

# Raportul Științific

(RS)

## CUPRINS

Capitolul 1. Obiective generale.....	4
Capitolul 2. Obiectivele etapei.....	5
Capitolul 3. Introducere .....	6
3.1. Vehicule autonome.....	6
3.2. Motivație .....	8
3.3. Adaptive Cruise Control.....	10
3.4. Plutoane de autovehicule.....	10
3.5. Comunicații între vehicule .....	11
Capitolul 4. Modele pentru plutoanele de autovehicule .....	13
4.1. Stadiul actual referitor la metodele de modelare a dinamicii vehiculelor ...	13
4.2. Dinamica laterală a vehiculelor.....	14
4.3. Dinamica longitudinală a vehiculelor .....	16
4.4. Modelarea forțelor cauciucurilor cu modelul Pacejka .....	18
4.5. Modelarea dinamicii complete a vehiculului .....	19
4.6. Implementarea modelului în Matlab/Simulink și rezultate de simulare .....	22
4.7. Modelarea lanțului de transmisie a puterii la autovehicule.....	26
4.7.1. Model afin.....	26
4.7.2. Model afin pe porțiuni .....	28
4.8. Implementarea modelului în Matlab/Simulink și rezultate de simulare .....	31
4.9. Modele roboți mobili.....	32
4.9.1. Modelarea roboților mobili mOway .....	32
4.9.2. Modelarea roboților mobili SRV .....	33
4.10. Modele ale plutoanelor de autovehicule.....	34
4.10.1. Configurația unui pluton și modelarea dinamicii vehiculului .....	34
4.10.2. Modelarea unui pluton de vehicule cu ACC centralizat .....	35
Capitolul 5. Modelarea întârzierilor variabile în timp .....	38
5.1. Modelarea întârzierilor folosind aproximări politopice .....	38
5.2. Modelarea întârzierilor considerându-le ca perturbații .....	38
5.2.1. Întârzieri pe calea directă .....	38
5.2.2. Întârzieri pe calea de reacție .....	39
Capitolul 6. Modelarea restricției hardware ca partiții poliedrale ale spațiului stărilor ..	
.....	41

6.1.	Implementarea reguletoarelor predictive în timp real .....	41
6.1.1.	Arhitectura hardware folosită .....	41
	Implementarea reguletoarelor predictive cu FPGA.....	41
	Implementarea reguletoarelor predictive cu microcontrollere .....	42
6.1.2.	Particularitățile constructive ale roboților mobili utilizați în sisteme multi-agent sau de tip pluton .....	44
6.2.	Restricții hardware .....	45
Capitolul 7.	Analiza modelului complet .....	47
7.1.	Metodologii de control .....	47
7.1.1.	Metoda de control PID.....	47
7.1.2.	Metoda Sliding Mode Control (SMC).....	51
	Regulatorul de pe nivelul superior .....	51
	Regulatorul de pe nivelul inferior.....	53
7.1.3.	Metoda Model Predictive Control (MPC) .....	54
7.2.	Modele de vehicule utilizate în controlul predictiv distribuit .....	55
Capitolul 8.	Concluzii .....	61
Bibliografie	.....	62

## Capitolul 1. Obiective generale

*Principalul obiectiv al acestui proiect este de a crea un cadru general pentru modelarea și controlul vehiculelor cooperante ce se deplasează în plutoane considerate ca sisteme multiagent. Metodologia va include imperfecțiunile introduse de comunicația fără fir, a restricțiilor hardware/computaționale și a perturbațiilor din trafic chiar din faza de proiectare a regulatorului pentru a îmbunătăți siguranța, pentru a reduce consumul de combustibil, pentru a crește capacitatea drumurilor și pentru a reduce emisiile.*

Îndeplinirea *obiectivului principal* al proiectului se bazează pe un set de obiective specifice care vizează rezolvarea problemelor apărute în deplasarea vehiculelor în plutoane, din cauza rețelelor de comunicații, a restricțiilor hardware și a celor fizice și a perturbațiilor din trafic:

- **Obiectiv 1:** cadru de modelare pentru plutoanele de vehicule distribuite care este capabil să includă cuplajul dintre vehicule, comunicația fără fir și restricțiile hardware/computaționale: pornind de la tehnicile existente de modelare a întârzierilor variabile în timp folosind aproxi-mări politopice sau prin considerarea lor ca perturbații, efectul întârzierilor va fi reprezentat în partiții poliedrale ale spațiului stărilor; mai mult, restricțiile hardware/computaționale vor fi reprezentate în partiții poliedrale ale spațiului stărilor; în plus cele două metode vor fi integrate astfel încât să se obțină un model realist al plutonului de vehicule care să includă cuplajele dintre vehicule, întârzierile variabile în timp și restricțiile hardware/computaționale;
- **Obiectiv 2:** dezvoltarea unui cadru pentru proiectarea de regulatoare predictive distribuite bazate pe agenți capabile să utilizeze cadrul de modelare de la primul obiectiv și să ia în considerare condițiile meteorologice (ex., drumuri uscate, umede sau alunecoase) și configurația drumurilor (ex., rampă sau pantă); rezultă legi de reglare predictive bazate pe PLF-uri ce vor fi testate într-un mediul de simulare dezvoltat în Matlab pentru plutoane de vehicule cooperante;
- **Obiectiv 3:** dezvoltarea de programe de timp real pentru implementarea algoritmilor de control predictivi distribuiți multiagent pe sisteme încorporate ce vor fi testate experimental în laborator folosind un pluton de vehicule (pluton de roboți mobili); va fi efectuată analiza performanțelor și compararea cu soluțiile existente în literatură de specialitate.

## Capitolul 2. Obiectivele etapei

**Obiectiv 1: Dezvoltarea unui model realist distribuit pentru plutoanele de autovehicule**

**Activitate 1.1.** Selectarea celor mai recente modele pentru plutoanele de vehicule și dezvoltarea de noi modele distribuite ce evidențiază cuplajele dintre vehicule

**Activitate 1.2.** Modelarea întârzierilor variabile în timp din rețea folosind aproximări politopice sau considerându-le ca perturbații pentru a le exprima ca partiții poliedrale ale spațiului stărilor

**Activitate 1.3.** Modelarea restricțiilor hardware ca partiții poliedrale ale spațiului stărilor

**Activitate 1.4.** Integrarea optimă a acestor modele într-un model distribuit realist pentru PV

**Activitate 1.5.** Analiza modelului complet din punctul de vedere al strategiilor de control

**Livrabil 1:** Raport cu descrierea modelului întârzierilor și a restricțiilor.

**Livrabil 2:** Raport cu descrierea modelului complet al vehiculelor cooperante.

## Capitolul 3. Introducere

Progresele tehnologice creează o continuă dezvoltare de la vehiculele convenționale, total controlate de om, la vehiculele autonome sau automate (AV), care se pot conduce singure parțial sau total și care într-un final ar putea să nu mai necesite deloc prezența unui șofer. Există tehnologii care activează un vehicul să asiste și să ia decizii pentru un conducător uman. Astfel de tehnologii includ sisteme de avertizare a pericolului de coliziune (CW/CA), sisteme adaptive de control a vitezei de croazieră (ACC), sisteme de menținere a benzii de deplasare (lane keeping systems), și tehnologia de parcare automată.

Există o ierarhie pe cinci nivele care poate ajuta la înțelegerea mai ușoară a acestei dezvoltări continue și a legăturii dintre tehnologii (Anderson et al., 2014):

- **Nivelul 0 (fără automatizare):** Șoferul este singurul care controlează funcțiile primare ale vehiculului (frâne, direcție și accelerație) tot timpul, și doar acesta este responsabil pentru monitorizarea drumului și a operațiunilor de deplasare sigure.
- **Nivelul 1 (automatizare specifică la nivel de funcție):** La acest nivel automatizarea implică una sau mai multe funcții specifice de control. Conducătorul auto deține controlul total, și este singurul responsabil pentru operațiunile de siguranță, dar poate alege să cedeze o autoritate limitată către o funcție primară (precum în cazul ACC).
- **Nivelul 2 (automatizare bazată pe funcții combinate):** Acest nivel implică automatizarea a cel puțin două funcții primare de control proiectate să lucreze împreună pentru a elibera șoferul de controlul acelor funcții. În acest caz vehiculul este capabil să împartă autoritatea când șoferul cedează controlul în condiții limitate de conducere. Tot șoferul este responsabil pentru acționarea sistemelor de siguranță ale autovehiculului.
- **Nivelul 3 (automatizare pentru auto-conducere limitată):** Vehiculele la acest nivel de automatizare permit șoferului să cedeze în totalitate controlul tuturor funcțiilor critice din punctul de vedere al siguranței în cazul unor anumite condiții de trafic sau de mediu. Șoferul trebuie să fie disponibil pentru controlul ocazional, dar cu un timp de tranziție suficient de confortabil.
- **Nivelul 4 (automatizare pentru o conducere pur automată):** Vehiculul este proiectat să efectueze toate funcțiile critice pentru siguranță și să monitorizeze condițiile drumului pentru o întreagă călătorie.

Tipul și amplitudinea potențialelor beneficii ale tehnologiilor pentru vehiculele autonome (AV) depind de nivelul de automatizare care este atins. Actualul proiect urmărește realizarea unui pluton de autovehicule care să aibă un grad de automatizare care să se încadreze la nivelul 3.

### 3.1. Vehicule autonome

"Autonomia" unui vehicul este definită drept capacitatea vehiculului de a lua decizii și a acționa fără intervenția omului. Drept urmare, se poate spune că vehiculele actuale sunt "parțial autonome", fiind echipate cu sisteme pentru: controlul vitezei de croazieră (eng. cruise control) (Vahidi and Eskandarian, 2003), evitarea ieșirii de pe banda de rulare (eng. lane departure avoidance) (Gray et al., 2013b; Gray et al., 2013c), asistență la frânarea de urgență (eng. antilock brake systems (ABS)), parcare automată (eng. autonomous parking). În viitorul apropiat, este anticipată dezvoltarea sistemelor avansate de asistență care pot detecta

posibilitatea producerilor de coliziuni în intersecții și schimbarea neintenționată a benzii. În prezent, comportamentul autonom al vehiculelor este studiat atât în industrie, cât și în mediul academic, ceea ce a dus la apariția unor concepte promițătoare, cum ar fi urmărirea vehiculului din față (eng. convoying, platooning) (Vahidi and Eskandarian, 2003; Ozguner et al., 2012; Lefevre et al., 2015), urmărirea sau schimbarea benzii (eng. lane tracking, lane change) (Gray et al., 2013b; Gray et al., 2013c; Schidbald and Borelli, 2015), frânarea de urgență (eng. emergency stopping), evitarea obstacolelor (eng. obstacle avoidance) (Vahidi and Eskandarian, 2003; Yoon et al., 2008; Gray et al., 2013b; Gray et al., 2013c).

Principalele componente necesare implementării funcționalităților amintite sunt într-o continuă dezvoltare, crescând în performanțe, permițând astfel tranziția spre dezvoltarea vehiculelor autonome. Aceste componente sunt:

#### *Senzorii*

Pentru a putea controla un vehicul în mod automat, algoritmul de control trebuie să cunoască starea vehiculului, deci sunt necesare măsurători ale vitezei vehiculului și a direcției de deplasare, care pot fi realizate folosind senzori de viteză unghiulară a roților, senzori de măsurare a unghiului de virare sau GPS. În plus, algoritmul de control trebuie să cunoască poziția vehiculului relativ la alte vehicule și obstacole. În acest scop pot fi folosite, sisteme radar, lidar, laser sau senzori cu ultrasunete. Nu în ultimul rând, vehiculul trebuie să-și cunoască poziția pe carosabil, ceea ce poate fi realizat utilizând sisteme de vedere artificială sau GPS.

#### *Buclele de control*

Controlul automat al vehiculelor presupune interfațarea calculatoarelor cu vehiculul prin intermediul elementelor de execuție. Buclele specifice de control sunt: bucla de control a vitezei vehiculului (controlul accelerației) (Vahidi and Eskandarian, 2003), bucla de control a direcției (Keviczky et al., 2006), bucla de control a frânării. În cazul în care vehiculul nu este echipat cu transmisie automată, este necesară și o buclă de control a cutiei de viteze.

#### *Rețelele de comunicație*

Comunicațiile pot furniza informații generale referitoare la trafic și la mediul înconjurător, precum și atenționări în timp real. Conceptele de comunicații precum vehicul la vehicul (eng. vehicle-to-vehicle (V2V)) și vehicul la infrastructură / infrastructură la vehicul (eng. vehicle-to-infrastructure (V2I), infrastructure-to-vehicle (I2V)) sunt într-o continuă dezvoltare.

#### *Algoritmi inteligenți de control*

Algoritmii de control trebuie să simuleze cât mai fiabil comportamentul unui conducător uman. Astfel, acești algoritmi trebuie să asigure urmărirea traiectoriei impuse și siguranța pasagerilor și a tuturor participanților la trafic.

În anticiparea acestei dezvoltări, în prezent marile companii testează prototipuri de vehicule complet autonome, estimându-se că în următorii zece ani mașinile complet autonome vor intra în producția de serie. Companii precum BMW, Audi, Mercedes-Benz, Ford, GM, Toyota, Nissan și Volvo au prezentat deja concepte de vehicule autonome, în încercarea de a transforma cercetările în soluții fezabile pentru producție. Prototipurile de vehicule autonome produse de Google (eng. Google Car), au devenit apariții familiare pe străzile din California, iar compania continuă să cerceteze și să producă software în vederea creșterii performanțelor și fiabilității acestor vehicule.

Pe termen lung, beneficiile vehiculelor complet autonome sunt ușor de anticipat, putând fi enumerate: eliminarea posibilităților de erori umane va duce la creșterea considerabilă a siguranței în trafic, spațiile de parcare nu vor mai fi o problemă deoarece vehiculul va putea căuta locul de parcare și se va putea parca automat, va oferi posibilitatea pasagerilor de a folosi timpul petrecut în vehicul în mod mai productiv.

## 3.2. Motivație

“Accidentele rutiere rămân o cauză majoră a deceselor și rănilor în Europa în ciuda îmbunătățirilor considerabile din ultimul deceniu. Comisia Europeană recunoaște rolul important al sistemelor de transport inteligente pentru creșterea siguranței pe drumurile europene.” (European Comission, 2012). Mai mult, transportul rutier utilizează aproximativ 27% din totalul energiei consumate în Uniunea Europeană (European Comission, 2013). Fluxul crescut al traficului pe autostrăzile existente și pe drumurile din orașe are multe dezavantaje, ex., creșterea riscului de accidente, consum mai mare de combustibil, creșterea poluării și a uzurii părților mecanice ale vehiculului, stres în timpul șofatului și disconfort pentru pasageri (Sugiyama et al., 2008; Zhao et al., 2012). Plutoanele de autovehicule pot fi soluția acestor probleme stringente prin impunerea ca vehiculele să se urmeze unele pe altele și să păstreze o distanță sigură între ele (Naus et al., 2010; Zhao et al., 2010; Oncu et al., 2012). Mai mult, a fost deja demonstrat în (Oncu et al., 2012; Jia et al., 2014) că prin includerea comunicației între vehicule performanțele plutoanelor rezultate sunt mult mai bune decât cele obținute fără comunicație între vehicule. Totuși, avantajele acestei soluții depind de asigurarea stabilității plutonului de vehicule (Swaroop and Hedrick, 1996).

Reprezentarea generală a plutoanelor formate din  $n$  vehicule este ilustrată în Fig. 3.1 unde vehiculele ( $V_i$ ) cu agenți de control ( $A_i$ ) schimbă informații și negociază folosind comunicațiile vehicul-la-vehicul (V2V) prin rețele fără fir ( $\text{Ⓜ}$ ) pentru a-și îmbunătăți performanțele și pentru a asigura stabilitatea întregului pluton. Poziția lor absolută este detectată folosind un senzor de poziționare global (GPS) montat pe autovehicul ( $\text{Ⓜ}$ ) și distanța relativă  $d$  dintre vehiculul  $V_i$  și vehiculul  $V_{i-1}$  este determinată folosind un dispozitiv radar ( $\text{Ⓜ}$ ). Deplasarea în plutoane presupune ca fiecare vehicul din pluton să-și controleze viteza și distanța relativă față de vehiculul din față ( $d$ ) prin negocierea cu ceilalți agenți de control din pluton pentru a îmbunătăți siguranța rutieră, a reduce consumul de combustibil, a crește capacitatea drumurilor și a reduce emisiile poluante.



Fig. 3.1 Vehicule cooperative în pluton

Din **punct de vedere tehnologic**, deplasarea vehiculelor în plutoane permite utilizarea strategiilor avansate de control, ex., controlul predictiv (MPC) distribuit bazat pe sisteme multiagent, care poate asigura performanțele vehiculelor și stabilitatea plutonului, luând în considerare imperfecțiunile rețelei de comunicații fără fir și restricțiile hardware și adaptează regulatorul la perturbațiile din trafic (ex., condițiile meteorologice și configurația drumului).

Referitor la **punctul de vedere socio-economic**, controlul plutoanelor de vehicule cooperante utilizând un algoritm distribuit duce la scăderea riscului de accidente, minimizarea consumului de combustibil, reducerea emisiilor poluante și reducerea costurile de implementare/întreținere.

*Problema este de a sintetiza regulatoare încorporate de timp real (văzute ca agenți care negociază pentru a obține performanțe optime) pentru plutoanele de vehicule luând în considerare restricțiile platformei de implementare, ale canalului de comunicații și perturbațiile din trafic, restricții ce nu sunt luate în calcul de metodele existente de sinteză a regulatoarelor. Mai mult, modelul plutonului de vehicule (PV) trebuie să fie suficient de complex pentru a surprinde dinamica vehiculelor reale și a cuplajelor dintre ele, dar destul de simplu pentru proiectarea regulatoarelor.*



Într-un pluton de vehicule negocierea pentru a obține performanțe optime este realizată prin rețele de comunicații fără fir, iar folosirea lor implică necesitatea considerării efectelor imperfec-țiunilor introduse de rețea: întârzieri variabile în timp, pierderi de pachete de date și perioade de eșantionare variabile (Tipsuwan and Chow, 2003). Mai mult, metodele de control avansate, cum ar fi controlul predictiv bazat pe agenți care ar trebui să țină seama de cuplajele dintre vehicule, se concentrează în primul rând pe obținerea performanțelor și apoi pe satisfacerea restricțiilor hardware/fizice și rejectarea perturbațiilor. Această abordare în doi pași conduce la regulatoare inefabile în timp real sau la o diminuare a performanțelor. *Astfel, este nevoie de o translație cantitativă a specificațiilor hardware în restricții compatibile cu sinteza regulatorului.*

Soluțiile existente pentru deplasarea în plutoane a vehiculelor includ comunicațiile V2V între vehicule (Swaroop and Hedrick, 1996; Turri et al., 2014; Segata et al., 2014; Han et al., 2013; Nemeth and Gaspar, 2011; Fernandes and Nunes, 2012; Lammert et al., 2014; Zhou et al., 2012), dar doar unele dintre ele (Fernandes and Nunes, 2012; Zhou et al., 2012; Segata et al., 2014) analizează efectele restricțiilor și nici una din ele nu consideră negocierea dintre vehicule. *Fezabilitatea rețelelor de comunicații fără fir trebuie garantată pentru negocierea în timp real între vehiculele din pluton cu scopul obținerii performanțelor optime.* Mai mult, doar în (Swaroop and Hedrick, 1996) și (Nemeth and Gaspar, 2011) perturbațiile din trafic sunt considerate într-o anumită măsură și nici una din lucrările de mai sus nu consideră restricțiile hardware. *Poate fi concluzionat că există soluții pentru diferite părți ale problemei considerate în această propunere de proiect, dar niciuna din ele nu abordează toate limitările într-o manieră integrată.*

În literatura de specialitate există trei tipuri de modele considerate pentru plutoanele de vehicule: modele centralizate foarte complexe pentru întregul pluton de vehicule (Turri et al., 2014), modele descentralizate în care dinamicile vehiculelor sunt decuplate, dar plutonul are cuplaje între vehicule (Naus et al., 2010; Han et al., 2013; Nemeth and Gaspar, 2011; Fernandes and Nunes, 2012; Lammert et al., 2014; Zhou et al., 2012; Kianfar et al., 2014; Ali et al., 2013), și modele distribuite în care vehiculele din pluton sunt modelate considerând cuplaje-le dintre ele (Oncu et al., 2012; Jia et al., 2014), dar niciunul dintre aceste modele nu consideră restricțiile de comunicație. *Ar fi util un model distribuit mai realist ce consideră cuplajele dintre vehicule și care include restricțiile de comunicație pentru îmbunătățirea performanțelor.* În ceea ce privește regulatoarele existente, în literatura de specialitate sunt propuse mai multe tipuri: regulator bazat pe mașină de stări (Segata et al., 2014), regulator ajustabil (Fernandes and Nunes, 2012), regulator liniar pătratic (Han et al., 2013), regulator robust cu parametri liniar variabili (Nemeth and Gaspar, 2011) și regulatoare predictive (Turri et al., 2014; Kianfar et al., 2014; Ali et al., 2013), *dar niciunul dintre acestea nu consideră restricțiile hardware/computaționale pentru implementarea lor în sisteme încorporate.* Dintr-un alt punct de vedere regulatoarele de mai sus pot fi clasificate în două tipuri: regulatoare centralizate (Turri et al., 2014) și regulatoare descentralizate (Segata et al., 2014; Han et al., 2013; Nemeth and Gaspar, 2011; Fernandes and Nunes, 2012; Lammert et al., 2014; Zhou et al., 2012; Kianfar et al., 2014; Ali et al., 2013); *limitările abordărilor curente sunt evident legate de neluarea în considerare a cuplajelor dintre vehiculele din pluton. În afară de aceasta, în literatura de specialitate, din cunoștințele directorului de proiect, problema considerării regulatoarelor vehiculelor ca agenți și negocierea pentru a obține performanțe optime nu este abordată.*

Creșterea complexității cerințelor de siguranță și confort și în același timp menținerea sub control a costurilor de producție este o provocare majoră în industria auto. Ca o consecință, implementarea în timp real a algoritmilor de control trebuie să satisfacă cerințele și limitările stricte ale platformelor de implementare existente (Monot et al., 2012). Acest aspect nu este considerat de soluțiile existente în faza de proiectare, ceea ce duce la depășirea

sarcinilor astfel încât unele funcționalități nu mai ajung să se execute. Ca atare, o reconfigurare mai flexibilă a sarcinilor și mesajelor în conformitate cu reconfigurarea efectuată în ceea ce privește calcularea comenzii ar fi necesară.

Până acum, imperfecțiunile rețelei de comunicații (Cloosterman et al., 2010; Wang et al., 2010; Liu et al., 2010) și restricțiile hardware/ computaționale (Zometa et al., 2012) au fost tratate separat și mai mult, restricțiile hardware/computaționale nu au fost luate în considerare în faza de proiectare a regulatorului ci într-o manieră ad-hoc prin metode de încercare și eroare. Totuși, mai multe încercări au fost făcute pentru a implementa regulatoare predictive cu restricții hardware pe dispozitive dedicate, ex., bazate pe FPGA (Jerez et al., 2011) sau bazate pe microcontrolere (Zometa et al., 2012; Abbes et al., 2011), dar *timpii de calcul sunt prea mari pentru a fi utilizate la controlul deplasării vehiculelor în plutoane și nu iau în considerare restricțiile comunicației fără fir.*

### **3.3. Adaptive Cruise Control**

Sistemul adaptiv de control al vitezei de croazieră (Adaptive Cruise Control – ACC) reprezintă o extensie a variantei clasice a acestui sistem (Cruise Control – CC), care este o funcționalitate răspândită în cadrul vehiculelor moderne. Rolul CC este acela de a asigura o deplasare a vehiculului cu o viteză constantă stabilită de către șofer prin captarea acesteia în timpul deplasării autovehiculului. În momentul în care este necesară o scădere sau o creștere a vitezei vehiculul realizează automat frânarea sau accelerarea pentru a ajunge la viteza stabilită. Deoarece s-a dorit ca acest sistem să asigure și o mai bună siguranță în deplasarea vehiculului, a fost realizată o îmbunătățire pentru acesta. Această modificare constă în setarea vitezei de croazieră în funcție de viteza autovehiculului din față prin sistemele ACC. Acest lucru făcând astfel posibilă urmărirea în mod automat a vehiculului precedent. Detecția vehiculului din față este realizată prin utilizarea unui senzor de tip radar, a cărui funcționalitate ar putea fi extinsă de o cameră video care ar face automobilul să detecteze mai ușor vehiculul precedent.

Sistemele ACC sunt compuse din două părți: o parte independentă de vehicul și alta dependentă de acesta. Componenta independentă determină un profil al vehiculului în ceea ce privește accelerația și decelerația. Partea dependentă de vehicul asigură urmărirea acestui profil prin controlul sistemelor de accelerație, respectiv de frână. (Naus et al., 2010)

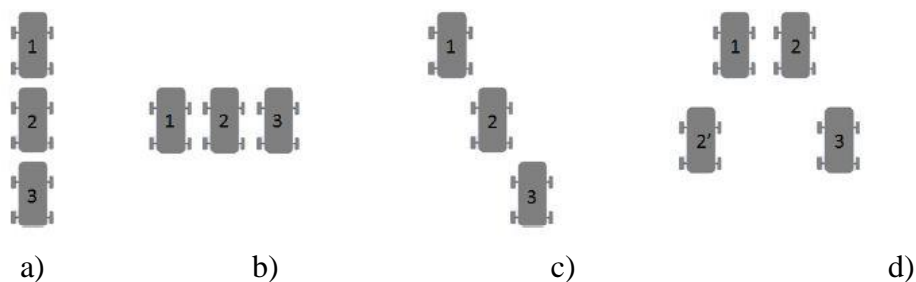
Din dorința producătorilor de mașini de a realiza vehicule cât mai inteligente care să asigure în mod autonom o siguranță sporită a șoferului și a pasagerilor, la aceste sisteme ACC au fost adăugate sisteme de evitare a coliziunilor (collision avoidance – CA). Prin implementarea acestora la nivelul autoturismelor s-a ajuns și la un control lateral al acestora, nu doar la unul longitudinal asigurat de ACC. Sistemele pentru CA permite vehiculului să trimită comenzi către sistemele de direcție și de frână pentru a fi acționate automat conducând astfel la evitarea unui obstacol care ar putea periclita siguranța în deplasare.

### **3.4. Plutoane de autovehicule**

Un pluton reprezintă o grupare de vehicule care se deplasează împreună cât timp mențin o anumită configurație geometrică fără ajutorul altor materiale de cuplare. Pentru a defini diferitele configurații pe care un pluton le poate avea este nevoie de o definiție a termenilor de distanță laterală și de distanță longitudinală.

Distanța laterală este spațiul orizontal dintre două vehicule alăturate, iar distanța longitudinală reprezintă spațiul vertical dintre acestea. Configurarea unui pluton depinde de definirea ambilor termeni prin ale căror valori pot fi realizate diverse tipuri de configurații (El-Zaher et al., 2012):

- **Configurația în formă de coloană:** aceasta reprezintă forma tradițională a plutoanelor în care vehiculele sunt plasate unul în fața celuilalt (Fig. 3.2 a));
- **Configurația în linie:** vehiculele sunt așezate unul lângă celălalt. În acest caz distanța longitudinală este nulă (Fig. 3.2 b));
- **Configurație de tip eşalon:** în acest caz vehiculele sunt într-o coloană, dar fiecare este deplasat cu o anumită distanță laterală față de vehiculul precedent (Fig. 3.2 c));
- **Configurații arbitrare: formația în formă de pană.** Configurațiile arbitrare pot avea mai multe forme obținute prin combinarea a două sau mai multe din configurațiile descrise anterior (Fig. 3.2 d)). Acestea sunt cel mai des întâlnite în medii militare.



