snímača otáčok je práve to, že má nízku schopnosť rozlišovania pri nízkej rýchlosti automobilu. Spodná hranica rýchlosti otáčania kolesa, ktorú je takýto snímač schopný zaznamenať sú 2 otáčky/min. Výhoda ale je, že na zapojenie tohto snímača sú potrebné len dva vodiče, jeden vedie signál zo snímača a druhý je nulovací.

Častejšie sa však používajú aktívne snímače, ktoré pracujú na princípe Hallovho efektu. Impulzné koleso je nahradené multipólovým krúžkom,

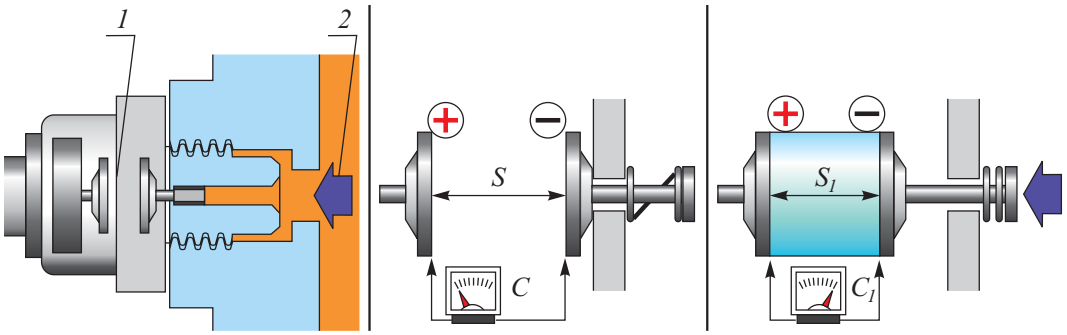
v ktorom sú po obvode integrované magnety so striedavou polaritou. Merací prvok je stále vystavený striedajúcemu sa magnetickému poľu týchto magnetov. Preto sa magnetický tok meracím prvkom pri otáčaní multipólového krúžku stále mení. Výhodou je tiež menšia náročnosť na priestor a hmotnosť, multipólový krúžok je dnes často integrovaný vo vnútri ložiska kolesa.

Na rozdiel od induktívneho snímača aktívny snímač potrebuje napájanie, zvyčajne 5V. Informácie o otáčkach sa prenášajú modulovaním napájacieho napätia. Veľkosť výstupného napätia sa s otáčkami nemení, mení sa len frekvencia výstupného napäťového signálu. Digitálny signál je imúnny voči induktívnym rušivým napätiam v porovnaní s prenosom u induktívneho snímača. Takýto signál je ďalej schopný dávať informáciu o smere otáčania, čo je možné využiť napríklad pre systém rozjazdového asistenta v kopci ("HILLHOLDER") alebo pre navigáciu. Výhodou je to, že napätie sa spracováva priamo v snímači, čoho výsledkom je nezávislosť veľkosti napätia signálu od otáčok kolesa. Meranie otáčok je tak prakticky možné takmer až do jeho zastavenia.

11.6.5 Snímač tlaku (Pressure sensor)

Snímač tlaku podáva riadiacej jednotke informáciu o momentálnom tlaku v hlavnom brzdovom valci, aby mohla správne vypočítať intenzitu brzdiacich zásahov. Snímače sú svojím prevedením kapacitné (Obr. 11.26).

Ako znázorňuje Obr. 11.26 jedna doska kondenzátora je pevne uchytená a druhá je uchytená na membráne, takže sa pohybuje v závislosti od tlaku brzdovej kvapaliny. Pôsobením tlaku brzdovej kvapaliny na membránu sa zmenšuje vzdialenosť medzi doskami kondenzátora. Keďže fyzikálne platí, že približovaním dosiek kondenzátora sa zväčšuje jeho kapacita, tak v prípade kapacitného snímača tlaku platí, že s nárastom tlaku na membránu sa zväčšuje aj kapacita meracieho kondenzátora. Meranou veličinou je priamo napätie na kondenzátore, ktoré je podľa fyzikálnych závislostí priamoúmerné vzdialenosti dosiek kondenzátora a nepriamoúmerné jeho kapacite. Pomocou A/D prevodníka v riadiacej jednotke sa namerané napätie prevedie na tlak.

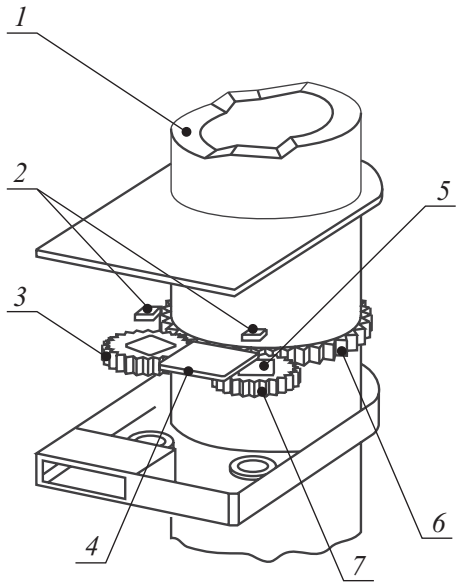


Obr. 11.26. Kapacitný snímač tlaku brzdovej kvapaliny [75]: 1 – kondenzátor; 2 – tlak brzdovej kvapaliny na membránu

11.6.6 Snímač uhla natočenia volantu (Steering angle sensor)

Znalosť uhla natočenia volantu umožňuje určiť požadovaný smer jazdy automobilu. Existujú rôzne typy týchto snímačov, pracujúce na rôznych princípoch. Najčastejšie ide o optický alebo magnetorezistívny snímač.

Magnetorezistívny snímač (Obr. 11.27) pracuje na princípe zmeny elektrického odporu vplyvom magnetického poľa a táto zmena je ďalej spracovaná ako zmena napätia. Volantová tyč zaberá spolu s dvoma ozubenými kolesami, ktoré majú o jeden zub rozdielny počet zubov a na základe toho možno priradiť každej polohe volantu jednu dvojicu uhlov v rozsahu +/- 720°.



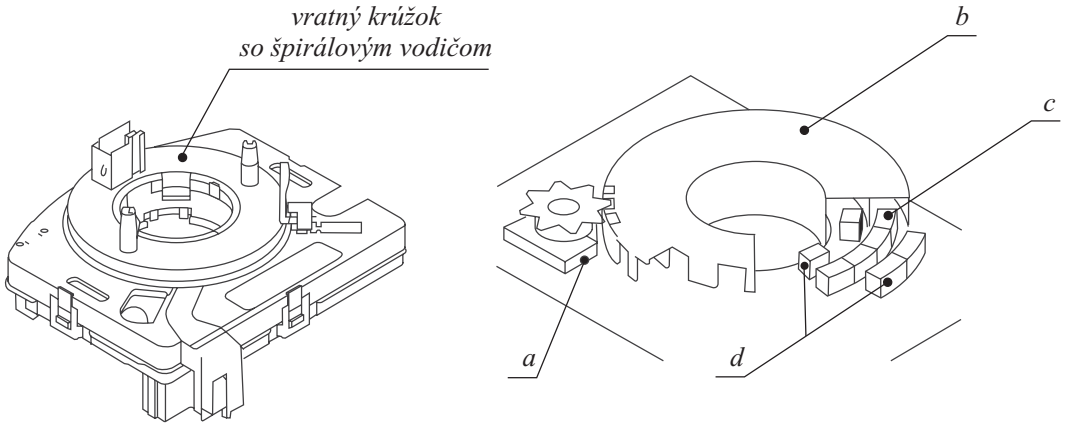
Obr. 11.27. Magnetorezistívny snímač uhla natočenia volantu [75]: 1 – Hriadeľ volantu; 2 – magnetorezistívny merací článok; 3,6,7 – ozubené koleso; 4 – vyhodnocovacia elektronika; 5 – elektromagnety

Do riadiacej jednotky sa dostávajú signály z oboch optických snímačov. Vzájomným porovnávaním týchto dvoch signálov je riadiaca jednotka schopná určiť smer, rýchlosť a veľkosť uhla natočenia volantu. Tento údaj tiež využíva riadiaca jednotka elektrického posilňovača riadenia.