**Fig. 3.2 Configurații de plutoane. a) coloană; b) linie; c) eşalon; d) pană.**

Cu ajutorul vehiculelor care au implementate sistemele de control automat este posibilă crearea unui pluton de vehicule care să se deplaseze în mod automat prin urmărirea unui vehicul-lider ce ar putea fi controlat automat prin comunicații cu infrastructura sau manual de către un șofer. Actualul proiect tratează deplasarea vehiculelor într-o formație de tip coloană, acțiunea fiind astfel posibilă doar pe o singură bandă de rulare dacă se consideră doar deplasarea înainte. În cazul în care acțiunile vehiculelor din pluton presupun și o schimbare a benzii de mers (o ieșire din pluton) intervine și controlul lateral.

Scopul organizării autovehiculelor în plutoane reprezintă o metodă pentru creșterea capacității drumurilor. Acest tip de organizare permite scăderea distanțelor dintre vehicule utilizând cuplaj electronic printr-o serie de dispozitive care să facă facil acest lucru. Această funcționalitate permite mai multor mașini să accelereze sau să frâneze simultan. Autovehiculele inteligente sunt capabile să se alăture unui pluton sau să-l părăsească în mod automat. O soluție de tehnologie propusă în alte lucrări de specialitate pentru realizarea acestui lucru este o infrastructură automatizată (Automated Highway System – AHS). Potențialele beneficii ale AHS sunt: economia de combustibil, reducerea aglomerației, schimburi scurte în perioadele de vârf, mai puține coliziuni în trafic, și abilitatea vehiculelor de a fi conduse nesupravegheat (Gacovski și Deskovski, 2014).

### 3.5. Comunicații între vehicule

O variantă alternativă la sistemul AHS este implementarea unui tip de comunicații între vehiculele din cadrul unui pluton pentru a face mai eficientă deplasarea acestora. Cea de-a doua propunere reprezintă obiectul acestui proiect care se urmărește a fi dezvoltat pentru a aduce îmbunătățiri la sistemele de control deja existente pentru plutoanele de autovehicule.

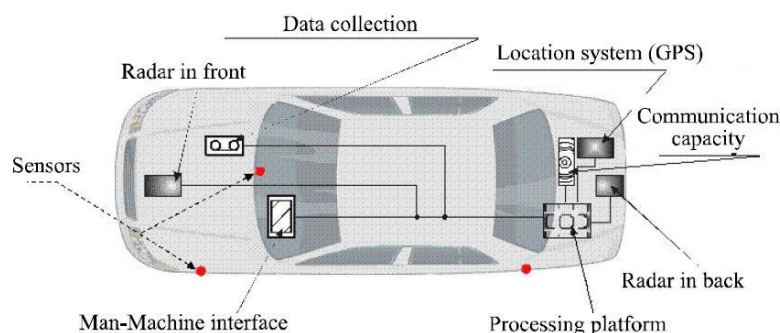
Alegerea soluției de comunicații între vehicule este o variantă mai puțin costisitoare decât construirea unei întregi infrastructuri de transport în scopul îndeplinirii acestui obiectiv.

Îmbunătățirile care sunt aduse la un pluton clasic de autovehicule care au sisteme ACC pentru controlul longitudinal sunt reprezentate de adăugarea unor sisteme de comunicații wireless care se numesc rețele ad-hoc de vehicule (Vehicular Ad-hoc Network – VANET). Prin cuplarea celor două tehnologii de control s-a ajuns la crearea unui sistem cooperativ de control a vitezei de croazieră (Cooperative Adaptive Cruise Control – CACC) care este varianta cea mai avansată a CC.

Deși deplasarea în pluton oferă o mulțime de beneficii, aceasta necesită cooperare între vehicule cu ajutorul unui protocol de management al plutoanelor. Un astfel de protocol bine dezvoltat este foarte important pentru a asigura performanțe bune ale CACC și care permit verificarea în aplicații din lumea reală. În lucrarea (Ammozadeh et al., 2015) se prezintă dezvoltarea unui protocol de organizare a plutoanelor care presupune ca vehiculele să fie capabile să execute trei manevre de bază pot fi folosite pentru a îndeplini diverse operațiuni ale plutonului cum ar fi intrarea unui vehicul în pluton, a liderului, și a vehiculelor urmăritoare. Protocolul se bazează pe comunicațiile vehicul-la-vehicul (V2V) cu mesaje de tip single-hop la fel ca mesaje bazate pe evenimente pentru a coordona manevrele cu alte vehicule vecine.

Ca o parte integrală a unui sistem inteligent de transport (Intelligent Transportation System – ITS) (Fig. 3.3), comunicația între vehicule (Inter Vehicle Communication – IVC) combină următoarele tehnologii (Meraihi et al., 2008):

- detectarea și perceperea mediului apropiat: prin utilizarea diferitelor tipuri de senzori (pentru condițiile vremii, starea drumului, starea vehiculului, poluare și altele) și camere, șoferul deține o anumită cantitate de informații și o vizibilitate mai bună în interiorul vehiculului propriu, făcându-l capabil să reacționeze adecvat la schimbările din mediul apropiat;
- procesarea: cu o capacitate de procesare foarte mare, vehiculele curente sunt inteligente și pot interpreta informațiile conectate cu scopul de a ajuta șoferul să ia deciziile adecvate;
- salvarea: este necesar un spațiu mare de stocare pentru a se putea salva cantități mari de informații de diverse tipuri și clase. Aceste structuri de date sunt actualizate prin evenimentele și deciziile care apar de la sistemul de comunicații;
- rutarea și comunicația: pentru schimbul de informații și răspândirea în rețeaua proprie de vehicule sau în alte rețele. Aceasta permite creșterea ariei de precauție cu ajutorul unei percepere extinse a mediului, obținându-se astfel o predicție cât mai bună a problemelor întâlnite de-a lungul deplasării.



**Fig. 3.3 Un vehicul inteligent cu dispozitivele de automatizare**

## Capitolul 4. Modele pentru plutoanele de autovehicule

### 4.1. Stadiul actual referitor la metodele de modelare a dinamicii vehiculelor

În contextul planificării traiectoriei și controlului vehiculelor autonome, scopul unui model al vehiculului este de a oferi o relație între semnalele de intrare fizice și orientarea vehiculului. Cele mai des utilizate modele de vehicule, în funcție de complexitate, sunt clasificate în trei categorii:

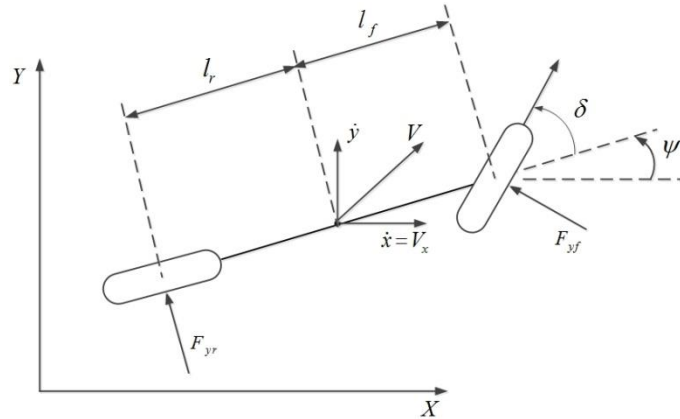
- *modele de tip "mass point"*, în care vehiculul este redus la un punct în spațiu. Acesta este cel mai simplu model de vehicul, dar în același timp nu este utilizat foarte mult în aplicațiile de planificare de traiectorie (Tomizuka et al., 2002) și de control al vehiculelor deoarece nu poate surprinde dinamica vehiculului cu acuratețea necesară.
- *modele cinematice* (Kang et al., 2014; Kong et al., 2015) ce pot fi derivate ușor folosind relațiile geometrice care descriu un vehicul. Aceste modele pot reprezenta acceptabil mișcarea vehiculelor în situații de funcționare care nu presupun o dinamică ridicată și condiții nominale de rulare. Aceste modele sunt foarte atractive pentru a descrie dinamica vehiculului la viteze mici, deoarece, în comparație cu modelele dinamice (prezentate mai jos) nu prezintă singularități în calcularea soluției (stările vehiculului).
- *modele dinamice* (Kang et al., 2014; Kong et al., 2015) care se bazează pe modele ale cauciucurilor pentru a descrie interacțiunea dintre vehicul și suprafața de rulare. Astfel, acest tip de model este mai complex decât cele amintite anterior, deoarece include și neliniaritățile apărute datorită interacțiunilor dintre forțele generate de cauciucuri și stările vehiculului. Aceste modele sunt cele mai utilizate în aplicații. De asemenea, în funcție de aplicații, aceste modele pot fi simplificate și liniarizate, pentru a surprinde doar dinamica de interes. La rândul lor modelele dinamice variază în funcție de gradele de libertate considerate:
  - ✓ modele dinamice care consideră toate cele patru roți ale vehiculului;
  - ✓ modele dinamice în care cele patru roți sunt reduse la două roți – modelul de tip bicicletă;
  - ✓ modele care surprind dinamica doar pe orizontală;
  - ✓ modele care surprind dinamica atât pe orizontală cât și pe verticală.

În acest raport se consideră un model dinamic de tip bicicletă al vehiculului, deoarece acest model poate surprinde cu o acuratețe acceptabilă cele mai importante dinamici ale vehiculului, surprinzând doar mișcarea pe orizontală. Acest model va fi detaliat în subcapitolele următoare.

Modelele dinamice (Gray et al., 2013a) ale vehiculelor folosesc modele de cauciucuri pentru a calcula forțele generate de roțile vehiculului, care produc mișcarea. Aceste modele sunt variate și pot fi alese în funcție de aplicații. Cel mai complet model al cauciucului este așa numitul model "formula magică" sau "modelul Pacejka" (Pacejka et al., 1987), (Pacejka, 2012). Acesta este un model semi-empiric, des utilizat în aplicații. În subcapitolele următoare va fi descris în detaliu și acest model.

## 4.2. Dinamica laterală a vehiculelor

Un model foarte des utilizat pentru a descrie dinamica vehiculelor este *modelul bicilcetă* (eng. *bicycle model* sau *single track model*) (Rajamani, 2012). În acest model, perechile de roți din față și spate ale mașinii sunt reduse la câte o singură roată, așa cum este reprezentat în Fig. 4.1, unde vehiculul este considerat în reperul inertial ( $OXY$ ).



**Fig. 4.1** Modelul bicilcetă a vehiculului

Considerând că vehiculul modelat poate vira doar cu roțile din față, în acest model  $\delta$  reprezintă unghiul de virare al roții.  $\psi$  este unghiul de rotație al vehiculului,  $V$  este viteza de deplasare,  $F_{yf}$  și  $F_{yr}$  sunt forțele laterale generate de roțile din față și din spate, respectiv.  $l_f$  și  $l_r$  sunt distanțele de la centrul de greutate la centrul punții din față și din spate.  $V_x$  este viteza longitudinală a vehiculului.

Modelul are două grade de libertate, acestea fiind: poziția laterală a vehiculului  $y$  și unghiul de rotație  $\psi$ , iar unghiul de virare  $\delta$  este considerat intrare în model. Poziția laterală este măsurată de-a lungul axei  $Y$  a reperului inertial, fiind coordonată pe această axa a centrului de greutate al vehiculului.  $\psi$  este măsurat având ca referință axa  $X$  a reperului inertial.

Aplicând legea a doua a lui Newton, putem obține ecuațiile dinamicii vehiculului pe axa  $Y$

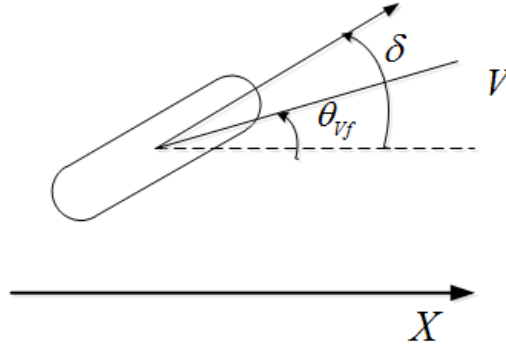
$$m \ddot{y} = -m \dot{\psi} V_x + 2 F_{yf} + 2 F_{yr} \quad (4.1)$$

unde  $m$  este masa vehiculului. Se poate observa că în mișcarea laterală apar două accelerații - accelerația  $\ddot{y}$  datorată deplasării de-a lungul axei  $Y$  și accelerația centripetă  $\dot{\psi} V_x$ .

$$I_z \ddot{\psi} = 2 l_f F_{yf} - 2 l_r F_{yr}, \quad (4.2)$$

unde  $I_z$  este inerția vehiculului.

În continuare vor fi descrise forțele laterale care acționează asupra vehiculului,  $F_{yf}$  și  $F_{yr}$ . Aceste forțe sunt principalele influențe externe care acționează asupra vehiculului și sunt puternic neliniare, dar pot fi liniarizate considerând *unghiuri de alunecare* mici ale cauciucurilor roților din față și din spate. Unghiul de alunecare al cauciucului este definit ca unghiul dintre orientarea cauciucului și vectorul de viteză a roții. În Fig. 4.2 este reprezentat unghiul de alunecare al cauciucului roții din față  $\theta_{vf}$ , unghiul de alunecare al cauciucului roții din spate având aceeași definiție.



**Fig. 4.2 Unghiul de alunecare al cauciucului**

Unghiul de alunecare pentru cauciucul roții din față este definit ca

$$\alpha_f = \delta - \theta_{vf} \quad (4.3)$$

unde  $\delta$  este unghiul de virare, iar  $\theta_{vf}$  este unghiul pe care îl face vectorul de viteză cu axa longitudinală. Considerând un vehicul care virează doar cu roțile din față, unghiul de alunecare al cauciucului roții din spate este descris prin relația:

$$\alpha_r = -\theta_{vr} \quad (4.4)$$

Astfel, forțele laterale  $F_{yf}$  și  $F_{yr}$  sunt date de

$$F_{yf} = 2C_{\alpha f} (\delta - \theta_{vf}) \quad (4.5)$$

$$F_{yr} = 2C_{\alpha r} (-\theta_{vr}) \quad (4.6)$$

Constantele de proporționalitate  $C_{\alpha f}$  și  $C_{\alpha r}$  din (4.5), (4.6), sunt constantele de rigiditate la viraje ale cauciucurilor celor două roți.

Unghiurile  $\theta_{vf}$  și  $\theta_{vr}$  pot fi calculate folosind relațiile,

$$\tan(\theta_{vf}) = \frac{V_y + l_f \dot{\psi}}{V_x} \quad (4.7)$$

$$\tan(\theta_{vr}) = \frac{V_y - l_r \dot{\psi}}{V_x} \quad (4.8)$$

care, utilizând aproximațiile pentru unghiuri mici și ținând cont că  $V_y = \dot{y}$ , pot fi rescrise ca

$$\theta_{vf} = \frac{V_y + l_f \dot{\psi}}{V_x} \quad (4.9)$$

$$\theta_{vr} = \frac{V_y - l_r \dot{\psi}}{V_x} \quad (4.10)$$

Modelul prezentat poate fi rescris sub forma intrare-stare-ieșire astfel

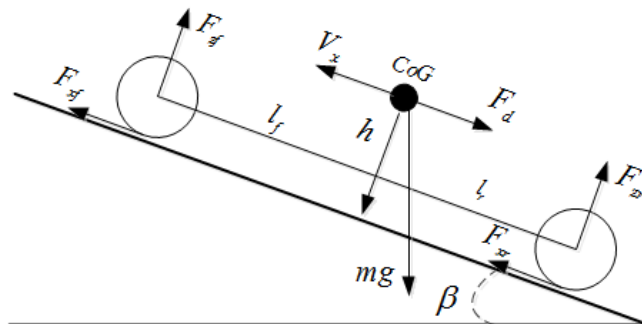
$$\begin{bmatrix} \dot{y} \\ \ddot{y} \\ \dot{\psi} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{2C_{\alpha_f} + 2C_{\alpha_r}}{mV_x} & 0 & -\frac{2l_f C_{\alpha_f} - 2l_r C_{\alpha_r}}{mV_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{2l_f C_{\alpha_f} - 2l_r C_{\alpha_r}}{I_z V_x} & 0 & -\frac{2l_f^2 C_{\alpha_f} + 2l_r^2 C_{\alpha_r}}{I_z V_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \dot{y} \\ \psi \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{2C_{\alpha_f}}{m} \\ 0 \\ \frac{2l_f C_{\alpha_f}}{I_z} \end{bmatrix} \delta \quad (4.11)$$

Acest model este un model liniar, cu parametri variabili în timp datorită vitezei longitudinale  $V_x$ .

Cu toate că acest model este în general suficient pentru studiul și proiectarea sistemelor de control convenționale ale vehiculelor, precum sistemele de avertizare a ieșirii de pe banda de rulare, sistemele active de păstrare a benzii sau sisteme de stabilizare a vehiculului, în controlul vehiculelor autonome, presupunerea că unghiul de alunecare al cauciucului are valori mici nu mai poate fi făcută. Cu această constrângere, forțele  $F_{yf}$  și  $F_{yr}$  nu mai pot fi modelate de relațiile (4.5) și (4.6), având o formă neliniară. Un model des folosit al forțelor cauciucurilor  $F_{yf}$  și  $F_{yr}$  este modelul Pacejka (Pacejka et al., 1987), (Pacejka, 2012), cunoscut și ca *formula magică*, care descrie forțele laterale folosind atât unghiul de alunecare, cât și forțele normale care acționează asupra roților.

### 4.3. Dinamica longitudinală a vehiculelor

Pentru a studia dinamica longitudinală vom considera un vehicul rulând pe un drum înclinat, așa cum este prezentat în Fig. 4.3. Forțele externe care acționează asupra corpului vehiculului în mișcare sunt forța aerodinamică, forța gravitațională, forța de frecare a căii de rulare și forțele longitudinale ale cauciucurilor. Toate aceste forțe vor fi prezentate în detaliu în cele ce urmează.



**Fig. 4.3 Modelul longitudinal al unui vehicul**

În Fig. 4.3  $CoG$  reprezintă centrul de greutate al vehiculului,  $F_{xf}$  și  $F_{xr}$  reprezintă forțele longitudinale ale cauciucurilor,  $F_{zf}$  și  $F_{zr}$  sunt forțele normale ale axelor din față și din spate,  $V_x$  este viteza longitudinală a vehiculului și  $F_d$  este forța rezistentă aerodinamică.  $h$  reprezintă înălțimea centrului de greutate,  $l_f$  și  $l_r$  au aceeași semnificație ca și în modelul dinamicii laterale a vehiculului fiind distanțele de la centrul de greutate la axa față și spate,  $m$  este masa vehiculului și  $g$  este accelerația gravitațională. Unghiul  $\beta$  reprezintă panta căii de rulare a vehiculului și este definit pozitiv atunci când vehiculul se deplasează spre stânga, în Fig. 4.3.

Echilibrul de forțe care acționează de-a lungul axei longitudinale este



$$m\ddot{x} = 2F_{xf} + 2F_{xr} - F_d - mg \sin(\beta) \quad (4.12)$$

Forța rezistentă aerodinamică  $F_d$  poate fi reprezentată ca

$$F_d = \frac{1}{2} \rho C_d A_f (V_x + V_w)^2 \quad (4.13)$$

unde  $\rho$  este densitatea aerului și poate fi considerată  $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$ ,  $C_d$  este un coeficient de rezistență aerodinamică,  $A_f$  este aria frontală a vehiculului și  $V_w$  este viteza vântului.

Forțele longitudinale ale cauciucurilor  $F_{xf}$  și  $F_{xr}$  sunt forțe de frecare ale suprafeței de rulare, care acționează asupra cauciucurilor. Ele depind de *procentul de alunecare*, forțele normale care acționează asupra roții, și de coeficientul de frecare cu drumul.

Diferența dintre viteza longitudinală a vehiculului măsurată la axa roții ( $V_x$ ) și viteza longitudinală echivalentă a roții  $r_{eff}\omega_w$  se numește *alunecare longitudinală*. Adică alunecarea longitudinală este:  $r_{eff}\omega_w - V_x$ . În acest sens, procentul de alunecare longitudinală este definit ca:

$$\sigma = \frac{r_{eff}\omega_w - V_x}{V_x}, \text{ în timpul frânării} \quad (4.14)$$

$$\sigma = \frac{r_{eff}\omega_w - V_x}{r_{eff}\omega_w}, \text{ în timpul accelerării} \quad (4.15)$$

Dacă coeficientul de frecare dintre cauciuc și suprafața de rulare este considerat 1, și forțele normale  $F_{zf}$  și  $F_{zr}$  sunt constante, iar procentul de alunecare al cauciucului este considerat mic, în general sub 0.1 pe suprafețe de rulare uscate, forțele  $F_{xf}$  și  $F_{xr}$  se pot obține ca fiind proporționale cu procentele de alunecare ale cauciucurilor roților din față și din spate:

$$F_{xf} = C_{\sigma f} \sigma_{xf} \quad (4.16)$$

$$F_{xr} = C_{\sigma r} \sigma_{xr} \quad (4.17)$$

unde  $C_{\sigma f}$  și  $C_{\sigma r}$  sunt coeficienții de rigiditate longitudinală a cauciucurilor din față și din spate respectiv.

Dacă procentele de alunecare ale cauciucurilor nu sunt mici, atunci acest model liniar al forțelor longitudinale nu mai poate fi folosit. Ca și în cazul forțelor laterale prezentate în secțiunea anterioară, un model neliniar al forțelor longitudinale poate fi obținut folosind modelul de cauciuc al lui Pacejka (Pacejka et al., 1987), (Pacejka, 2012).

Forțele normale care acționează asupra roților se pot calcula astfel:

$$F_{zf} = \frac{-F_d h - m\ddot{x}h - mgh \sin \beta + mgl_r \cos \beta}{2(l_f + l_r)} \quad (4.18)$$

$$F_{zr} = \frac{F_d h + m\ddot{x}h + mgh \sin \beta + mgl_r \cos \beta}{2(l_f + l_r)} \quad (4.19)$$

Deci, când vehiculul accelerează, forța normală care acționează pe roata din față scade, și forța normală care acționează pe roata din spate crește, atunci când  $\beta$  este pozitiv.

Folosind relațiile de la (4.12) până la (4.19), se obține modelul matematic al dinamicii longitudinale al vehiculului, având ca ieșire poziția  $x$  pe axa longitudinală a reperului cartezian considerat, iar ca intrare viteza unghiulară a roților. Astfel, forța longitudinală a roții de conducere, în funcție de configurația transmisiei, devine principala forță care generează mișcarea vehiculului. Viteza unghiulară a roții de conducere este generată de lanțul de transmisie a vehiculului, astfel pentru a obține un model integral al unui vehicul, trebuie considerat și lanțul de transmisie. Acest model este tratat în subcapitolul 4.7.

#### 4.4. Modelarea forțelor cauciucurilor cu modelul Pacejka

Forțele și cuplurile apărute datorită suprafeței de rulare a vehiculului acționează asupra cauciucurilor și influențează foarte mult dinamica acestuia. Spre deosebire de o roată rigidă și nedeformabilă, cauciucul nu face contact cu suprafața de rulare doar într-un singur punct. Cauciucul se deformează datorită forțelor verticale care acționează asupra lui și face contact cu suprafața de rulare pe o arie, diferită de zero, numită arie de contact.

Forțele generate de cauciucuri, adică forțele laterale  $F_{yf}$  și  $F_{yr}$ , și forțele longitudinale  $F_{xf}$  și  $F_{xr}$  sunt neliniare, aceste neliniarități având cele mai importante influențe în manevrabilitatea și stabilitatea vehiculului. Într-un vehicul autonom, sistemul de control trebuie să poată ține cont de aceste influențe cu o precizie cât mai ridicată, pentru a asigura confortul pasagerilor și siguranța tuturor participanților la trafic (Carvalho et al., 2015). Astfel, pentru aceste sisteme de control, modelele forțelor generate de cauciucuri (4.5), (4.6), (4.16) și (4.17) devin insuficiente, atât din punct de vedere al studiului dinamicii vehiculului prin simulare, cât și din punctul de vedere al sistemului de control al vehiculului autonom care trebuie să fie capabil să prezică cât mai precis aceste forțe.

Modelul *Formula Magica* (Pacejka et al., 1987), (Pacejka, 2012), oferă o metodă de a calcula forțele  $F_{yf}$ ,  $F_{yr}$ ,  $F_{xf}$  și  $F_{xr}$  pentru un orizont larg de condiții de operare, inclusiv pentru unghiuri de alunecare și procente de alunecare mari ale cauciucurilor.

În cazul simplificat când doar forțele laterale  $F_{yf}$ ,  $F_{yr}$  sau forțele longitudinale  $F_{xf}$ ,  $F_{xr}$  trebuie să fie calculate, poate fi folosită formula:

$$Y(X) = y(x) + s_v \quad (4.20)$$

unde

$$y(x) = D \sin \left\{ C \tan^{-1} \left[ B(1-E)x + E \tan^{-1}(Bx) \right] \right\} \quad (4.21)$$

$$x = X - s_h \quad (4.22)$$

cu  $Y(X)$  fiind o funcție care descrie forța modelată, care poate fi forța longitudinală  $F_x$  sau forța laterală  $F_y$  a cauciucului, iar  $X$  fiind procentul de alunecare  $\sigma$  sau unghiul de alunecare  $\alpha$ .

Parametrii acestui model sunt:  $B$  factorul de rigiditate,  $C$  factorul de formă,  $D$  valoarea maximă,  $E$  factorul de curbură,  $s_v$  deplasamentul pe verticală și  $s_h$  deplasamentul pe orizontală.

Acesta este un model semi-empiric, care poate produce caracteristici care aproximează cu precizie forțele  $F_x$  și  $F_y$  pe baza valorilor variabilelor  $\sigma$  și  $\alpha$ .

Pentru unghiuri de alunecare sau procente de alunecare mici, modelul descris de (4.20) - (4.22) devine

$$Y = (BCD)X \quad (4.23)$$

unde produsul  $BCD$  reprezintă coeficientul de rigiditate laterală ( $C_\alpha$ ) sau coeficientul de rigiditate longitudinală ( $C_\sigma$ ).

Considerând forțele normale constante, parametrii acestui model pot fi exprimați ca funcții de această forță și de unghiul de cambrare al roții, iar forțele  $F_x$  și  $F_y$  vor avea în final forma:

- Pentru forța laterală:

$$F_y = D \sin \left\{ C \tan^{-1} \left[ B (1 - E) (\alpha + s_h) + E \tan^{-1} (B (\alpha + s_h)) \right] \right\} + s_v \quad (4.24)$$

cu

$$\begin{aligned} D &= a_1 F_z^2 + a_2 F_z \\ B &= \frac{a_3 \sin \left[ a_4 \tan^{-1} (a_5 F_z) \right]}{CD} \\ E &= a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \\ C &= 1.3 \\ s_h &= a_9 \gamma \\ s_v &= (a_{10} F_z^2 + a_{11} F_z) \gamma \end{aligned} \quad (4.25)$$

unde parametrii  $a_i, i = 1, \dots, 11$  sunt constanți și trebuie determinați experimental, iar  $\gamma$  reprezintă unghiul de cambrare.

- Pentru forța longitudinală:

$$F_x = D \sin \left\{ C \tan^{-1} \left[ B (1 - E) \sigma + E \tan^{-1} (B \sigma) \right] \right\} \quad (4.26)$$

cu

$$\begin{aligned} B &= \frac{a_3 F_z^2 + a_4 F_z}{C D e^{a_5 F_z}} \\ C &= 1.65 \end{aligned} \quad (4.27)$$

iar parametrii  $D$  și  $E$  sunt dați în (4.25). Ca și la forța laterală, coeficienții  $a_i, i = 1, \dots, 11$  sunt constanți.

Modelarea forțelor cauciucurilor pe baza modelului formulei magice este mai completă decât modelarea liniară. Un dezavantaj al acestei formulări este faptul că modelul presupune forțele normale care acționează asupra roților constante, ceea ce nu este întotdeauna îndeplinit atunci când vehiculul se deplasează, așa cum reiese din (4.18) și (4.19).

Folosind acest model al cauciucului în modelarea completă a dinamicii vehiculului, se obține unui model neliniar pentru autovehicul.

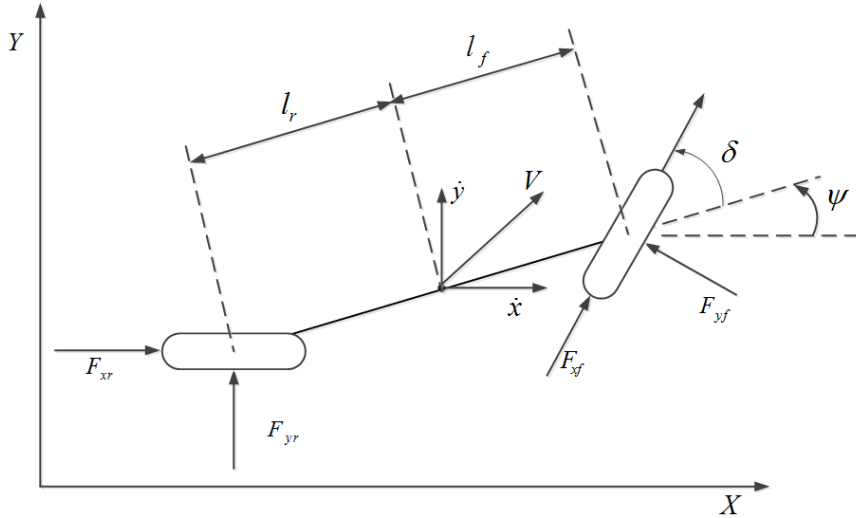
## 4.5. Modelarea dinamicii complete a vehiculului

În subcapitolele anterioare au fost prezentate dinamica laterală și dinamica longitudinală a vehiculului decuplate una față de cealaltă, ceea ce în realitate nu este valabil. În acest subcapitol va fi studiat modelul dinamic complet al unui autovehicul, care include atât dinamica laterală, cât și cea longitudinală.

Folosind legea a doua lui Newton, și câteva transformări geometrice, modelul complet al unui autovehicul poate fi construit, considerând dinamica laterală, descrisă de ecuațiile (4.1) și (4.2) și dinamica laterală descrisă de ecuația (4.12), astfel obținând un model de tip bicicletă extins de forma:

$$\begin{aligned}
m\ddot{x} &= m\dot{y}\dot{\psi} + 2F_{xf} + 2F_{xr} - F_d - mg\sin(\beta) \\
m\ddot{y} &= -m\dot{\psi}\dot{x} + 2F_{yf} + 2F_{yr} \\
I_z\ddot{\psi} &= 2l_f F_{yf} - 2l_r F_{yr}
\end{aligned}
\tag{4.28}$$

4.4. Considerând același reper inerțial, modelul de tip bicicletă (4.28) este prezentat în Fig.



**Fig. 4.4 Modelul complet al unui vehicul**

Modelul dinamic (4.28) poate fi rescris într-un formalism intrare-stare-ieșire neliniar de forma

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) \tag{4.29}$$

cu condiția inițială:

$$x(0) = x_0 \tag{4.30}$$

unde  $x \in \mathbb{R}^n$  reprezintă vectorul stărilor,  $u \in \mathbb{R}^m$  reprezintă vectorul intrărilor și  $f: \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m \rightarrow \mathbb{R}^n$  este o funcție neliniară care descrie dinamica sistemului.

Ieșirea modelului neliniar intrare-stare-ieșire poate fi generic descrisă de:

$$y(t) = h(x(t), u(t)) \tag{4.31}$$

unde  $y \in \mathbb{R}^r$  este vectorul ieșirilor, iar  $h: \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m \rightarrow \mathbb{R}^r$  poate fi liniară sau neliniară.

Modelul (4.28), poate fi adus în forma (4.29) – (4.31) considerând ca stări ale sistemului poziția longitudinală  $x(t)$ , viteza longitudinală  $\dot{x}(t)$ , poziția laterală  $y(t)$ , viteza laterală  $\dot{y}(t)$ , unghiul de girație  $\psi(t)$  și viteza de girație  $\dot{\psi}(t)$  astfel:

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1 &= x_2 \\
\dot{x}_2 &= x_4 x_6 + \frac{2}{m} F_{xf} + \frac{2}{m} F_{xr} - \frac{2}{m} F_d - g \sin(\beta) \\
\dot{x}_3 &= x_4 \\
\dot{x}_4 &= -x_2 x_6 + \frac{2}{m} F_{yf} + \frac{2}{m} F_{yr} \\
\dot{x}_5 &= x_6 \\
\dot{x}_6 &= \frac{2}{I} (l_f F_{yf} - l_r F_{yr})
\end{aligned} \tag{4.32}$$

unde  $x = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6]^T = [x \ \dot{x} \ y \ \dot{y} \ \psi \ \dot{\psi}]^T$ .

Pentru calcularea forțelor produse de cauciucuri, va fi folosit modelul Pacejka (prezentat anterior), extins. În continuare va fi prezentat modelul extins al cauciucurilor.

Modelul Pacejka (Pacejka et al., 1987), (Pacejka, 2012) prezentat în subcapitolul 4.4 descrie forțele laterale și longitudinale ale cauciucului în condiții staționare, adică, pentru forțele laterale presupune ca alunecarea longitudinală este nulă, iar la forțele longitudinale se consideră ca unghiul de alunecare este nul. Astfel, cele două forțe fiind complet decuplate.

Un alt dezavantaj al modelului Pacejka prezentat în capitolul (4.3) este faptul că nu ia în considerare variațiile forțelor normale, în calculul parametrilor modelului, astfel într-o interpretare fizică, presupunând că anvelopele vehiculului nu își modifică forma în funcție de variația forțelor normale. Trebuie menționat că aceste forțe normale variază în funcție de încărcarea vehiculului, suprafața de rulare și de manevrele realizate de vehicul - accelerare, frânare și virare, deoarece în aceste manevre, centrul de greutate al vehiculului se va deplasa de la poziția nominală.

Efectul unei forțe normale diferite față de forța normală nominală  $F_{z0}$  (forțele normale generate doar de greutatea vehiculului rulând pe un carosabil perfect plan), poate fi aproximat folosind un factor de scalare  $\lambda_{F_{z0}}$ :

$$F'_{z0} = \lambda_{F_{z0}} F_{z0} \tag{4.33}$$

Mai departe definim variația forței normale:

$$df = \frac{F_z - F'_{z0}}{F'_{z0}} \tag{4.34}$$

unde  $F_z$  este dată de (4.18), (4.19).

Unghiul de alunecare al roții descris de (4.3) respectiv (4.4), nu produce cea mai realistă comportare a cauciucului în cazul în care devine foarte mare sau în cazul rotirii inverse a roții. Din acest motiv, mai potrivită este folosirea alunecării laterale a cauciucului descrisă de

$$\alpha^* = \tan \alpha \operatorname{sgn} V_x = - \frac{V_y}{|V_x|} \tag{4.35}$$

Alunecarea longitudinală este dată de (4.14) și (4.15).

În continuare sunt descrise ecuațiile modelului Pacejka extins (Pacejka et al., 1987), (Pacejka, 2012).

*Forța longitudinală (considerând alunecarea laterală și longitudinală)*

$$\begin{aligned}
F_x &= G_{x\alpha} F_{x0} \\
G_{x\alpha} &= \cos \left[ C_{x\alpha} \tan^{-1} \left\{ B_{x\alpha} \alpha_s - E_{x\alpha} \left( B_{x\alpha} \alpha_s - \tan^{-1} (B_{x\alpha} \alpha_s) \right) \right\} \right] / G_{x0} \\
G_{x\alpha 0} &= \cos \left[ C_{x\alpha} \tan^{-1} \left\{ B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - E_{x\alpha} \left( B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - \tan^{-1} (B_{x\alpha} S_{Hx\alpha}) \right) \right\} \right] \\
\alpha_s &= \alpha^* + S_{Hx\alpha} \\
B_{x\alpha} &= r_{Bx1} \cos \left( \tan^{-1} (r_{Bx2} \sigma) \right) \\
C_{x\alpha} &= r_{Cx1} \\
E_{x\alpha} &= r_{Ex1} + r_{Ex2} df \\
S_{Hx\alpha} &= r_{Hx1}
\end{aligned} \tag{4.36}$$

*Forța laterală (considerând alunecarea laterală și longitudinală)*

$$\begin{aligned}
F_y &= G_{y\sigma} F_{y0} + S_{Vy\sigma} \\
G_{y\sigma} &= \cos \left[ C_{y\sigma} \tan^{-1} \left\{ B_{y\sigma} \alpha_s - E_{y\sigma} \left( B_{y\sigma} \alpha_s - \tan^{-1} (B_{y\sigma} \alpha_s) \right) \right\} \right] / G_{y\sigma 0} \\
G_{y\sigma 0} &= \cos \left[ C_{y\sigma} \tan^{-1} \left\{ B_{y\sigma} S_{Hy\sigma} - E_{y\sigma} \left( B_{y\sigma} S_{Hy\sigma} - \tan^{-1} (B_{y\sigma} S_{Hy\sigma}) \right) \right\} \right] \\
\sigma_s &= \sigma + S_{Hy\sigma} \\
B_{y\sigma} &= r_{By1} \cos \left( \tan^{-1} \left( r_{By2} (\alpha^* - r_{By2}) \right) \right) \\
C_{y\sigma} &= r_{Cy1} \\
E_{y\sigma} &= r_{Ey1} + r_{Ey2} df \\
S_{Hy\sigma} &= r_{Hy1} + r_{Hy2} df \\
S_{Vy\sigma} &= D_{Vy\sigma} \sin \left( r_{Vy5} \tan^{-1} (r_{Vy6} \sigma) \right) \\
D_{Vy\sigma} &= \mu_y F_z (r_{Vy1} + r_{Vy2} df) \cos \left( \tan^{-1} (r_{Vy3} \alpha^*) \right)
\end{aligned} \tag{4.37}$$

În modelele prezentate,  $F_{x0}$  și  $F_{y0}$  sunt date de (4.24), respectiv (4.21).

Aceste modele pot fi în continuare extinse, astfel încât să includă influența unghiului de cambrare a roții și presiunea roților. De asemenea, modelul oferă ecuații și pentru simularea cuplului de aliniere, care nu va fi discutat în acest raport.

Modelul (4.29) poate fi utilizat în dezvoltarea unor algoritmi de control predictiv neliniar (Grüne and Pannek, 2011).

## 4.6. Implementarea modelului în Matlab/Simulink și rezultate de simulare

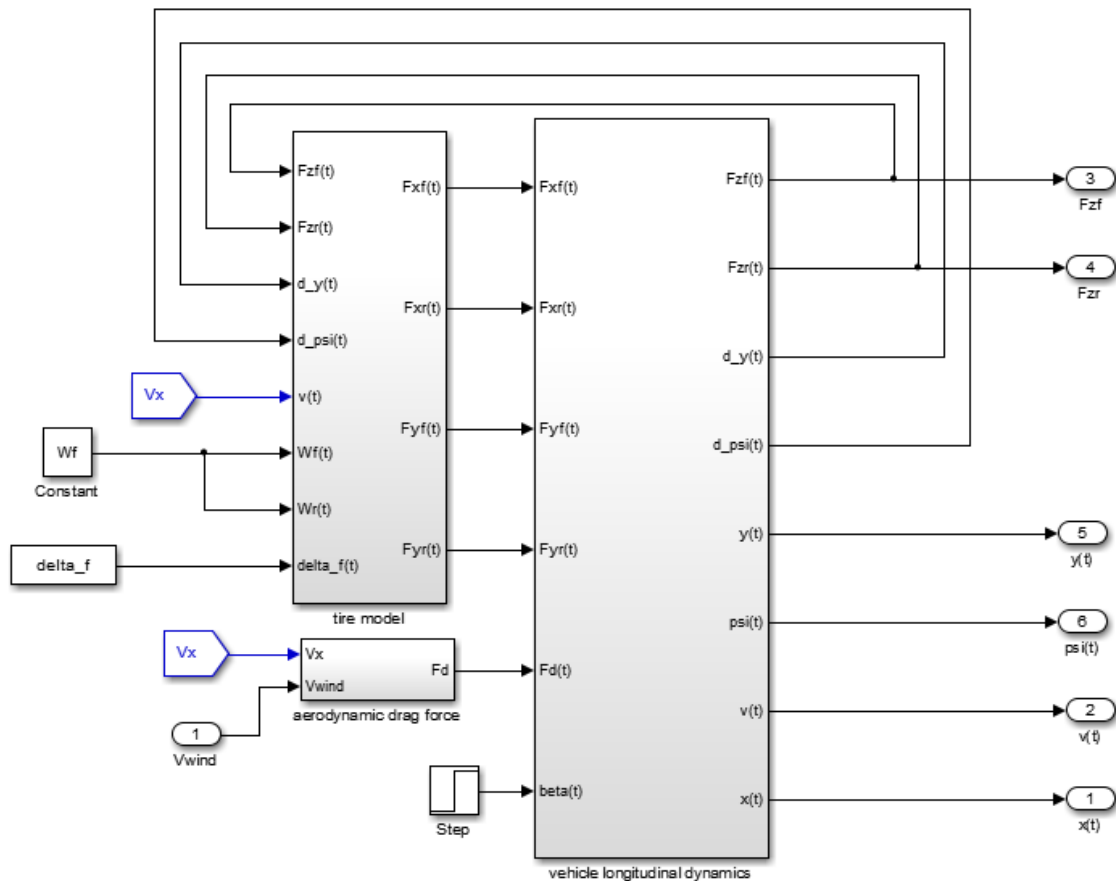
În acest subcapitol va fi prezentată implementarea în mediul Matlab/SIMULINK a unui model de vehicul. Implementarea este făcută pe baza aspectelor teoretice prezentate în subcapitolul 3. Modelarea este făcută pe baza desrierii dinamice (3.28) și este prezentat în Fig. 4.5.

În acest model a fost făcută o simplificare, considerând că atât roțile din față, cât și cele din spate produc cuplu de tracțiune, astfel eliminând nevoia de modelare dinamică a roților. Această modelare rămâne subiect pentru contribuțiile viitoare.

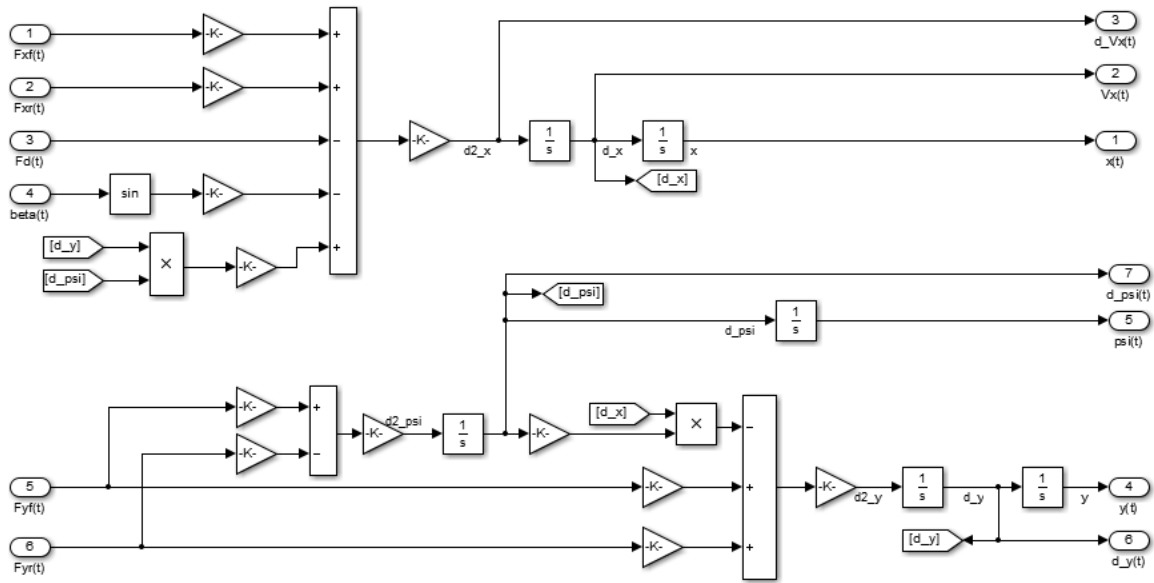
Modelul de tip bicicletă al vehiculului este reprezentat în Fig. 4.6, iar modelele forțelor generate de cauciucuri, folosind modelul extins al lui Pacejka sunt ilustrate în Fig. 4.7 și 4.8.

În Fig. 4.9 este simulată o manevră de schimbare a benzii și de revenire a unui vehiculului, cu o viteză constantă  $V = 22\text{km/h}$ , arătând astfel comportamentul vehiculului în manevre de depășire sau evitare de obstacole. În această figură se poate observa traiectoria vehiculului și unghiul de virare a roții plasate pe axa din față.

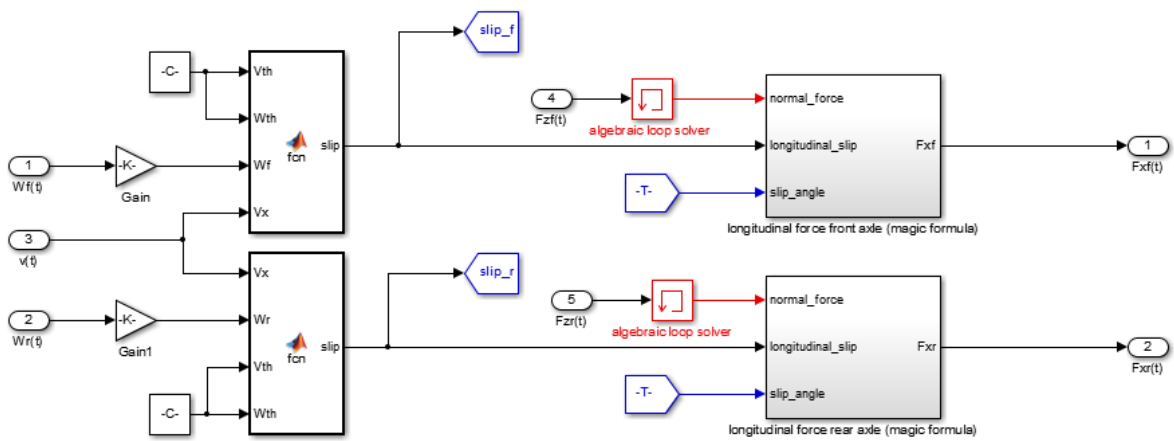
Lățimea benzii este considerată  $3.5\text{ [m]}$ , pe un carosabil cu două sensuri având o singură bandă pe sens, deci având lățimea totală de  $7\text{ [m]}$ . Poziția inițială a vehiculului este considerată fiind în centrul benzii din dreapta, deci o schimbare completă a benzii va fi obținută la poziția  $3.5\text{ [m]}$  pe axa poziției laterale. Pentru a schimba banda, unghiul roții din față este crescut până când acesta ajunge la valoarea de  $0.6\text{ [rad]}$ , începând din momentul  $t = 5\text{ [sec]}$ . După cum se poate observa în Fig. 4.9, traiectoria vehiculului începe să crească în direcția axei laterale. Când unghiul de virare este scăzut la  $0\text{ [rad]}$ , poziția laterală a vehiculului rămâne constantă, vehiculul rămânând pe banda din stânga. Reîntoarcerea pe banda din dreapta se execută făcând aceeași manevră de virare în sensul opus.



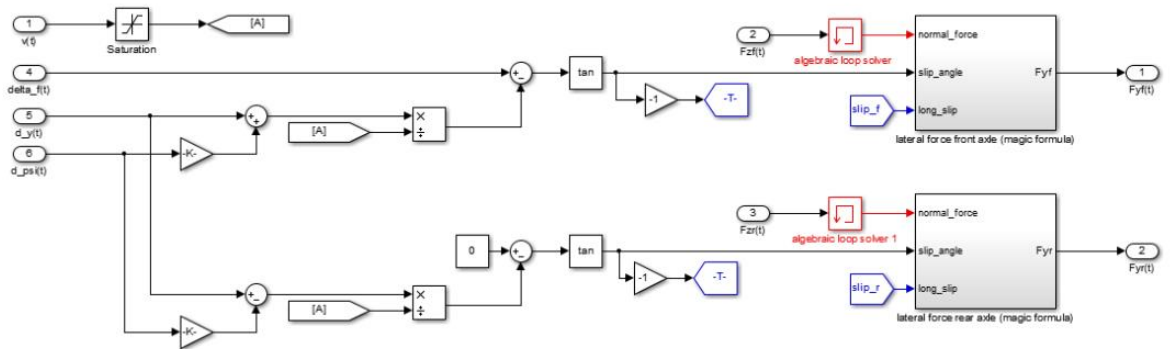
**Fig. 4.5** Modelul dinamic al vehiculului



**Fig. 4.6 Modelul de tip bicicletă al dinamicii vehiculului**

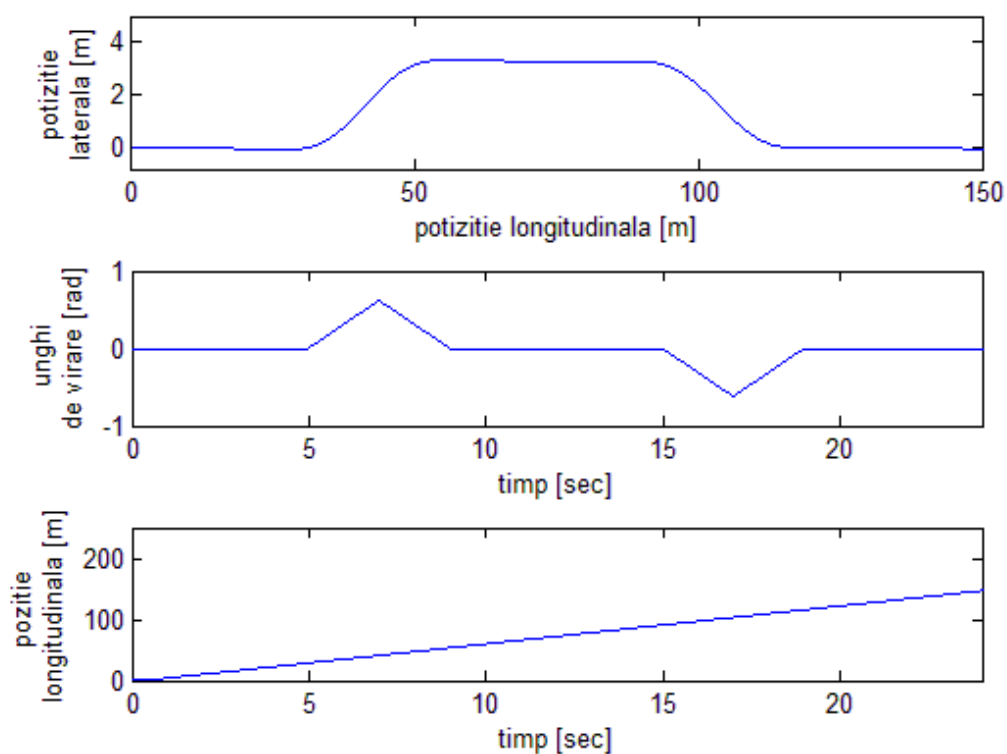


**Fig. 4.7 Modelul forțelor longitudinale ale cauciucurilor**

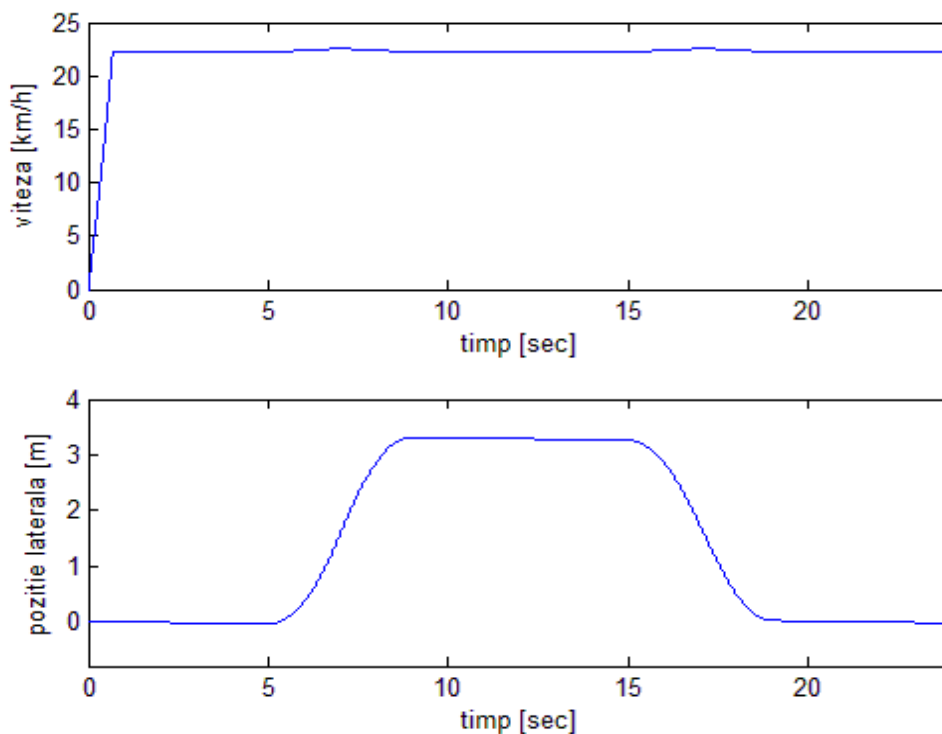


**Fig. 4.8 Modelul forțelor laterale ale cauciucurilor**

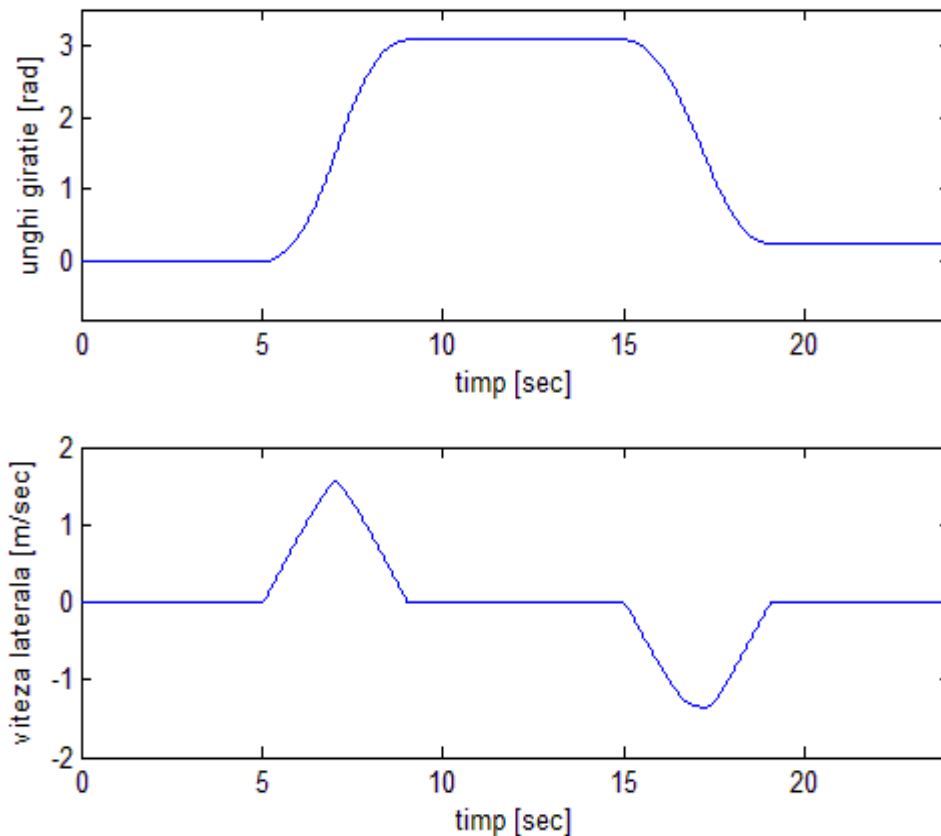




**Fig. 4.9** Manevra de schimbare și revenire a benzii



**Fig. 4.10** Influența manevrelor de virare asupra vitezei vehiculului



**Fig. 4.11 Evoluțiile în timp ale unghiului de girație și vitezei laterale**

În Fig. 4.10 se poate observa evoluția în timp a vitezei și poziției laterale ale vehiculului. Se pot observa mici variații ale vitezei în momentele în care vehiculul virează, aceste variații fiind explicabile prin faptul că vectorul vitezei laterale este nenul în acele momente, viteza totală a vehiculului fiind suma vectorilor vitezelor pe cele două axe (Fig. 4.1). De asemenea, analizând Fig. 4.9 și 4.10 se poate observa că poziția longitudinală a vehiculului nu este perfect constantă în momentele când unghiul de virare este nul. Această variație este datorată imperfecțiunilor cauciucurilor vehiculului, care sunt surprinse în modelul Pacejka propus.