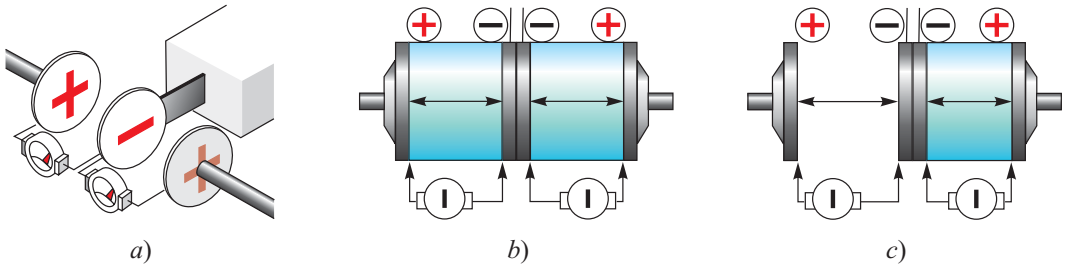
11.6.7 Snímač priečneho zrýchlenia (Lateral acceleration sensor)

Úlohou priečneho zrýchlenia je podávať informácie riadiacej jednotke o tom aké bočné sily môžu byť prenášané. Tieto informácie predstavujú podklady pre výpočet síl, ktoré je potrebné prekonať, aby bolo možné vozidlo udržať v požadovanom smere. Pre meranie tejto veličiny je využívaný fyzikálny jav – zotrvačnosť hmotnosti automobilu. Snímač priečneho zrýchlenia pracuje na kapacitnom princípe (Obr. 11.29), podobne ako aj snímač tlaku.

Snímač pozostáva z dvoch za sebou zapojených kondenzátorov, ktoré majú jednu elektródu na spoločnej doske - v strede (Obr. 11.29). Táto doska je zavesená pohyblivo, tak aby sa pôsobením sily (napr. odstredivej) mohla vychyľovať zo svojej počiatočnej polohy.



Obr. 11.28. Optický snímač uhla natočenia volantu [75]: a - – počítadlo otáčok; b – kódovací kotúč; c – optické snímače; d – zdroj svetla



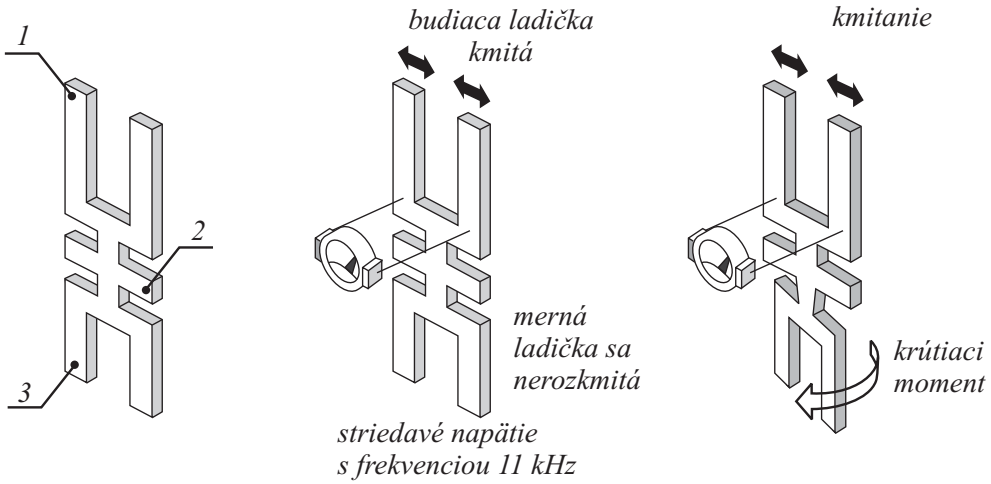
Obr. 11.29. Princíp činnosti kapacitného snímača bočného zrýchlenia [75]

Kým je stredná spoločná elektróda vo svojej počiatočnej polohe, kapacity oboch do série zapojených kondenzátorov sú rovnaké. To znamená že aj napätie na ich elektródach je rovnaké (Obr. 11.29b). Keď na vozidlo pôsobí vonkajšia bočná sila, v dôsledku zotrvačnosti sa stredná elektróda vychýli (Obr. 11.29c). Takto vznikne rozdiel medzi vzdialenosťami elektród pre oba kondenzátory, čo priamo spôsobí zmenu ich kapacity a napätia na elektródach kondenzátorov. Fyzikálne platí, že napätie na elektródach kondenzátora je priamoúmerné vzdialenosti a nepriamoúmerné jeho kapacite. Keď sa stredná elektróda vychýli, ako znázorňuje Obr. 11.29c, kondenzátor nachádzajúci sa vľavo bude mať na elektródach väčšie napätie, ako kondenzátor s menšou vzdialenosťou elektród. A/D prevodník, ktorý sa nachádza v riadiacej jednotke, prevedie napäťový signál na príslušnú hodnotu bočného zrýchlenia. Snímač bočného zrýchlenia sa umiestňuje čo najbližšie k ťažisku automobilu.

11.6.8 Snímač stáčavej rýchlosti (Yaw rate speed sensor)

Snímač stáčavej rýchlosti sníma rotačný pohyb automobilu okolo jeho zvislej osi, teda či na vozidlo pôsobia otáčavé momenty okolo osi prechádzajúcej jeho ťažiskom. Konštrukcia snímača je tvorená mikromechanickým systémom s dvojitou ladičkou z monokryštálu kremíka, ktorý je umiestnený na elektronickej doštičke snímača. Dvojitá ladička je tvorená budiacou a mernou ladičkou a v oblasti pásu je spojená s kremíkovým telesom (Obr. 11.30).

Fyzikálne platí, že kmitajúca hmota reaguje na pôsobenie sily pomalšie, než hmota, ktorá nekmitá. Tento jav sa využíva aj pri snímači stáčavej rýchlosti. Pomocou striedavého napätia vysokej frekvencie ($\sim 11 kHz$) sa rozkmitá budiaca ladička. Merná ladička nekmitá, lebo frekvencia jej budenia je vyššia ($\sim 11{,}33 kHz$), ako frekvencia budenia budiacej ladičky. Je to z dôvodu jej rozdielnych rozmerov.



Obr. 11.30. Konštrukcia a princíp činnosti snímača stáčavej rýchlosti [75]: 1 – budiaca ladička; 2 – zapojenie ku kremíkovému telesu; 3 – merná ladička