În Fig. 4.11 sunt prezentate evoluțiile în timp ale unghiului de girație și a vitezei laterale în această manevră de schimbare dublă a benzii.

## 4.7. Modelarea lanțului de transmisie a puterii la autovehicule

Pentru dezvoltarea unui regulator, este necesară obținerea unui model precis al lanțului de transmisie a puterii, pentru a prezice răspunsul vehiculului la un anumit cuplu primit la intrare. Modelul poate fi apoi folosit pentru proiectarea sistemului de control și simularea performanțelor.

### 4.7.1. Model afin

Un model cu trei inerții, care este detaliat și în literatură (Kiencke, 2005), (Grothjan, 2006), a fost obținut folosind legile fizice ale mișcării. Prima inerție corespunde motorului, a doua inerție include inerția cutiei de viteze și a diferențialului, iar cea de-a treia inerție este corespunzătoare masei autovehiculului roților, cum se poate vedea în Fig. 4.12.

Ecuțiile fundamentale ce descriu dinamica lanțului de transmisie a puterii sunt derivate folosind a doua lege de mișcare a lui Newton. Ecuția de mișcare pentru prima masă rotațională este dată de:

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - (k_c (\theta_e - \theta_t i_t) + d_c (\omega_e - \omega_t i_t)) - d_e \omega_e \quad (4.38)$$

unde prima inerție este reprezentată de inerția motorului.

Ecuția de mișcare pentru cea de-a doua masă rotațională poate fi scrisă sub forma:

$$(J_t + J_f / i_f^2) \dot{\omega}_t = i_t (k_c (\theta_e - \theta_t i_t) + d_c (\omega_e - \omega_t i_t)) - (d_t + d_f / i_f^2) \omega_t - \frac{1}{i_f} (k_d (\theta_t / i_f - \theta_w) + d_d (\omega_t / i_f - \omega_w)) \quad (4.39)$$

unde  $J_2 = J_t + J_f / i_f^2$  reprezintă cea de-a doua inerție, cu coeficientul de amortizare  $d_2 = d_t + d_f / i_f^2$ .

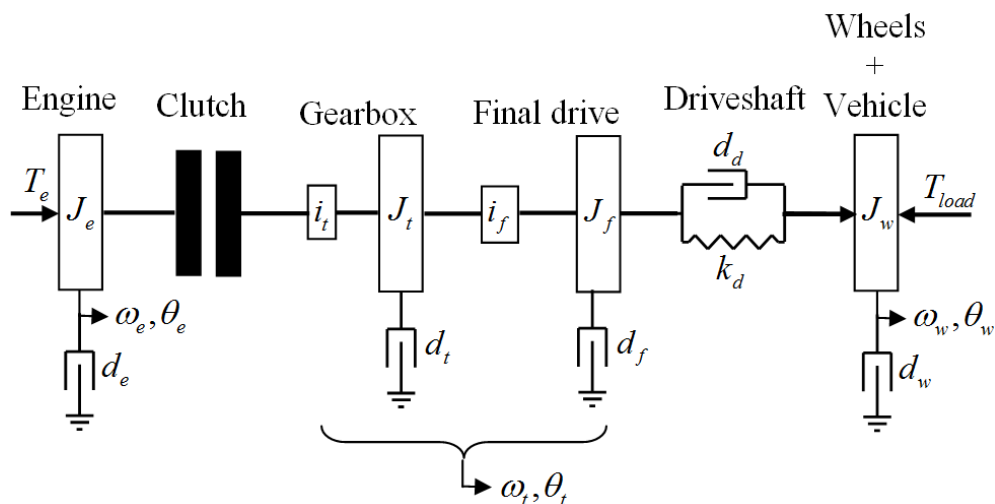
Ultima ecuație de mișcare, cea corespunzătoare roților și masei vehiculului, poate fi scrisă sub forma:

$$(J_w + m_{COG} r_{stat}^2) \dot{\omega}_w = k_d (\theta_t / i_f - \theta_w) + d_d (\omega_t / i_f - \omega_w) - d_w \omega_w - T_{load} \quad (4.40)$$

unde  $J_3 = J_w + m_{COG} r_{stat}^2$  reprezintă inerția roților și a vehiculului.

Cuplul de sarcină  $T_{load}$  este modelat ca fiind suma cuplurilor care acționează asupra autovehiculului:

$$\begin{aligned} T_{load} &= T_{roll} + T_{angle} + T_{airdrag} \\ T_{roll} &= c_{r1} m_{COG} g \cos(\chi_{road}) r_{stat} \\ T_{angle} &= m_{COG} g \sin(\chi_{road}) r_{stat} \\ T_{airdrag} &= 0.5 \rho_{air} A_f c_d v_v^2 r_{stat} \end{aligned} \quad (4.41)$$



**Fig. 4.12** Reprezentarea schematică a lanțului de transmisie a puterii

Pentru a reduce complexitatea modelului, influența dinamică datorată cauciucurilor poate fi neglijată în ecuația care descrie dinamica roților. În faza de modelare doar termenii dați de cuplul de rulare și cel datorat frecării cu aerul sunt luați în considerare. De asemenea,

tot pentru a reduce complexitatea modelului, este folosită o aproximare liniară a cuplului datorat frecării cu aerul:

$$T_{airdrag} = c_{r2} \omega_w \quad (4.42)$$

unde  $c_{r2}$  este o constant.

Având ca stări unghiul de torsiune dintre motor și transmisie, unghiul de torsiune dintre transmisie și roți, precum și vitezele unghiulare ale motorului, transmisie și roților

$$\begin{aligned} x_1 &= \theta_e - \theta_t i_t \\ x_2 &= \theta_t / i_f - \theta_w \\ x_3 &= \omega_e \\ x_4 &= \omega_t \\ x_5 &= \omega_w \end{aligned} \quad (4.43)$$

modelul intrare-stare-ieșire liniar de forma

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u} + \mathbf{f} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C} \mathbf{x} + \mathbf{D} \mathbf{u} \end{aligned} \quad (4.44)$$

are următoarele matrici:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -i_t & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{i_f} & -1 \\ -\frac{k_c}{J_1} & 0 & -\frac{d_c + d_e}{J_1} & \frac{d_c i_t}{J_1} & 0 \\ \frac{k_c i_t}{J_2} & \frac{k_d}{i_f J_2} & \frac{d_c i_t}{J_2} & -\left( d_c i_t^2 + d_2 + \frac{d_d}{i_f^2} \right) & \frac{d_d}{i_f J_2} \\ 0 & \frac{k_d}{J_3} & 0 & \frac{d_d}{i_f J_3} & \frac{-(d_w + d_d + c_{r2})}{J_3} \end{bmatrix}, \quad (4.45)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{J_1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{f}_c = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{T_{roll}}{J_3} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (4.46)$$

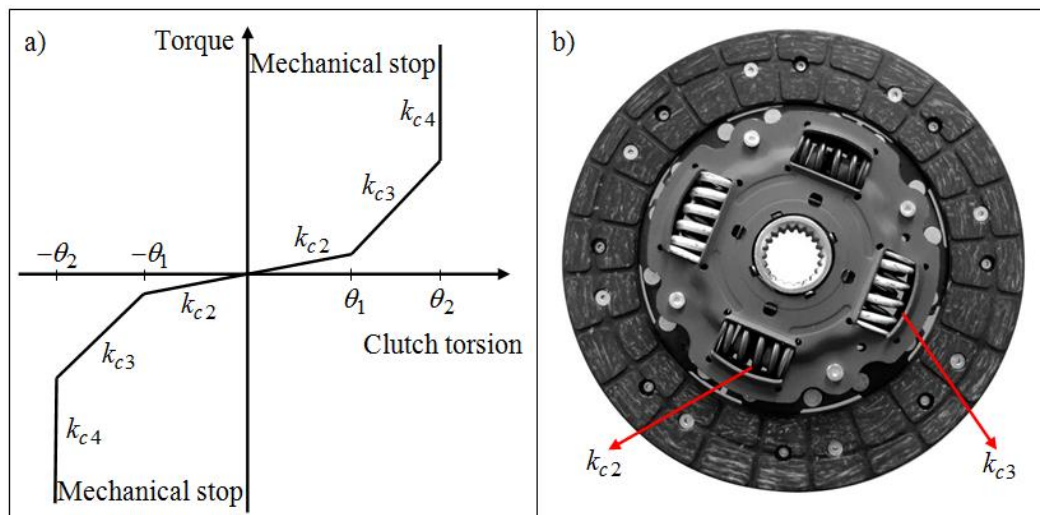
Intrarea sistemului este reprezentată de cuplul motor  $u = T_e$ , iar ieșirile sistemului sunt reprezentate de variabilele de stare ale acestuia.

#### 4.7.2. Model afin pe porțiuni

Pornind de la modelul intrare-stare-ieșire afin (4.44)-(4.46), în modelul sistemului sunt incluse și modurile de funcționare ale ambreiajului, obținându-se în acest fel un model intrare-

stare-ieșire afin pe porțiuni (Caruntu et al., 2016b). Ecuțiile ce descriu dinamica lanțului de transmisie a puterii sunt aceleași ca și în cazul modelului afin, dar diferite valori pentru coeficientul de elasticitate și pentru cel de amortizare sunt folosite, valori corespunzătoare modului de lucru al ambreiajului.

Analizând ambreiajul, se poate observa că există mai multe arcuri cu valori diferite ale coeficientului de elasticitate, conectate în serie, ca în Fig. 4.13. Fig. 4.13 a) ilustrează caracteristica de elasticitate a ambreiajului, iar structura arcurilor ambreiajului este prezentată în Fig. 4.13 b). Motivul acestui aranjament este izolarea vibrațiilor care apar în cazul cuplării rapide a ambreiajului. Sunt luate în considerare două moduri ale ambreiajului: deschis și închis, modul închis având trei faze distincte, corespunzătoare unor arcuri cu coeficient de elasticitate diferit. În modul deschis ( $k_{c1} = 0$ ), nu există nici o conexiune între motor și transmisie, ca urmare cuplul motor nu este transmis. În modul închis, plăcile ambreiajului se apropie, transmitând cuplul motor către roți. În prima fază a modului închis sunt compresate arcurile cu coeficient de elasticitate mic ( $k_{c2}$ ). În cea de-a doua fază, arcurile cu coeficient de elasticitate mic sunt complet compresate și începe compresia arcurilor cu coeficient de elasticitate mare ( $k_{c3}$ ). În ultima fază a modului închis, atât arcurile cu coeficient de elasticitate mic cât și arcurile cu coeficient de elasticitate mare sunt complet compresate, și se atinge un stop mecanic ( $k_{c4}$ ).



**Fig. 4.13** Caracteristica de elasticitate a ambreiajului

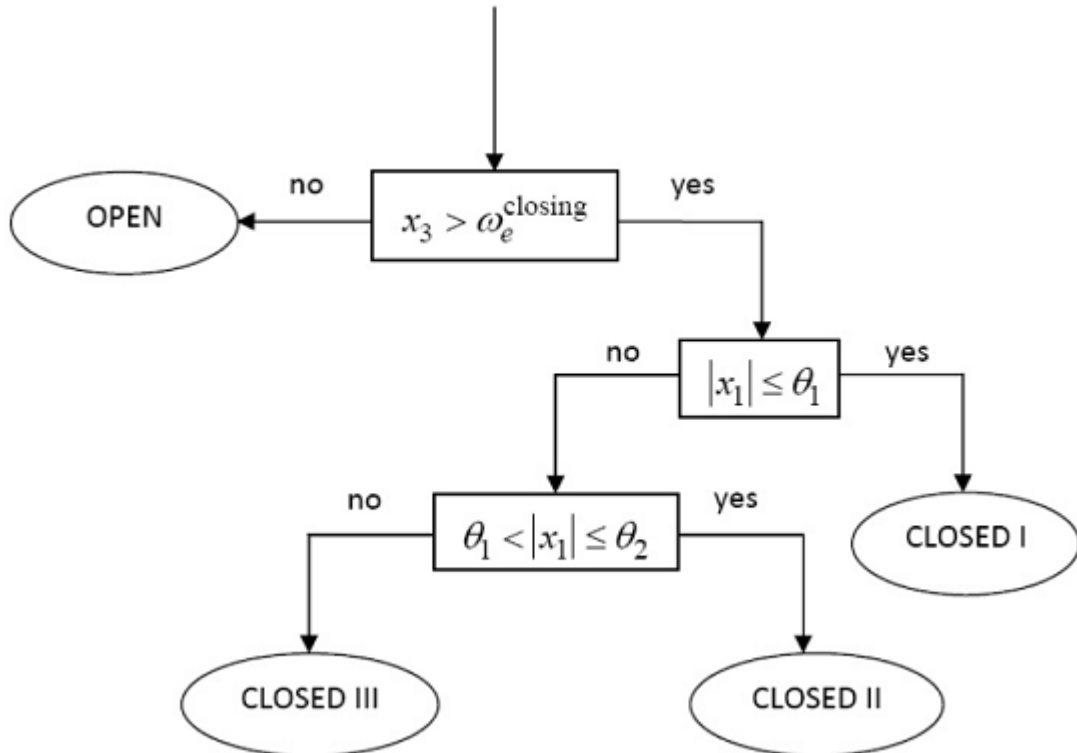
Având aceleași stări, aceeași intrare și aceeași ieșiri ca în cazul modelului liniar, modelul intrare-stare-ieșire liniar pe porțiuni este definit de ecuația:

$$\dot{x}(t) = A_{ci}x(t) + b_c u(t) + f_c \quad \text{if } x(t) \in \Omega_i, \quad (4.47)$$

unde  $x := (x_1, \dots, x_5)^T \in \mathbb{R}^5$  și  $i \in I := \mathbb{Z}_{[1,4]}$ . Aici  $i$  definește modul activ la momentul  $t \in \mathbb{R}_+$ ,  $A_{ci} \in \mathbb{R}^{5 \times 5}$ ,  $b_c \in \mathbb{R}^{5 \times 1}$  sunt matricile sistemului iar  $f_c \in \mathbb{R}^{5 \times 1}$  este termenul afin. Colecția de seturi  $\{\Omega_i \mid i \in I\}$  definește o partiție a  $X \subseteq \mathbb{R}^5$  astfel încât  $\cup_{i \in I} \Omega_i = X$  și  $\text{int}(\Omega_i) \neq \emptyset$  pentru toți  $i \in I$ . Regiunile sunt definite după cum urmează:

$$\begin{cases}
\Omega_1 := \{x \in \mathbb{R}^5 \mid x_3 \leq \omega_e^{\text{closing}}\}, & \text{- deschis} \\
\Omega_2 := \{x \in \mathbb{R}^5 \mid x_3 > \omega_e^{\text{closing}} \mid x_1 \leq \theta_1\}, & \text{- închis I} \\
\Omega_3 := \{x \in \mathbb{R}^5 \mid x_3 > \omega_e^{\text{closing}} \mid \theta_1 < x_1 \leq \theta_2\}, & \text{- închis II} \\
\Omega_4 := \{x \in \mathbb{R}^5 \mid x_3 > \omega_e^{\text{closing}} \mid \theta_2 < x_1\}, & \text{- închis III}
\end{cases} \quad (4.48)$$

unde regiunea  $\Omega_1$  corespunde modului deschis, în timp ce regiunile  $\Omega_2$ ,  $\Omega_3$  și  $\Omega_4$  corespund celor trei faze ale modului închis.  $\omega_e^{\text{closing}}$  este viteza de prag de închidere a motorului, iar  $\theta_1$  și  $\theta_2$  sunt valori de prag ale unghiului de torsiune dintre motor și transmisie, folosite pentru comutarea între modurile de lucru ale ambreiajului. Logica de comutare este ilustrată în Fig. 4.14 și se poate observa că ambreiajul rămâne în modul deschis atât timp cât viteza motorului nu atinge viteza de închidere. Atunci când această viteză este atinsă, comutarea între cele trei faze ale modului închis se face în funcție de valoarea primei variabile de stare, unghiul de torsiune dintre motor și transmisie. Când acest unghi este mai mic decât valoarea de prag  $\theta_1$ , sistemul se află în prima fază a modului închis. Atunci când unghiul trece de valoarea de prag  $\theta_1$  dar este mai mic decât valoarea de prag  $\theta_2$ , sistemul se află în cea de-a doua fază a modului închis. Atunci când unghiul trece de valoarea de prag  $\theta_2$ , sistemul se află în cea de-a treia fază a modului închis.



**Fig. 4.14** Logica de comutare a ambreiajului

Atunci când are loc o tranziție din modul deschis în modul închis, trebuie impusă următoarea condiție de resetare:

$$\forall t_1 \in \mathbb{R}_+, \forall t_2 \in \mathbb{R}_{>t_1}, \text{ if } x(\tau) \in \Omega_1, \forall \tau \in \mathbb{R}_{[t_1, t_2)} \text{ and } x(t_2) \in \Omega_2, \text{ set } x_1(t_2) := 0 \quad (4.49)$$

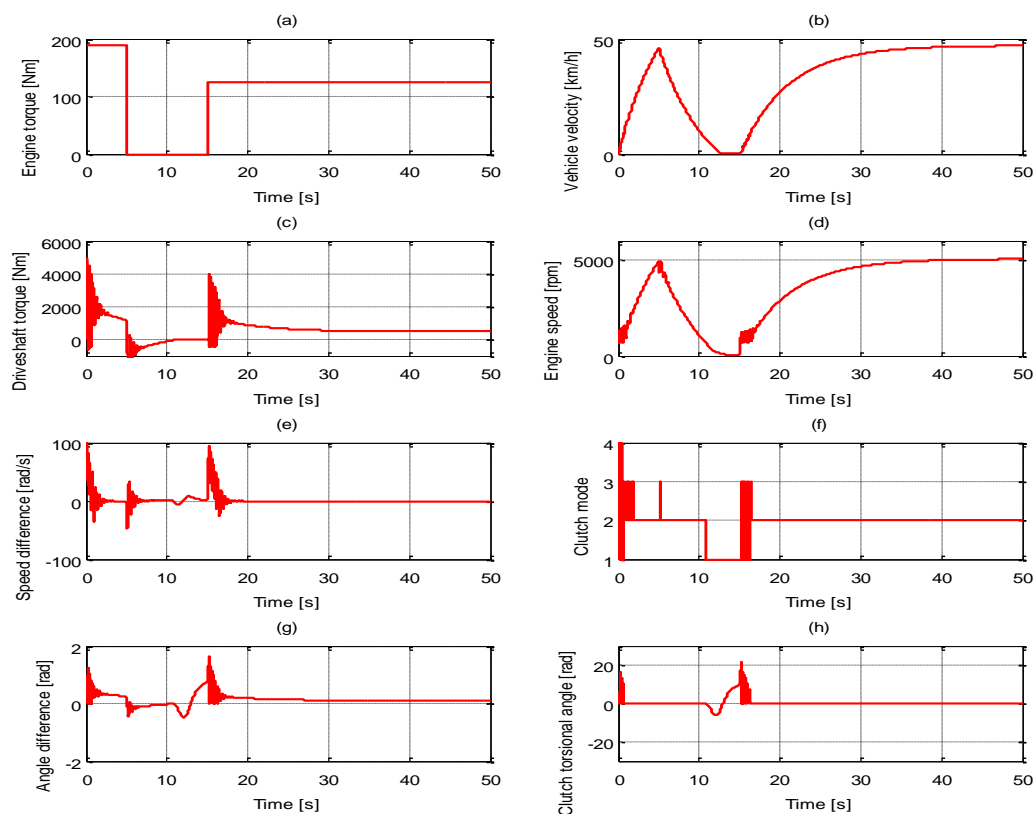
Noul model are matricile sistemului  $A_{c1}, A_{c2}, A_{c3}, A_{c4}$ , corespunzătoare modurilor de lucru ale ambreiajului:

$$A_{ci} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & -i_t & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{i_f} & -1 \\ -\frac{k_{ci}}{J_1} & 0 & \frac{-D_{sum1}}{J_1} & \frac{d_{ci}i_t}{J_1} & 0 \\ \frac{k_{ci}i_t}{J_2} & -\frac{k_d}{i_f J_2} & \frac{d_{ci}i_t}{J_2} & \frac{-D_{sum2}}{J_2} & \frac{d_d}{i_f J_2} \\ 0 & \frac{k_d}{J_3} & 0 & \frac{d_d}{i_f J_3} & \frac{-d_{wheel}}{J_3} \end{pmatrix}, \quad (4.50)$$

cu  $D_{sum1} = d_{ci} + d_e$ ,  $D_{sum2} = d_{ci}i_t^2 + d_2 + \frac{d_d}{i_f^2}$ ,  $d_{wheel} = d_w + d_d + c_{r2}$  și coeficientul de elasticitate  $k_{ci}$  și coeficientul de amortizare al ambreiajului  $d_{ci}$ .

#### 4.8. Implementarea modelului în Matlab/Simulink și rezultate de simulare

În Fig. 4.15 pot fi observate rezultatele obținute în urma simulării modelului prezentat în subcapitolul anterior: a) cuplul motor (mărimea de intrare); b) viteza de deplasare a autovehiculului (mărimea de ieșire); c) cuplul de torsiune al osiei; d) viteza motorului; e) diferența dintre viteza motorului și viteza roților; f) modul de lucru al ambreiajului; g) diferența dintre unghiul motorului și unghiul cutiei de viteze; h) unghiul de torsiune al ambreiajului. În subfigurile d), f) și h) sunt puse în evidență mărimile din model influențate ce acționarea ambreiajului. Parametrii utilizați în simulare pot fi regăsiți în lucrarea (Caruntu et al., 2016b).



**Fig. 4.15** Rezultate de simulare

## 4.9. Modele roboți mobili

Roboții mobili pot fi caracterizați de modele foarte simple, de tipul elementelor de ordin I cu întârziere. Astfel, în (Caruntu et al., 2014; Caruntu et al., 2016a; Copot et al., 2016) au fost dezvoltate modele pentru roboții mobili de tip mOwaz și SRV.

### 4.9.1. Modelarea roboților mobili mOway

Roboții mobili de tip mOway (Fig. 4.16) sunt foarte utili în demonstrarea teoriilor referitoare la plutoanele de autovehicule datorită costurilor reduse de achiziție și a ușurinței de programare și interfațare.

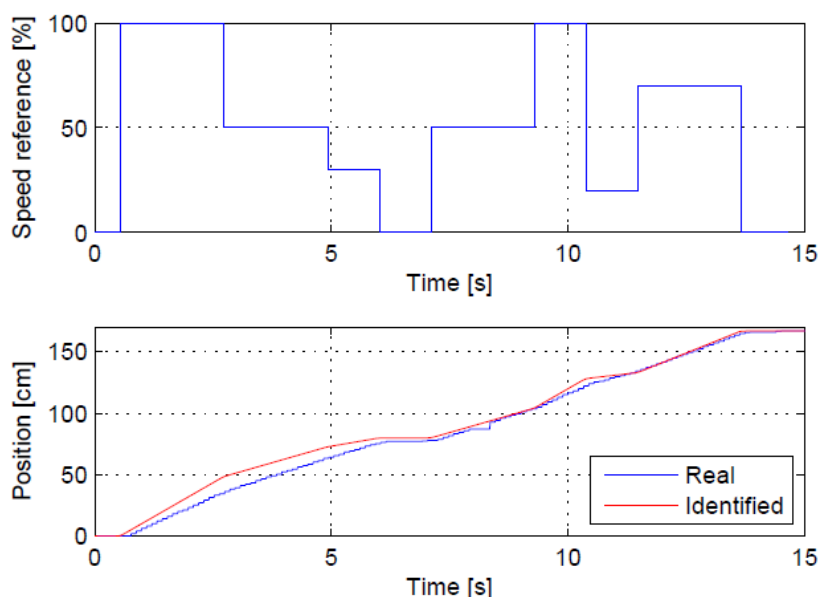




**Fig. 4.16 Roboții mobili mOway**

Modelul robotului a fost determinat utilizând răspunsul obținut în urma aplicării la intrarea acestuia a unei secvențe de identificare de tip treaptă multiplă, experiment ilustrat în Fig. 4.17. Funcția de transfer rezultată între viteza de referință și poziția robotului este dată de (Caruntu et al., 2014; Caruntu et al., 2016a)

$$G(s) = \frac{0.22}{s(0.04s + 1)} \quad (4.51)$$



**Fig. 4.17 Experiment identificare**

Comparația între ieșirea reală a robotului (poziția) și rezultatul modelului identificat este ilustrat în Fig. 4.17, corelarea dintre cele două semnale fiind de 94%. A se reține că de intrarea procesului nu este o forță, ci o referință pentru viteza robotului dată ca procent. Totodată, viteza este măsurată în cm/s și are un maxim de 22cm/s rezultând un factor de amplificare pentru funcția de transfer egal cu 0.22.

#### 4.9.2. Modelarea roboților mobili SRV

Roboții, bazați pe platforma Surveyor™ SRV-1, sunt de dimensiunea unei palme. Roboții sunt foarte simpli ca structură, fiecare dintre ei fiind în măsură să urmeze un alt robot utilizând localizarea vizuale și controlul vitezei.

Un experiment similar celui utilizat pentru determinarea modelului roboților mOway a fost realizat și pentru acest tip de roboți, rezultând un model de tip funcție de transfer rezultată între viteza de referință și poziția robotului este dată de (Copot et al., 2016)

$$G(s) = \frac{1.24}{s(0.1s + 1)} \quad (4.52)$$

## 4.10. Modele ale plutoanelor de autovehicule

### 4.10.1. Configurația unui pluton și modelarea dinamicii vehiculului

Un pluton de vehicule echipate cu sisteme CACC este descris în Fig. 4.18. Stările de deplasare a al  $i$ -lea vehicul includ viteza și accelerația acestuia. Plutonul considerat este unul eterogen deoarece este alcătuit din autovehicule cu dimensiuni și caracteristici diferite de la mașini mici de pasageri până la camioane. Poziția barei din spate a vehiculului lider este notată cu  $s_i$ . Distanța de siguranță a al  $i$ -lea vehicul din pluton este notată cu  $d_i$ . Din configurația plutonului se poate determina eroarea de distanță  $\delta_i$  cu expresia (Han et al., 2013):

$$\delta_i(k) = s_{i-1}(k) - s_i(k) - d_i - l_i \quad (4.53)$$

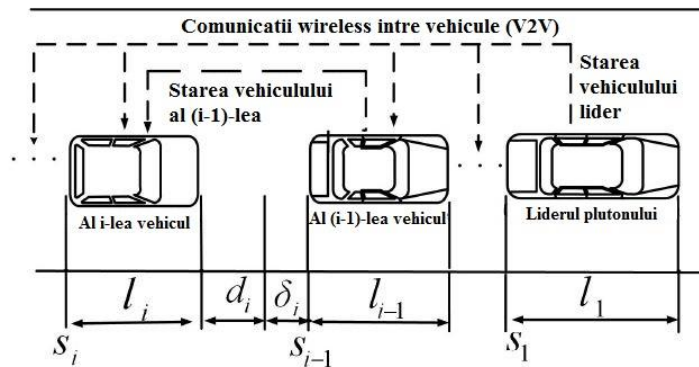


Fig. 4.18 Structura unui pluton

Tehnologia cheie a plutonului cu sisteme CACC este reprezentat de comunicațiile wireless folosite pentru transportul informațiilor de-a lungul lanțului de vehicule astfel încât fiecare vehicul să primească date de la un anumit număr de vehicule care circulă înaintea lui. În acest caz există trei tipuri de comunicații:

- strategia lider-predecesor-urmăritor;
- strategia de tipul predecesor-urmăritor;
- comunicațiile în întregul pluton.

Strategia considerată în lucrarea (Han et al., 2013) este aceea în care vehiculul gazdă poate primi informații despre vehiculul cel mai apropiat și despre lider. Cunoscând aceste informații, regulatorul va avea caracteristici predictive astfel comportamentul vehiculelor poate deveni și mai inteligent.

Diverse modele pentru dinamica vehiculului au fost folosite pentru studiul controlului longitudinal al plutoanelor. Pentru un vehicul care se deplasează cu o direcție și o viteză constantă, se presupune că al  $i$ -lea vehicul dintr-o formație închisă ce este alcătuită din  $n$  vehicule poate fi reprezentat de următorul model liniar spațial cu trei stări:

$$\begin{aligned} \dot{x}_i(t) &= \Phi_i x_i(t) + \Pi_i u_i(t), \\ \Phi_i &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1/\tau_i \end{bmatrix}, \quad \Pi_i = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1/\tau_i \end{bmatrix} \\ x_i(t) &= [s_i(t) \quad v_i(t) \quad a_i(t)]^T, \end{aligned} \quad (4.54)$$

unde  $v_i$  și  $a_i$  sunt viteza și accelerația celui de-al  $i$ -lea vehicul;  $u_i \in R^1$  reprezintă intrarea de control;  $x_i \in R^3$  este starea sistemului pentru al  $i$ -lea vehicul,  $\tau_i$  este timpul constant cauzat de sistemul de propulsie al vehiculului care reprezintă caracteristicile deferitelor vehicule. Considerând că de obicei vehiculul este proiectat și implementat în domeniul discret de timp, relația continuă în timp (4,54) este convertită într-un model discret prin modul de discretizare ZOH (zero-order hold), obținându-se:

$$x_i(k+1) = A_i x_i(k) + B_i u_i(k), \quad (4.55)$$

unde  $k$  reprezintă al  $k$ -lea punct de eșantionare,  $A_i$  și  $B_i$  sunt matrici sistem, exprimate astfel:

$$A_i = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{\Phi^k T_s^k}{k!}, \quad B_i = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{\Phi^{k-1} T_s^k}{k!} \Pi, \quad (4.56)$$

unde  $T_s$  este perioada de eșantionare.

După definirea modelului și configurației plutonului de autovehicule se pot stabili obiectivele necesare proiectării sistemelor de control pe baza unor cerințe referitoare la deplasarea în pluton (Han et al., 2013):

- (1) Pe baza unor trăsături a unui vehicul gazdă, condiția suprafeței drumului, și situațiile din trafic reale, strategia potrivită între vehicule ar trebui selectată de către șofer.
- (2) Starea de echilibru a erorii de distanță  $\delta_i$  ar trebui să fie egală cu zero pentru toate vehiculele din pluton astfel încât să fie asigurată capacitatea de urmărire între vehicule.
- (3) Când vehiculul lider accelerează, vehiculul gazdă ar trebui să accelereze înainte să detecteze că cel mai apropiat vehicul accelerează și el, pentru a evita creșterea distanței între vehicule.
- (4) În momentul în care liderul frânează, vehiculul vizat va trebui să decelereze înainte de detectarea faptului că vehiculul precedent decelerează pentru a evita coliziunea între acestea.

Obiectivele (2), (3) și (4) pot fi văzute ca și capacitatea de urmărire a vehiculului gazdă. Pentru a satisface obiectivele (3) și (4), viteza și accelerația dorite ale vehiculului vizat vor trebui proiectate pe baza stărilor de deplasare care fac referire la liderul plutonului și la cel mai apropiat vehicul din față.

#### 4.10.2. Modelarea unui pluton de vehicule cu ACC centralizat

În lucrarea (Mazzola și Schaaf, 2014) este propusă o metodă de dezvoltare a unui model liniar pentru plutoane alcătuite din  $n$  vehicule urmăritoare și un lider. Acest model ar trebui să conțină comportamentul longitudinal al vehiculelor și ar trebui să furnizeze integral și comportamentul stabilității de bază, care poate fi atins, dacă este permisă o controlabilitate totală a sistemului. În acest caz vehiculul care conduce plutonul este controlat manual sau prin alte sisteme de asistență a șoferului, dar nu prin sisteme ACC. Se contrazice astfel controlabilitatea totală a sistemului. O soluție pentru a satisface cele două presupuneri este considerarea doar a valorilor relative între două vehicule consecutive. Atât timp cât valorile relative ale vehiculului lider condus manual rămân controlabile acesta poate face parte din sistem.

Se consideră o reducere a modelelor vehiculelor la parametrii ce definesc poziția, viteza, accelerația și gradul de înregistrare a sacadării. În cazul prezentat un pluton este

alcătuit din  $n$  vehicule  $V_1, \dots, V_n$  și un vehicul lider  $V_0$ . Pentru al  $i$ -lea vehicul din pluton  $V_i$ , se cunoaște următoarea ecuație de mișcare:

$$d_i(t) = x_i^{(r)} + v_i^{(r)}t + \frac{1}{2}a_i^{(r)}t^2 + \frac{1}{6}(j_{i-1} - j_i)t^3, \quad (4.57)$$

unde  $t$  este timpul,  $d_i(t)$  este distanța care depinde de  $t$ , iar la  $t=0$  se cunosc distanța  $x_i^{(r)} = x_{i-1} - x_i$ , viteza relativă  $v_i^{(r)} = v_{i-1} - v_i$  și accelerația relativă  $a_i^{(r)} = a_{i-1} - a_i$  între  $V_i$  și  $V_{i-1}$  cu notația “(r)” care definește o valoare relativă. Măsura mișcărilor sacadate (jerk) ale vehiculului  $V_i$  este notată cu  $j_i$ . Se ia în considerare că  $j_0 \equiv 0$  cât timp vehiculul lider  $V_0$  nu este controlabil printr-un sistem ACC. Se va obține modelarea plutonului ca un lanț în care fiecare membru este conectat cu predecesorul său, dacă vor fi luate în considerare valorile relative ale mărimilor amintite anterior pentru reprezentarea în spațiul stărilor. În cazul în care unul dintre vehicule a avut vreo eroare de comunicație, acest lanț se va rupe. Pentru a evita dezavantajele generate de acest neajuns, s-au creat conexiuni suplimentare prin definirea următoarelor valori de stare:

$$d_i^w(t) := \sum_{l=1}^i w_l d_{i-l+1}(t). \quad (4.58)$$

Au fost introduse astfel ponderile pozitive  $w_1, \dots, w_n$ , care pot fi alese în mod arbitrar. În cazul prezentat s-au ales ponderi monotonic descrescătoare. În concordanță cu acestea s-au ales vitezele relative  $d_i^{w'}(t)$  și accelerațiile relative  $d_i^{w''}(t)$  pentru  $i = 1, \dots, n$ .

Se obține reprezentarea discretă a sistemului prin înlocuirea timpului  $t$  cu  $kT_s$ , unde  $k > 0$  și  $T_s$  este perioada de eșantionare. Reprezentarea discretă a plutonului în spațiul stărilor este descrisă de:

$$\begin{aligned} x(k+1) &= Ax(k) + Bu(k), \\ y(k) &= x(k), \end{aligned} \quad (4.59)$$

cu vectorul de stări:

$$x(k) := \begin{pmatrix} d_n^w(k) \\ d_n^{w'}(k) \\ d_n^{w''}(k) \\ j_n(k) \\ \vdots \\ d_1^w(k) \\ d_1^{w'}(k) \\ d_1^{w''}(k) \\ j_1(k) \end{pmatrix} \in \mathbb{R}^{4n}. \quad (4.60)$$

Pentru a se obține comportamentul integral al regulatorului, gradul de înregistrare a mișcării sacadate nu este considerat ca o valoare de intrare, dar în schimb se definește  $u_i(k) := j_i(k+1) - j_i(k)$  pentru  $i = 1, \dots, n$ .

Pe lângă cele definite anterior în ecuațiile (4,60) mai există vectorul ieșirilor  $y(k)$  și matricile  $A$  și  $B$  cu expresiile:

$$A := \begin{pmatrix} A_n & A_{n-1} - A_n & \cdots & A_1 - A_2 \\ & \ddots & \ddots & \vdots \\ & & A_n & A_{n-1} - A_n \\ & & & A_n \end{pmatrix} \in \mathbb{R}^{4n \times 4n} \quad (4.61)$$

$$B := \begin{pmatrix} B_1 & & \\ & \ddots & \\ & & B_1 \end{pmatrix} \in \mathbb{R}^{4n \times n} \quad (4.62)$$

în care  $A_i$  și  $B_i$  au următoarele expresii:

$$A_i := \begin{pmatrix} 1 & T_s & \frac{1}{2}T_s^2 & -\frac{1}{6}w_i T_s^3 \\ 0 & 1 & T_s & -\frac{1}{2}w_i T_s^2 \\ 0 & 0 & 1 & -w_i T_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.63)$$

$$B_i := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (4.64)$$

Pentru a garanta siguranța și confortul acestui sistem se introduc constrângeri pentru decalajul dintre două vehicule consecutive și pentru viteza, accelerația și mișcarea sacadată ale tuturor vehiculelor din pluton. Constrângerile echivalente pentru  $d_i^w$ ,  $d_i^{w'}$  și  $d_i^{w''}$  pot fi atinse iterativ, pornind de la  $i \equiv 1$ . Toate constrângerile amintite pot fi rezumate ca  $x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$  sau  $x := \{x \mid x_{\min} \leq x \leq x_{\max}\}$ .

Trebuie să se ia în considerare că:

- constrângerile sunt independente de viteza  $v_0$  și accelerația  $a_0$  ale vehiculului lider;
- se poate obține foarte ușor mărghinirea prin introducerea unei limite superioare mari pentru  $d_i(k)$ ;
- prin transformarea adecvată a vectorului de stări  $x$ , se poate obține  $0 \in \text{int}\mathbb{X}$ .

## Capitolul 5. Modelarea întârzierilor variabile în timp

### 5.1. Modelarea întârzierilor folosind aproximări politopice

Cunoscând limita superioară a întârzierilor variabile în timp introduse de rețeaua de comunicații dintre autovehicule, sarcina este de a obține un model discret al buclei în circuit închis care ține cont de aceste întârzieri. Astfel, se consideră sistemul continuu cu întârziere pe calea directă introdusă de rețeaua de comunicații (Caruntu et al., 2013)

$$\dot{x}(t) = A_c x(t) + B_c u(t - \tau), \quad (5.1)$$

$$u(t) = u_k, \forall t \in [t_k + \tau_k, t_{k+1} + \tau_{k+1}),$$

unde  $x(t)$  este vectorul de stare al sistemului,  $u(t)$  este intrarea sistemului (mărimea de comandă),  $A_c$  și  $B_c$  sunt matricile sistemului,  $\tau = \tau^{sc} + \tau^{ca}$  reprezintă întârzierea introdusă de rețea,  $\tau^{sc}$  este întârzierea pe calea de reacție, iar  $\tau^{ca}$  întârzierea de pe calea directă,  $t_k = kT_s, k \in \mathbb{Z}_+, T_s \in \mathbb{R}_+$  este perioada de eșantionare și se presupune că  $u(t) = u_0$  pentru toți  $t \in [0, \tau_0]$  cu  $u_0 \in \mathbb{R}^m$  un vector constant predeterminat.  $u_k \in \mathbb{R}$  este comanda generată la momentul de timp  $t = t_k$ .  $\tau_k \in \mathbb{R}_{[0, \tau^{max}]}$  reprezintă întârzierea introdusă de rețea la momentul de timp  $k \in \mathbb{Z}_+$  și  $\tau^{max} \in \mathbb{R}_+$  este întârzierea maximă care poate fi introdusă de rețeaua de comunicații.

Se consideră întârzierea maximă de forma  $\tau^{max} = (\Upsilon + \nu)T_s$ , unde  $\Upsilon \in \mathbb{Z}_{\geq 1}$  și  $\nu \in \mathbb{R}_{(0,1)}$ . Utilizând aproximarea politopică descrisă în (Gielen et al., 2010), modelul discret este inclus în

$$x_{k+1} \in \phi(x_k, \mathbf{u}_{[k-\Upsilon-1, k]}), k \in \mathbb{Z}_+, \quad (5.2)$$

unde intrările  $\mathbf{u}_{[-\Upsilon-1, 0]}$  au valori predeterminate și

$$\phi(x_k, \mathbf{u}_{[k-\Upsilon-1, k]}) := \{A_d x_k + B_d u_k + \sum_{i=0}^{\Upsilon} \Delta_i (u_{k-i-1} - u_{k-i}) \mid \Delta_i \in \Delta^{T_s}, i \in \mathbb{Z}_{[0, \Upsilon-1]}, \Delta_{\Upsilon} \in \Delta^{\nu T_s}\}. \quad (5.3)$$

Acest model poate fi utilizat pentru modelare întârzierilor introduse de rețelele de comunicații fără fir.

### 5.2. Modelarea întârzierilor considerându-le ca perturbații

Se consideră un model discretizat al unui proces fizic de forma

$$x_{k+1} = A_d x_k + B_d u_k, \quad (5.4)$$

unde  $x_k$  este starea sistemului,  $u_k$  este mărimea de comandă, iar  $A_d$  și  $B_d$  sunt matricile sistemului.

#### 5.2.1. Întârzieri pe calea directă

Scopul este de a găsi un set mărginit  $\mathbb{W}_u$ , în care să fie incluse toate perturbațiile posibile care pot să apară din cauza întârzierilor variabile în timp introduse de rețeaua de comunicații pe calea directă (de la regulator la elementul de execuție), știind că mărimea de intrare a procesului fizic este mărginită

$$u^{min} \leq u_k \leq u^{max}, \quad (5.5)$$

unde  $u^{min}$  și  $u^{max}$  sunt valorile minime, respective maxime, ale mărimii de comandă care este furnizată ca semnal de intrare procesului fizic. Apoi, perturbația introdusă de rețeaua de comunicații poate fi mărginită astfel (Caruntu and Lazar, 2012)

$$u^{min} - u^{max} \leq u_k^d \leq u^{max} - u^{min}. \quad (5.6)$$

Mai mult, dacă incremental mărimii de control discrete este mărginit

$$-u^\Delta \leq \Delta u_k \leq u^\Delta, \quad (5.7)$$

unde  $\Delta u_k := u_k - u_{k-1}$ , pentru toți  $k \in \mathbb{Z}_{\geq 1}$ , cu  $u_0$  o valoare predeterminată și  $u^\Delta$  este valoarea maximă a incrementului la fiecare perioadă de eșantionare  $k \in \mathbb{Z}_{\geq 1}$ , perturbația poate fi remărginită astfel (Caruntu and Lazar, 2012)

$$-\bar{a}u^\Delta \leq u_k^d \leq \bar{a}u^\Delta, \quad (5.8)$$

unde  $\bar{a}$  reprezintă valoarea maximă a întârzierilor de pe calea directă exprimată ca un număr de perioade de eșantionare.

### 5.2.2. Întârzieri pe calea de reacție

Scopul este de a găsi un set mărginit  $\mathbb{W}_x$ , în care să fie incluse toate perturbațiile posibile care pot să apară din cauza întârzierilor variabile în timp introduse de rețeaua de comunicații pe calea de reacție (de la senzor la regulator), știind că mărimea de intrare a procesului fizic este mărginită.

Fie modelul discret al unui proces fizic de forma

$$x_{k+1} = A_d x_k + B_d (u_k + u_k^d), \quad (5.9)$$

unde  $A_d$  și  $B_d$  reprezintă matricile discretizate ale sistemului. Atunci, perturbația pe calea de reacție poate fi modelată astfel (Caruntu and Lazar, 2014)

$$\begin{aligned} x_k^d &= x_{k-a_k-b_k} - A_d^{b_k} x_{k-a_k-b_k} - \sum_{i=0}^{b_k-1} A_d^i B_d (u_{k-a_k-i-1} + u_{k-a_k-i-1}^d) = \\ &= (I_n - A_d^{b_k}) x_{k-a_k-b_k} - \sum_{i=0}^{b_k-1} A_d^i B_d (u_{k-a_k-i-1} + u_{k-a_k-i-1}^d), \end{aligned} \quad (5.10)$$

unde  $a_k$  și  $b_k$  reprezintă valoarea întârzierilor de pe calea directă și de pe calea de reacție de la momentul de timp  $k \in \mathbb{Z}_+$  exprimate ca un număr de perioade de eșantionare.

$x_{k-a_k-b_k}$  este cunoscut la momentul de timp  $k \in \mathbb{Z}_+$ , toate mărimile de comandă  $u_{k-i}, i \in \mathbb{Z}_{\geq 1}$  sunt cunoscute, toate perturbațiile  $u_{k-i}^d, k \in \mathbb{Z}_{\geq 1}$  sunt mărginite,  $a_k$  și  $b_k$  sunt

mărginite de  $\bar{a}$  și  $\bar{b}$ , unde  $\bar{b}$  reprezintă valoarea maximă a întârzierilor de pe calea de reacție exprimată ca un număr de perioade de eșantionare, deci  $x_k^d$  poate fi mărginit în mod dinamic la fiecare perioadă de eșantionare  $k \in \mathbb{Z}_+$ .

Astfel, modelul (5.10) devine

$$x_{k+1} = A_d x_k + B_d u_k + B_d u_k^d + x_k^d. \quad (5.11)$$

Deși întârzierile variabile în timp cauzează o perturbație variabilă în timp, seturile  $\mathbb{W}_u$  care este definit de  $B_d u_k^d$ , cu  $u_k^d$  din (5.6) sau din (5.8), și  $\mathbb{W}_x$ , care este definit de  $x_k^d$  din (5.10), rămân fixate. Așadar, această metodă de modelare este potrivită pentru utilizarea rezultatelor prezentate în (Lazar and Heemels, 2008), în care perturbațiile sunt luate în considerare în mode explicit încă din faza de proiectare a regulatorului.



## **Capitolul 6. Modelarea restricții hardware ca partiții poliedrale ale spațiului stărilor**

### **6.1. Implementarea reguletoarelor predictive în timp real**

O etapă importantă a proiectului constă în dezvoltarea de programe de timp real pentru implementarea algoritmilor de control predictivi distribuiți multiagent pe sisteme încorporate. Acești algoritmi vor fi testați experimental în laborator folosind un pluton de vehicule (pluton de roboți mobili). Deși controlul predictiv bazat pe model reprezintă una dintre metodele de control avansate folosite în industrie, el nu este totuși folosit în sistemele încorporate ce sunt critice din punctul de vedere al siguranței, cum ar fi cele din domeniul medical, spațial, al roboticii sau al industriei autovehiculelor. Resursele limitate ale sistemelor încorporate împreună cu necesitatea unor performanțe predictibile limitează înlocuirea algoritmilor de control convenționali folosiți în industrie cu reguletoare predictive implementate cu sisteme încorporate. Dificultatea acestei etape a proiectului este dată de fapt de dificultatea implementării unor reguletoare predictive care să respecte cerințele de timp impuse de către aplicația propriu-zisă. Dat fiind că algoritmi reguletoarelor predictive impun optimizări numerice ce necesită calcule intensive, ce se bazează pe acuratețea aritmeticii în virgule mobile, performanța acestora va fi influențată în mod negativ de puterea limitată de calcul și de capacitatea limitată de memorie a anumitor sisteme încorporate.

#### **6.1.1. Arhitectura hardware folosită**

Un pas important este reprezentat de identificarea unor arhitecturi hardware care să permită sistemelor încorporate să implementeze cu succes reguletoare predictive. Reguletoarele predictive încorporate se regăsesc în forme multiple: reguletoare industriale, reguletoare logice programabile (“Programmable Logic Controller” - PLC) și unități electronice de control (“Electronic Control Unit” - ECU). Reguletoarele industriale sunt unități de procesare cu coprocesoare în virgulă mobilă ce dispun de cantități mari de memorie de date și de program. Sunt reguletoare standardizate proiectate să fie folosite în sisteme distribuite de control (Johansen, 2014). Reguletoarele logice programabile sunt asemănătoare cu reguletoarele industriale, dar sunt proiectate să fie mai robuste decât acestea. Ele prezintă procesoare cu capacitate de procesare și memorare limitată și doar modelele avansate pot prezenta coprocesoare în virgulă mobilă. În 2012 (Huyck et al., 2012) au arătat că implementarea reguletoarelor predictive cu ajutorul reguletoarelor logice programabile este uneori dificilă deoarece în majoritatea cazurilor acestea din urmă nu permit rularea de cod C/C++ realizat și testat pe PC-uri. Limbajele de programare sunt diferite, implementarea unui reguletor predictiv pe un PLC presupunând traducerea programului realizat pe PC în limbajul suportat de PLC.

Foarte atractive pentru realizarea reguletoarelor predictive încorporate sunt unitățile electronice de control ce sunt proiectate special pentru aplicații și conțin microcontroller-e sau circuite integrate digitale configurabile (“Field Programmable Gate Array” - FPGA).

#### **Implementarea reguletoarelor predictive cu FPGA**

Implementarea reguletoarelor predictive cu FPGA a fost studiată încă din 2006, când (Bleris et al., 2006) au studiat modul în care reguletoarele predictive pot fi realizate cu ajutorul unui procesor și a unui coprocesor, ambele dispozitive fiind sintetizate și încărcate în

FPGA. Procesorul luat în calcul este microcontroller-ul pe 32 de biți MPC555 de la Motorola ce conține o unitate de virgulă mobilă pe 64 de biți. Marea majoritate a operațiilor aritmetice sunt realizate de către coprocesor, acest lucru permițând procesorului să acționeze ca un dispozitiv de tip “master” și să execute și alte task-uri. Implementarea reguletoarelor predictive cu ajutorul FPGA este studiată și în (Knagge et al., 2009), arătându-se că dispozitivele de tip FPGA permit creșteri de viteză semnificative față de implementările uzuale cu microcontroller-e sau cu procesoare numerice de semnal (DSP), acest lucru datorându-se paralelismului ce poate fi implementat cu ajutorul FPGA-urilor. Reguletoare predictive liniare ce au rate de eșantionare de ordinul milisecundelor și se bazează pe paralelismul oferit de dispozitivele FPGA au fost realizate de (Wills et al., 2011) și (Wills et al., 2012). Un reguletor bazat pe programare pătratică ce profită de eficiența și flexibilitatea FPGA-urilor este prezentat în (Yang et al., 2012) iar în (Jerez, 2014) este trecut în revistă un reguletor predictiv ce prezintă frecvențe de eșantionare de 1MHz.

Implementări ale reguletoarelor predictive cu număr mare de intrări și cu aplicații în industria aerospațială sunt prezentate în (Hartley and Maciejowski, 2013a), (Hartley and Maciejowski, 2013b) și (Hartley et al., 2014). Cercetările au continuat și în direcția obținerii de reguletoare predictive de viteză ridicată, rezultatele fiind prezentate în (Liu et al., 2014). De asemenea, un reguletor ce rezolvă problema programării pătratice prin metoda QPKWIK este prezentat în (Mohamed et al., 2015).

### **Implementarea reguletoarelor predictive cu microcontrollere**

Dispozitivele FPGA permit implementarea de reguletoare predictive cu frecvențe mari de eșantionare datorită frecvențelor lucru de până la 300MHz. Cu toate acestea, printre dezavantajele reguletoarelor implementate cu FPGA se numără și consumul ridicat. Cum una dintre prioritățile sistemelor încorporate este aceea de a putea rula cu un consum cât mai redus de energie, un foarte mare interes a fost acordat studiului reguletoarelor predictive bazate pe microcontroller-e. În (Kheriji et al., 2011a) și (Kheriji et al., 2011b) sunt prezentate soluții dezvoltate cu microcontroller-ul pe 32 de biți STM32F103xB ce încorporează nucleul RISC ARM Cortex-M3 de la STMicroelectronics ce lucrează la frecvențe de maxim 72MHz.

Eforturile facute în direcția implementării unui reguletor predictiv pentru un sistem pneumatic sunt prezentate în (Matousek, 2011). Microcontroller-ele testate au fost variantele pe 32 de biți de la Atmel AT91SAM7256 cu nucleu ARM7 și AT91SAMG20 cu nucleu ARM9, pentru ultimul model obținându-se frecvențe maxime de eșantionare de 800Hz. În (Currie et al., 2012) este prezentată o metodă de sintetizare a reguletorului predictiv cu ajutorul mediului Matlab pentru a obține reguletoare rapide, cu frecvențe de eșantionare de domeniul kHz-ilor. Tot cu microcontroller cu nucleu ARM7 (Atmel AT91SAM7S256) este proiectat și reguletorul prezentat în (Zometa et al., 2012).

Implementări ale reguletoarelor predictive bazate pe microcontroller-e mai puțin puternice (8 și 16 biți) sunt prezentate în (Barsk, 2012) și respectiv (Nguyen et al., 2012), microcontroller-ele folosite fiind ATmega2560 de la Atmel și respectiv MSP430 de la Texas Instruments. În (Barsk, 2012) autorul specifică faptul că frecvența reguletorului este de doar 50Hz și că utilizarea unui microcontroller mai puternic (pe cel puțin 16 biți) este recomandabilă.

În ultimii ani subiectul aeronavelor fără pilot (engl. “Unmanned Aerial Vehicle” - UAV) a devenit actual și a captat foarte mult interes. În comunitatea academică au fost depuse tot mai multe eforturi în direcția identificării metodelor de control ce ar putea fi aplicate pentru acest tip de vehicule. Pe lângă reguletoarele clasice, reguletoarele predictive au fost implementate și testate pe o gamă largă de microcontroller-e (Bouffard, 2012), (Bangura and Mahony, 2014), (Baca, 2015).