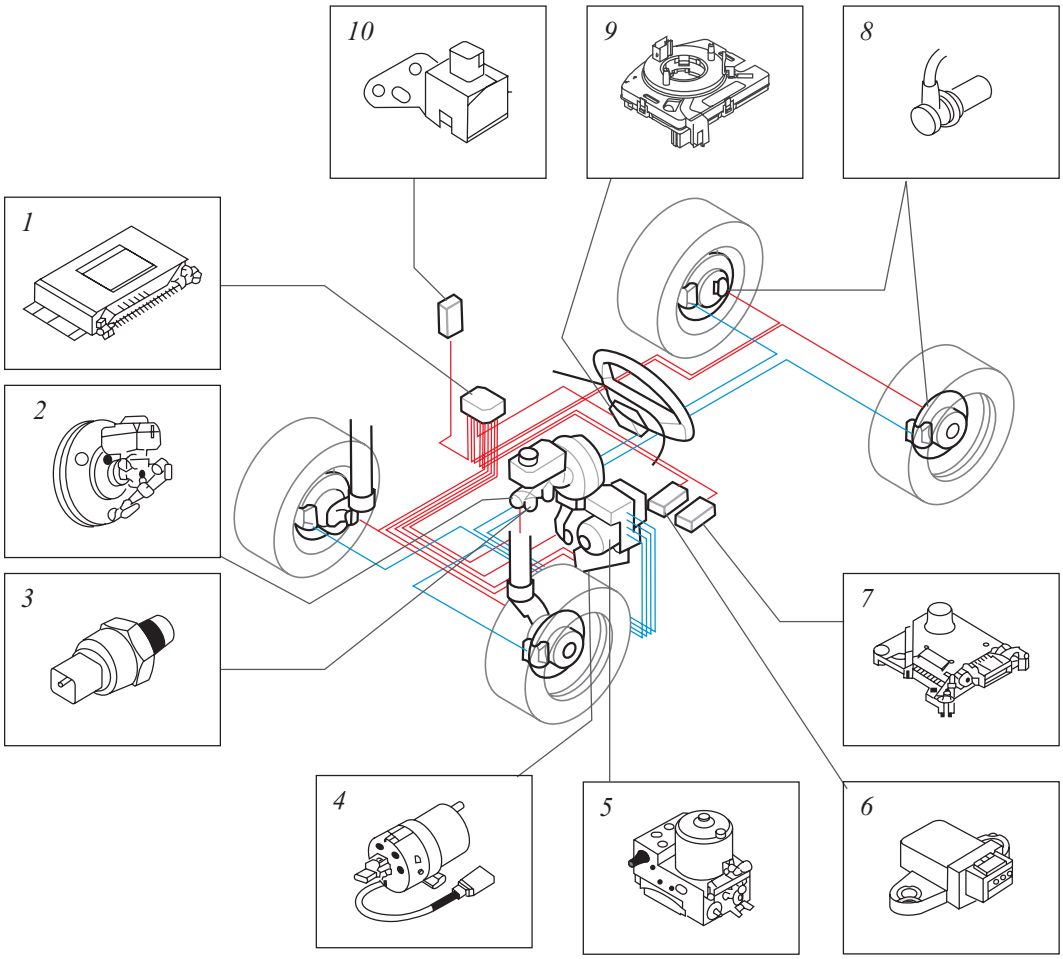
Pokiaľ sa merná ladička a zbytok snímača spolu s automobilom pôsobením stáčavej rýchlosti pohybuje, rozkmitaná budiaca ladička za týmto pohybom zaostáva. Tým sa dvojitá ladička skrúti do tvaru skrutkovice a toto skrútenie spôsobí zmenu rozdelenia nábojov v ladičke, čo je merané elektródami a v podobe napäťových signálov odoslané do riadiacej jednotky. Snímač uhlovej rýchlosti a snímač priečneho zrýchlenia býva často integrovaný v jednom komponente, ide o tzv. dvojitý snímač a montuje sa v blízkosti ťažiska.

11.6.9 Schématický model systému ESP (Schematic model of ESP system)

Obr. 11.31 znázorňuje možnosť vzájomného prepojenia hardvérových komponentov systému ESP do podvozku automobilu. Z obrázku je zrejmé, že systém ESP je distribovaný riadiaci systém, ktorý ovláda parciálne regulačné systémy podvozku a hnacej sústavy automobilu.

Z hľadiska hardvérového riešenia systému ESP sú používajú elektronické senzorové systémy. Aktuátorová časť je riešená buď čisto elektronicky, alebo v kombinácii s elektro-hydraulickými akčnými členmi.

Napriek univerzálnemu určeniu stabilizačného systému ESP je činnosť systému najviac využívaná v cestnej premávke rýchlych motorových vozidiel a automobilov prevádzkovaných v terénnych podmienkach, kde tento systém nachádza najširšie spektrum uplatnenia.

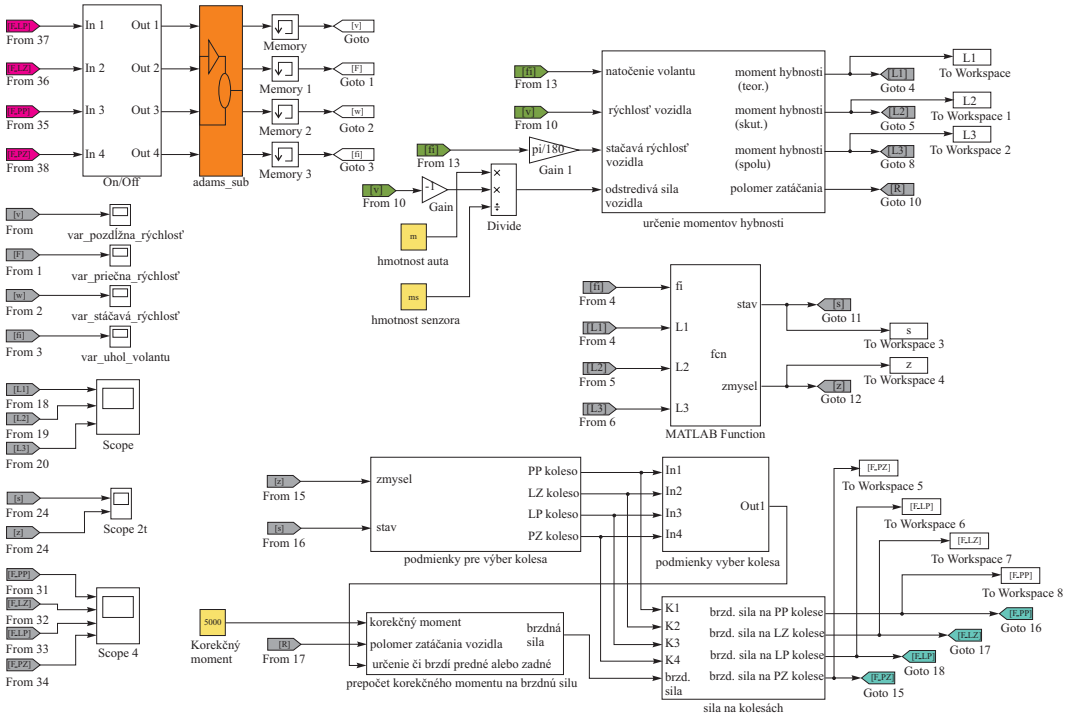


Obr. 11.31. Rozmiestnenie a aplikácia elektro-hydraulických prvkov mechatronického systému ESP vo vozidle: 1 – riadiaca a kontrolná jednotka systému ESP; 2 – hlavný brzdový valec s podtlakovým posilňovačom brzdového účinku a zásobníkom brzdovej kvapaliny; 3 – snímač tlaku brzdovej kvapaliny na výstupe z hlavného brzdového valca; 4 – elektrický generátor podtlaku pre hlavný brzdový valec; 5 – elektro-hydraulické ventily rozdelenia brzdového tlaku pre jednotlivé brzdové okruhy kolies automobilu; 6 – senzor priečneho zrýchlenia automobilu (lateral acceleration sensor); 7 – senzor stáčania automobilu (yaw-rate sensor); 8 – senzory otáčok kolies automobilu; 9 – senzor uhlového natočenia volantu automobilu; 10 – senzor pozdĺžneho zrýchlenia automobilu (longitudinal acceleration sensor), modré vedenia – hydraulické okruhy, červené vedenia – elektrické obvody (komunikačné, senzorické a výkonové obvody) [80]

11.6.10 Model riadenia stability automobilu v Matlab/Simulink®(Stability control vehicle model in Matlab/Simulink®)

Model algoritmu riadenia je najdôležitejšia časť systému ESP. Obsahuje inteligenciu riadenia a regulácie jazdnej dynamiky automobilu. Jeho úlohou je vyhodnocovať snímané veličiny, podľa nich určiť aktuálny jazdný stav automobilu a potom vyvolať príslušný riadiaci (akčný) zásah. Na riešenie numerického modelu je vhodné použiť prostredie Matlab/SimulinkŽ. Na obrázku FN1je znázornená simulačná schéma softvérového modelu s integrovaným algoritmom riadenia a regulácie stabilizačného systému automobilu. Na opísanie funkcie systému regulácie a riadenia stability automobilu je táto simulačná schéma rozdelená na viac podsystémov a každý

z týchto podsystémov zabezpečuje čiastkové riadenie a reguláciu veličín potrebných na vyhodnotenie jazdného stavu automobilu (kap. 11.1) a vytvorenie akčných zásahov pre stabilizáciu automobilu. Oranžový blok (Obr. 11.32) reprezentuje kinematicko-dynamický model platformy automobilu, ktorý je importovaný z prostredia MSC.ADAMS®.