Bouffard a realizat controlul unui quadrotor cu ajutorul unui regulator PID și a unui regulator predictiv. El a ales să folosească regulatorul PID pentru controlul altitudinii și regulatorul predictiv pentru controlul deplasării pe laterală (Bouffard, 2012). Regulatorul predictiv a fost proiectat cu ajutorul instrumentului Multi-Parametric Toolbox din Matlab și a fost rulat pe un procesor ATOM. Bangura și Mahony au inclus și ei un regulator predictiv în controlul unui quadrotor. Abordarea lor combină paradigma standard de control ierarhic în care controlul este separat în controlul de bază al motoarelor, controlul intermediar al comportării dinamice și controlul de nivel înalt al traiectoriei, cu o strategie de control predictiv (Bangura and Mahony, 2014). Structura propusă astfel a condus la algoritmul de control predictiv pentru un model de complexitate redusă, algoritm ce este implementat în timp real pe sistemul încorporat. Frecvența de lucru obținută pentru regulatorul predictiv este de 16Hz, ea fiind limitată de standardul de comunicație radio folosit.

Baca și-a concentrat cercetările asupra reguletoarelor predictive utilizate pentru controlul unui tricopter. Tot el dă un alt argument în favoarea utilizării controlului predictiv pe microcontroller-e, el evidențiind faptul că aceasta, odată realizată, va permite crearea de micro-vehicule aeriene (engl. “Micro Aerial Vehicle” - MAV) precum și crearea de roiuri de MAV ce ar putea rezolva sarcini de detectare și localizare de la distanță a obiectelor periculoase precum și recunoaștere a unui mediu necunoscut. În (Baca, 2015) este prezentată o variantă particularizată a unui regulator predictiv cu programare pătratică ce permite controlul tricopter-ului cu un orizont de predicție de 2,2 secunde. Baca a distribuit sarcinile de procesare pe două microcontroller-e. Primul dintre ele, un microcontroller pe 8 biți de la Atmel (ATxMega128a3u), ce lucrează la frecvența de 32MHz și are o memorie SRAM de 8kB, este însărcinat cu comunicațiile și cu eventuale task-uri minore. El comunică prin interfața serial UART cu 3 componente din sistemul încorporat. Cel de-al doilea microcontroller, STM32F415RGT6, lucrează pe 32 de biți și este produs de către STMicroelectronics. Este construit pe un nucleu ARM Cortex M4 cu unitate de procesare în virgulă mobilă, lucrează la frecvența de 168MHz și și oferă 192kB de RAM. El implementează regulatorul predictiv și un filtru Kalman, fără a fi conectate la el alte dispozitive periferice.

Reguletoarele predictive bazate pe logică fuzzy reprezintă de asemenea un punct de interes. Microcontroller-ul utilizat de (Novak and Chalupa, 2014) este LM4F120H5QR, un microcontroller pe 32 de biți bazat pe un nucleu ARM Cortex M4F de la Texas Instruments, ce rulează la frecvența de 80MHz și dispune de 32kB de memorie SRAM, 256kB memorie program și 2kB memorie EEPROM. Dată fiind dimensiunea relativ mică a memoriei SRAM, parametrii modelului au fost calculați offline.

Marea majoritate a cercetărilor sunt orientate în direcția implementării reguletoarelor predictive pe platforme hardware ce conțin unități de procesare în virgulă mobilă. O abordare diferită o au (Jerez et al., 2012), ce demonstrează că, în anumite condiții, trecerea de la calcule în virgulă mobilă la cele în virgulă fixă se poate face fără o pierdere de calitate a algoritmului de control. Autorii subliniază că, deși abordarea nu este simplă și nici directă, ea asigură o reducere a cerințelor de resurse și a întârzierilor cauzate de calculele aritmetice cu cel puțin un ordin de mărime, putându-se obține, pentru particularizări ale aplicației, reduceri de până la două ordine de mărime.

După cum se poate observa în (Baca, 2015), sistemele încorporate ce implementează și reguletoare predictive sunt sisteme complexe, iar utilizarea sistemelor de operare de timp real (SOTR) permit dezvoltarea mult mai simplă a aplicațiilor de timp real critice, complexe. Există o gamă diversă de SOTR ce pun la dispoziție obiecte și servicii API pentru gestionarea execuției multitasking, sincronizarea și comunicarea dintre procese, partajarea resurselor pasive. Dezavantajele principale legate de folosirea SOTR constă în creșterea consumului de memorie RAM/ROM și în utilizarea a aproximativ 2-4% din capacitatea de procesare a

microcontroller-ului pentru execuții multitasking, în mod preemtiv. De aceea, în funcție de necesitățile sistemului încorporat dezvoltat, SOTR ar trebui ales ținând cont și de amprenta de memorie caracteristică, cerințele hardware minimale impuse și tipul aplicațiilor de timp real acceptate (e.g. critice sau necritice, număr maxim de taskuri permise, etc.).

După cum am prezentat anterior, Baca folosește două microcontroller-e în cadrul sistemului încorporat folosit pentru controlul tricopter-ului. Pe ambele microcontroller-e rulează aplicații ce au la bază portări ale sistemului de operare de timp real FreeRTOS. FreeRTOS este un sistem de operare “open-source”, ce oferă prin facilitățile sale flexibilitate crescută în proiectarea arhitecturii aplicației de timp real (e.g. prin crearea și ștergerea taskurilor, modificarea priorităților, etc.). Deoarece secvențele de cod corespunzătoare regulatoarelor și estimatoarelor sunt executate cu frecvențe de zeci de hertzi, era necesar ca partea de comunicație să fie rulată la frecvențe de ordinal sutelor de hertzi, ceea ce a condus la alegerea unei frecvențe de lucru a nucleului sistemului de operare de 1kHz. De asemenea, secvențele de cod ce necesitau timpi de execuție și de reacție mult mai mici (cum ar fi preluările de date în vederea salvării și identificării) au fost executate pe baza lucrului direct cu întreruperi. Practic, implementările aplicațiilor bazate pe FreeRTOS pentru ambele microcontroller-e au dimensiuni de aproximativ 4kB, restul de memorie de pe fiecare microcontroller rămânând disponibilă pentru aplicația propriu-zisă.

### **6.1.2. Particularitățile constructive ale roboților mobili utilizați în sisteme multi-agent sau de tip pluton**

Dezvoltarea de programe de timp real pentru implementarea algoritmilor de control predictivi distribuiți multiagent pe sisteme încorporate precum și testarea lor experimentală folosind un pluton de vehicule (pluton de roboți mobili) presupune cunoașterea cercetărilor făcute în acest domeniu și conștientizarea problemelor ce pot apărea precum și abordarea ingenioasă de soluții noi.

Interesante sunt cercetările făcute de Gebrewahid și Jokhio în domeniul plutoanelor de vehicule. Deși vehiculele erau reprezentate de roboți mobile, cercetările au fost realizate în direcția studiului comunicației între vehicule precum și a diferitelor scenarii ce pot apărea în cazurile reale (Gebrewahid and Jokhio, 2010). Robotul utilizat în cadrul acestor cercetări este un robot numit PIE (engl. “Platform for Intelligent Embedded Systems”). Pie este dotat cu un microcontroller RISC pe 32 de biți cu nucleu ARM7 de la Atmel și cu comunicație radio implementată cu circuitul nRF24L01. Aplicația este realizată în limbajul de programare C și este bazată pe nucleului de sistem de operare TinyTimber, un nucleu de tip real pentru sistemele încorporate bazate pe evenimente. Poziționarea vehiculelor este determinată cu ajutorul unui sistem de vedere artificială dezvoltat în Matlab și este transmisă tuturor vehiculelor prin radio. Gebrewahid și Jokhio au arătat că performanțele unui pluton de vehicule depend în mare măsură de comunicația dintre vehicule precum și dintre vehicule și infrastructura de comunicație. Rețeaua de comunicație trebuie să ofere un format standard, un protocol eficient, o organizare bună și cât mai puține pierderi de date. Dat fiind că performanțele sistemului de comunicație influențează performanța algoritmilor de control implementați, este necesar ca algoritmul de control să țină cont și de caracteristicile sistemului de comunicație implementat. De asemenea, este evidențiată necesitatea existenței unui SOTR la baza rulării aplicației încorporate. Unul dintre lipsurile abordării prezentate de Gebrewahid și Jokhio constă în determinarea poziției vehiculelor prin intermediul sistemului de vedere artificial. În practică această soluție nu este aplicabilă din motive ușor de banuit.

O abordare mult mai practică din acest punct de vedere o are (Martinec, 2012). Platforma sa de studiu a plutoanelor de vehicule este bazată pe mașinile comercializate de către firma Carrera. Mașinile sunt dotate cu un sistem încorporat de control cu un

microcontroller pe 32 de biți de la Freescale, cu comunicație radio și cu un senzor de distanță. Microcontroller-ul este MCF51JM64, rulează la o frecvență de 48MHz și dispune de 16kB de memorie Ram și 64kB de memorie pentru program. Vehiculele prezintă de asemenea senzor de viteză, implementat cu un codor optic amplasat pe osia din spate. Informațiile privind distanța față de vehiculul din față sunt furnizate de către senzorul cu infraroșu GP2D120 de la Sharp, ce poate detecta un obiect în domeniul 5cm – 50cm. Informațiile de distanță sunt preluate cu o frecvență de 800Hz. Comunicațiile între vehicule și între vehicule și stația de bază sunt realizate prin intermediul unui modul radio XBee 802.15.4.

Rezultate interesante au și (Keskikangas and Sällberg, 2014). Fiecare vehicul din pluton conține două microcontroller-e de tip Atmega16: unul pentru senzori și unul pentru elementele de acționare (direcție și propulsie). Pe lângă senzorul de distanță este utilizat și un senzor de linie ce ajută la controlul traiectoriei vehiculului.

În experimentele realizate cu vehicule reale (nu machete) informațiile de poziționare sunt obținute cu senzori de tip LIDAR, radar și GPS. Deși senzori de tip GPS nu sunt practici pentru tema propusă, dat fiind că majoritatea experimentelor vor fi făcute în interior, testarea și utilizarea unui senzor LIDAR prezintă interes, pentru a putea determina mai bine avantajele și eventual dezavantajele utilizării unui astfel de senzor. El ar putea fi amplasat pe vehiculul cu rol de conducător din fiecare pluton și ar furniza informații detaliate privind obstacolele și arhitectura străzii din fața plutonului.

Fiecare vehicul din pluton trebuie să poată salva date într-o memorie locală, date ce pot ajuta la identificarea sistemului precum și la depanarea aplicației încorporate. Sistemul încorporat prezentat în (Baca, 2015) execută aceste salvări de pachete de 30 de octeți cu o frecvență de 70Hz.

## 6.2. Restricții hardware

Soluțiile pentru controlul predictiv bazat pe model (model predictive control - MPC) liniar și hibrid cu restricții, pot fi caracterizate în mod explicit sub forma unei legi de reglare după stare liniară pe porțiuni (piecewise linear - PWL). Un regulator PWL este calculat apriori utilizând programarea parametrică și implementarea exactă a regulatorului MPC explicit corespunde evaluării unei funcții PWL în unitatea de control. S-a arătat recent că o astfel de evaluare poate fi amplificată de către structurile de date de tipul arborilor binari de căutare. În (Johansen et al., 2006) s-a realizat un raport referitor la proiectarea arhitecturilor hardware pentru astfel de legi de reglare PWL, și s-a arătat că soluțiile MPC explicite pot fi implementate în FPGA sau ASIC cu aproximativ 20 de mii de porți logice ducând la timpi de calcul de ordinul microsecundelor la fiecare evaluare pentru aplicații tipice. Acest lucru facilitează implementarea legilor de reglare predictive cu restricții în aplicații industriale la scară mică și în dispozitive electronice de larg consum, care sunt caracterizate printr-o dinamică rapidă sau cost redus, cum ar fi aplicații din domeniile mecatronicii, MEMS, mașini rotative, electronică de putere și acustică.

Comparativ cu legile de reglare predictive convenționale, care se bazează pe optimizare numerică în timp real, beneficiile includ verificabilitatea, complexitatea de calcul redusă, nu este nevoie de aritmetica în virgulă mobilă (fără calcule numerice recursive), și execuție deterministă. Principala limitare a abordării MPC explicite se referă la creșterea calculului computațional offline (în timpul sintezei) și a cerințelor de memorie ale unității de control, o dată cu dimensiunea și complexitatea problemei, ceea ce face utilă abordarea în special pentru probleme de dimensiuni mici. Totuși, acest lucru poate să nu fie prohibitiv în multe domenii de aplicare.

În tabelul de mai jos sunt prezentate parametrii esențiali care caracterizează complexitatea funcției PWL care definește legea de reglare MPC (Johansen et al., 2006).

Tabel I: Parametrii cheie ai problemei de evaluare a funcției PWL

$n$	Numărul de variabile de intrare în regulator ( $\dim(x) = n$ )
$m$	Numărul de variabile de ieșire din regulator ( $\dim(u) = m$ )
$N$	Numărul de regiuni poliedrale în partiție
$M$	Numărul de noduri al arborelui de căutare
$D$	Adâncimea arborelui de căutare (numărul maxim de noduri care trebuie să fie parcurse pentru a ajunge la un nod de tip frunză)
$H$	Numărul de hyper-planuri care delimitează regiunile poliedrale

## Capitolul 7. Analiza modelului complet

*Prin îmbinarea modelelor prezentate anterior se obține un model care surprinde atât dinamica laterală și dinamica longitudinală a autovehiculelor, cât și restricțiile introduse de comunicațiile dintre autovehiculele dintr-un pluton, precum și restricțiile hardware introduse de implementarea reguletoarelor predictive distribuite în aplicații de timp real.*

Sistemele ACC sau CACC sunt capabile să mențină o viteză constantă, a vehiculului pe care sunt amplasate, raportat la viteza vehiculului care se deplasează în fața acestuia, menținând astfel și o distanță relativ constantă între cele două autovehicule. Pentru a se evita eventualele coliziuni care ar putea apărea din cauza unor erori de distanță și de viteză între vehicule se urmărește implementarea unor metode de control adecvate pentru a reduce cât mai mult posibil erorile în ceea ce privește distanța, viteza și accelerația. Se dorește de asemenea obținerea unor distanțe mai mici între membrii unui pluton pentru a fluidiza cât de mult posibil traficul. Acest lucru este posibil în cazul în care un vehicul urmăritor va cunoaște intenția vehiculului din fața sa înainte ca acesta să acționeze.

### 7.1. Metodologii de control

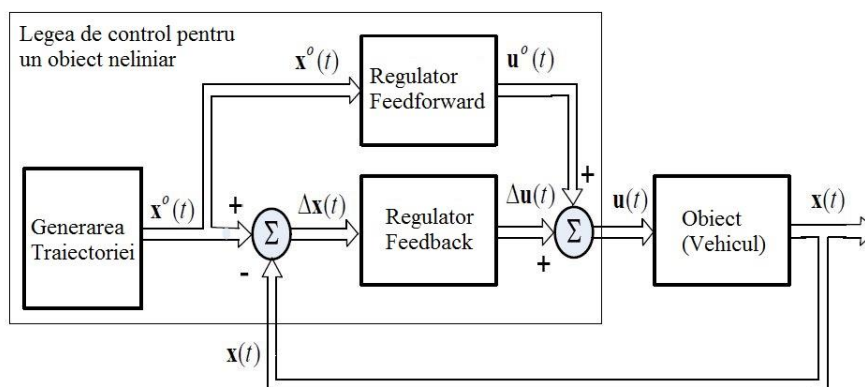
#### 7.1.1. Metoda de control PID

În lucrarea (Gacovski și Deskovski, 2014) este descris un algoritm de control bazat pe o combinație între structurile de tip feed-forward și feedback deoarece un vehicul real are o dinamică neliniară.

Reglarea feed-forward este alcătuită din inversul modelului vehiculului și din generatorul traiectoriilor nominale care furnizează traiectoria dorită  $x^0(t)$ . Pentru realizarea acestei traiectorii este necesar ca regulatorul bazat pe feedback să existe, deoarece acesta va genera mărimea de control  $\Delta u(t)$  pentru eliminarea erorii de traiectorie privind deviația de la traiectoria de referință. Suma mărimilor de control  $u(t)$  din Fig. 8.1, când regulatorul liniar este format din matricea  $K(t)$ , este definită prin relația:

$$u(t) = u^0(t) + \Delta u(t) = u^0(t) - K(t)\Delta x(t) = u^0(t) - K(t)[x(t) - x^0(t)]. \quad (7.1)$$

Avându-se ca și punct de pornire schema bloc din Fig. 8.1 se pot dezvolta algoritmi de control pentru vehicule bazați pe conceptul prezentat. Regulatorul de tip feedback, care furnizează stabilizarea obiectului în jurul traiectoriei nominale, poate fi proiectat utilizând un model liniarizat.



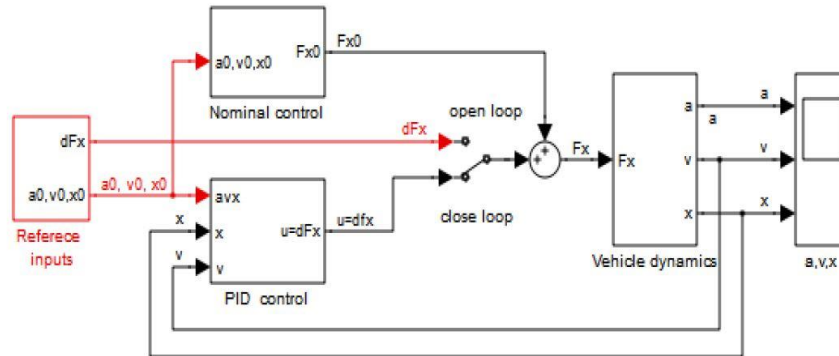
**Fig. 7.1 Sistemul de control feed-forward și feedback pentru**

### un obiect neliniar

Autorii acestei lucrări au ales proiectarea unui regulator PID pentru structura de tip feedback, care este obținut pe baza modelului liniar al vehiculului. Modulul de generare a intrărilor (Fig. 7.2) furnizează referințe pentru accelerație  $a_0$ , viteză  $v_0$ , și poziție  $x_0$ . Aceste semnale sunt transferate către regulatorul PID unde sunt procesate pe baza relației:

$$u = \Delta F_x = K_p (x_0 - x) + \frac{K_I}{s} (x_0 - x) + K_D (v_0 - v), \quad (7.2)$$

unde  $K_p$ ,  $K_I$  și  $K_D$  sunt parametrii proporțional, integrator și derivativ ai regulatorului, iar  $a$ ,  $v$  și  $x$  sunt accelerația, viteza și poziția vehiculului.



**Fig. 7.2 Schema Simulink pentru controlul vehiculului**

Modulul *Nominal control* și modulul *Vehicle dynamics* din Fig. 7.2 se bazează pe ecuațiile următoare:

$$F_x^0 = m g \sin \theta^0 + f_r m g \cos \theta^0 + \frac{1}{2} C_{air} (u^0 + u_w)^2, \quad (7.3)$$

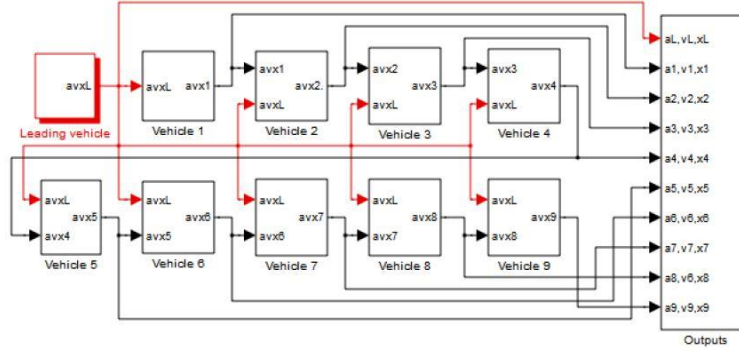
$$m \dot{u} = F_x - m g \sin \theta - f_r m g \cos \theta - \frac{1}{2} C_{air} (u + u_w)^2, \quad (7.4)$$

unde  $F_x$  este forța de tracțiune,  $u_w$  este viteza vântului,  $f_r$  este coeficientul rezistenței la rulare, iar  $C_{air} = \rho A_f C_d$  este o constantă.

Deplasarea vehiculelor se face în sistemul de coordonate absolut  $G(O; x_o, y_o)$  care este fixat pe drum cu originea în punctul de start,  $O$ . Pozițiile  $x_i$ , vitezele  $v_i = \dot{x}_i$ , și accelerațiile  $a_i = \dot{v}_i$ ,  $i = L, 1, 2, 3, 4$ , măsurate cu respectarea sistemului  $G(O; x_o, y_o)$ , sunt valori absolute. Sistemul de coordonate  $L(L; x_L, y_L)$  este fixat pe vehiculul lider cu originea în centrul masei lui. Poziția relativă, viteza și accelerația vehiculelor cu referire la sistemul  $L(L; x_L, y_L)$  sunt notate astfel:  $l_i = x_L - x_i$ ,  $v_{ri} = v_L - v_i$ ,  $a_{ri} = a_L - a_i$ ,  $i = 1, 2, 3, 4$ . Distanțele dintre vehicule sunt notate cu  $dx_i = x_{i-1} - x_i$ ,  $i = L, 1, 2, 3, 4$ , iar vitezele și accelerațiile relative ale vehiculelor au expresiile:  $dv_i = v_{i-1} - v_i = \dot{x}_{i-1} - \dot{x}_i$ , respectiv  $da_i = a_{i-1} - a_i = \ddot{x}_{i-1} - \ddot{x}_i$ .

În Fig. 7.3 este reprezentată o schemă a unui pluton în care toate vehiculele au aceleași caracteristici și obțin informații despre accelerație, viteză și poziție de la vehiculele precedente și de la vehiculul lider.





**Fig. 7.3 Modelul Simulink al unui pluton cu 10 vehicule**

Utilizând modelul vehiculului (7.4) și considerând că  $\theta = 0$  și  $V_w = 0$ , se poate determina accelerația vehiculului cu această formă:

$$\begin{cases} \dot{u} = a = \frac{1}{m} \left( F_x - f_r m g - \frac{1}{2} C_{air} u^2 \right) \\ F_x = \Delta F_x + F_{x0} \end{cases} \quad (7.5)$$

Forța de control  $\Delta F_x$  este determinată de regulatorul PID. Prin înlocuirea ecuației (7.2) în relația (7.5) se determină accelerația celui de-al  $i$ -lea vehicul:

$$\begin{aligned} a_i = & \frac{1}{m} [K_{pi} (x_{i-1} - x_i - h d_i) + \frac{K_{li}}{s} (x_{i-1} - x_i - h d_i) + K_{di} (v_{i-1} - v_i) + \\ & + F_{x0} - f_r m g - \frac{1}{2} C_{air} u_i^2], \end{aligned} \quad (7.6)$$

unde  $h d_i$  este distanța constantă dintre vehiculele  $i-1$  și  $i$ . Prin derivarea relației (7.5) se poate și folosind relațiile:

$$\dot{x}_i = v_i \quad (7.7)$$

$$\dot{v}_i = a_i \quad (7.8)$$

se obține gradul de mișcare sacadată care acționează asupra celui de-al  $i$ -lea vehicul:

$$\dot{a}_i = \frac{1}{m} [K_{li} (x_{i-1} - x_i - h d_i) + K_{pi} (v_{i-1} - v_i) + K_{di} (a_{i-1} - a_i) - C_{air} u^0 a_i] \quad (7.9)$$

Ecuțiile (7.7) și (7.8) reprezintă modelul liniar în spațiul stărilor al vehiculului  $i$  din pluton și pot fi utilizate pentru obținerea modelului unui șir de vehicule.

Se consideră modelul unui șir de vehicule cu trei membri: vehiculul lider și două vehicule următoare. Mărimile de ieșire ale liderului generează variabilele de intrare,  $x_L$ ,  $v_L$  și  $a_L$ , pentru primul vehicul din șir. Celelalte două vehicule sunt descrise cu ecuațiile:

- primul vehicul:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= v_1 \\ \dot{v}_1 &= a_1 \\ \dot{a}_1 &= \frac{1}{m} [K_{l1} (x_L - x_1 - h d_1) + K_{p1} (v_L - v_1) + K_{d1} (a_L - a_1) - C_{air} u^0 a_1] \end{aligned} \quad (7.10)$$

- al doilea vehicul:

$$\begin{aligned}\dot{x}_2 &= v_2 \\ \dot{v}_2 &= a_2\end{aligned}\quad (7.11)$$

$$\dot{a}_2 = \frac{1}{m} [K_{I2}(x_1 - x_2 - hd_2) + K_{P2}(v_1 - v_2) + K_{D2}(a_1 - a_2) - C_{air}u^0 a_2]$$

Se poate forma vectorul de stări  $\mathbf{x} = [x_1 \quad dx_2 \quad v_1 \quad v_2 \quad a_1 \quad a_2]^T$  în care starea  $dx_2$  este distanța dintre primul și al doilea vehicul, iar  $\dot{dx}_2 = \dot{x}_1 - \dot{x}_2 = v_1 - v_2 = dv_2$ .

Exprimarea ecuației șirului de vehicule în reprezentarea vector-matrice este de forma:

$$\begin{aligned}\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ dx_2 \\ \dot{v}_1 \\ \dot{v}_2 \\ \dot{a}_1 \\ \dot{a}_2 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_{I1}}{m} & 0 & -\frac{K_{P1}}{m} & 0 & \frac{-K_{D1} - C_{air}u^0}{m} & 0 \\ 0 & \frac{K_{I2}}{m} & \frac{K_{P2}}{m} & -\frac{K_{D2}}{m} & \frac{K_{D2}}{m} & \frac{-K_{D2} - C_{air}u^0}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ dx_2 \\ v_1 \\ v_2 \\ a_1 \\ a_2 \end{bmatrix} + \\ &+ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{I1}}{m} & \frac{K_{P1}}{m} & \frac{K_{D1}}{m} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_L \\ v_L \\ a_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{K_{I1}}{m} & 0 \\ 0 & -\frac{K_{I2}}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} hd_1 \\ hd_2 \end{bmatrix}\end{aligned}\quad (7.12)$$

Se poate forma vectorul ieșirilor  $\mathbf{y} = [dx_2 \quad v_1 \quad v_2]^T$  cu expresia:

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} dx_2 \\ v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_L \\ v_L \\ a_L \end{bmatrix}\quad (7.13)$$

Pentru un pluton de vehicule se definește și stabilitatea șirului, pe lângă stabilitatea individuală a fiecărui vehicul. Dacă vehiculul precedent accelerează sau decelerează, eroarea de distanță poate deveni mai mare decât zero. Trebuie să se acționeze în vederea atenuării propagării erorii de distanță de-a lungul șirului până la finalul acestuia.

Transformând ecuația (7.7) în domeniul Laplace și utilizând funcția de transfer  $G_i = v_i / v_{i-1}$  se poate determina eroarea de distanță dintre cel de-al  $i$ -lea și al  $(i-1)$ -lea vehicul:

$$\begin{aligned}x_i &= \frac{1}{s} v_i \\ v_i &= G_i(s) v_{i-1} \\ \varepsilon_i &= x_{i-1} - x_i - D_i\end{aligned}\quad (7.14)$$

unde  $D_i = h_i v_i$  reprezintă distanța dorită pentru vehiculul  $i$ ,  $h_i$  este tactica în ceea ce privește progresul în timp adoptată pentru toate vehiculele. Pornind de la eroarea de distanță a celui de-al  $i$ -lea vehicul până la eroarea celui de-al  $(i+k)$ -lea vehicul poate fi definită funcția de transfer:

$$G_{i,k}(s) = \frac{\varepsilon_{i+k}}{\varepsilon_i} = G_i G_{i+1} \dots G_{i+k-1} \frac{1 - G_{i+k} - s h_{i+k} G_{i+k}}{1 - G_i - s h_i G_i} \quad (7.15)$$

Pentru ca stabilitatea șirului să fie satisfăcută trebuie să fie îndeplinite următoarele condiții:

$$\|\varepsilon_{i+k}\| \leq \|\varepsilon_i\| \text{ sau } \|G_{i,k}(s)\|_{\infty} \leq 1 \quad (7.16)$$

### 7.1.2. Metoda Sliding Mode Control (SMC)

În articolul (Rajamani et al., 2000) este descris faptul că sistemul de control longitudinal dezvoltat pentru deplasarea în pluton a vehiculelor constă dintr-un regulator de pe nivel superior (upper-level controller - ULC) și un regulator de pe nivel inferior (lower-level controller - LLC). Cel de nivel superior determină accelerația dorită pentru fiecare vehicul din pluton. Regulatorul de pe nivelul inferior are ca scop determinarea comenzilor de accelerare sau frânare pentru a urmări accelerația dorită.