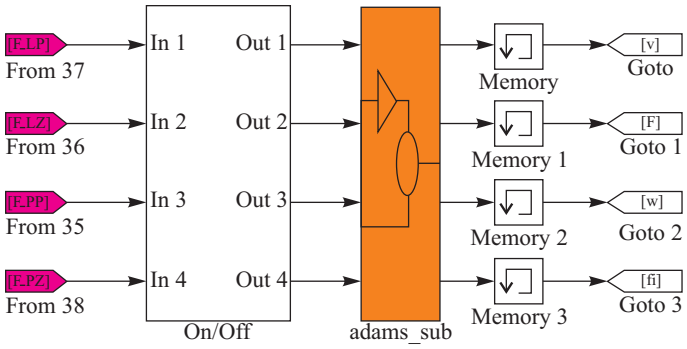


Obr. 11.32. Simulačná schéma riadenia jazdnej stability [68]

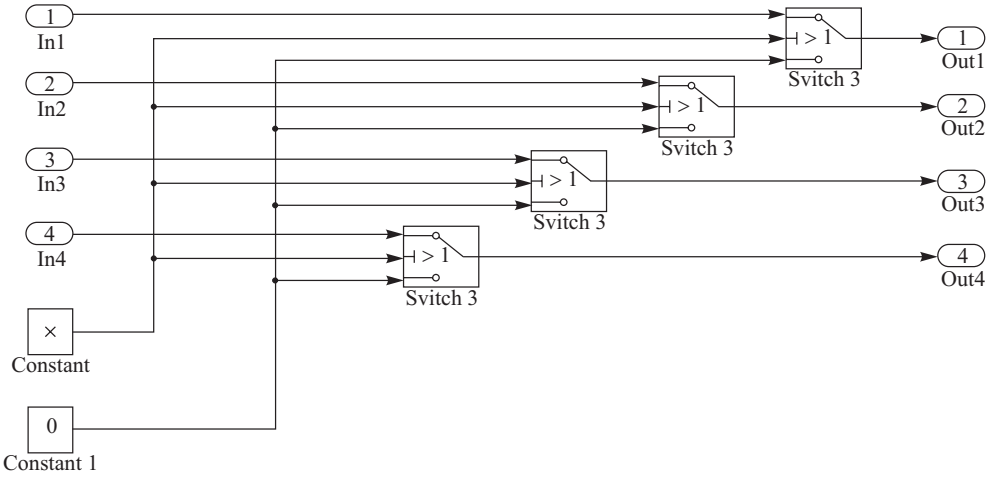
Kinematicko-dynamický model automobilu s predpísanými pohybmi je vytvorený v prostredí MSC.ADAMS® a potom je importovaný do prostredia MATLAB/Simulink® s podsystémom slúžiacim na vypínanie a zapínanie systému stability jazdy. Vstupné veličiny (pozdĺžna rýchlosť automobilu, priečna sila, stáčavá rýchlosť, uhol na točenia volantu) modelu riadenia tvoria výstupné veličiny z kinematiko-dynamického modelu. Výstupné – riadené veličiny (brzdné sily) sú vstupné veličiny pre kinematicko-dynamický model automobilu (Obr. 11.33).

Na Obr. 11.34 je simulačná schéma podsystému vypínania a zapínania systému stability jazdy. Podmienku vypnutia a zapnutia regulácie určuje premenná x, ktorá sa stanovuje v maske podsystému. Pokiaľ podmienka platí, na výstupy sa dostávajú určené hodnoty síl. Pokiaľ podmienka neplatí, na výstup všetkých síl sa dostane 0. Každá položka má svoje poradové číslo, ktoré súčasne tvorí hodnotu premennej x.

Na Obr. 11.35 je simulačná schéma podsystému obsahujúceho výpočet a spracovania hodnôt troch momentov hybnosti (z natočenia volantu, z priečnej sily, zo stáčavej rýchlosti automobilu). Vstupy musia byť upravené pre potreby ďalšieho spracovania. Prepočet pre stáčavú (uhlovú rýchlosť) rýchlosť je potrebný pre zmenu jednotiek. Priečna sila pôsobiaca na automobil je



Obr. 11.33. Simulačná schéma kinematicko-dynamického modelu automobilu [68](F_LP – sila ľavého predného kolesa, F_LZ – sila ľavého zadného kolesa, F_PP – sila pravého predného kolesa, F_PZ – sila pravého zadného kolesa, In 1 – vstup signálu 1 do riadiacej jednotky, In 2 – vstup signálu 2 do riadiacej jednotky, In 3 – vstup signálu 3 do riadiacej jednotky, In 4 – vstup signálu 4 do riadiacej jednotky, Out 1 - výstup signálu 1 z riadiacej jednotky , Out 2 – výstup signálu 2 z riadiacej jednotky, Out 3 – výstup signálu 3 z riadiacej jednotky, Out 4 – výstup signálu 4 z riadiacej jednotky, On/Off - riadiaca jednotka zopnutia stabilizačného systému ESP, adams_sub – kinematicko-dynamický model automobilu v prostredí MSC.ADAMS, Memory – subsystém riadenia načítavania hodnôt signálu zo senzora , Memory 1 – subsystém riadenia načítavania hodnôt signálu zo senzora 1, Memory 2 – subsystém riadenia načítavania hodnôt signálu zo senzora 2, Memory 3 – vsubsystém riadenia načítavania hodnôt signálu zo senzora 2, Goto – prenos signálu zo senzora rýchlosti , Goto 1 - prenos signálu zo senzora síl, Goto 2 – prenos signálu zo senzora uhlovej rýchlosti, Goto 3 – prenos signálu zo senzora uhlového zrýchlenia)

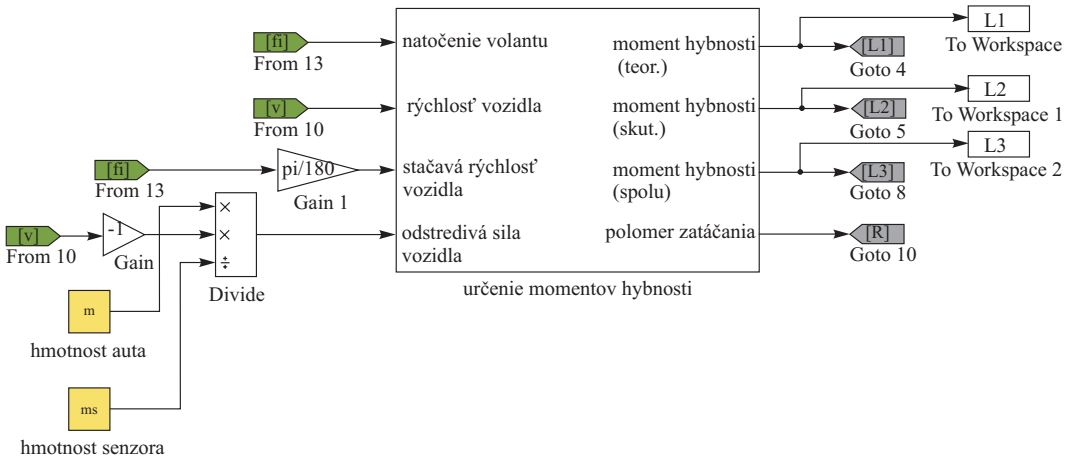


Obr. 11.34. Simulačná schéma podsystému vypínania a zapínania systému stability jazdy [68] (Constant – násobenie konštantou, Constant 1 – násobenie konštantou 0, Switch 3 – riadiace členy aktivácie riadiacich signálov)