#### Regulatorul de pe nivelul superior

Regulatorul de pe nivelul superior (ULC) are rolul de a determina accelerația dorită pentru fiecare vehicul astfel încât:

- 1) să mențină o distanță constantă mică între mașini;
- 2) să asigure stabilitate plutonului.

Modelul părții fixate considerat pentru proiectarea regulatorului în cauză este:

$$\ddot{x}_i = u \quad (7.17)$$

unde indicele  $i$  reprezintă numărul vehiculului din pluton. Intrarea de control pentru acest sistem este accelerația vehiculului. Din cauza faptului că banda asociată regulatorului LLC este finită, se așteaptă ca fiecare vehicul să urmărească în mod imperfect accelerația dorită. Asigurarea performanței regulatorului ULC se va concentra în jurul îndeplinirii robuste a obiectivelor 1 și 2 în prezența unei întârzieri de gradul întâi în performanța LLC:

$$\ddot{x}_i = \frac{1}{\tau s + 1} \ddot{x}_{i-des} = \frac{1}{\tau s + 1} u_i \quad (7.18)$$

Eroarea de distanță pentru al  $i$ -lea vehicul este definită ca  $\varepsilon_i = x_i - x_{i-1} + L$  unde  $L$  este distanța dorită. Luând în considerare eroarea de distanță cele două obiective mai sus enunțate pentru ULC pot fi rescrise astfel:

- 1)

$$\varepsilon_{i-1} \rightarrow 0 \Rightarrow \varepsilon_i \rightarrow 0, \quad (7.19)$$

- 2)

$$\|\hat{H}(s)\|_{\infty} \leq 1, \quad (7.20)$$

unde  $\hat{H}(s)$  este funcția de transfer care face referire la eroarea de distanță dintre două vehicule consecutive din pluton:

$$\hat{H}(s) = \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{i-1}}. \quad (7.21)$$

Stabilitatea șirului de vehicule (obiectivul 2= se referă la o proprietate în care erorile de distanță, detectate la un moment dat de-a lungul șirului, nu se amplifică în timpul propagării acestora până la finalul plutonului. Pe lângă condițiile (7.19) și (7.20) mai este de dorit ca funcția răspuns la impuls  $h(t)$  corespunzătoare  $\hat{H}(s)$  să nu își schimbe semnul.

Algoritmii pentru controlul longitudinal care garantează stabilitatea șirului de vehicule includ algoritmi autonomi, semi-autonomi și bazați pe comunicații radio.

Pentru controlul longitudinal se folosește metoda sliding mode control (SMC). Suprafața de alunecare (sliding surface) definită de această metodă are forma:

$$S_i = \dot{\varepsilon}_i + \frac{\omega_n}{\xi + \sqrt{\xi^2 - 1}} \frac{1}{1 - C_1} \varepsilon_i + \frac{C_1}{1 - C_1} (v_i - v_l), \quad (7.22)$$

unde  $\omega_n$  este banda de funcționare a ULC,  $C_1$  este ponderea relativă pentru compararea semnalului de tip feedback a vehiculului lider cu semnalul corespunzător vehiculului din fața sa, iar  $v_l$  este viteza liderului.

Considerând

$$\dot{S}_i = -\lambda S_i \text{ cu } \lambda = \omega_n (\xi + \sqrt{\xi^2 - 1}) \quad (7.23)$$

se determină accelerația dorită a vehiculului cu forma:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{i\_des} = & (1 - C_1) \ddot{x}_{i-1} + C_1 \ddot{x}_l - \left( 2\xi - C_1 (\xi + \sqrt{\xi^2 - 1}) \right) \omega_n \dot{\varepsilon}_i - \\ & - \left( \xi + \sqrt{\xi^2 - 1} \right) \omega_n C_1 (v_i - v_l) - \omega_n^2 \varepsilon_i. \end{aligned} \quad (7.24)$$

Parametrii de control care trebuie acordați sunt  $C_1$ ,  $\xi$  și  $\omega_n$ . Factorul  $C_1$  poate lua valori  $0 \leq C_1 < 1$  și poate fi privit ca o pondere între a vitezei și accelerației vehiculului lider. Termenul  $\xi$  este raportul de amortizare și poate fi setat cu valoarea 1 pentru amortizări critice.  $\omega_n$  este banda de funcționare a regulatorului.

Ecuția (7.23) asigură ca suprafața de alunecare să atingă valoarea zero. Dacă toate vehiculele din pluton au implementată această lege de control este posibil ca acestea să urmărească vehiculul precedent cu o distanță constantă între ele și se asigură că plutonul este stabil, în sensul că erorile de distanță nu se propagă de-a lungul șirului. Pentru a avea acces la toate semnalele necesare se folosește un sistem de comunicații radio wireless. Fiecare autovehicul obține informații despre viteză și accelerație de la vehiculul lider și de la cel precedent.

Setând  $C_1 = 0$  pentru un pluton cu două vehicule se obține un sistem clasic de ordinul doi:

$$\ddot{x}_{i\_des} = \ddot{x}_{i-1} - 2\xi \omega_n \dot{\varepsilon}_i - \omega_n^2 \varepsilon_i. \quad (7.25)$$

## Regulatorul de pe nivelul inferior

În regulatorul de pe nivelul inferior (LLC) intrările de acționare pentru accelerare și frânare sunt determinate astfel încât să urmărească accelerația dorită descrisă de relația (7.24). Pentru implementarea regulatorului LLC se consideră modelul simplificat al dinamicii vehiculului cu expresia:

$$\dot{x}_i = v_i = (Rh\omega_e)_i, \quad (7.26)$$

unde  $R$  este raportul de transmisie,  $h$  reprezintă raza anvelopei, iar  $\omega_e$  este viteza unghiulară a motorului. Acest model simplificat se bazează pe presupunerile că convertorul de cuplu din vehicul este blocat și că alunecarea dintre anvelopă și drum este egală cu zero. Aceste aproximări fac posibilă transpunerea vitezei vehiculului direct în viteza motorului.

Dinamica privitoare la viteza motorului  $\omega_e$  și la pseudointrările “cuplul de ardere net”  $T_{net}$  și cuplul de frânare  $T_{br}$  poate fi modelată prin:

$$\dot{\omega}_e = \frac{T_{net} - c_a R^3 h^3 \omega_e^2 - R(hF_f + T_{br})}{J_e}, \quad (7.27)$$

unde  $J_e = I_e + (mh^2 + I_\omega)R^2$  este inerția efectivă în ceea ce privește motorul,  $c_a$  este coeficientul de rezistență aerodinamică, iar  $F_f$  reprezintă rezistența la rulare a anvelopelor.

$T_{net}(\omega_e, m_a)$  este o funcție neliniară ce depinde de turație motorului și de masa aerului din galeria de admisie. Dinamica care leagă  $m_a$  de unghiul de accelerare  $\alpha$  poate fi modelată astfel:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao}, \quad (7.28)$$

unde  $\dot{m}_{ai}$  și  $\dot{m}_{ao}$  sunt debitul de aer la intrarea în galeria de admisie și la ieșirea din aceasta, și

$$\dot{m}_{ai} = \text{MAXTC}(\alpha) \text{PRI}(m_a), \quad (7.29)$$

în care MAX este o constantă dependentă de corpul clapetei de accelerație,  $TC(\alpha)$  este o funcție inversabilă neliniară al unghiului de accelerație și PRI reprezintă funcția de influență a presiunii care descrie gradul de asfixiere a fluxului de curgere care apare în valva de accelerație.  $\dot{m}_{ao}$  este masa debitului de aer din camera de ardere. Pentru a se descrie fluxul de aer din galeria de admisie se utilizează legea gazelor ideale:

$$P_m V_m = m_a R_g T. \quad (7.30)$$

Proiectarea legii de control pentru regulatorul LLC se bazează pe o modificare a tehnicii de control SMC standard. Dacă cuplul de ardere net este ales cu expresia:

$$(T_{net})_i = \frac{J_e}{Rh} \ddot{x}_{i\_des} + [c_a R^3 h^3 \omega_e^2 + R(hF_f + T_{br})]_i \quad (7.31)$$

atunci din relația (7.27) se deduce că accelerația vehiculului este egală cu accelerația dorită determinată de regulatorul ULC:  $\ddot{x}_i = \ddot{x}_{i\_des}$ .

Cunoscând expresia cuplului de ardere din relația (7.31) unghiul de accelerație necesar pentru a obține acest cuplu se calculează după următoarea procedură:

- se măsoară presiunea aerului în galeria de admisie  $P_m$  și temperatura  $T$  și apoi se calculează  $m_a$  utilizând legea gazelor ideale (7.30);
- funcția  $T_{net}(\omega_e, m_a)$  este inversată pentru a se obține  $m_{a\_des}$ ;
- apoi este utilizat un regulator SMC pentru a calcula unghiul  $\alpha$  necesar pentru ca mărimea  $m_{a\_des}$  să urmărească  $m_a$ .

Se definește suprafața de alunecare de forma:

$$s_2 = m_a - m_{a\_des}. \quad (7.32)$$

Prin stabilirea  $\dot{s}_2 = -\eta_2 s_2$ , se obține:

$$\text{MAXTC}(\alpha) \text{PRI}(m_a) = \dot{m}_{a_0} + \dot{m}_{a\_des} - \eta_2 s_2, \quad (7.33)$$

unde  $\eta_2$  este un factor de ponderare pentru metoda sliding mode control.

Atât timp cât funcția  $TC(\alpha)$  este inversabilă poate fi calculat unghiul de accelerare din relația (7.33). Dacă cuplul net de ardere este negativ, se folosește dispozitivul de frânare pentru a genera cuplul dorit.

### 7.1.3. Metoda Model Predictive Control (MPC)

Autorii lucrării (Mazzola și Schaaf, 2014) au propus pentru controlul unui pluton de autovehicule proiectarea unui regulator bazat pe predicție (Model Predictive Control – MPC) deoarece capacitatea de calcul în creștere oferă soluții adecvate pentru sistemele discrete cu frecvențe mari ale perioadei de eșantionare. Bazându-se pe un model matematic al sistemului, este rezolvată o problemă de optimizare asupra unui orizont de predicție finit având lungimea  $N_p \cdot T_s$  cu o perioadă de eșantionare constantă  $T_s$ .

Variabilele de intrare pot fi diferite de zero peste un orizont de predicție cu lungimea  $N_c \cdot T_s$  ( $N_c < N_p$ ). De obicei doar prima valoare a secvenței de intrare prezise este aplicată sistemului.

Se utilizează următoarea notație:  $x_{t+k|t}$  cu  $t > 0$ ,  $k \geq 1$  este a  $k$ -a valoare de stare prezisă, pe baza valorii de stare inițială  $x_{t|t} := x(t)$  și a secvenței de intrare  $u_t, \dots, u_{t+k-1}$ . Secvența de stări prezise la momentul de timp inițial  $t$  și având secvența intrărilor prezise  $U := \{u_t, \dots, u_{t+N_c-1}\}$  este  $X := \{x_{t+1|t}, \dots, x_{t+N_p|t}\}$ .

Evaluând sistemul de matrici (4.61) se poate determina că toate valorile proprii  $\lambda$  conduc la  $\lambda=1$ . Analiza stabilității necesită ca toate valorile proprii  $\lambda$  ale sistemului  $A$  să fie distincte cu  $|\lambda| < 1$ . Acest lucru poate fi asigurat prin aplicarea unui regulator de stare liniar cu un factor  $K$  de forma:

$$u(k) := -Kx(k) + \tilde{u}(k) \quad (7.34)$$

cu o nouă variabilă de intrare  $\tilde{u}(k)$  pentru  $k \geq 0$ . Astfel se obține un nou sistem de ecuații:

$$\begin{cases} x(k+1) = Ax(k) + Bu(k) = \underbrace{(A - BK)}_{=: \tilde{A}} x(k) + B\tilde{u}(k) \\ y(k) = x(k) \end{cases} \quad (7.35)$$

pentru toate  $k \geq 0$ .

Atât timp cât modelul este complet controlabil, se poate alege  $K$ , astfel încât toate valorile proprii  $\lambda$  ale  $\tilde{A}$  sunt distincte și  $0.9 \leq \lambda < 1$ . Aceasta poate fi calculată prin utilizarea funcției *place* din MATLAB.

Se poate astfel formula problema de optimizare  $\mathbf{P}$  cu  $N_c < N_p$  cum se poate observa în relația (7.36). În continuare se consideră modelul (7.35) cu matricile din relațiile (4.61)-(4.64), dar se va omite notația  $\sim$  pentru simplitate. Se vor considera constrângerile  $x_{\min}$ ,  $x_{\max}$ , matricile de ponderare nesingulare  $Q \in \mathbb{R}^{4n \times 4n}$ ,  $R \in \mathbb{R}^{n \times n}$  și  $P \in \mathbb{R}^{4n \times 4n}$  matricea de rang complet.

$$\mathbf{P} : \begin{cases} \min_U \left\{ \|P x_{t+N_p|t}\|_1 + \sum_{k=1}^{N_p-1} \|Q x_{t+k|t}\|_1 + \sum_{k=0}^{N_c-1} \|R u_{t+k}\|_1 \right\} \\ s.t. \\ x_{t|t} = x(t) \\ x_{t+k+1|t} = A x_{t+k|t} + B u_{t+k}; \forall k \geq 0, \\ u_{t+k} = 0; N_c \leq k \leq N_p - 1, \\ x_{\min} \leq x_{t+k|t} \leq x_{\max}; k = 1, \dots, N_p \end{cases} \quad (7.36)$$

Datorită faptului că în funcția de cost se folosește norma de gradul 1 aceasta prezintă două avantaje majore:

- Un vehicul din pluton reacționează doar la vehiculele precedente și nu și la cele care urmează după acesta în șir.
- O problemă de optimizare liniară necesită un timp de calcul mai scurt.

În (Bemporad et al., 2000) autorii prezintă stabilitatea asimptotică a problemei  $\mathbf{P}$  prin alegerea adecvată a matricii de pondere  $P$ . Pentru aceasta trebuie să se garanteze fezabilitatea sistemului prin alegerea unei valori a  $N_c$  suficient de mare. Cu referire la (Gilbert și Tan, 1991) se poate determina seria admisibilă cu următoarele condiții îndeplinite:

- $A$  este asimptotic stabilă (toate valorile proprii  $\lambda$  ale  $A$  sunt distincte și  $|\lambda_i(A)| < 1$  pentru  $i = 1, \dots, 4n$ ),
- $\mathbb{X}$  este mărginit,
- $0 \in \text{int}\mathbb{X}$ .

## 7.2. Modele de vehicule utilizate în controlul predictiv distribuit

Controlul predictiv bazat pe model (CPM) este o tehnică de control optimală care folosește un model dinamic pentru a prezice evoluția sistemului pe durata unui orizont de predicție viitor și folosește această predicție pentru a produce la momentul curent, cea mai bună strategie de comandă optimizând o funcție de cost specifică (Rawlings and Mayne, 2009). Din traiectoria de comandă, doar primul element se folosește ca semnal de intrare către proces. Această tehnică poartă numele de principiul orizontului alunecător (Maciejowski, 2000), deoarece orizontul de predicție alunecă pe axa temporală și întreaga procedură de calcul se repetă la fiecare perioadă de eșantionare.

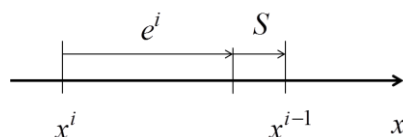
**Controlul predictiv distribuit** presupune partiționarea unui sistem de mari dimensiuni în subsisteme cuplate între ele prin dinamică (intrări sau stări) (Maxim et al., 2016). Astfel, fiecare subsistem este controlat de un regulator propriu care optimizează o funcție de cost locală considerând în problema de optimizare și informații primite de la vecini (i.e. totalitatea subsistemelor cuplate între ele).

În acest capitol este prezentată analiza literaturii de specialitate, evidențiind modelele disponibile pentru plutoanele de autovehicule, în scopul implementării controlului predictiv distribuit. Datorită particularităților acestor sisteme și anume structura în lanț a subsistemelor componente, acestea pot fi reglate prin tehnici de control predictiv distribuit. Una dintre cele mai uzuale aplicații o reprezintă controlul plutonului de autovehicule cu păstrarea unei distanțe constante între subsisteme.

Schemele de control predictiv distribuit folosite în cadrul acestor sisteme pot fi clasificate în funcție de tipul interacțiunii dintre subsisteme. Astfel, cuplajul dintre subsisteme poate fi exprimat prin introducerea unor termeni specifici în funcția cost (Dunbar, 2007) sau prin introducerea unor restricții specifice asupra stărilor sistemului (Kuwata et al., 2006).

În (Dolt and Stursberg, 2009) este prezentată o schemă de control predictiv distribuit robust aplicată plutoanelor de autovehicule în care intrarea subsistemului anterior este considerată perturbație deoarece valoarea acesteia nu este cunoscută local în cadrul fiecărui subsistem. În acest caz, problema de control predictiv este aplicată asupra sistemului nominal (fără perturbații), introducând o restricție de robustețe asupra traiectoriei predictate a stării.

În aceasta lucrare, s-a abordat problema controlului unui pluton de autovehicule păstrând constantă distanța dintre ele. Fie  $N_A$  vehicule ce se deplasează urmărind o referință. În aceste condiții, este suficientă modelarea mișcării fiecărui subsistem doar pe o singură direcție, scopul fiind ca toate vehiculele să urmărească vehiculul predecesor menținând o distanță constantă între ele notată  $S$ . Fiecare agent (i.e. regulator alocat subsistemului, care elaborează legea de control folosind informații primite de la reglatoarele subsistemelor cu care interacționează) poate măsura distanța  $d^i$  și viteza relativă  $\dot{d}^i$  a predecesorului său. Fiecare vehicul  $i$  este modelat ca dublu integrator unde mărimea de control  $u^i$  este accelerația și stările sunt poziția  $p^i$  și viteza  $v^i$ . Starea locală  $x^i$  poate fi definit eroarea  $e^i$  raportată la distanța specificată și derivate în timp a erorii, i.e.,  $x^i = [e^i \ \dot{e}^i]^T$  (vezi Fig. 7.4).



**Fig. 7.4 Modelul local al agentului  $i$ , cu  $d^i = e^i + S$ .**

Dacă sistemul în timp continuu este discretizat cu o perioadă de eșantionare  $T$ , rezultă modelul în timp discret de forma (7.37):

$$x_{k+1}^i = \begin{bmatrix} 1 & T \\ 0 & 1 \end{bmatrix} x_k^i + \begin{bmatrix} -T^2/2 \\ -T \end{bmatrix} u_k^i + \begin{bmatrix} T^2/2 \\ T \end{bmatrix} u_k^{i-1} \quad (7.37)$$

Obiectivul legii de control este aducerea ambelor stări în zero, ceea ce înseamnă că vehiculul se deplasează cu aceeași viteză ca și predecesorul său păstrând distanța constantă  $S$ .

Acest model simplificat al unui vehicul, sub forma unui dublu integrator este regăsit și în (Hong et al., 2013).

În (Fukushima et al., 2005) este prezentat un algoritm de control predictiv distribuit cu restricții impuse pentru a evita coliziunile între vehicule. În această lucrare, fiecare vehicul este modelat ca un uniciclu (i.e. un vehicul care se poate deplasa simultan în două dimensiuni: mișcare de rotație și de translație). Algoritmul de control predictiv distribuit este folosit pentru a preveni creșterea complexității problemei de optimizare, odată cu mărirea dimensiunii

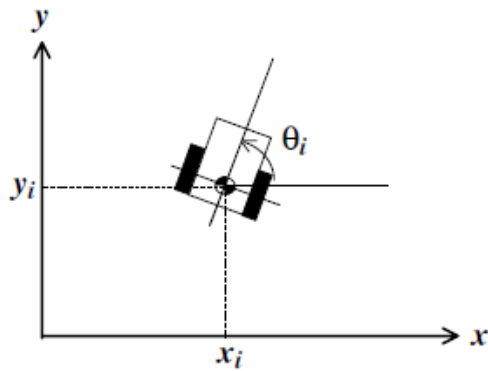


formației de vehicule. Astfel, fiecare vehicul rezolvă o problemă de optimizare locală utilizând informațiile primite de la celelalte vehicule în scopul evitării coliziunilor exprimate sub formă de restricții.

Fie un set de  $n$  vehicule de tip uniciclu indexate cu  $i = 1 \dots n$  :

$$\dot{x}_i = v_i \cos \theta_i, \quad \dot{y}_i = v_i \sin \theta_i, \quad \dot{\theta}_i = \omega_i \quad (7.38)$$

unde  $v_i$  și  $\omega_i$  sunt viteza liniară și unghiulară ale vehiculului  $i$  și  $(x_i, y_i, \theta_i)$  notează coordonatele măsurabile relativ la un sistem de coordonate global (vezi Fig. 7.5).



**Fig. 7.5 Vehicul de tip uniciclu**

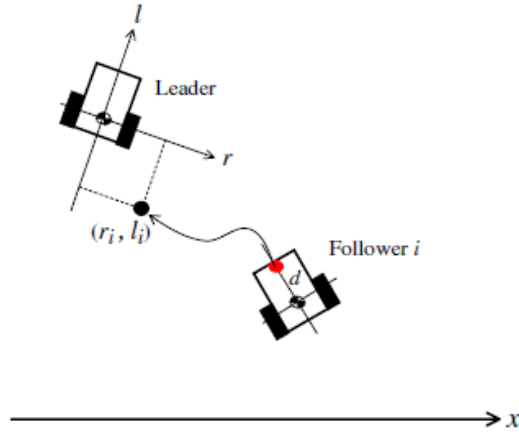
Vehiculul leader (i.e. primul vehicul din formație care nu are alt vehicul predecesor) este descris de următoarele ecuații:

$$\dot{x}_r = v_r \cos \theta_r, \quad \dot{y}_r = v_r \sin \theta_r, \quad \dot{\theta}_r = \omega_r \quad (7.39)$$

unde  $v_r$  și  $\omega_r$  sunt vitezele liniară și unghiulară și  $(x_r, y_r, \theta_r)$  notează coordonatele măsurabile relativ la un sistem de coordonate global.

Poziția vehiculului  $i$  din (2) este exprimată în sistemul de coordonate al leader-ului (3) printr-un vector constant  $(r_i, l_i)$  (vezi Fig. 7.6). Astfel, traiectoria de referință pentru vehiculului  $i$  poate fi exprimată în sistemul de coordonate global ca:

$$z_i^d := \begin{bmatrix} x_r + r_i \sin \theta_r + l_i \cos \theta_r \\ y_r - r_i \cos \theta_r + l_i \sin \theta_r \end{bmatrix} \quad (7.40)$$



**Fig. 7.6 Vehicul leader și vehicul follower**

În (7.38), vehicului  $i (= 1, \dots, n)$  este numit vehicul follower  $i$  (adică un vehicul care are un alt vehicul ca predecesor).

Scopul este de a controla poziția fiecărui vehicul follower la o distanță constantă  $d$  definit ca:

$$z_i := \begin{bmatrix} x_{vi} \\ y_{vi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_i + d \cos \theta_i \\ y_i + d \sin \theta_i \end{bmatrix} \quad (7.41)$$

raportată la traiectoria de referință  $z_i^d$  definită în (7.40), fără coliziuni.

Controlul unei formații de vehicule de tip uniciclu a fost abordată și în (Jian et al., 2009).

În (Li et al., 2013) este elaborată o strategie de control predictiv pentru a ghida un grup de vehicule follower într-o anumită regiune cu ajutorul mai multor vehicule leader. Se consideră un grup de  $N$  sisteme identice modelate folosind dinamica sistemelor liniare în timp continuu:

$$\begin{aligned} \dot{x}_i &= Ax_i + Bu_i \\ y_i &= Cx_i, \quad i = 1, \dots, N \end{aligned} \quad (7.42)$$

unde  $x_i \in R^n$ ,  $u_i \in R^p$  și  $y_i \in R^q$  sunt stările, mărimea de comandă și ieșirea măsurată a subsistemului  $i$  și matricile  $A$ ,  $B$ ,  $C$  au dimensiuni adecvate. Strategia de control a fost testată folosind în (7.42) modelul vehiculelor din platforma de testare multi-vehicul wireless elaborată de Caltech (Gupta et al., 2005):

$$\begin{aligned}
x_i &= [x_{i1} \quad x_{i2} \quad x_{i3} \quad \dot{x}_{i1} \quad \dot{x}_{i2} \quad \dot{x}_{i3}]^T \\
A &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -2.003 & -2.003 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.2003 & 0 & -0.2003 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1.6129 \end{bmatrix} \\
B &= \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0.9441 & 0.9441 \\ 0.9441 & 0.9441 \\ -28.7097 & 28.7097 \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{7.43}$$

unde  $x_{i1}$  și  $x_{i2}$  sunt pozițiile vehiculului  $i$  în coordonatele  $x$  și  $y$  respective iar  $x_{i3}$  este orientarea vehiculului  $i$ .

În (Li and Shi, 2014) este prezentat un algoritm de control predictiv distribuit robust aplicat unui grup de subsisteme neliniare cu restricții pe intrări și perturbații externe. Fiecare subsistem poate comunica cu vecinii săi (i.e. subsistemele cu care interacționează), având loc un schimb al traiectoriilor predictate de stare. Rezultatul a fost obținut modelând fiecare subsistem sub forma unui sistem masă-amortizor-arc:

$$\begin{cases} \dot{x}_{i1}(t) = x_{i2}(t) \\ \dot{x}_{i2}(t) = -\frac{k_i}{M_i} e^{-x_{i1}(t)} x_{i1}(t) - \frac{h_i}{M_i} x_{i2}(t) + \frac{u_i(t)}{M_i} + \frac{\omega_i(t)}{M_i} \end{cases} \tag{7.44}$$

unde  $x_{i1}$  este deplasarea masei,  $x_{i2}$  este viteza masei,  $k_i$  este factorul liniar al arcului,  $h_i$  este factorul de amortizare,  $M_i$  este masa,  $u_i(t)$  este forța de control și  $\omega_i$  este perturbația externă.

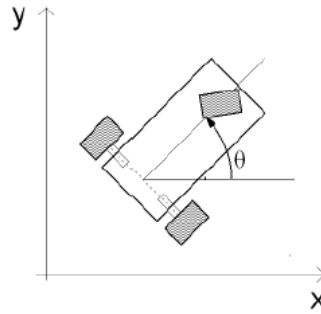
Valorile parametrilor sunt:  $h_i = 1.1 \text{Ns} / \text{s}$ ;  $M_i = 1.5 \text{kg}$ ;  $k_i = 0.25 \text{N} / \text{m}$ . Forța de control a fost limitată astfel  $u_i(t) \in [-2, 2]$ .