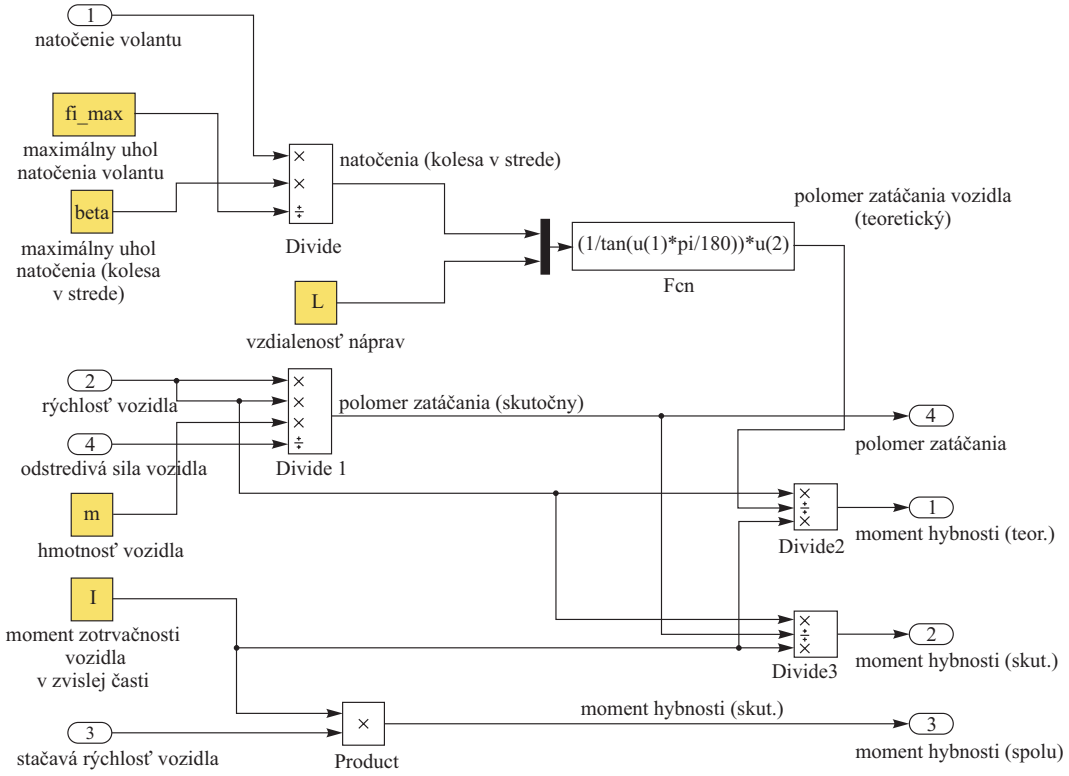
prepočítavaná z meranej sily, ktorá pôsobí na senzor vytvorený v kinematicko - dynamickom modely automobilu.

Na Obr. 11.36 je znázornená simulačná schéma podsystému pre výpočtu momentov hybnosti pre tri prípady (určený z natočenia volantu, určený z priečnej sily, určený zo stáčavej rýchlosti).

Na Obr. 11.37 je znázornená simulačná schéma podsystému obsahujúceho podmienky pre určenie charakteru stability automobilu. To znamená, že sa kontroluje zmysel zatáčania a stav v ktorom sa automobil nachádza (nedotáčavé, neutrálne, pretáčavé) (kap. 11.6). Tento podsystém obsahuje zdrojový kód



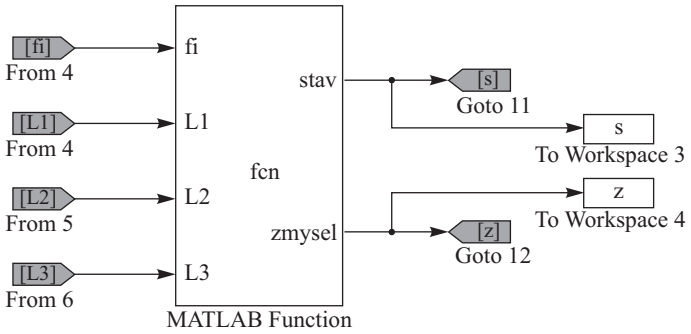
Obr. 11.35. Simulačná schéma podsystému obsahujúceho výpočet a spracovania hodnôt momentov hybnosti [68] (From 10, From 13 – prenos signálov od senzorov do jednotky určenia momentov hybnosti, Gain, Gain 1 – násobenie fyzikálnej veličiny, Divide – matematické operácie, Goto 4,5,8,10 – prenos signálov teoretického momentu hybnosti, skutočného momentu hybnosti, sumy momentov hybnosti, polomeru zatočenia, To Workspace, To Workspace 1, To Workspace 2 – zaznamenávanie hodnôt momentov hybnosti do programového prostredia MATLAB)



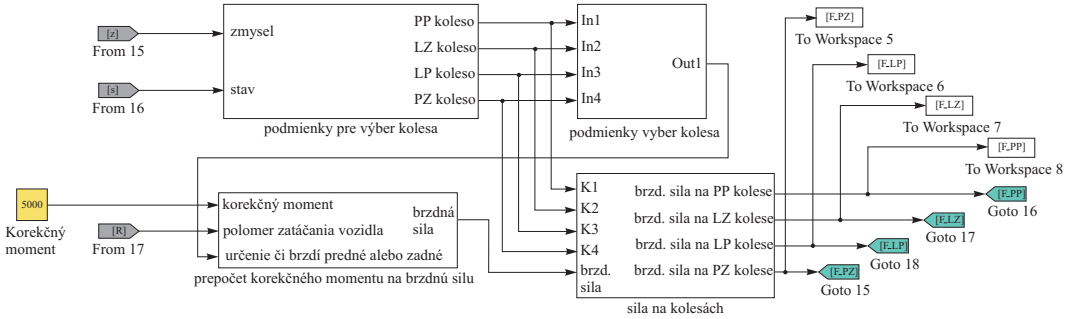
Obr. 11.36. Simulačná schéma podsystému výpočtu momentov hybnosti [68]

podmienok vyhodnotenia jazdného stavu: V prípade opačného, t. j. záporného zmyslu zatáčania sa nastaví zmysel zatáčania na záporný.

Na Obr. 11.38 je znázornená simulačná schéma podsystému ktorý reguluje, riadi a určuje brzdnú silu na príslušné koleso. Simulačná schéma pozostáva zo štyroch podsystémov.



Obr. 11.37. Simulačná schéma podsystému obsahujúceho podmienky na určenie charakteru stability automobilu [68] (fcn – označenie funkčného bloku algoritmov vyhodnotenia neutrálneho, pretáčavého, nedotáčavého stavu automobilu počas pohybu, MATLAB Function – funkčný blok algoritmov vyhodnotenia stavu automobilu prostredníctvom matematických výpočtov, To Workspace 3, To Workspace 4 – zaznamenávanie hodnôt dynamických stavov automobilu do programového prostredia MATLAB)



Obr. 11.38. Simulačná schéma podsystému regulácie brzdnej sily a stanovenia príslušného kolesa a riadenia brzdného účinku na danom kolese [68]

Na Obr. 11.39 je znázornená simulačná schéma podsystému stanovenia kolesa pre akčný zásah brzdnej sily. Porovnávajú sa hodnoty zmyslu zatáčania a jazdného stavu a zo stanovených podmienok sa určí, na ktoré koleso má byť akčný zásah smerovaný.

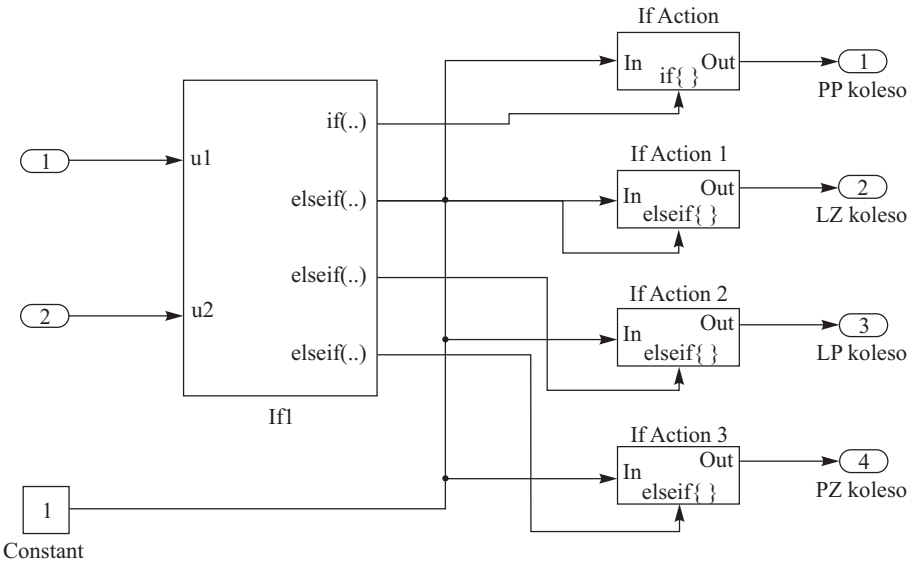
Na Obr. 11.40 je znázornená simulačná schéma určujúca, či sa brzdí predné alebo zadné koleso automobilu , čo sa zohľadňuje ďalej vo výpočtoch sily brzdného účinku.

Na Obr. 11.41 je znázornená simulačná schéma podsystému regulácie a stanovenia brzdnej sily určujúca veľkosť sily akčného zásahu. Vyhodnocuje sa korekčný moment, polomer zatáčania a koleso (predné / zadné).

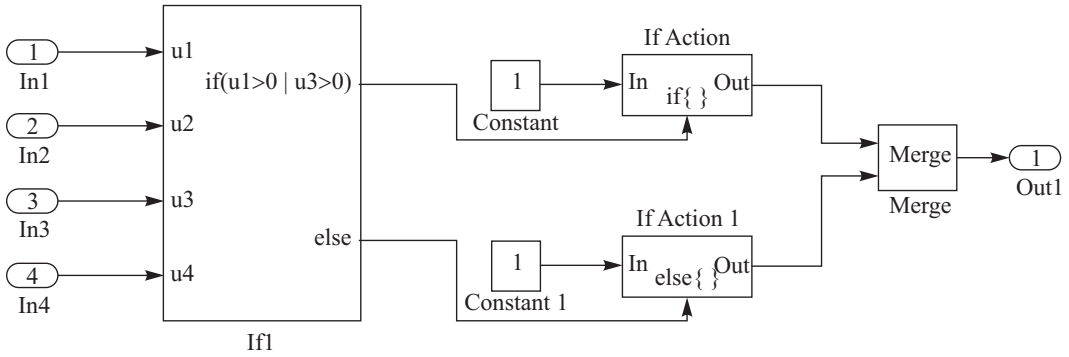
Na Obr. 11.42 je znázornená simulačná schéma podsystému priradenia brzdnej sily príslušnému kolesu. Toto funguje jednoducho tak, že sila sa násobí hodnotou určujúcou, na ktoré koleso má byť privedený akčný zásah. Táto hodnota je v prípade kolesa s potrebou akčného zásahu 1, inak je 0.

11.7 Čiastkový záver

Spôsob riadenia jazdnej dynamiky a stability automobilu je problém, ktorý je riešený pomocou mechatronického systému ESP. Tento systém je komplexným systémom ktorý v sebe integruje nielen hardvérové systémy ako sú ABS, BAS, ASR, riadenie momentu motora a ostatné, ale aj softvérové riešenie v podobe algoritmov vytvorených na základe fyzikálnych a matematických



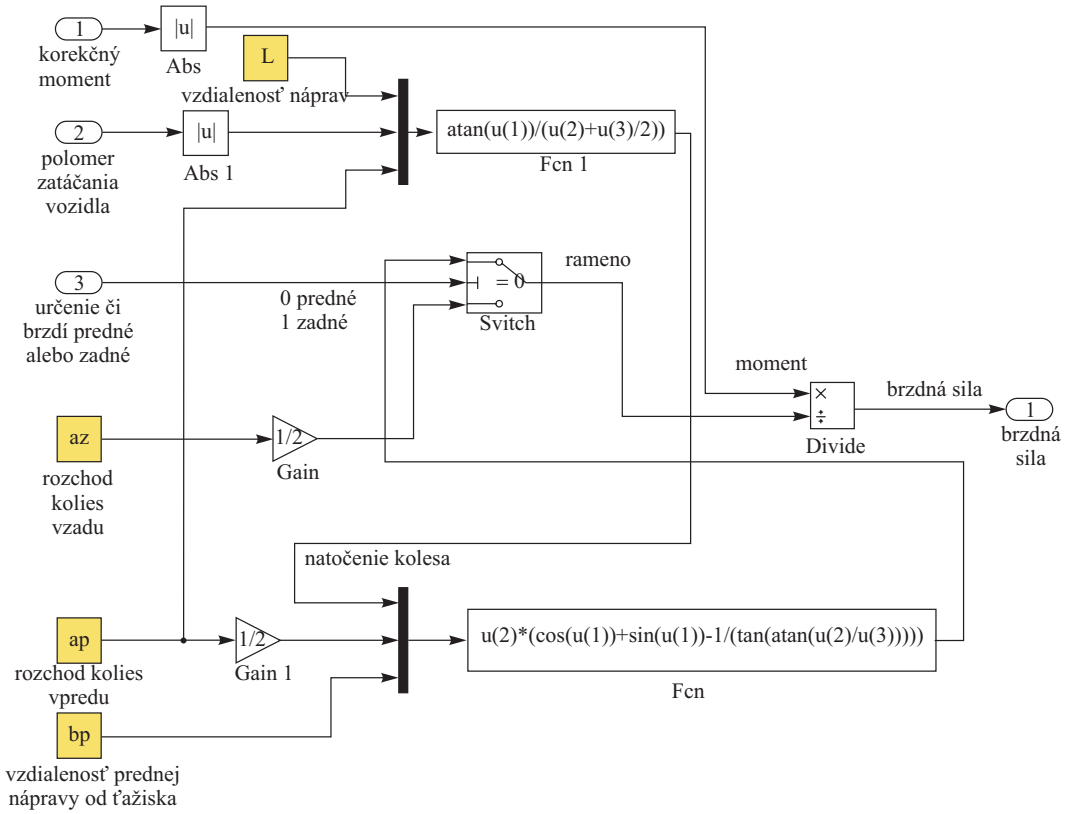
Obr. 11.39. Simulačná schéma podsystému stanovenia kolesa pre akčný zásah brzdnej sily [68] (If(..), elseif(..) – podmienky implementácie akčného zásahu v algoritme riadenia stabilizácie automobilu s ESP, If Action, If Action 1, If Action 2, If Action 3 – aktivácia akčného zásahu (brzndej sily) pre jednotlivé kolesá automobilu, PP koleso – brzdná sila na pravom prednom kolese, LZ koleso – brzdná sila na ľavom zadnom kolese, LP koleso – brzdná sila na ľavom prednom kolese, PZ koleso – brzdná sila na pravom zadnom kolese)



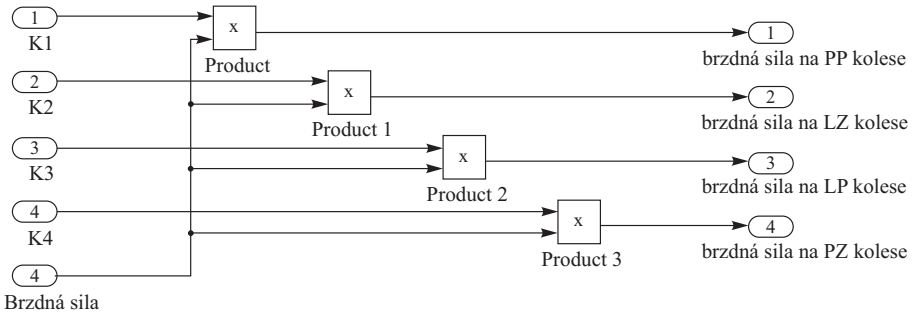
Obr. 11.40. Simulačná schéma podsystému pomocného určenia kolesa na výpočet sily akčného zásahu [68] ($If1, if(u1 > 0/u3 > 0)$ – algoritmus vyhodnotenia brzdného účinku medzi prednými a zadnými kolesami, merge – prepojenie riadiacich zásahov medzi jednotlivými kolesami nápravy automobilu, Out1 – korekčný zásah do prerozdelenia brzdnej sily kolies jednotlivých náprav automobilu)

princípov, uvedených a objasnených v hlavnej kapitole Stabilita. Pre potreby riadenia dynamiky a stability automobilu je preukázateľný dôvod prepojenia matematicko-fyzikálnych princípov a modelov s blokovými diagramami štruktúry mechatronických systémov automobilu.