În (Fontes et al., 2009) este prezentată o schemă cu două nivele ierarhice pentru controlul unei formații de vehicule. În primul nivel ierarhic este utilizat un algoritm de control predictiv pentru elaborarea traiectoriei formației (i.e. calculul mărimilor de comandă) iar cel de-al doilea nivel conține regulatorul pentru controlul formației de vehicule (corectarea micilor deviații de la traiectoria de referință și menținerea distanței între vehicule). Algoritmul a fost testat pe o formație de vehicule acționate diferențial (i.e. vehicul cu două roți care are un element de execuție corespunzător fiecărei roți). Fiecare vehicul (vezi Fig. 7.7) are următorul model cinematic:

$$\begin{aligned}
\dot{x}(t) &= (u_1(t) - u_2(t)) \cos \theta(t) \\
\dot{y}(t) &= (u_1(t) - u_2(t)) \sin \theta(t) \\
\dot{\theta}(t) &= (u_1(t) + u_2(t))
\end{aligned} \tag{7.45}$$

unde  $\theta(t) \in [-\pi, \pi]$  și mărimile de comandă  $u_1(t), u_2(t) \in [-1, 1]$ .

Coordonatele  $(x, y)$  sunt poziția în plan a punctului situat la jumătatea axului ce conectează roțile și  $\theta$  este unghiul raportat la axa  $x$ . Mărimile de comandă  $u_1, u_2$  sunt vitezele unghiulare ale roții drepte respectiv stângi. Dacă se aplică aceeași viteză pe ambele roți, atunci vehiculul se deplasează în linie dreaptă (cu viteza maximă de înaintare  $u_1 = u_2 = u_{\max} = 1$ ). Vehiculul se întoarce dacă  $u_1 \neq u_2$  (e.g. dacă  $u_1 = -u_2 = 1$  atunci vehiculul se întoarce în sensul invers acelor de ceasornic în jurul punctului median al axului).



**Fig. 7.7 Vehicul acționat diferențial**

Modelul liniarizat al vehiculului se determină plecând de la presupunerea că formația se deplasează cu o viteză liniară nominală  $v_n = (u_{1n} + u_{2n})/2$  unde  $u_{1n}, u_{2n}$  sunt vitezele nominale ale roților. Fie,  $v_l$  o viteză liniară adăugată la viteza liniară nominală și  $v_\omega$  o viteză unghiulară. Totodată, se presupune că unghiul  $\theta$  este mic, astfel încât  $\cos \theta = 1$  și  $\sin \theta = \theta$ . Modelul simplificat obținut are următoarea formă:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= (v_n(t) + v_l(t)) \\ \dot{y}(t) &= (v_n(t) + v_l(t))\theta(t) \\ \dot{\theta}(t) &= v_\omega(t) \end{aligned} \quad (7.46)$$

Modelul liniarizat este obținut având axa  $z_1$  aliniată cu viteza vehiculului leader:

$$\begin{bmatrix} z_1(t+h) \\ z_2(t+h) \\ z_3(t+h) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & v_n h \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1(t) \\ z_2(t) \\ z_3(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} h & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & h \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_l(t) \\ v_\omega(t) \end{bmatrix} \quad (7.47)$$

unde  $h$  este perioada de esantionare.

Aceasta modelare a vehiculelor din pluton de tip diferentiat se regăsește și în (Young et al., 2001)

Datorită complexității algoritmului de control predictiv distribuit, cele mai uzuale modele individuale de vehicule în formație pluton regăsite în literatura de specialitate sunt simplificate de tip dublu integrator ((Dolt and Stursberg, 2009), (Hong et al., 2013)), vehicul uniciclu ((Fukushima et al., 2005), (Jian et al., 2009)), vehicul acționat diferențial ((Fontes et al., 2009), (Young et al., 2001)) sau folosind un model mai complex elaborat de Caltech ((Li et al., 2013), (Gupta et al., 2005)).

## Capitolul 8. Concluzii

Prezentul raport a avut următoarea structură. În capitolul 1 au fost prezentate obiectivele generale ale proiectului, iar în Capitolul 2 activitățile specifice obiectivului 1 corespunzător etapei 2015.

Capitolul 3 a cuprins o introducere referitoare la mai multe aspecte generale despre: vehicule autonome, motivația dezvoltării unui astfel de proiect, adaptive cruise control, plutoanele de autovehicule și sistemele de comunicații între vehicule.

În capitolul 4 au fost determinate matematic mai multe modele pentru vehicule din diverse puncte de vedere: modele care surprind dinamica laterală a vehiculului (care vor fi utilizat pentru schimbarea direcției de mers sau a benzii de circulație), modele care surprind dinamica longitudinală a vehiculului (care vor fi utilizate pentru controlul vitezei longitudinale - cruise control), modele pentru roboții mobili (ce vor fi utilizate pentru experimentele de timp real) și două modele ale unor plutoane de autovehicule.

Capitolul 5 a făcut referire la modelarea rețelelor de comunicații și a problemelor introduse de acestea utilizând două tipuri de modele pentru întârzierile variabile în timp: modelare utilizând incluziuni politopice și modelare considerându-le ca perturbații.

În capitolul 6 s-a discutat despre posibilitatea implementării reguletoarelor predictive în timp real, tipuri de arhitectura hardware folosite (implementarea reguletoarelor predictive cu FPGA, implementarea reguletoarelor predictive cu microcontrollere), particularități constructive ale roboților mobili utilizați în sisteme multi-agent sau de tip pluton și despre modelarea restricțiilor hardware ca partiții poliedrale ale spațiului stărilor

Capitolul 7 a cuprins trei metode de control pentru a se obține un comportament cât mai eficient al modelelor vehiculelor utilizate în plutoanele de autovehicule: metoda de control ce utilizează un reglator PID, reguletoare bazate pe metoda sliding mode control (SMC), reguletoare bazate pe control predictiv (MPC). În ultimul subcapitol au fost prezentate câteva modele de vehicule utilizate în controlul predictiv distribuit.

***Prin îmbinarea modelelor prezentate anterior se obține un model care surprinde atât dinamica laterală și dinamica longitudinală a autovehiculelor, cât și restricțiile introduse de comunicațiile dintre autovehiculele dintr-un pluton, precum și restricțiile hardware introduse de implementarea reguletoarelor predictive distribuite în aplicații de timp real.***

Cunoscând toate informațiile prezentate pe parcursul tuturor capitolele din acest raport putem concluziona că a fost îndeplinit obiectivul acestei etape de desfășurare a proiectului.

## Bibliografie

- Abbes A. K., F. Bouani and M. Ksouri (2011) A Microcontroller Implementation of Constrained Model Predictive Control, *World Academy of Science, Engineering and Technology*, **80**, pp. 731-738.
- Ali A., G. Garcia and P. Martinet (2013) Safe highways platooning with minimized inter-vehicle distances of the time headway policy, *Proc. of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 5<sup>th</sup> Workshop on Planning, Perception and Navigation for Intelligent Vehicles*, Tokyo, Japan.
- Ammozadeh M., Deng H., Chuah C.-N., Zhang H. M. and Ghosal D. (2015) Platoon management with cooperative adaptive cruise control enabled by VANET, *Vehicular Communications*, **2**, pp. 110-123.
- Anderson J., Kalra N., Stanley K., Sorensen P., Samaras C. and Oluwatola O. (2014) *Autonomous Vehicle Technology, A Guide for Policymakers*, RAND Corporation.
- Baca T. (2015) *Model Predictive Control of Micro Aerial Vehicle Using Onboard Microcontroller*, Master's Thesis, Faculty of Electrical Engineering, Czech Technical University in Prague.
- Bangura M. and Mahony R. (2014) Real-time Model Predictive Control for Quadrotors, *Proc. of the 19<sup>th</sup> IFAC World Congress*, Cape Town, South Africa.
- Barsk K.-J. (2012) *Model Predictive Control of a Tricopter*, PhD Thesis, Department of Electrical Engineering, Linköpings Universitet, Sweden.
- Bemporad A., Borrelli F. and Morari M. (2000) The explicit solution of constrained LP-based receding horizon control, *Proc. of the 39<sup>th</sup> IEEE Conf. on Decision and Control*, pp. 632–637.
- Bleris L.G., Vouzis P.D., Arnold M.G. and Kothare M.V. (2006) A Co-Processor FPGA Platform for the Implementation of Real-Time Model Predictive Control, *Proc. of the American Control Conference*, Minnesota, USA.
- Bouffard P. (2012) On-board Model Predictive Control of a Quadrotor Helicopter: Design, Implementation, and Experiments, *Technical Report*, Electrical Engineering and Computer Sciences University of California at Berkeley.
- Caruntu C. F.** and C. Lazar (2012) Robustly stabilising model predictive control design for networked control systems with an application to direct current motors, *IET Control Theory and Applications*, **6**, pp. 943–952.
- Caruntu C. F.** and C. Lazar (2014) Network delay predictive compensation based on time-delay modeling as disturbance, *International Journal of Control*, **87**, pp. 2012–2026.
- Caruntu C. F.**, C. Copot, C. Lazar, and R. De Keyser (2014) Longitudinal control of vehicle platoons for stop-and-go waves mitigation, *Proc. of the 18<sup>th</sup> International Conference on System Theory, Control and Computing*, Sinaia, Romania, pp. 670–675.
- Caruntu C. F.**, C. Copot, C. Lazar, and R. De Keyser (2016a) Vehicle platooning for stop-and-go waves mitigation with an application to moway mobile robots, *submitted to Robotics and Autonomous Systems journal*.
- Caruntu C. F.**, M. Lazar, and S. Di Cairano (2016b) Driveline oscillations damping: A tractable predictive control solution based on a piecewise affine model, *Nonlinear Analysis: Hybrid Systems*, **19**, pp. 168–185.
- Caruntu C. F.**, M. Lazar, S. Di Cairano, R. H. Gielen, and P. P. J. van den Bosch (2013) Lyapunov based predictive control of vehicle drivetrains over CAN, *Control Engineering Practice*, **21**, pp. 1884–1898.
- Carvalho A., Lefevre S., Schildbach G., Kong J. and Borrelli F. (2015) Automated Driving The Role of Forecasts and Uncertainty - A Control Perspective, *European Journal of Control*, **24**, pp. 14-32.

- Cloosterman M. B. G., L. Hetel, N. van de Wouw, W. P. M. H. Heemels, J. Daafouz and H. Nijmeijer (2010) Controller synthesis for networked control systems, *Automatica*, **46**, pp. 1584–1594.
- Copot C., **C. F. Caruntu**, and R. De Keyser (2016) Advanced control technique to mitigate the stop-and-go waves on a highway traffic with different vehicles, *submitted to the 9th IFAC Symposium on Intelligent Autonomous Vehicles*, Leipzig, Germany.
- Currie J., Prince-Pike A. and Wilson D.I. (2012) Auto-Code Generation for Fast Embedded Model Predictive Controllers, *Proc. of the 19<sup>th</sup> International Conference on Mechatronics and Machine Vision in Practice*, New-Zealand.
- Dolt J. and Stursberg O. (2009) Distributed predictive control of communicating and platooning vehicles, *Joint 48<sup>th</sup> IEEE Conference on Decision and Control and 28<sup>th</sup> Chinese Control Conference*, Shaanghai, China, pp. 561-566.
- Dunbar W.B. (2007) Distributed receding horizon control of dynamically coupled nonlinear systems, *IEEE Transactions on Automatic Control*, **52**(7), pp. 1249-1263.
- El-Zaher M., Dafflon B., Gechter F. and Contet J.-M. (2012) Vehicle platoon control with multi-configuration ability, *Proc. of the International Conference on Computational Science*.
- European Commission (2012) *Road Safety Newsletter: Smarter transport systems mean safer roads*, No. 8, March 2012.
- European Commission (2013) *EU transport in figures – Statistical pocketbook*, Publications Office of the European Union, Luxembourg, 2013.
- Fernandes P. and U. Nunes (2012) Platooning With IVC-Enabled Autonomous Vehicles: Strategies to Mitigate Communication Delays, Improve Safety and Traffic Flow, *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, **13**(1), pp. 91-106.
- Fontes F.A.C.C., Fontes D.B.M.M. and Caldeira A.C.D. (2009) Model predictive control of vehicle formations, *Lecture notes in control and information sciences*, Springer Berlin Heidelberg, **381**, pp. 371-384
- Fukushima H., Kon K. and Martumo F. (2005) Distributed model predictive control for multi-vehicle formation with collision avoidance constraints, *44<sup>th</sup> IEEE Conference on Decision Control and the European Control Conference*, Seville, Spain, pp. 5480-5485.
- Gacovski Z. and Deskovski S. (2014) Different Control Algorithms for a Platoon of Autonomous Vehicles, *International Journal of Robotics and Automation*, **3**(3), pp. 151-160.
- Gebrewahid E. and Jokhio F.A. (2010) *Experiments with Vehicle Platooning*, Master's Thesis in Embedded and Intelligent Systems, School of Information Science, Computer and Electrical Engineering, Halmstad University.
- Gilbert E. and Tan K. (1991) Linear systems with state and control constraints: The theory and application of maximal output admissible sets, *IEEE Transactions on Automatic Control*, **36**(9), pp. 1008–1020.
- Gray A., Ali M., Gao Y., Hedrick J.K. and Borrelli F. (2013a) A Unified Approach to Threat Assessment and Control for Automotive Active Safety, *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, **14**(3), pp. 1490-1499.
- Gray A., Gao Y., Hedrick J.K. and Borrelli F. (2013b) Robust Predictive Control for Semi-Autonomous Vehicles with an Uncertain Driver Model, *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, Gold Coast, Australia, pp. 208-213.
- Gray A., Gao Y., Lin T., Hedrick J.K. and Borrelli F. (2013c) Stochastic Predictive Control for Semi-Autonomous Vehicles with an Uncertain Driver Model, *16<sup>th</sup> IEEE Annual International Conference on Intelligent Transportation Systems*, The Hague, The Netherlands, pp. 2329-2334.

- Grüne L. and Pannek J. (2011) *Nonlinear Model Predictive Control*, Springer.
- Gupta V., Hassibi B. and Murray R. (2005) A sub-optimal algorithm to synthesize control laws for a network of dynamic agents. *Int. J. Control*, **78**(16), pp. 1302-1313.
- Han S.-Y., Y.-H. Chen, L. Wanf and A. Abraham (2013) Decentralized longitudinal tracking control for cooperative adaptive cruise control systems in a platoon, *Proc. of the IEEE Conference on Systems, Man and Cybernetics*, Manchester, UK, pp. 2013-2018.
- Hartley E.N. and Maciejowski J.M. (2013a) Graphical FPGA Design for a Predictive Controller with Application to Spacecraft Rendezvous, *Prof. of the IEEE 52nd Annual Conference on Decision and Control*, Italy, pp. 1971 - 1976.
- Hartley E.N. and Maciejowski J.M. (2013b) Predictive Control for Spacecraft Rendezvous in an Elliptical Orbit using an FPGA, *Proc. of the European Control Conference*, Switzerland, pp. 1359 - 1364.
- Hartley E.N., Jerez J.L., Suardi A., Maciejowski J.M., Kerrigan E.C. and Constantinides G.A. (2014) Predictive Control Using an FPGA With Application to Aircraft Control, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, **22**(3), pp. 1006-1017.
- Hong Y., Wang X. and Jiang Z-P. (2013) Distributed output regulation of leader-follower multi-agent systems, *Int. J. Robust. Nonlinear Control*, **23**(1), pp. 48-66.
- Huyck B., Callebaut L., Logist F., Ferreau H.J., Diehl M., De Brabanter J., Van Impe J. and De Moor B. (2012) Implementation and Experimental Validation of Classic MPC on Programmable Logic Controllers, *Proc. of the 20<sup>th</sup> Mediterranean Conference on Control & Automation*, Spain, pp. 679 – 684.
- Jerez J. L., G. A. Constantinides, E. C. Kerrigan and K.-V. Ling (2011) Parallel MPC for Real-Time FPGA-based Implementation, *IFAC World Congress*, Milano, Italy, pp. 1338-1343.
- Jerez J.L., Constantinides G.A. and Kerrigan E.C. (2012) Towards a Fixed Point QP Solver for Predictive Control, *Proc. of the 51<sup>st</sup> IEEE Conference on Decision and Control*, USA.
- Jerez J.L., Goulart P.J., Richter S., Constantinides G.A., Kerrigan E.C. and Morari M. (2014) Embedded Online Optimization for Model Predictive Control at Megahertz Rates, *IEEE Transactions on Automatic Control*, **59**, pp. 3238-3251.
- Jia D., K. Lu and J. Wang (2014). A disturbance-adaptive design for VANET-enabled vehicle platoon, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, **63**(2), pp. 527-539.
- Jian C., Sun D., Yang J. and Chen H. (2010) Leader-follower formation control of multiple non-holonomic mobile robots incorporating a receding-horizon scheme, *Int. J. Robotics Research*, **29**(6), pp. 727-747.
- Johansen T.A. (2014) Toward Dependable Embedded Model Predictive Control, *IEEE Systems Journal*.
- Johansen T.A., W. Jackson, R. Schrieber and P. Tondel (2006) Hardware Architecture Design for Explicit Model Predictive Control, *Proc. of the American Control Conference*, Minneapolis, USA.
- Kang C.M., Lee S.H. and Chung C.C. (2014) Comparative Evaluation of Dynamic and Kinematic Vehicle Models, *Proc. of 53<sup>rd</sup> IEEE Annual Conference on Decision and Control*, Los Angeles, CA, USA, pp. 648-653.
- Keskikangas A. and Sällberg G. (2014) *Designing and Implementing a Model Vehicle Platoon with Longitudinal Control*, Master's Thesis, Department of Automatic Control, Lund University, Sweden.
- Keviczky T., Falcone P., Borrelli F., Asgari J. and Hrovat D. (2006) Predictive Control Approach to Autonomous Vehicle Steering, *Proc. of the American Control Conference*, Minneapolis, MN, USA.



- Kheriji A.A., Bouani F. and Ksouri M. (2011) A Microcontroller Implementation of Constrained Model Predictive Control, *International Journal of Electrical and Electronics Engineering*, **5**(4).
- Kheriji A.A., Bouani F., Ksouri M. and Ahmed M.B. (2011) A Microcontroller Implementation of Model Predictive Control, *International Journal of Electrical, Computer, Energetic, Electronic and Communication Engineering*, **5**(5).
- Kianfar R., P. Falcone and J. Fredriksson (2014) A control matching-based predictive approach to string stable vehicle platooning, *Proc. of the 19<sup>th</sup> IFAC World Congress*, Cape Town, South Africa, pp. 10700-10705.
- Knagge G., Wills A., Mills A. and Ninness B. (2009). ASIC and FPGA Implementation Strategies for Model Predictive Control, *Proc. of the European Control Conference*, Hungary, pp. 144 – 149.
- Kong J., Pfeiffer M., Schildbach G. and Borrelli F. (2015) Kinematic and Dynamic Vehicle Models for Autonomous Driving Control Design, *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, Seoul, Korea, pp. 1094-1099.
- Kuwata Y., Richards A. and How J. (2006) Robust receding horizon control for large scale dynamically decoupled systems, *Automatica*, **42**(12), pp. 2105-2115.
- Lammert M.P., A. Duran, J. Diez, K. Burton and A. Nicholson (2014) Effect of platooning on fuel consumption of class 8 vehicles over a range of speeds, following distances and mass, *SAE International Journal on Commercial Vehicles*, **7**(2).
- Lefèvre S., Carvalho A. and Borrelli F. (2015) Autonomous Car Following: A Learning-Based Approach, *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, Seoul, Korea, pp. 920-926.
- Li H. and Shi Y. (2014) Constrained continuous-time nonlinear systems: A robustness constraint Approach, *IEEE Tran. Autom. Control*, **59**(6), pp. 1673-1678.
- Li Z., Ren W., Liu X. and Fu M. (2013) Distributed containment control of multi-agent systems with general dynamics in the presence on multiple leaders, *Int. J. Robust. Nonlinear Control*, **23**(5), pp. 534-547.
- Liu J., Peyrly H., Burgz A. and Constantinides G.A. (2014) FPGA Implementation of An Interior Point Method for High-speed Model Predictive Control, *Proc. of the 24th International Conference on Field Programmable Logic and Applications* .
- Liu X., Y. Xia, M. S. Mahmoud and Z. Deng (2010) Modeling and stabilization of MIMO networked control systems with network constraints, *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, **6**, pp. 4409–4419.
- Maciejowski J.M. (2000) *Predictive Control with Constraints*, Prentice Hall.
- Martinec D. (2012) *Distributed control of platoons of racing slot cars*, Diploma Thesis, Department of Control Engineering, Faculty of Electrical Engineering, Czech Technical University in Prague.
- Matousek P. (2011) Microprocessor System Designated for Control Pneumatic Actuator, *Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics*, **5**(2).
- Maxim A.**, C. M. Ionescu, **C. F. Caruntu**, C. Lazar, and R. De Keyser (2016) Reference tracking using a non-cooperative distributed model predictive control algorithm, *submitted to the 11th IFAC Symposium on Dynamics and Control of Process Systems, including Biosystems*, Trondheim, Norway.
- Mazzola M. and Schaaf G. (2014) Modeling and Control Design of a Centralized Adaptive Cruise Control System, *International Journal of Computer, Electrical, Automation, Control and Information Engineering*, **8**(7), pp. 1142-1146.
- Meraihi R., Senouci S.-M., Meddour D.-E. and Jerbi M. (2008) *Wireless Ad Hoc and Sensor Networks*, „Chapter 12 - Vehicle-to-Vehicle Communications: Applications and Perspectives”, pp. 315-339.

- Mohamed K., El Mahdy A. and Refai M. (2015) Model Predictive Control Using FPGA, *International Journal of Control Theory and Computer Modeling*, **5**(2).
- Monot A., N. Navet, B. Bavoux and F. Simonot-Lion (2012) Multisource software on multicore automotive ECUs – combining runnable sequencing with task scheduling, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, **59**(10), pp. 3934–3942.
- Naus G., R. Vugts, J. Ploeng, M. van de Molengraft and M. Steinbuch (2010) String-stable CACC design and experimental validation: A frequency-domain approach, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, **59**, pp. 4268–4279.
- Naus G.J.L., Ploeg J., Van de Molengraft M.J.G., Heemels W.P.M.H. and Steinbuch M. (2010) Design and implementation of parameterized adaptive cruise control: An explicit model predictive control approach, *Control Engineering Practice*, **18**, pp. 882–892.
- Nemeth B. and P. Gaspar (2011) LPV-based control design of vehicle considering road inclinations, *Proc. of the 18<sup>th</sup> IFAC World Congress*, Milano, Italy, pp. 3837–3842.
- Nguyen B.P., Ho Y., Wu Z. and Chui C.-K. (2012) Implementation of Model Predictive Control with Modified Minimal Model on Low-Power RISC Microcontrollers, *Proc. of the 3<sup>rd</sup> Symposium on Information and Communication Technology*, Vietnam, pp. 165–171.
- Novak J. and Chalupa P. (2014) Implementation of Fuzzy MPC on Embedded System. *Latest Trends on Systems*, **2**.
- Oncu S., N. van de Wouw, W. Heemels and H. Nijmeijer (2012) String stability of interconnected vehicles under communication constraints, *Proc. of the 51<sup>st</sup> IEEE Conference on Decision and Control*, Maui, Hawaii, USA.
- Özgüner Ü., Acarman T. and Redmill K. (2012) *Autonomous ground vehicles*, chapters 1,4, Artech House.
- Pacejka H. B. (2012) *Tire and Vehicle Dynamics*, Springer.
- Pacejka H.B., Bakker E. and Nyborg L. (1987) Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies, *Society of Automotive Engineers Technical Paper* 870421.
- Rajamani R. (2012) *Vehicle Dynamics and Control*, Springer.
- Rajamani R., Tan H.-S., Law B. K. and Zhang W.-B. (2000) Demonstration of Integrated Longitudinal and Lateral Control for the Operation of Automated Vehicles in Platoons, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, **8**(4), pp. 695–708.
- Rawlings J.B., and Mayne D.Q. (2009). *Model Predictive Control: Theory and Design*, Nob Hill Publishing.
- Schildbach G. and Borrelli F. (2015) Scenario Model Predictive Control for Lane Change Assistance on Highways, *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, Seoul, Korea, pp. 611–616.
- Segata M., B. Bloessl, S. Joerer, F. Dressler and R. Lo Cigno (2014) Supporting platooning maneuvers through IVC: an initial protocol analysis for the join maneuver, *Proc. of the 11<sup>th</sup> IEEE/IFIP Conference on Wireless on Demand Network Systems and Services*. Obergurgl, Austria.
- Sugiyama Y., M. Fukui, M. Kikuchi, K. Hasebe, A. Nakayama, K. Nishinari, S. Tadaki and S. Yukawa (2008) Traffic jams without bottlenecks - experimental evidence for the physical mechanism of the formation of a jam, *New Journal of Physics*, **10**, pp. 1–7.
- Swaroop D. and J. Hedrick (1996) String stability of interconnected systems, *IEEE Transactions on Automatic Control*, **41**, pp. 349–357.
- Tipsuwan, Y. and M.-Y. Chow (2003) Control methodologies in networked control systems, *Control Engineering Practice*, **11**(10), pp. 1099–1111.

- Tomizuka M., Hingwe P., Wang J.-Y. and Tai M. (2002) Intelligent control of road vehicles for automated driving: path architecture for automated highway systems and lateral guidance, *Control systems, robotics, and automation*, 20.
- Turri V., B. Besselink, J. Martensson and K.H. Johansson (2014) Fuel-efficient heavy-duty vehicle platooning by look-ahead control, *Proc. of the 53<sup>rd</sup> IEEE Conference on Decision and Control*, Los Angeles, USA.
- Vahidi A. and Eskandarian A. (2003) Research Advances in Intelligent Collision Avoidance and Adaptive Cruise Control, *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 4(3), pp. 143-153.
- Wang X.-L., C.-G. Fei and Z.-Z. Han (2010) Adaptive predictive functional control for networked control systems with random delays, *International Journal of Automation and Computing*, 8(1), pp. 62-68.
- Wills A., Mills A. and Ninness B. (2011) FPGA Implementation of an Interior-Point Solution for Linear Model Predictive Control, *Proc. of the 18<sup>th</sup> IFAC World Congress*, Milano, Italy.
- Wills A.G., Knagge G. and Ninness B. (2012) Fast Linear Model Predictive Control Via Custom Integrated Circuit Architecture, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 20(1), pp. 50-71.
- Yang N., Li D., Zhang J. and Xi Y. (2012) Model Predictive Controller Design and Implementation on FPGA With Application to Motor Servo System, *Control Engineering Practice*, 20(11), pp. 1229–1235.
- Yoon S.M., Park H.G., Ryu J.H. and Lee M.H. (2008) Lateral Control of Obstacle Avoidance for an Autonomous Vehicle with Laser Scanner, *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, Cambridge, UK, pp. 1015-1019.
- Young B.J., Beard R.W. and Kelsey J.M. (2001) A control scheme for improving multi-vehicle formation maneuvers, *Proc. of the American Control Conference*, Arlington, VA, USA, pp. 704-709.
- Zhao Y., P. Minero and V. Gupta (2012) On disturbance propagation in vehicle platoon control systems, *Proc. of the American Control Conference*, Montreal, Canada.
- Zhao Y.-B., G.-P. Liu and D. Rees (2010) Packet-based deadband control for Internet-based networked control systems, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 18, pp. 1057–1067.
- Zhou H., R. Saigal, F. Dion and L. Yang (2012) Vehicle Platoon Control in High-Latency Wireless Communications Environment: Model Predictive Control Method, *Journal of the Transportation Research Board*, 2324, pp. 81-90.
- Zometa P., M. Kogel, T. Faulwasser and R. Findeisen (2012) Implementation Aspects of Model Predictive Control for Embedded Systems, *Proc. of the American Control Conference*, Montreal, Canada, pp. 1205-1210.