Ďalší vývoj mechatronického systému ESP by mal smerovať do rozšírenia vlastností systému ESP v oblasti schopností predikovať vývoj jazdnej dynamiky a stability automobilu v reálnom čase.



Obr. 11.41. Simulačná schéma podsystému regulácie a stanovenia brzdnej sily určujúca veľkosť sily akčného zásahu [68]



Obr. 11.42. Simulačná schéma podsystému priradenia brzdnej sily príslušnému kolesu (K1, K2, k3, K4 – riadiace zásahy na aktiváciu brzdnej sily na jednotlivých kolesách automobilu so stabilizačným systémom, Product, Product 1, Product 2, Product 3 – vynásobenie akčného zásahu veľkosťou referenčnej brzdnej sily, 1 – brzdná sila privedená na pravé predné koleso, 2 – brzdná sila privedená na ľavé zadné koleso, 3 – brzdná sila privedená na ľavé predné koleso, 4 - brzdná sila privedená na pravé zadné koleso)

Záver

V histórii automobilu od jeho vzniku po súčasnosť je zrejmý vývoj od jednoduchých mechanických sústav automobilu ku stále zložitejším, s postupnou mechanizáciou, elektronizáciou a automatizáciou, až k súčasným vyspelým mechatronickým systémom. V niektorých agregátoch sa mechanický podsystém nahradil elektronickým podsystémom. Aktuálnou skutočnosťou je, že súčasný moderný osobný automobil je zložitý mechatronický systém. Hlavný atribút aktívnej bezpečnosti jazdy automobilu je zvládnutie dynamických procesov pohybu automobilu. To sa nedá dosiahnuť jednoduchým spojením mechanických sústav automobilu s elektrickými a elektronickými komponentami. Požadovaný synergický efekt získame poznaním teórie dynamických procesov pohybu automobilu a následujúcim návrhom metód a princípov riadenia predmetných procesov, regulačných a riadiacich systémov. Takýto prístup je žiaduci z hľadiska návrhu mechtronických systémov na relevantné zvládnutie dynamických procesov pohybu automobilu. Návrhy mechatronických systémov je teda potrebné začať analýzou dynamiky procesov pohybu automobilu vrátane analýzy potrebných metód a princípov riadenia a až potom rozhodnúť, aká konfigurácia komponentov a technológií bude na realizáciu mechatronických systémov najvhodnejšia. Len s takýmto tzv. mechatronickým prístupom dosiahneme synergický efekt interakcie požadovaných dynamických vlastností pohybu automobilu s kvalitou mechatronických systémov regulácie a riadenia dynamických procesov pohybu automobilu.

Komplexné mechatronické systémy automobilu sú tvorené integráciou rôznych mechatronických modulov, ktoré sú spojené do skupín a vykonávajú určitú činnosť. Ako je ukázané v monografii je potrebné vytvárať uvedenú integráciu mechatronických modulov nie na jednej úrovni, ale naopak je nutné integrovať moduly podľa princípu hierarchizácie, napr. pre systémy ABS, ASR, ESP a podobne.

V monografii sú riešené otázky interakcie jednotlivých dynamických procesov pohybu automobilu s potrebami a možnosťami ich regulácie a riadenia. Je spracovaná pre študentov elektrotechnických fakúlt, ktorí sa zaoberajú riešením otázok aplikovanej mechatroniky pre rozvoj automobilov a ostatných dopravných motorových vozidiel. Z toho dôvodu sa venuje pozornosť základným procesom dynamiky pohybu automobilov, ktoré sa rozhodujúcim spôsobom podieľajú na výsledných vlastnostiach a charakteristikách pohybu automobilu.

Pre ďalší výskum a odbornú prax možno odporučiť riešenie nasledujúcich otázok:

- Vo vysokoškolskom vzdelávaní v prístupoch k návrhom nových produktov rozvíjať metódy funkčnej integrácie strojného inžinierstva, elektrotechniky, elektroniky, komunikačných systémov a systémov riadenia vrátane počítačovej podpory.
- V oblasti navrhovania a konštruovania mechatronických systémov pre automobily:
  1. Rozvíjať princípy modularizácie, distribúcie a autonómnosti mechatronických systémov.
  2. Zdokonaľovať integráciu činností mechanických, elektrických a elektronických komponentov.
  3. Zvýšenú pozornosť venovať priestorovej integrácii komponentov pri tvorbe štrukturálnych mechatronických jednotiek pre automobily.
  4. Pri tvorbe virtuálnych prototypov venovať pozornosť vytvoreniu spoločného vývojového prostredia podporujúceho vzájomnú integráciu medzi nástrojmi modelu, systému, procesu a technológie.
  5. Rozvíjať metódy inteligentného riadenia mechatronických systémov pre automobily.

V monografii sú vysvetlené interakčné súvislosti medzi dynamickými procesmi pohybu automobilu a mechatronickými systémami regulácie a riadenia predmetných procesov. Vo svojej podstate je problém jazdných vlastností automobilu komplikovanejší. Do integrovaného mechatronického systému automobilu je potrebné zahrnúť vodiča, ktorý určuje rýchlosť a smer pohybu automobilu a vykonáva korektúry pri zistených odchýlkach. Pretože matematický opis činností vodiča nie je dostatočne objasnený, sú v monografii analyzované vlastnosti samotného automobilu.

Literatúra

1. Archív časopisu MOT'OR. Dostupné na internete: http://www.mot.sk/.
2. Bekker, M.G: *Introduction to Terrain - Vehicle Systems.*The University of Michigan Press, 1973.
3. Birch, S.: Chassis System Integration, Automotive Engineering International, SAE International, June, 2003.
4. Braun, P.; Vala, M.: *Vojenská kolesová vozidla – základy konstrukce.*Učebnice VA Brno, 1996.
5. Branding, A.: Vehicle Dynamics, Automotive Engineering International, July 2003.
6. Caracciolo, L., De Luca, A. Iannitti, S.: Trajectory tracking of Control of 4 wheel diferencial driven mobile robot: 1999 IEEE, International conference on Robotics and Automation, Detroit, Michigan.
7. Čáp, J., Freibauer, L., Hlavňa, V.: Teorie vozidel. Skripta VŠDS Žilina 1991 str. 170.
8. Danko, J.: Modelovanie aktívneho pružiaceho systému terénneho vozidla, Medzinárodná vedecká konferencia Výzbroj a technika pozemných síl, zborník prednášok str. 202-209, 2004, Liptovský Mikuláš, ISBN 80-8040-248-5.
9. Danko, J.: Modelovanie magnetoreologického tlmiča pruženia automobilu, Modelling of Suspension Magnetorheological for Vehikle, Zborník X. medzinárodnej konferencie STROJNÉ INŽINIERSTVO 2006, Strojnícka fakulta STU Bratislava, november 2006, ISBN 80-227-2513-7, str. 160-167, Zborník abstraktov str. 30.
10. Gafvert M.: Topics in Modeling, Control, and Implementation in Automotive Systems, Lund, Sweden, 2003.
11. Gillespie, T.D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics; Society of Automotive Engineers, 2001.
12. Gonda, M.; Bugár M.: Progresívny elektronický systém riadenia automobilu všetkými štyrmi kolesami, KMech FEI, STU, 2011.
13. http://www.audiworld.com/news/11/audi-rs5-st/diff1-01.jpg.
14. http: //auto.etrend.sk/auto-novinky0.
15. http: //auto.howstuffworks.com/self-inflating-tire2.htm.
16. http://www.autoshop101.com/forms/brake09.pdf.
17. http://autoviny.zoznam.sk.
18. http://i.cmpnet.com/automotivedesignline/2007/05/wloo2.gif.

19. http://image.fourwheeler.com/f/ 29765384/ 129_1102_ 10_o + 129_1102_ 2011_ford_f150 _first_ drive+electric_power_assisted_steering.jpg.
20. http://jcwinnie.biz/wordpress/?p=1761.
21. http://kengilbert.com.
22. http://oto.to/schematy/poradnik/techguide_1.html.
23. http://physics.ucsc.edu/ josh/6A/book/harmonic/node18.html.
24. http://rb-kwin.bosch.com/sk/sk/safety_comfort/drivingsafety/
25. http: //sk.autolexicon.net/articles/abc-active-body-control.
26. http://sk.autolexicon.net/articles/abs-anti-lock-braking-system.
27. http://sk.autolexicon.net/articles/ebd-electronic-brakeforce-distribution.
28. http://sk.autolexicon.net/obr_ clanky/aquaplaning_004.jpg.
29. http://vw.nate-online.com/techdocs/DSG.pdf.
30. http://wrx.grapon.com/techdocs/dccd/dccd06.jpg.
31. http: //www.autospectator.com/cars/mercedes-benz
32. http://www.autospectator.com/uploads/Other/Manufacturing/SV/sv _pp_Electronic _Wedge_Brake.jpg.
33. http://www.blogcdn.com/green.autoblog.com/media/2006/12/ x04mo_gm039.jpg.
34. http://www.bmw.com/sk/sk/insights/technology/innovation_lounge/ allfacts/phase_ 3 /dynamic_drive.html.
35. http://www.bmw.it/it/it/newvehicles/5series/sedan/2004/allfacts/ engine_ dynamicdrive.html.
36. http://www.bose.com/controller?url=/automotive/bose_ suspension/index.jsp.
37. http: //www.brlsi.org/proceed05/postgrad0505.html.
38. http: //www.cadillacfaq.com/faq/answers/pdf/nivomat.pdf.
39. http: //www.can-cia.org/index.php?id=170.
40. http: //www.carbibles.com/suspension_bible_ pg3.html.
41. http://www.citroenet.org.uk/miscellaneous/hydraulics/hydraulics-14.html.
42. http://www.cvel.clemson.edu/auto/systems/stability_control.html.
43. http://www.cvel.clemson.edu/auto/systems/stability_control.html.
44. http://www.edmunds.com/ownership/techcenter/articles/103183/article. html.
45. http://www.eshocks.com/Koni_MoB.asp.
46. http: //www.eshocks.com/Koni_TwT.asp.
47. http: //www.forum-auto.com/marques/citroen/sujet9392.htm.
48. http://www.freepatentsonline.com/4921064.pdf.
49. http://www.isa.own.cz/abs.html.
50. http://www.mathworks.com/company/pressroom/image_ library/images/control_ design /simdriveline.jpg.
51. http: //www.mazda.com.au/articleZone5.aspx?articleZoneID=3807.
52. http://www.mecanicavirtual.org/sistema-esp.htm.
53. http://www.motortrader.com.my
54. http://www.my-gti.com/wp-content/uploads/dsg_ trans_7_speed_550nm_2. jpg.
55. http://www.my-gti.com/wp-content/uploads/dsg_ trans_7_speed_550nm_3. jpg.

56. http://www.phy.duke.edu/ rgb/Class/phy51/phy51/node24.html.
57. http://www.siliconeer.com/past_ issues/2005/january2005.html.
58. http://www.subaru.mikona.sk/pictures/aktuality/testy/impreza_wrx_sti.pdf.
59. http://www.truckdas.hu/images/stories/esp_2009.jpg.
60. http://www.trucktrend.com/roadtests/pickup/163_0208_2002_gmc_sierra_denali/handling.html.
61. http://www.vw.sk/inovacie_technika/asisten_ne_systemy/brzdovy_asistent/.
62. http://www.zcars.com.au/images/lancer-evolution-x-sawc12.jpg.
63. http://www.zf-lenksysteme.com/english2/upload/edit_2/2305_34276 /Aktivlenkung_E.pdf.
64. Jazar, G.: Nakhaie Vehicle Dynamics: Theory and Application. 1st ed. 2008. Corr. 3rd printing, Springer 2008.
65. Jazar, G.: Nakhaie Vehicle Dynamics: Theory and Application. 1st ed. 2008. Corr. 3rd printing, Springer 2008, str.123.
66. Lechner, G., Nauheimer, H.: Automotive transmission - Fundamentals, Selection, Design a Application. Springer - Berlin Heidelberg New York, 1999, ISBN: 3-540-65903-X.
67. Málik, L., Chrzová, J., Šoška, M.: Konštruovanie III. Žilina, EDIS - vydavatelstvo Žilinskej univerzity v Žiline, 2007, ISBN:978 - 80 - 8070 - 733 - 0.
68. Noge, Filip: Návrh elektronického systému riadenia stability jazdy osobného automobilu. DP. Bratislava: STU FEI, 2012. 84 s.
69. Noge, F., Ferencey, V.: Elektronická regulácia odpruženia automobilov, ŠVOČ 2010, zborník vybraných prác, FEI STU v Bratislave 2010, ISBN 978-80-227-3286-4.
70. Podklady HUMUSOFT, www.humusoft.cz.
71. Podklady MathWorks, www.mathworks.com.
72. Propagačné materiály systému ESP, podporované európskou úniou. Dostupné na internete: http://www.chooseesc.eu/.
73. Riadenie automobilu polohovým servomechanizmom. (Car steering system with positional servome-chanism) [CD-ROM].
74. Riadenie všetkými štyrmi kolesami. (Four wheel steering) [CD-ROM].
75. Ribar, Eduard: Elektronické zabezpečenie stability motorových vozidiel. BP. Bratislava: STU FEI, 2010. 35 s.
76. SimDriveline 1 User's Guide. Mathworks Documentation, The MathWorks Inc., 2010.
77. Slovník motoristu, Acceleration Slip Regulation [cit. 2010-05-08]. Dostupné na internete: ¡http://www.autoindex.sk/technicky-slovnik/asr¿.
78. Smeja, M.: Modelovanie a riadenie antiblokovacieho brzdového systému motorového vozidla. DP, STU, Bratislava, 2006.
79. Solyom, S.: Synthesis of a Model-based Tire Slip Controller, Lund, Sweden, 2003.
80. Technické rady a tipy, Elektronika v spolupráci s brzdovým systémom. [cit.2010-02-23]. Dostupné na internete: http:// www.meteor.sk/meteor/index.php?option=com_content&task=view&id = 164 &Itemid=371.

81. Technický slovník, Anti-Lock Braking System. [cit. 2010-05-08]. Dostupné na internete: http://www.volkswagen.com/vwcms/master_public /virtualmaster/en2 /experience/innovation/technical_glossary/anti-lock _braking.index.html.
82. Technický slovník, Electronic Brake Force Distribution. [cit. 2010-05-08]. Dostupné na internete: ¡http://www.volkswagen.com.
83. Vlk, F., Automobilová elektronika 2, 1. vydání, Nakladatelství a vydavatelství, Brno 2006, ISBN 80-247-0350-5.
84. Vlk, F., Dynamika motorových vozidel, 2. vydání, Nakladatelství a vydavatelství, Brno 2003, ISBN 80-239-0024-2.
85. Vlk, F., Elektornické systémy motorových vozidel 2, 1. vydání, Nakladatelství a vydavatelství, Brno 2002, ISBN 80-238-7282-6.
86. VLK, F.: Koncepce motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno,2000, ISBN 80-238-7282-4.
87. VLK, F.: Podvozky motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno,2003, ISBN 80-239-0026-9.
88. www.auto.cz
89. www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_264_d1.pdf.
90. Žilák, P.: Analýza a syntéza brzdového systému vozidla s ABS v prostredí Matlab-Simulink, DP, STU, Bratislava, 2006.
91. Žilák, P., Smeja, M., Belavý, C.: Analýza a syntéza antiblokovacieho brzdového systému vozidla v prostredí Matlab-Simulink. In: Technical Computing Prague, 14th Annual Conference Proceedings ,Humusoft s.r.o, 2006, ISBN 80-7080-616-8.

prof. Ing. Viktor Ferencey, CSc.
prof. Ing. Miroslav Vala, CSc.
Ing. Martin Bugár, PhD.

MECHATRONICKÉ SYSTÉMY RIADENIA DYNAMIKY POHYBU AUTOMOBILOV

Vydala Slovenská Technická Univerzita v Bratislave
vo vydaveteľstve ES v Bratislave, v roku 2013
Rozsah strán: 221, 1. vydanie
Náklad: 100 ks, edičné číslo:

EAN:
ISBN: