# UNIVERSITETI I PRISHTINËS

## FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE

## DEPARTAMENTI I MEKATRONIKËS - MASTER

# PUNIM MASTERI

**Tema: Modelimi dhe simulimi i Varjës aktive duke shfrytëzuar algoritmin Predictive Control (H∞)**


**Mentori:**
**Prof.Asoc.Dr.Xhevahir Bajrami**

**Kandidati:**
**Bsc.Arden Bojaxhi**


**Prishtinë 2022**

**UNIVERSITETI I PRISHTINËS "HASAN PRISHTINA"**

**Fakulteti i Inxhinierisë Mekanike**

**Prishtinë**

UNIVERSITETI I PRISHTINËS "HASAN PRISHTINA"
FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE
PRISHTINË
Pranuar me: 18.10.2022
Nr. org. | Numër | Shtojca | Vlera
08 | 2157 | — | —

**Këshillit të Fakultetit të Inxhinierisë Mekanike**

**P r i s h t i n ë**

Në bazë të vendimit nr. 1162/2-1 të datës 13.09.2021, të Këshillit të Fakultetit të Inxhinierisë Mekanike në Prishtinë është formuar komisioni në përbërje:

1. Prof. Dr. Agron Pajaziti, *kryetar*
2. Prof. Asoc. Dr. Xhevahir Bajrami, *mentor*
3. Prof. Dr. Ramë Likaj, *anëtar*

Për vlerësimin e punimit Master me titull: **"Modelimi dhe simulimi i Varjës aktive duke shfrytëzuar algoritmin Predictive Control (H∞)"** – (Modeling and simulation of Active Suspension using algorithm Predictive Control (H∞)), të kandidatit Bachelor Arden Bojaxhi.

Pas kontrollimit të punimit të lartpërmendur Komisioni jep këtë:

***R A P O R T***

Punimi Master me titull: **"Modelimi dhe simulimi i Varjës aktive duke shfrytëzuar algoritmin Predictive Control (H∞)"** – (Modeling and simulation of Active Suspension using algorithm Predictive Control (H∞)) është hartuar në 7 (shtatë) kapituj dhe është ilustruar me figura dhe tabelat e nevojshme.

**Në përmbledhje/abstrakt** kandidati ka paraqitur rëndësinë e aplikimit të sistemit të Varjës Aktive tek automjetet, në theks të veçantë modelimin dhe simulimin e këtij sistemi duke shfrytëzuar algoritmin Predictive Control (H∞).Sistemi në fjalë përdoret për të optimizuar komoditetin e

udhëtimit dhe stabilitetin në rrugë. Për më tepër, është në gjendje të zvogëlojë rrotullimin e trupit të automjetit gjatë kthesës dhe për këtë arsye të mbajë një orientim optimal të gomave në lidhje me përshkrimin rrugës. Me fjalë të tjera, detyra kryesore është të shfrytëzojmë algoritmin (H∞) i cili mund të ketë sukses në stabilizimin e lëvizjes vertikale të trupit të automjetit, izolimin e forcës së transmetuar tek pasagjerët dhe gjithashtu rrit edhe përformancën e automjetit gjatë lëvizjes së tij e sidomos kur ka edhe pengesa gjatë rrugës.

***Punimi është ndarë në shtatë kapituj:***

1. **Në kapitullin e parë** është paraqitur hyrja dhe qëllimi i hulumtimit. Në hyrje të temës në formë të përgjithshme është prezantuar kuptimi i Sistemeve të Varjës Aktive, pastaj rëndësia e tyre në industrinë e makinave. Gjithashtu tregohet rëndësia e Algoritmit Predictive Control në stabilitetin dhe përformancën e automjetit përgjatë pengesave. Ndërsa si qëllim hulumtimi do jetë modelimi simulimi i varjës aktive duke përdorur algoritmin – predicitve control (H∞).
2. **Në kapitullin e dytë** është prezantuar modelimi i Varjës aktive. Do të bëhet ndërtimi ose modelimi i Varjës aktive duke gjetur ekuacionet matematikore të tij pastaj gjendet funksioni transmetues, hapësira e gjendjes me matricat përkatëse.Më tej analizohet kontrollimi i sistemit, stabiliteti, kontrollabiliteti dhe ekuacioni linear kuadratik (LQR).
3. **Në kapitullin e tretë** është paraqitur simulimin i Varjës aktive në Matlab me anë të së cilës bëhet paraqitja e modeleve simuluese të automjetit dhe paraqitja grafike e rezultateve të simulimit. Në fillim përcaktohen vlerat e parametrave përkatëse e pastaj gjenerohen ekuacionet në Matlab.
4. **Në kapitullin e katërt** është prezantuar kuptimi i përgjithshëm të algoritmit Predictive Control (H∞), pastaj analizohet kontrolli i sistemit të Varjës aktive dhe rregullimi që nënkupton përdorimin e Rregullatorit PID për të bërë rregullimin dhe kontrollimin e ngasjes së automjetit që në këtë rast sistemi e posedon një kontroller aktiv në mënyrë që të bëjë rregullimin dhe kontrollimin e lëkundjeve gjatë ngasjës së automjetit. Në fund për secilën analizë gjenden rezultatet eksperimentale ose lakoret përkatëse të simulimeve të cilat fitohen në Maltab.
5. **Në kapitullin e pestë** është prezantuar dizajnimi dhe modelimi i Varjës Aktive duke përdorur algoritmin Predicitve Control por në këtë rast do përdoret edhe domeni i

frekuencës së kufizuar. Kufizimet e domenit kohor, të cilat përfaqësojnë kërkesat e performancës për varjët e automjeteve, janë të garantuara në dizajnin e kontrolluesit. Një kontrollues i reagimit të gjendjes është projektuar nga kuadri i optimizimit të mosbarazimit të matricës lineare (LMI). Nga ISO2361, trupi i njeriut është shumë i ndjeshëm ndaj dridhjeve prej 4–8 Hz në drejtim vertikal. Prandaj, zhvillimi i kontrollit në domenin e frekuencës së kufizuar është i rëndësishëm për sistemet e varjës aktive. Në fund gjenden lakoret përkatëse të frekuencave.

6. **Në kapitullin e gjashtë** e studimit analizohet kontrolluesi i fuqishëm H∞ në sistemin e Varjes aktive me vonesë kohore të aktivizuesit (aktuatorit) nga reagimet parashikuese gjatë pengesave.Në fillim analizojmë problemin e paraqitur, dizajnohet kontrolluesi që bazohet ne parashikime, analizojmë stabilitetin e sistemit duke përdorur e algoritmit Predictive Control (H∞).Në fund paraqiten rezultatet e simulimit të përgjigjes së përplasjes gjatë pengesave dhe përgjigjes së rastësishme duke përdorur kontrolluesin H∞.
7. **Në kapitullin e shtatë** është prezantuar përfundimi i temës së Masterit ku si qëllim kemi të tregojmë rezultatet e punës dhe analizave ose të arriturat që i kemi bërë gjatë studimit të kësaj teme.

## PËRFUNDIM

Në bazë të të dhënave të përshkruara më lartë, Komisioni për Vlerësimin e punimit Master konsideron se punimi është hartuar në nivel të duhur, i pasqyruar me vizatime, diagrame dhe tabela të nevojshme. Prandaj komisioni i propozon Këshillit të Fakultetit të Inxhinierisë Mekanike në Prishtinë, që punimin Master, me titull: **"Modelimi dhe simulimi i Varjës aktive duke shfrytëzuar algoritmin Predictive Control (H∞)"** – (Modeling and simulation of Active Suspension using algorithm Predictive Control (H∞)), të kandidatit BSc. Arden Bojaxhi, ta aprovoj si punim për Master, dhe ta jep në diskutim publik.

Prishtinë, 2022

Komisioni:

Prof. Dr. Agron Pajaziti, *kryetar* _____

Prof. Asoc. Dr. Xhevahir Bajrami, mentor _____

Prof. Dr. Ramë Likaj, *anëtar* _____

# UNIVERSITY OF PRISTINA

## FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## DEPARTMENT OF MECHATRONICS - MASTER

# MASTER`S THESIS PAPER

**Theme: Modeling and simulation of Active Suspension using algorithm Predictive Control (H∞)**


**Adviser:**
**Prof.Asoc.Dr.Xhevahir Bajrami**

**Candidate:**
**Bsc.Arden Bojaxhi**


**Pristina, 2022**

# PËRMBAJTJA

**ABSTRAKT** ..... 6
**ABSTRACT** ..... 8
**LISTA E FIGURAVE** ..... 10
**LISTA E TABELAVE** ..... 12
**LISTA E SHKURTESAVE** ..... 13
**1 HYRJE** ..... 14
**1.1 Qëllimi i hulumtimit** ..... 16
**1.2 Shqyrtimi i literaturës** ..... 17
**1.3 Metodat dhe teknikat e hulumtimit** ..... 17
**1.4 Përmbajtja orientuese e punimit** ..... 18
**2. KUPTIMI I PËRGJITHSHËM I VARJËS AKTIVE** ..... 19
1.1. 2.1 Ndërtimi i varjës aktive ..... 20
1.2. 2.2 Eliminimi i Forcës së Gravitetit ..... 24
1.3 ..... 24
1.4. 2.3 Funksioni transmetues i sistemit ..... 24
1.5. 2.4 Hapësira e gjendjes ..... 25
1.6. 2.5 Kontrollimi i sistemit ..... 27
**2.5.1 Stabiliteti** ..... 27
**2.5.2 Kontrollabiliteti** ..... 27
**2.5.3 Rregullatori linear kuadratik (LQR)** ..... 28
**3. SIMULIMI I SISTEMIT NË MATLAB** ..... 29
1.7. 3.1 Modeli i papërcatuar i aktuatorit ..... 33
1.8. 3.2 Simulimi i sistemit në Matlab përmes blloqeve duke përdorur kontrolluesin ..... 34
**4 MODELIMI DHE SIMULIMI I VARJËS AKTIVE DUKE PËRDORUR ALGORITMIN PREDICITVE CONTROL (H∝)** ..... 39

1.9. 4.1 Kuptimi i përgjithshëm i Algoritmit Predictive Control (H∞) ..... 39

1.10. 4.2 Modeli Predicitve Control (Kontrolli parashikues) ..... 41

1.11. 4.3 Pjesa harduerike ..... 42

1.12. 4.3 Rezultatet eksperimentale ..... 43

1.13. 4.4 Konfigurimi i dizajnit ..... 46

1.14. 4.3 Dizajni nominal H-infinity ..... 49

1.15. 4.4 Vlerësimi i domenit kohor ..... 50

1.16. 4.5 Dizajni i përformancës së fuqishme ..... 52

**5 DIZAJNIMI DHE MODELIMI i VARJËS AKTIVE DUKE PËRDORUR ALGORITMIN *H* ∞ NË DOMENIN E FREKUENCËS SË KUFIZUAR** ..... 57

1.17. 5.1 Fromulimi i problemit ..... 58

1.18. 5.2 Dizajnimi i kontrollit ..... 59

1.19. 5.3 Dizajnimi i sistemit ..... 64

1.20. 5.4 Paraqitja e rezultateve të simulimit ..... 65

**6 KONTROLLI I FUQISHËM H∞ I SISTEMIT TË VARJËS AKTIVE ME VONESË KOHORE TË AKTIVIZUESIT NGA REAGIMET PARASHIKUESE GJATË PENGESAVE** ..... 69

1.21. 6.1 Formulimi i problemit ..... 69

1.22. 6.2 Analiza e stabilitetit ..... 74

1.23. 6.3 Dizajnimi i kontrollit të bazuar në parashikime ..... 78

**6.3.1 Përgjigja e përplasjes** ..... 80

**6.3.2 Përgjigja e rastësishme** ..... 84

**6.3.3 Kontrolli dinamik i varjës aktive me aktuator dinamik jolinear** ..... 87

**7 PËRFUNDIMI** ..... 92

**REFERENCAT** ..... 94

# ABSTRAKT

Kërkesat e performancës për varjet e avancuara të automjeteve përfshijnë: 1) izolimin e pasagjerëve nga dridhjet dhe goditjet që vijnë nga vrazhdësia e rrugës (komoditeti i udhëtimit); 2) shtypja e kërcimit të rrotave në mënyrë që të ruhet kontakti i fortë dhe i pandërprerë i rrotave me rrugën (përdorim i mirë ose mbajtje e mirë në rrugë); dhe 3) mbajtja e goditjeve të pezullimit brenda një maksimumi të lejuar[1].

Objektivi më i rëndësishëm për sistemet e varjës së automjeteve është përmirësimi i komoditetit të udhëtimit. Me fjalë të tjera, detyra kryesore është të dizenjojë një kontrollues i cili mund të ketë sukses në stabilizimin e lëvizjes vertikale të trupit të makinës dhe izolimin e forcës së transmetuar tek pasagjerët gjithashtu.

Në veçanti, varjet aktive janë diskutuar intensivisht në kontekstin e dobësimit të qëndrueshmërisë dhe shqetësimit[2]. Prandaj, vitet e fundit, gjithnjë e më shumë vëmendje i është kushtuar kontrollit H∞ përkatësisht algoritmit Predictive Control të varjeve aktive dhe janë raportuar një sërë rezultatesh të rëndësishme.

Studim i rëndësishëm është problemi i kontrollit për sistemet e varjës aktive të automjeteve në domenin e frekuencës së fundme. Performanca përdoret për të matur komoditetin e udhëtimit në mënyrë që më shumë mund të merren parasysh shqetësimet e përgjithshme të rrugës. Duke përdorur teoremën e përgjithësuar Kalman–Yakubovich–Popov (KYP), norma nga shqetësimi në daljen e kontrolluar zvogëlohet në brezin specifik të frekuencës për të përmirësuar komoditetin e udhëtimit. Krahasuar me të gjithë qasjen e frekuencës, qasja me frekuencë të kufizuar e shtyp dridhjen në mënyrë më efektive për gamën përkatëse të frekuencës. Përveç kësaj, kufizimet në domenin kohor, të cilat përfaqësojnë kërkesat e performancës për varjën aktive të automjeteve, janë të garantuara në dizajnin e kontrolluesit. Një kontrollues i reagimit të gjendjes është projektuar në kuadrin e optimizimit të pabarazisë së matricës lineare (LMI). Një model çereku i makinës me

---

[1] D. Hrovat, "Survey of advanced suspension developments and re-lated optimal control applications,"Automatica, vol. 33, no. 10, pp.1781–1817, 1997

[2] H. Du and N. Zhang, " control of active vehicle suspensions with actuator time delay," *J. Sound Vibr.*, vol. 301, pp. 236–252, 2007.

sistem të varjës aktive është analizuar në këtë përmbledhje dhe një shembull numerik është përdorur për të ilustruar efektivitetin e qasjes së propozuar në analizën e këtij studimi.

Në këtë studim, është përdorur një kontrollues H∞ me reagime të gjendjes së kujtesës të varur nga vonesa për sistemet lineare me vonesë kohore të hyrjes në prani të shqetësimeve të jashtme. Fillimisht, prezantohet një formulë e re për të marrë vektorin e parashikimit nga dinamika e sistemit dhe më pas duke përdorur këtë formulë, efekti i vonesës kohore të hyrjes në sistemin origjinal të ngadalësuar reduktohet. Për të garantuar nivelin e përcaktuar të zbutjes së shqetësimit të sistemit të mbyllur, përdoret teoria e Lyapunov-it dhe qasjet e pabarazisë së matricës lineare (LMI). Në rastin e fizibilitetit, kushte e mjaftueshme LMI sigurojnë fitimin stabilizues të kontrolluesit. Për të ilustruar efektivitetin e metodës së propozuar, bëhet zbatimi në një model çereku të makines të një sistemi me varje aktive duke marrë parasysh vonesën kohore të aktivizuesit.

# ABSTRACT

Performance requirements for advanced vehicle sus-pensions include: 1) isolating passengers from vibrationand shock arising from road roughness (ride comfort); 2) sup-pressing the hop of the wheels so as to maintain firm and unin-terrupted contact of ëheels to road (good handling or good roadholding); and 3) keeping suspension strokes within an allowablemaximum[3]

The most important objective for vehicle suspension systems is the improvement of ride comfort. In other words, the main task is to design the controller ëhich can succeed in stabilizing the vertical motion of the car body and isolating the force transmitted to the passengers as well.

In particular, active suspensions have been intensively discussed in the context of robustness and disturbance attenuation[4] Therefore, in recent years, more and more attention has been devoted to the H∞ control of active suspensions, and a number of important results have been reported.

Important study is problem of control for active vehicle suspension systems in finite frequency domain. The performance is used to measure ride comfort so that more general road disturbances can be considered. By using the generalized Kalman–Yakubovich–Popov (KYP) lemma, the norm from the disturbance to the controlled output is decreased in specific frequency band to improve the ride comfort. Compared ëith the entire frequency approach, the finite frequency approach suppresses the vibration more effectively for the concerned frequency range. In addition, the time-domain constraints, which represent performance requirements for vehicle suspensions, are guaranteed in the controller design. A state feedback controller is designed in the frameëork of linear matrix inequality (LMI) optimization. A quarter-car model with active suspension system is considered in this brief and a numerical example is employed to illustrate the effectiveness of the proposed approach.

In this study, a delay-dependent memory state-feedback H∞ controller for linear systems with input time-delay in the presence of external disturbance has been investigated. At first, a neë

---

[3] D. Hrovat, "Survey of advanced suspension developments and re-lated optimal control applications,"Automatica, vol. 33, no. 10, pp.1781–1817, 1997.

[4] H. Du and N. Zhang, " control of active vehicle suspensions with actuator time delay," *J. Sound Vibr.*, vol. 301, pp. 236–252, 2007.

formula is introduced to obtain the prediction vector from the system dynamics and then by using this formula, the effect of input time-delay on the original delayed system is reduced. To guarantee the prescribed disturbance attenuation level of the closed-loop system, Lyapunov theory and linear matrix inequality (LMI) approaches are used. In the case of feasibility, sufficient LMI conditions provide the stabilising gain of the predictor-based controller. To illustrate the effectiveness of the proposed method, it is applied to a quarter-car model of an active suspension system considering the actuator time-delay.

## LISTA E FIGURAVE

**Figura 2.1:** Sistemi i Varjës aktive .....20
**Figura 2.2:** Sistemi i dyfishtë masë-sustë-amortizues përdoret për të modeluar varjën aktive ...21
**Figura 2.3:** Skema e trupit të lirë me masë $M_s$ .....22
**Figura 2.4:** Skema e trupit të lirë me masë $M_{us}$ .....22
**Figura 3.1:** Modeli Simulink përdoret për të simuluar varjën aktive .....29
**Figura 3.2:** Simulimi i pozicionit të pllakës .....29
**Figura 3.3:** Nxitimi i trupit .....30
**Figura 3.4**: Paraqitja e pengesave të rrugës dhe zhvendosja e varjës aktive .....31
**Figura 3.5:** Diagrami i krahasimit të vlerave të aktuatorit me vlerat nominale .....33
**Figura 3.6:** Modeli Simulink përdoret për të ekzekutuar kontrolluesin në Varjën aktive .....33
**Figura 3.7:** Matja e pozicionit të pllakës me qark të hapur (varja pasive) .....34
**Figura 3.8:** Simulimi i pozicionit të pllakës me qark të hapur (varja pasive) .....34
**Figura 3.9:** Nxitimi i trupit me qark të hapur (varja pasive) .....35
**Figura 3.10:** Matja e pozicionit të pllakës me qark të mbyllur (varja aktive) .....35
**Figura 3.11**: Simulimi i pozicionit të pllakës me qark të mbyllur (varja aktive) .....36
**Figura 3.12:** Nxitimi i trupit me varje aktive .....36
**Figura 4.1:** Konfigurimi i përgjithshëm i kontrollit H∞ .....38
**Figura 4.2:** Bllok diagrami i loop-s së mbyllur me funksionet e kontrollimit dhe peshimit .....38
**Figura 4.3:** Algoritmi i Kontrollit H∞ në sistemin e varjës aktive .....39
**Figura 4.4:** Bllok diagrami i MPC .....40
**Figura 4.5:** Blloku i konfigurimit të harduerit .....41
**Figura 4.6:** Qarku i hapur i zhvendosjës së varjës aktive dhe varjës pasive.....42
**Figura 4.7:** Zhvendosja e varjës aktive dhe varjës pasive duke përdorur kontrolluesin LQR ....42
**Figura 4.8:** Zhvendosja e varjës aktive dhe varjës pasive duke përdorur kontrolluesin MPC.....43
**Figura 4.9:** Forca e aktuatorit për skemën e kontrollit të LQR dhe MPC ..... 43
**Figura 4.10:** Lëvizja e varjës aktive dhe pasive për profilin e rastësishëm të rrugës (MPC).....44
**Figura 4.11:** Kontrolli i sistemit të varjës aktive .....44
**Figura 4.12:** Kontrolli i sistemit të varjës aktive duke përdorur $H\infty$ .....45

**Figura 4.13:** Përgjigja ndaj shqetësimeve ose pengesave të rrugës .....46
**Figura 4.14:** Lakoret e udhëtimit , devijimit të varjës dhe nxitmit të automjetit .....48
**Figura 4.15:** Përshkrimi i rrugës dhe nxitimit të automjetit ..... 49
**Figura 4.16:** Lakoret e devijimit të varjës dhe forcës së kontrollit ..... 50
**Figura 4.17:** Kontrollimi i lëvizjes së automejtit duke përdorur kontrolluesin e fuqishëm Krob .....52
**Figura 4.18:** Lakoret gjatë përplasjes rrugore dhe kontrollimi i tyre përmes kontrolluesit të balancuar nominal .....53
**Figura 4.19:** Lakoret gjatë përplasjes rrugore dhe kontrollimi i tyre përmes kontrolluesit të fortë balancues .....53
**Figura 5.1:** Përgjigja e frekuencës së nxitimit vertikal të trupit .....62
**Figura 5.2:** Përgjigja në domenin e kohës së përshpejtimit vertikal të trupit për sistemin e varjës aktive .....63
**Figura 5.3:** Përgjigja e kufizimeve në domenin kohor për sistemin e varjës aktive .....64
**Figura 6.1:** Struktura ekuivalente e kontrollit .....67
**Figura 6.2:** Modeli i qerekut të automjetit me varje aktive .....73
**Figura 6.3:** Nxitimi i masës së sustës .....76
**Figura 6.4:** Devjimi i varjës .....76
**Figura 6.5**: Devijimi i gomës .....76
**Figura 6.6:** Arritjet e kontrollit .....77
**Figura 6.7:** Nximti i masës së trupit .....77
**Figura 6.8:** Devijimi i varjës .....78
**Figura 6.9**: Devijimi i gomave .....78
**Figura 6.10:** Arritjet e kontrollit .....78
**Figura 6.11**: Shembuj të profileve të rrugëve të kategorisë D (të dobët) dhe të kategorisë E (shumë të dobët) .....80
**Figura 6.12:** Fitimi i gjendjes së qëndrueshme të aktuatorit .....84
**Figura 6.13:** Struktura ekuivalente e kontrollit me dinamikë jolineare të aktuatorit .....85
**Figura 6.14:** Përshpejtimi i masës së sustës, devijimi i varjës dhe devijimi i gomave me dinamikë jolineare të aktivizuesit; me vijë të plotë (kontrollues I), vijë e ndërprer (pasive) .....85

**Figura 6.15:** Presioni i ngarkesës, hapja e valvulës së bobinës dhe përpjekjet e kontrollit me dinamikë jolineare të aktuatorit .....86

## LISTA E TABELAVE

**Tabela 3.1:** Vlerat e parametrave të varjës aktive .....28

**Tabela 5.1:** Parametrat e modelit varjës aktive të çerekut të automjeti .....61

**Tabela 6.1:** Vlerat e parametrave të sistemit të varjës së çerekut të automjetit .....74

**Tabela 6.2:** Matricat e fitimit për vonesa të ndryshme kohore .....74

**Tabela 6.3:** Konsumi i energjisë i kontrollerëve aktive .....79

**Tabela 6.4:** Konsumi i energjisë dhe vlerat RMS të përshpejtimit të masës së sustës, devijimit të varjës dhe devijimit të gomave për vonesa të ndryshme kohore ($S_g(\Omega_0) = 256$ x $10^{-6}\ m^3$) ....81

**Tabela 6.5:** Konsumi i energjisë dhe vlerat RMS të përshpejtimit të masës së sustës, devijimit të varjës dhe devijimit të gomave për vonesa të ndryshme kohore ($S_g(\Omega_0) = 1024$ x $10^{-6}\ m^3$) ..82

**Tebela 6.6:** Vlerat e parametrave të sistemit të modelit të aktivizuesit jolinear .....84

## LISTA E SHKURTESAVE

ASS – Sistemet e varjës aktive

LQR – Rregullatorit Linear Kuadratik

LMI – Mosbarazimi i matricës lineare

KYP – Teoremën e përgjithësuar Kalman–Yakubovich–Popov

MPC – Modeli Predictive Control

DAQ – Njësia e përvetësimit të të dhënave

RMS – Rrënja mesatare katrore

Kapitulli

1

# 1 HYRJE

Sistemet e varjës aktive (ASS)[5][6] kanë qenë objekt i shumë zhvillimeve në industrinë e makinave gjatë dekadave. Për të siguruar një udhëtim komod dhe mbajtje në rrugë për ngasje, ASS kontrollon në mënyrë aktive lëvizjen vertikale të rrotave kur ndryshon terreni i rrugës. Prandaj, ASS zvogëlon në mënyrë aktive dridhjet e rrugës dhe u jep pasagjerëve një përvojë më të qetë udhëtimi sesa sistemet e varjës pasive/konvencionale, sepse dizajni i një sistemi të varjës pasive komprometon midis tre kritereve kontradiktore: trajtimi i rrugës, transporti në rrugë dhe komoditeti i pasagjerëve[7].Për të përmirësuar trajtimin e rrugës dhe komoditetin e pasagjerëve,sistemi i varjës aktive përdor aktivizues (aktuator) për të siguruar forcë shtesë midis masës së sustës dhe rrotave për të kontrolluar qëndrimin e automjetit. Aktuatorët më të përdorur për një system të varjës aktive janë aktivizuesit pneumatikë, elektromagnetikë linearë ose hidraulikë. Për një konfigurim klasik dhe konvencional, këta aktivizues zakonisht janë të dizajnuar për t'u përdorur në amortizues të përbashkët të sustës për të krijuar një varjës aktive, i cili jep një forcë vertikale shtesë midis shasisë dhe rrotave.

---

[5] Gohrle, C.; Schindler, A.; Wagner, A.; Sawodny, O. Design and vehicle implementation of preview active suspension controllers. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.* **2014**, *22*, 1135–1142. [**Google Scholar**] [**CrossRef**]

[6] Cao, D.; Song, X.; Ahmadian, M. Editors' perspectives: road vehicle suspension design, dynamics, and control. *Veh. Syst. Dyn.* **2011**, *49*, 3–28. [**Google Scholar**] [**CrossRef**]

[7] Patil, S.A.; Joshi, S.G. Experimental analysis of 2 DOF quartercar passive and hydraulic active suspension systems for ride comfort. *Syst. Sci. Contr. Eng. Open Access J.* **2014**, *2*, 621–631. [**Google Scholar**] [**CrossRef**]

Një sistem i varjës mund të përdoret për të optimizuar komoditetin e udhëtimit dhe mbajtjen në rrugë. Për më tepër, është në gjendje të zvogëlojë rrotullimin e trupit të automjetit gjatë kthesës dhe për këtë arsye të mbajë një orientim optimal të gomave në lidhje me përshkrimin rrugës.

Megjithatë, përgjithësisht një pezullim aktiv konsumon një sasi të konsiderueshme energjie. Vitet e fundit janë bërë shumë përpjekje për t'u zhvilluar modele për sistemet e varjës dhe për të përcaktuar specifikimet e projektimit që pasqyrojnë objektivat kryesore që duhen marrë parasysh. Në këtë kuptim, komoditeti i udhëtimit, aftësia për të mbajtur rrugën, devijimi i varjës dhe ngopja e aktivizuesit janë faktorë të rëndësishëm që duhen trajtuar nga çdo skemë kontrolli. Për shembull, rritja e komfortit të udhëtimit rezulton në goditje më të madhe të varjës dhe amortizimit më të vogël në modalitetin e lëvizjes me rrota. Prandaj, dizajni i varjës së automjetit kërkon një kompromis midis komoditetit të udhëtimit dhe kontrollit të automjetit[8]. Objektivi më i rëndësishëm për sistemet e varjës së automjeteve është përmirësimi i komoditetit të udhëtimit. Me fjalë të tjera, detyra kryesore është të dizenjojë një kontrollues i cili mund të ketë sukses në stabilizimin e lëvizjes vertikale të trupit të makinës dhe izolimin e forcës së transmetuar tek pasagjerët.Modeli i Kontrollit Parashikues (Predictive Control) është një strategji e avancuar kontrolli që është e përshtatshme për problemet e kontrollit optimal me shumë synime me hyrje të shumta dhe dalje të shumta që është aplikuar në shumë fusha. Ky punim paraqet një metodë optimale të projektimit të kontrollit të bazuar në modelin për sistemin e Varjës aktive, duke përfshirë ndërtimin e strukturës së kontrollit, përcaktimin e gjendjeve hyrëse dhe dalëse të sistemit dhe kufizimet e sinjaleve. Në punim janë paraqitur edhe shembuj simulues të sistemeve të kontrollit me parametra specifikë. Gjithashtu rezultatet e simulimit tregojnë efektivitetin e metodës analizuese. Performanca H∞ përdoret për të matur komoditetin e udhëtimit në mënyrë që të merren parasysh shqetësimet më të përgjithshme të rrugës. Duke përdorur lemën e përgjithësuar Kalman-Yakubovich-Popov (KYP), norma nga shqetësimi në daljen e kontrolluar ulet brezi specifik i frekuencës për të përmirësuar komoditetin e udhëtimit. Krahasuar me të gjithë qasjen e frekuencës, qasja e frekuencës së fundme shtyp dridhjen në mënyrë më efektive për gamën përkatëse të frekuencës.Gjithashtu Qasja H∞

[8] Weichao Sun, Huijun Gao, *Senior Member, IEEE*, and Okyay Kaynak, *Fellow, IEEE,* Finite Frequency H∞ Control for Vehicle Active Suspension Systems

përdoret për të analizuar dhe për të sintetizuarkontrollorët që arrijnë një nivel optimal të zbutjes së shqetësimit si dhe garanton stabilitetit të sistemit me varje aktive.

## 1.1 Qëllimi i hulumtimit

Si qëllim hulumtimi do jetë modelimi simulimi i varjës aktive duke përdorur algoritmin – predicitve control (H∞).

- Pjesa e parë ka të bëjë me modelimin e varjës aktive.Do të bëhet ndërtimi ose modelimi i Varjës aktive duke gjetur ekuacionet matematikore të tij pastaj gjendet funksioni transmetues, hapësira e gjendjes me matricat përkatëse.Më tej analiohet kontrollimi i sistemit, stabiliteti, kontrollabiliteti dhe ekuacioni linear kuadratik (LQR).
- Pjesa e dytë paraqet simulimin e Varjës aktive në Matlab me anë të së cilës bëhet paraqitja e modeleve simuluese të automjetit dhe paraqitja grafike e rezultateve të simulimit.
- Pjesa e tretë analizon kuptimin e përgjithshëm të algoritmit Predictive Control (H∞), pastaj analizohet kontrolli i sistemit të Varjës aktive dhe rregullimi që nënkupton përdorimin e Rregullatorit PID për të bërë rregullimin dhe kontrollimin e ngasjes së automjetit që në këtë rast sistemi e posedon një kontroller aktiv në mënyrë që të bëjë rregullimin dhe kontrollimin e lëkundjeve gjatë ngasjës së automjetit.Në fund për secilën analizë gjenden lakoret përkatëse të simulimeve të cilat bëhen në Maltab.
- Pjesa e katërt dhe më e rëndësishme është modelimi dhe simulimi i varjës aktive duke përdorur algoritmin predictive control (H∞) në domenin e frekuencës së kufizuar.Bëhet dizajnimi i sistemit të Varjës Aktive duke përdorur algoritmin Predictive Control (H∞) dhe në fund gjejmë lakoret përkatësisht përgjgjet përkatëese të sistemit të Varjës aktive gjatë kufizimeve ose pengesave duke përdorur H∞ .
- Pjesa e pestë e studimit analizon kontrolluesin e fuqishëm H∞ në sistemtin e Varjës aktive me vonesë kohore të aktivizuesit (aktuatorit) nga reagimet parashikuese gjatë pengesave.Në fillim analizojmë problemin e paraqitur, dizajnojmë kontrolluesin që bazohet ne parashikime, analizojmë stabilitetin e sistemit duke përdorur e algoritmit

Predictive Control (H∞).Në fund paraqesim rezultatet e simulimit të përgjigjes së përplasjës gjatë pengesave dhe përgjigjes së rastësishme duke përdorur kontrolluesin H∞.

Për të gjitha këto pika të lartëpërmendura do të bëjmë fjalë më detajisht në vazhdim.

## 1.2 Shqyrtimi i literaturës

Për këtë punim do të jetë i nevojshëm edhe shqyrtimi i literaturës. Literatura e shqyrtuar kryesisht do të jetë në mënyrën se si modelohet varja aktive duke filluar nga ekuacionet matematikore e deri te simulimi në Maltab.Gjithashtu është e nevojshme që të shqyrtohet literatura për të parë se si cilat janë metodat më të mira që ta simulojmë sistemin e varjës aktive.Qëllimi kryesor është që të shqyrtohet literatura lidhur me algoritmin Predictive Control H∞ ku duhet te ndalemi dhe ta analizojmë këtë pjesë më detajisht.

Përmes shqyrtimit të literaturës do jemi në gjendje të marrim njohuri dhe të analizojmë sistemin në fjalë e posaqërisht të analizojmë sistemin duke përdorur algoritmin Predictive Control (H∞) që më pastaj të gjejmë edhe rezultatet konkrete të simulimit,

Ky punim ka rëndësi të veçantë dh rezultatet e nxjerrura tregojnë përformancën e sistemit të varjës tek automjetet.

## 1.3 Metodat dhe teknikat e hulumtimit

Qëllimi në këtë temë është studimi,analiza si dhe modelimi dhe simulimi i varjës aktive duke përdorur algoritmin-predictive control(H∞). Disa nga metodat që do të hulumtohen janë: metoda e analizës së varjës aktive, metoda e modelimit me anë të ekuacione matematikore, metoda e simulimit, paraqitja e diagrameve të lakoreve, metoda e analizës së algoritmit Predictive Control H∞ dhe paraqitja e rezultateve ose lakoreve.Duke përdorur metoda dhe teknika të ndryshme do të jemi në gjendje që të zgjedhim se cilat metoda janë më efektive për modelimin dhe studimin e Varjës aktive.

## 1.4 Përmbajtja orientuese e punimit

Përmbajtja e e punimit bazohet në disa pika krysore e ato janë:

1. Hyrje
2. Kuptimi i përgjithshëm i sistemit të Varjës aktive dhe dizajnimi i tij
3. Simulimi i sistemit në Maltab
4. Rregullimi i sistemit
5. Modelimi dhe simulimi i Varjës aktive duke përdorur algoritmin Predictive Control $H\infty$
6. Përfundimi
7. Literatura

Kapitulli

2

# 2. KUPTIMI I PËRGJITHSHËM I VARJËS AKTIVE

Varja aktiv është një platformë ideale për të mësuar sfidat e kontrollit aktiv për një model çereku të makinës. Ky konfigurim u ofron studentëve të inxhinierisë mekanike mësime unike, praktike, të rëndësishme për industrinë e sotme të automobilave.Sistemi i varjës aktive mund të parandalojë udhëtimin e varjës nën një ngarkesë të ndryshme, teorikisht pa konsumuar energji. Prandaj, është jashtëzakonisht i përshtatshëm për nivelin e një makine gjatë përshpejtimit, frenimit dhe kthesës, ose për t'u kujdesur për ndryshimet e ngarkesës statike. Për më tepër, do të nxirren edhe modelet matematikore të sistemit që mund të përdoren nga një kontrollues për të stabilizuar makinën makinën ose për të përmirësuar nivelin e rehatisë gjatë ngasjës. Sistemi i varjës aktive prezanton mundësinë për të rregulluar konfigurimin e varjës sipas llojit të situatës së drejtimit dhe për të individualizuar karakteristikat e trajtimit dhe nivelin e komoditetit të automjetit.

Eksperimenti i varjës aktive mëson teknologjinë më të fundit që ka sjellë në jetë një gjeneratë të re automjetesh. Teknologjia e varjës aktive përdoret në industrinë e automobilave për të kontrolluar vazhdimisht lëvizjen vertikale të rrotës së automjetit duke përdorur një aktivizues të kontrolluar në mënyrë aktive të vendosur në boshtin e varjës. Teknologji të ngjashme janë përdorur edhe në karrocat e trenave për të përmirësuar sjelljen e lakimit të trenit dhe uljen e përshpejtimit të perceptuar nga pasagjerët.

## 1.1. 2.1 Ndërtimi i varjës aktive

Pezullimi aktiv përbëhet nga tre masa, ose pllaka.Secila masë rrëshqet përgjatë boshteve prej çeliku inoks duke përdorur kushineta lineare dhe mbështetet nga një grup sustash, siç tregohet në Figurën 2.1. Masa e sipërme (blu) përfaqëson trupin e mjetit të mbështetur mbi varje, i njohur gjithashtu si masa e sustës. Masa e mesme (e kuqe) i korrespondon njërës prej gomave të automjetit, ose masës së pandërprerë. Më në fund, masa e poshtme (argjendi) simulon rrugën. Masa e sipërme është e lidhur me një motor DC me cilësi të lartë përmes një kapaku për të imituar një sistem të varjës aktive që mund të kompensojë në mënyrë dinamike lëvizjet e paraqitura nga rruga. Pllaka e poshtme drejtohet nga një motor i fuqishëm DC i lidhur me një vidhë (dado) plumbi dhe një sistem transmetimi kabllor. Përdoret për të simuluar profile të ndryshme të rrugëve.Parametrat e performancës përfshijnë:

- Komforti i Udhëtimit - lidhet me lëvizjen e trupit të automjetit të ndjerë nga pasagjerët. Mund të matet duke përdorur ose përshpejtuesin që është montuar në pllakën e sipërme ose koduesin (për një matje të drejtpërdrejtë të pozicionit).
- Udhëtimi me varje - i referohet zhvendosjes relative midis trupit të automjetit dhe gomës dhe kufizohet brenda një diapazoni të lejuar lëvizjeje. Kjo mund të matet duke përdorur koduesin e varjës që është montuar në kapak.
- Trajtimi në rrugë - lidhet me forcat e kontaktit ndërmjet sipërfaqes së rrugës dhe gomave të automjetit dhe varet nga devijimi i gomave. Devijimi i gomave është zhvendosja relative midis gomës dhe rrugës dhe mund të matet duke përdorur të gjithë koduesit.

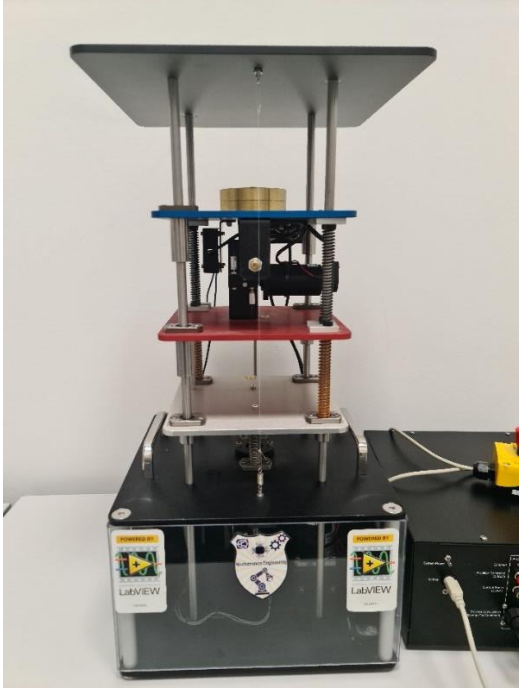


**Figura 2.1:** Sistemi i Varjës aktive [Laboratori i Mekatronikës]

Qëllimi i Varjës aktive është të hartojë dhe zbatojë një kontrollues të reagimeve për një model të çerekut të makinës.

Masa e sustës, $\boldsymbol{M_s}$ , përfaqëson masën e trupit të automjetit, ndërsa masa e pandërprerë, $\boldsymbol{M_{us}}$, përfaqëson gomën në modelin e çerekut të makinës.

Susta $\boldsymbol{K_s}$ dhe amortizuesi $\boldsymbol{B_s}$ mbështesin peshën e trupit mbi gomë. Susta $\boldsymbol{K_{us}}$ dhe amortizuesi $\boldsymbol{B_{us}}$ modelojnë ngurtësinë e gomës në kontakt me rrugën. Një kontrollues LQR mund të përdoret për të optimizuar një sërë parametrash të performancës në modelin çerek makinë. Në këtë qasje, kriteret e performancës formulohen në një model matematikor. Kjo paraqitje matematikore më pas optimizohet duke marrë parasysh kufizimet e aktivizuesit të kontrollit.Më poshtë kemi paraqitur modelin e varjës aktive me të gjitha këto që i treguam më lartë.

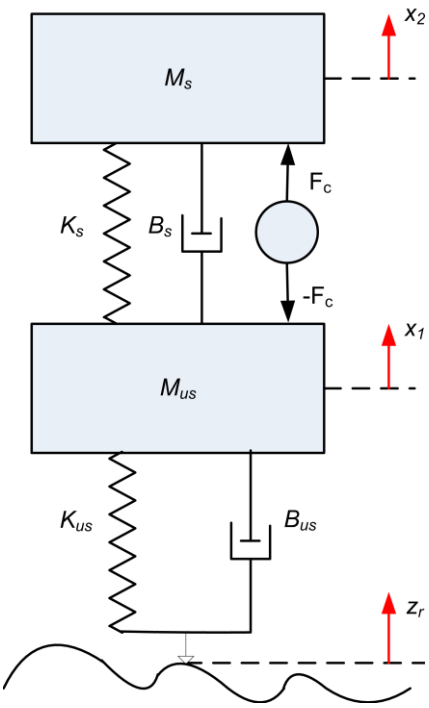


**Figura 2.2:** Sistemi i dyfishtë masë-sustë-amortizues përdoret për të modeluar varjën aktive [2]

Në këtë analizë do të nxirren ekuacionet e përgjithshme dinamike të Sistemit të varjës Aktive. Metoda e Diagramit të Trupit të Lirë përdoret për të përftuar dinamikën e sistemit si një model damperi me susta me masë të dyfishta. Ky diagram është ilustruar në figurën 2. Në këtë qasje, dy hyrjet në sistem konsiderohen të jenë komandat e kontrollit të varjës aktive $Fc$ dhe pozicioni i sipërfaqes së rrugës $z_r$. Për më tepër, se kornizat e referencës në figurën 2.1 përdoren për të zgjedhur koordinatat e përgjithësuara, p.sh. $x_1$ dhe $x_2$. Koordinata e përgjithësuar $x_1$ përfaqëson zhvendosjen e gomave dhe $x_2$ përfaqëson zhvendosjen e trupit të automjetit.

Në vazhdim ndajmë masat e trupit veç e veç për të gjetur ekiacionet e nxitimeve $\ddot{x}_1$ dhe $\ddot{x}_2$.Masa e trupit $M_s$ është paraqitur më poshtë.

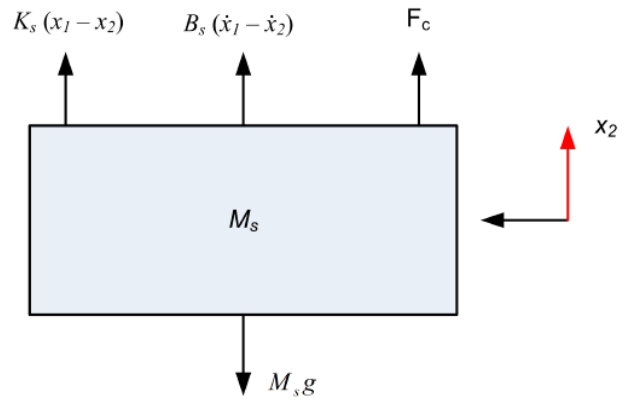


**Figura 2.3:** Skema e trupit të lirë me masë $M_s$ [2]

Forcat që aplikohen në trup janë:

Forca e sustës $\boldsymbol{K_s}$ , forca amortizuese $\boldsymbol{B_s}$ , forca e Active-suspension $\boldsymbol{F_c}$ dhe forca e gravitetit $\boldsymbol{M_s \cdot g}$.

Ekuacioni i nxitimit do të jetë:

$$\ddot{x}_2 = -g + \frac{F_c}{M_s} + \frac{B_s \dot{x}_1}{M_s} - \frac{B_s \dot{x}_2}{M_s} + \frac{K_s x_1}{M_s} - \frac{K_s x_2}{M_s} \qquad (1)$$

Në të njejtën mënyrë lirojmë edhe masën e trupit të dyte $M_{us}$ sin ë vijim:

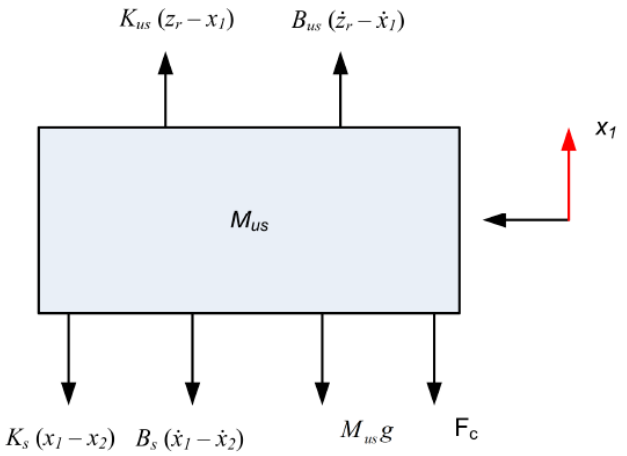


**Figura 2.4:** Skema e trupit të lirë me masë $M_{us}$ [2]

Ekuacioni i nxitimit për trupin e dytë $M_{us}$ do të jetë:

$$\ddot{x}_1 = -g - \frac{F_c}{M_{us}} - \frac{(B_s + B_{us})\dot{x}_1}{M_{us}} + \frac{B_s \dot{x}_2}{M_{us}} + \frac{B_{us} \dot{z}_r}{M_{us}} - \frac{(K_{us} + K_s) x_1}{M_{us}} + \frac{K_s x_2}{M_{us}} + \frac{z_r K_{us}}{M_{us}} \qquad (2)$$

## 1.2. 2.2 Eliminimi i Forcës së Gravitetit

Matematikisht se forca e gravitetit ndryshon vetëm pikat e ekuilibrit të varjës aktive dhe nuk ndikon në dinamikën e sistemit. Në pikën e ekuilibrit statik, dmth $x_1 = x_{eq1}$; $x_2 = x_{eq2}$, të gjitha derivatet e $x_1$ dhe $x_2$ të çdo rendi janë zero. Gjithashtu siperfaqja e rruges $z_r$, të gjitha derivatet e tij dhe forca e kontrollit $F_c$ janë zero. Zëvendësimi i këtyre ndryshimeve në ekuacionet 1 dhe 2 do të sjellë rezultatet e mëposhtme:

$$K_s x_{eq1} - K_s x_{eq2} + M_{us} g + x_{eq1} K_{us} = 0$$

$$M_s g + K_s x_{eq2} - K_s x_{eq1} = 0$$

Si rezultat, pikat e ekuilibrit për shkak të gravitetit do të jenë:

$$x_{eq1} = -\frac{g(M_s + M_{us})}{K_{us}}$$

$$x_{eq2} = -\frac{g(M_s K_{us} + K_s M_s + K_s M_{us})}{K_{us} K_s}$$

Për të eliminuar forcat e gravitetit nga ekuacionet e lëvizjes, aplikojmë ndryshimin e mëposhtëm të variablave në ekuacionet e lëvizjes:

$$x_1 = z_{us} - \frac{g(M_s + M_{us})}{K_{us}} \qquad x_2 = z_s - \frac{M_s g}{K_s} - \frac{g(M_s + M_{us}}{K_{us}}$$

$$\dot{x_1} = \dot{z_u} \qquad \dot{x_2} = \dot{z_s}$$

$$\ddot{x_1} = \ddot{z_{us}} \qquad \ddot{x_2} = \ddot{z_s} \tag{3}$$

Duke zëvendësuar ndryshimet e variablave në 3 në sistemin me varje aktive, marrim ekuacionet e mëposhtme ku efekti i gravitetit është eliminuar nga ekuacionet. Me fjalë të tjera, pozicioni i sustave, d.m.th., $z_{us} = 0$ , $z_s = 0$, do të jetë pika e ekuilibrit të sistemit.

$M_{us}\ddot{z}_{us} = -B_s\dot{z}_{us} - B_{us}\dot{z}_{us} - F_c + B_s\dot{z}_s + B_{us}\dot{z}_r - (z_{us} - z_s)K_s - (z_{us} - z_r)K_{us}$

$M_s\ddot{z}_s = B_s\dot{z}_{us} + F_c - B_s\dot{z}_s - (z_s - z_{us})\, K_s$

## 1.3.

## 1.4. 2.3 Funksioni transmetues i sistemit

Për ta shqyrtuar funksionin transmetues të sistemit në fjalë nisemi nga ekuacioni i përgjithshëm:

$$det(sI - A) = 0$$

Ku $det$ përcakton funksionin transmetues;

$s$ paraqet operatorin e Laplasit; dhe

$I$ paraqet matricën.

$A$ paraqet matricën e hapësirës së gjendjës.

Ekuacioni karakteristik i varjës aktive është sin ë vijim:

$$det(sI - A) = \frac{1}{M_s M_{us}}(s^4 M_s M_{us} + s^3 M_s B_s + s^3 M_s B_{us} + s^2 M_s K_{us} + B_s s^3 M_{us} + B_s s^2 B_{us} + sB_s K_{us} + K_s s^2 M_{us} + K_s s B_{us} + K_s K_{us} + K_s s^2 M_s$$

Funksionet e transferimit për sitemin në fjalë mund të llogariten si më poshtë bazuar në paraqitjen e hapësirës së gjendjes së sistemit:

$C(sI - A)^{-1}B + D$

Më poshtë, janë nxjerrë funksionet e transferimit për të gjitha kombinimet e dy hyrjeve dhe dy daljeve të varjës aktive.

$$\left(\frac{z_s - z_{us}}{\dot{z}_r}\right) = -sM_S(K_{us} + sB_{us})/(s^4 M_s M_{us} + (M_s B_{us} + B_s M_{us} + M_s B_s)s^3 + (M_s K_{us} + B_s B_{us} + K_s M_s + K_s M_{us})s^2 + (K_s B_{us} + B_s K_{us})s + K_s K_{us}$$

$$\left(\frac{z_s - z_{us}}{F_c}\right) = ((M_{us} + M_s)s^2 + sB_{us} + K_{us})/(s^4 M_s M_{us} + (M_s B_{us} + B_s M_{us} + M_s B_s)s^3 + (M_s K_{us} + B_s B_{us} + K_s M_s + K_s M_{us})s^2 + (K_s B_{us} + B_s K_{us})s + K_s K_{us}$$

$$\left(\frac{\ddot{z}_s}{\dot{z}_r}\right) = s(B_s s^2 B_{us} + (K_s B_{us} + B_s K_{us})s + K_s K_{us})/\ (s^4 M_s M_{us} + (M_s B_{us} + B_s M_{us} + M_s B_s)s^3 + (M_s K_{us} + B_s B_{us} + K_s M_s + K_s M_{us})s^2 + (K_s B_{us} + B_s K_{us})s + K_s K_{us}$$

$$\left(\frac{\ddot{z}_s}{F_c}\right) = s^2(s^2 M_{us} + sB_{us} + K_{us})/(s^4 M_s M_{us} + (M_s B_{us} + B_s M_{us} + M_s B_s)s^3 + (M_s K_{us} + B_s B_{us} + K_s M_s + K_s M_{us})s^2 + (K_s B_{us} + B_s K_{us})s + K_s K_{us}$$

## 1.5. 2.4 Hapësira e gjendjes

Për të hartuar dhe zbatuar një kontrollues të gjendjes kthyese për një sistem, një paraqitje në hapësirën e gjendjes së atij sistemi duhet të derivohet.Matricat e hapësirës së gjendjës, sipas përkufizimit, paraqesin një grup ekuacionesh diferenciale lineare që përshkruajnë dinamikën e

sistemit. Meqenëse dy ekuacionet e lëvizjës të sistemit të pezullimit aktiv duhet të jenë tashmë linearë dhe të pandryshueshëm në kohë, ato mund të shkruhen nën përfaqësimin hapësirës së gjendjës si më poshtë:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

$$y = Cx + Du$$

Qasja e hapësirës së gjendjes është një mënyrë e përshtatshme për të modeluar modelin varjës aktive të makinës me hyrje dhe dalje të shumta. Gjendjet mund të përcaktohen në mënyrë që ato të pasqyrojnë parametrat e performancës së sistemit që duhet të optimizohen.

Për shkak të ekzistencës së katër elementëve të ruajtjes së energjisë në modelin e sistemtit të varjës aktive, duhet të përcaktohen katër gjendje për sistemin. Të katër gjendjet e variablave, dy hyrjet në sistem dhe dy daljet mund të përcaktohen si më poshtë:

$$x = \begin{bmatrix} z_s - z_{us} \\ \dot{z}_s \\ z_{us} - z_r \\ \dot{z}_{us} \end{bmatrix}, u = \begin{bmatrix} \dot{z}_r \\ F_c \end{bmatrix}, y = \begin{bmatrix} z_s - z_{us} \\ \ddot{z}_s \end{bmatrix}$$

Ku gjendja e parë përfaqëson devijimin ose udhetimin e varjës active. Gjendja e dytë është shpejtësia vertikale e trupit të automjetit. Gjendja e tretë paraqet devijimin e gomave që është një masë e trajtimit të rrugës. Gjendja e katërt është shpejtësia vertikale e gomave. Hyrja e parë në sistem është shpejtësia e sipërfaqes së rrugës. Hyrja e dytë është veprimi i kontrollit që do të projektohet më vonë.Dalja e parë e matur i sistemit është udhëtimi i varjës. Duke supozuar se trupi i automjetit është i pajisur me një akselerometër, dalja e dytë e matur e sistemit do të jetë nxitimi i trupit. Duke përdorur ekuacionet e përcaktuara të lëvizjeve mund të llogariten matricat A, B, C dhe D si më poshtë:

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{B_s}{M_s} & 0 & \frac{B_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{M_{us}} & \frac{B_s}{M_{us}} & -\frac{K_{us}}{M_{us}} & -\frac{B_s+B_{us}}{M_{us}} \end{bmatrix} \qquad B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{M_s} \\ -1 & 0 \\ \frac{B_{us}}{M_{us}} & -\frac{1}{M_{us}} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{B_s}{M_s} & 0 & \frac{B_s}{M_s} \end{bmatrix}, \qquad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{M_s} \end{bmatrix}$$

## 1.6. 2.5 Kontrollimi i sistemit

Ekziston një kërkesë e madhe për komoditet më të mirë të lëvizjes dhe menaxhim të automjeteve rrugore. Asnjë sistem i varjës nuk mund të minimizojë plotësisht të gjitha parametrat e performancës njëkohësisht  të paraqitura më lartë. Sidoqoftë, në krahasim me sistemin e vajrës pasive, një varje i kontrolluar në mënyrë aktive, d.m.th varja aktive, mund të shfrytëzohet për të arritur një shkëmbim më të mirë të mundshëm midis masave të performancës. Në këtë analizë, do të hetohen efektet e kontrollit të Rregullatorit Linear Kuadratik (LQR). Në këtë qasje sistematike, parametrat e performancës si dhe kufizimet e aktivizuesit do të përcaktohen në një masë kuadratike e cila më vonë optimizohet. Fitimi optimal më pas mund të përdoret në një kontrollues të reagimit të gjendjes ku supozohet se gjendjet janë të matshme.

### *2.5.1 Stabiliteti*

Stabiliteti i një sistemi mund të përcaktohet nga polet e tij, si:

- Sistemet e qëndrueshme kanë pole vetëm në rrafshin e majtë,
- Sistemet e paqëndrueshme kanë të paktën një pol në rrafshin e djathtë ose më shumë në boshtin imagjinar,
- Sistemet margjinalisht të qëndrueshme kanë një pol në boshtin imagjinar dhe polet e tjera në rrafshin e majtë.

Polet janë rrënjët e ekuacionit karakteristik të sistemit. Nga hapësira e gjendjes, ekuacioni karakteristik i sistemit mund të gjendet duke përdorur

$$\det(sI - A) = 0$$

### *2.5.2 Kontrollabiliteti*

Nëse hyrja e kontrollit, $u$, e një sistemi mund të marrë çdo ndryshore të gjendjes, $x_i$ ku $i = 1 = 1\ldots\ n$, nga një gjendje fillestare në një gjendje përfundimtare, atëherë sistemi është i kontrollueshëm, përndryshe është i pakontrollueshëm.

Sistemi është i kontrollueshëm nësë vargu i matricës së tij është i kontrollueshëm, pra

$$T = [B\ AB\ A^2B \ldots A^nB]$$

është e barabartë me numrin e gjendjeve në system

$$rank(T) = n$$

### *2.5.3 Rregullatori linear kuadratik (LQR)*

Nëse (A,B) janë të kontrollueshme, atëherë metoda e optimizimit të Rregullatorit Linear Kuadratik mund të përdoret për të gjetur një fitim kontrolli të reagimit.Nisemi nga ekuacioni

$J = \int_0^\infty x(t)' Q_x\,(t) + RF_c(t)^2 dt \quad 2.22$

Ku x(t) përmban gjendjet aktuale të sistemit të përcaktuara në ekuacionin 2.10. Indeksi i performancës $J$ penalizon gjendjet e sistemit, d.m.th., udhëtimin e varjës dhe devijimin e gomave si dy masat e performancës, si dhe shpejtësinë e trupit dhe shpejtësinë e gomave përmes matricës së peshës Q. Matrica e peshimit Q përcakton rëndësinë relative të çdo gjendjeje. Faktori i shkallëzimit merret parasysh gjatë zgjedhjes së matricës Q.Gjithashtu pasqyron kufizimet e kontrollit duke penalizuar inputin e kontrollit përmes shtimit të peshës R.

Në varjën aktiv, veprimi i kontrollit është $F_c$. Kështu, matrica përkatëse A dhe vektori B që korrespondojnë me këtë veprim kontrolli janë si më poshtë

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -1 \\ -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{B_s}{M_s} & 0 & \frac{B_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{M_{us}} & \frac{B_s}{M_{us}} & -\frac{K_{us}}{M_{us}} & -\frac{B_s+B_{us}}{M_{us}} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M_s} \\ 0 \\ \frac{1}{M_{us}} \end{bmatrix} \qquad 2.23$$

Ky model u përdor për të aksesuar kontrollueshmërinë e sistemit dhe për të nxjerrë përfitimet e duhura të kontrollit të reagimit.

Zgjidhja e problemit të optimizimit në ekuacionin 2.22 është $F_c = -Kx$. Duke pasur parasysh këtë ligj të kontrollit, hapësira e gjendjes në ekuacionin 2.23 bëhet:

$$\begin{aligned} x &= Ax \dot{+} B(-Kx) \\ &= (A - BK)x \end{aligned}$$

Kapitulli

3

# 3. SIMULIMI I SISTEMIT NË MATLAB

Për të bërë simulinin e sistemit të varjës aktive dhe për ti gjeneruar ekuacionet në Matlab duhet të fillojmë nga përcaktimi i vlerave të parametrave përkatës.

| **Parametrat** | | **Vlerat e parametrave** |
|---|---|---|
| $\boldsymbol{M_s}$ | Masa e sustës | 2.45 kg |
| $\boldsymbol{M_{us}}$ | Masa pa sustë | 1 kg |
| $\boldsymbol{K_s}$ | Ngurtësia e sustës | 900 N/m |
| $\boldsymbol{K_{us}}$ | Ngurtësia e gomës | 1250 N/m |
| $\boldsymbol{B_s}$ | Koeficioenti i amortizimit të natyrshëm  të varjës | 7.5 Nsec/m |
| $\boldsymbol{B_{us}}$ | Koeficioenti i amortizimit të brendshëm të gomave | 5 Nsec/m |

**Tabela 3.1:** Vlerat e parametrave të varjës aktive

Në këtë seksion, ne do të përdorim diagramin Simulink të paraqitur në figurën 3.1 për të simuluar sistemin me varje aktive. Modeli Simulink përdor kontrollin e reagimit të gjendjes, me fitimin e reagimit K të gjetur duke përdorur komandën e Matlabit LQR.

Për të bërë simulimin e sistemit duhet ti ndjekim disa hapa si në vijim:

1. Sigurohuni që matricat e peshimit LQR në setup_as.m janë vendosur në

$$Q = \begin{bmatrix} 450 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 30 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.01 \end{bmatrix} \text{ dhe } R = 0.01$$

2. Gjenerojmë fitimin

$$K = [24.66 \quad 48.87 \quad -0.47 \quad 3.68]$$

3. Hapim fushëveprimin e pozicionit të pllakës, *Simulation zr_zs_zus.*
4. Hyrja e rrugës është një sinjal në formë katrori me një amplitudë prej 0,01 m dhe frekuencë prej 0,3 Hz
5. Fushëveprimi duhet të shfaqë një përgjigje të ngjashme me Figurën 3.2. Kontrolluesi i ciklit të mbyllur aktivizohet 5 sekonda pas përgjigjes.

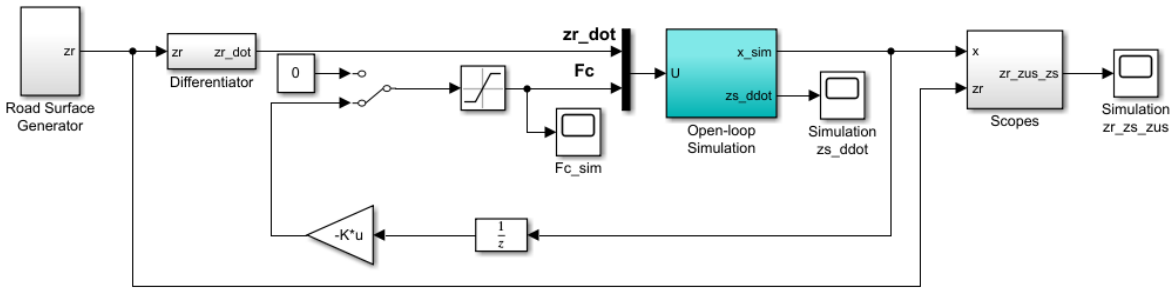


**Figura 3.1:** Modeli Simulink përdoret për të simuluar varjën aktive

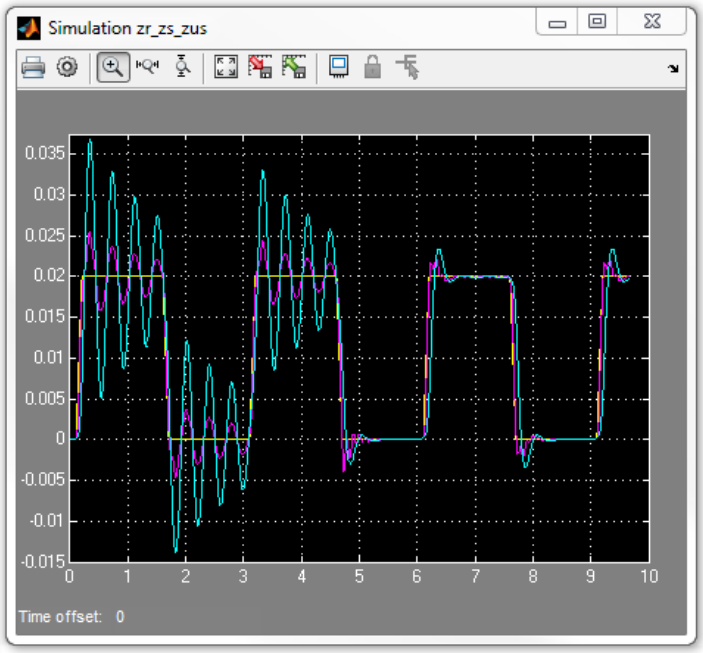


**Figura 3.2:** Simulimi i pozicionit të pllakës

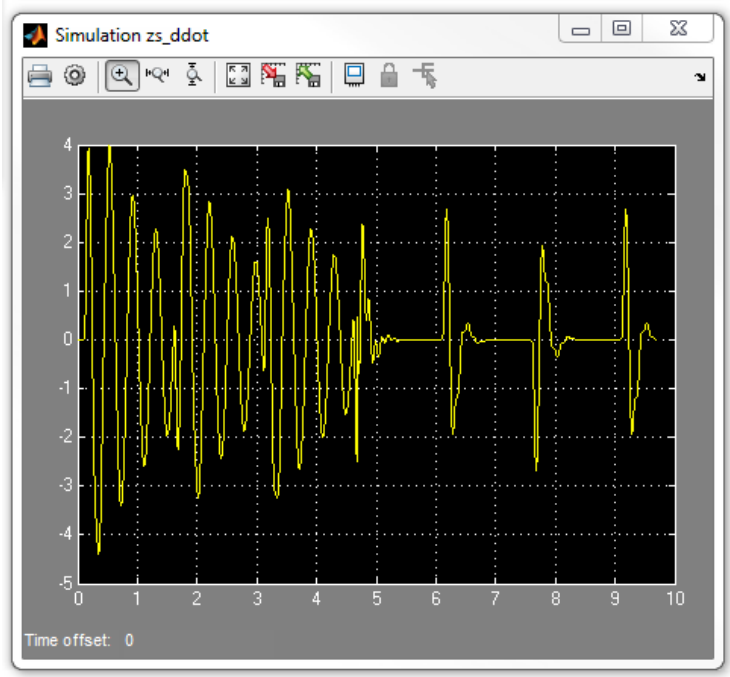


**Figura 3.3:** Nxitimi i trupit

Vlerat përkatëse të parametrave i paraqesim në Matlab si në vijim

% Physical parameters
$mb = 2.45;$ % kg
$mw = 60;$ % kg
$ks = 900;$ % N/m
$kt = 1250;$ % N/m
$bs = 7.5;$ % Nsec/m
$bus = 5;$ % Nsec/m

Paraqitja e matricave:

```
% State matrices
A = [ 0 1 0 -1; [-ks -bs 0 bs]/mb ;
      0 0 0 1; [ks bs –kt –bs+bus]/mw];
B = [ 0 0; 0 1/mb; -1 0 ; [bus -1]/mw];
C = [1 0 0 0; [-ks –bs 0 bs]mb ];
D = [0 0; 0 1/mb];


qcar = ss(A,B,C,D);
qcar.StateName = {'body travel (m)';'body vel (m/s)';...
          'wheel travel (m)';'Wheel vel (m/s)'};
qcar.InputName = {'zr';'Fc'};
qcar.OutputName = {'xb';'sd';'ab'};
```

Funksioni i transferimit të aktivizuesit në lëvizjen e trupit dhe përshpejtimin e një boshti imagjinar zero me frekuencë natyrore 56,27 rad/s. Kjo quhet frekuenca e kërcimit të gomave.

```
tzero(qcar({'xb','ab'},'fs'))
```

ndërsa rezultati do të jetë si në vijim:

```
ans = 2×1 complex
  -0.0000 +56.2731i
  -0.0000 -56.2731i
```

Në mënyrë të ngjashme, funksioni i transferimit nga lëvizësi në devijimin e pezullimit ka një bosht imagjinar zero me frekuencë natyrore 22,97 rad/s. Kjo quhet frekuenca e hapësirës së zhurmës.

```
zero(qcar('sd','fs'))
ans = 2×1 complex
   0.0000 +22.9734i
   0.0000 -22.9734i
```

Çrregullimet e rrugës ndikojnë në lëvizjen e makinës dhe pezullimin. Komoditeti i pasagjerit shoqërohet me përshpejtimin e vogël të trupit.

Udhëtimi i lejueshëm i varjës kufizohet nga limitet në zhvendosjen e aktivizuesit.Në vazhdim paraqesim diagramin gjatë pengesave të rrugës dhe forcës e aktivizuesit deri te nxitimi i trupit dhe zhvendosja e varjës aktive.

```
bodemag(qcar({'ab','sd'},'r'),'b',qcar({'ab','sd'},'fs'),'r',{1 100});
legend('Road disturbance (r)','Actuator force (fs)','location','SouthWest')
title({'Gain from road dist (r) and actuator force (fs) ';
       'to body accel (ab) and suspension travel (sd)'})
```

Me gjenerimin e kodit në Maltab paraqitet diagrami si në vijim

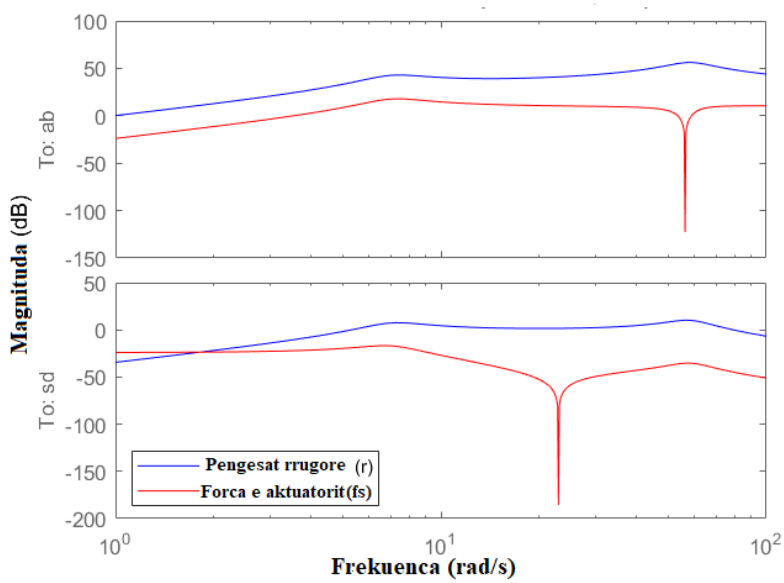


**Figura 3.4:** Paraqitja e pengesave të rrugës dhe zhvendosja e varjës aktive [3]

## 1.7. 3.1 Modeli i papërcatuar i aktuatorit

Aktuatori hidraulik i përdorur për kontrollin aktiv të pezullimit është i lidhur midis masës së trupit $m_b$ dhe masës së montimit të rrotave $m_w$. Dinamika nominale e aktuatorit përfaqësohet nga funksioni i transferimit të rendit të parë 1/(1+s/60) me një zhvendosje maksimale prej 0,05 m.

```
ActNom = tf(1,[1/60 1]);
```

Ky model nominal përafron vetëm dinamikën e aktuatorit fizik.Mund të përdorën disa modele të aktuatorëve për të llogaritur gabimet e modelimit, ndryshueshmërinë në modelet e aktuatorit dhe çerekut të makinës. Në frekuencë të ulët, nën 3 rad/s, modeli mund të ndryshojë deri në 40% nga vlera e tij nominale. Rreth 3 rad/s, variacioni i përqindjes fillon të rritet. Pasiguria kalon 100% në 15 rad/s dhe arrin 2000% në afërsisht 1000 rad/s. Funksioni i peshimit $W_{unc}$ përdoret për të moduluar sasinë e pasigurisë së frekuencës duke gjeneruar kodet ne Maltab si në vijim:

```
Ëunc = makeweight(0.40,15,3);
unc = ultidyn('unc',[1 1],'SampleStateDim',5);
Act = ActNom*(1 + Wunc*unc);
Act.InputName = 'u';
Act.OutputName = 'fs';
```

Rezultati “Act” është një model i pasigurt i hapësirës së gjendjës të aktuatorit.Në vazhdim paraqesim përgjigjen Bode të 20 vlerave të mostrës së aktuatorit dhe krahasohet me vlerën nominale.Kodi që duhet të gjenerohet është:

```
rng('default')
```

```
bode(Act,'b',Act.NominalValue,'r+',logspace(-1,3,120))
```

pasi të gjenerojmë kodin në Matlab do të paraqitet diagrami

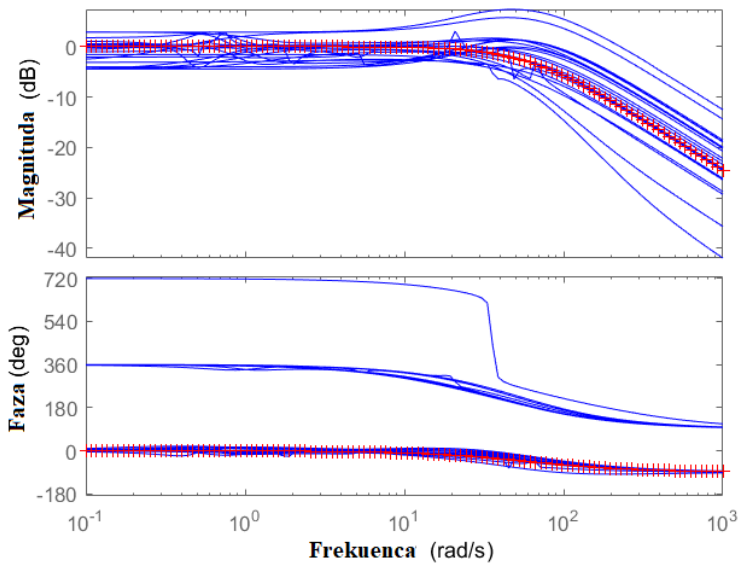


**Figura 3.5:** Diagrami i krahasimit të vlerave të aktuatorit me vlerat nominale [3]

## 1.8. 3.2 Simulimi i sistemit në Matlab përmes blloqeve duke përdorur kontrolluesin

Në vazhdim do të përdorim diagramin Simulink të paraqitur në Figurën 3.4 duke përdorur kontrolluesinn e qarkut të mbyllur të sistemit të varjës aktive.

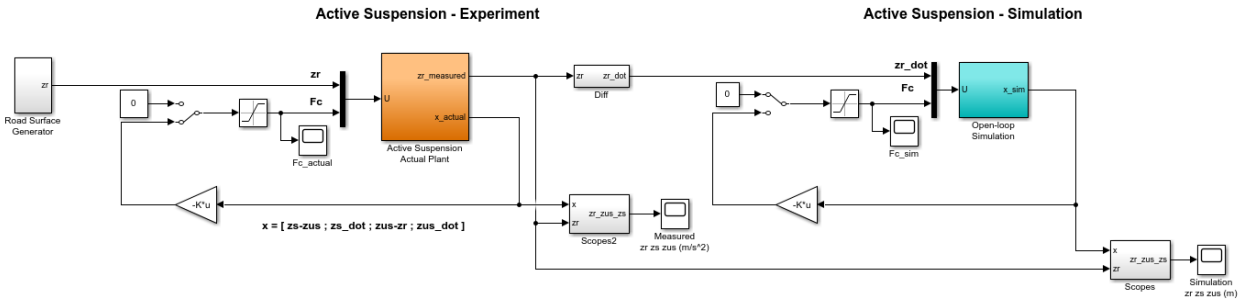


**Figura 3.6:** Modeli Simulink përdoret për të ekzekutuar kontrolluesin në Varjën aktive

Në vijim gjejmë përgjigjet e simulimit ose lakoret e qarkut të hapur (open-loop) të varjës pasive duke filluar me pozicionin e matur të pllakës, simulimin e pozicionit të pllakës dhe nxitimin e trupit.

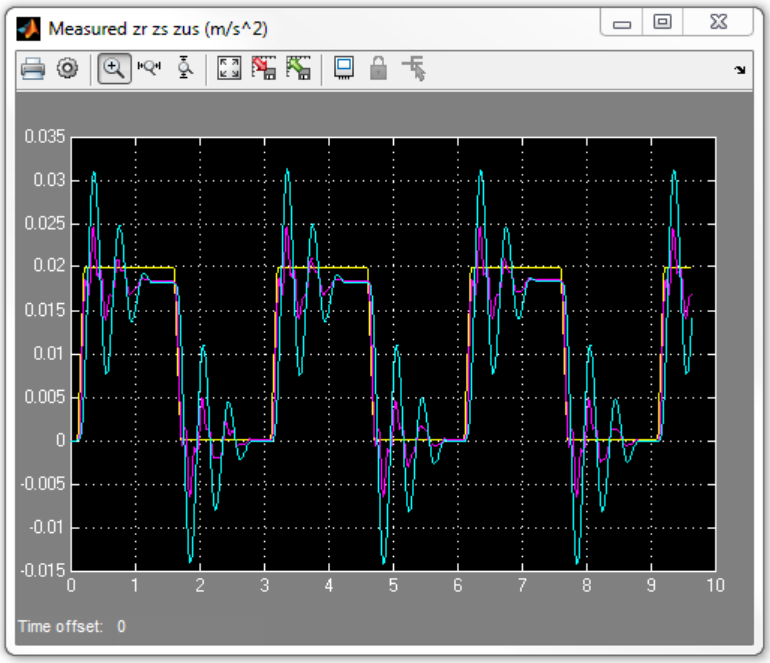


**Figura 3.7:** Matja e pozicionit të pllakës me qark të hapur (varja pasive)

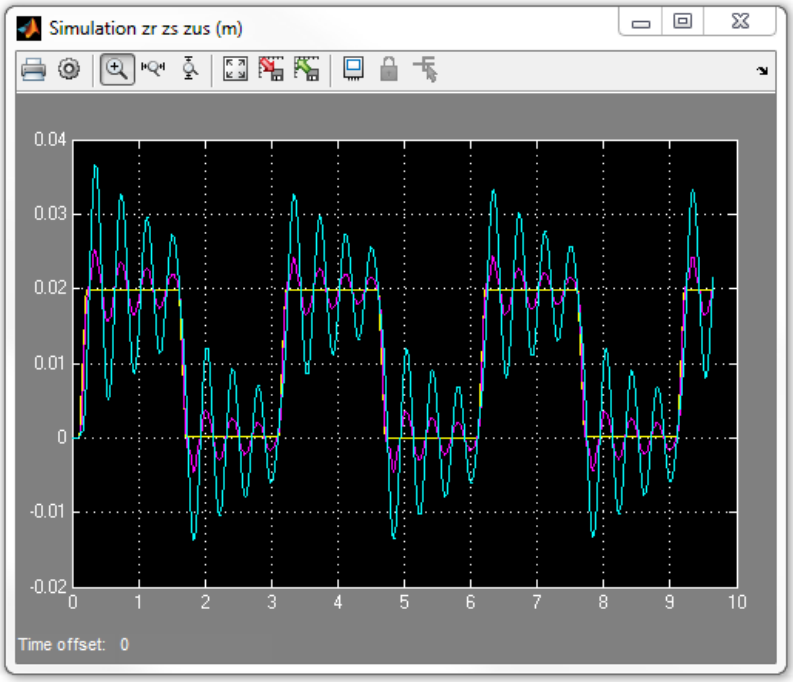


**Figura 3.8:** Simulimi i pozicionit të pllakës me qark të hapur (varja pasive)

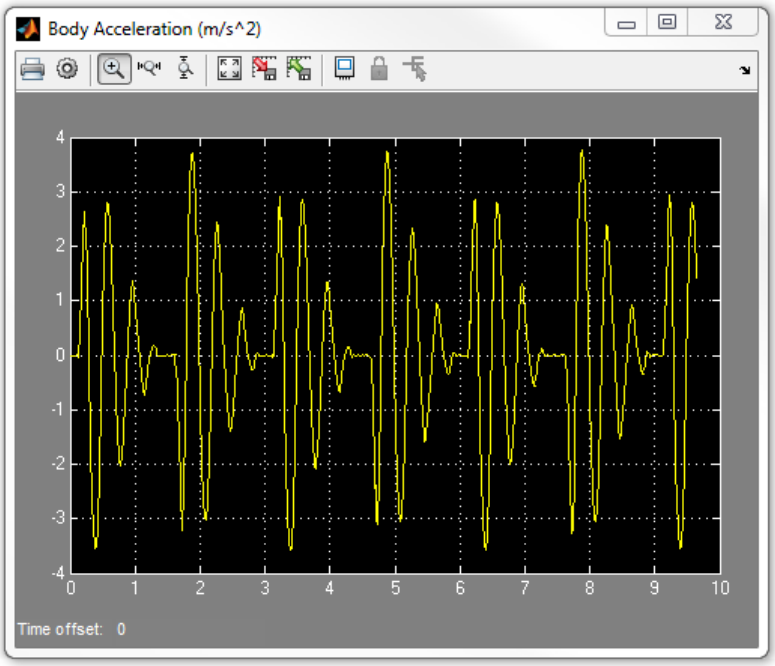


**Figura 3.9:** Nxitimi i trupit me qark të hapur (varja pasive)

Përgjigjën e qarkut të mbyllur të sistemit (Varjës aktive) mund ta gjejmë duke kaluar në kontrollin e qarkut të mbyllur (varjës aktive) përmes blloqeve të ndërrimit manual.Pas simulimit gjejmë pozicionin e matur të pllakës, simulimin e pozicionit të pllakës dhe nxitimin e trupit dhe bëhet krahasimi me simulimet e varjës pasive.

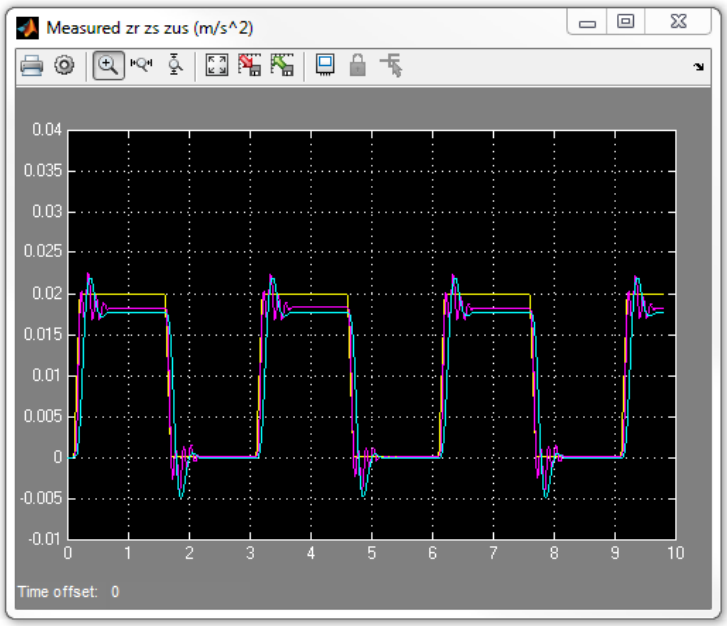

**Figura 3.10:** Matja e pozicionit të pllakës me qark të mbyllur (varja aktive)

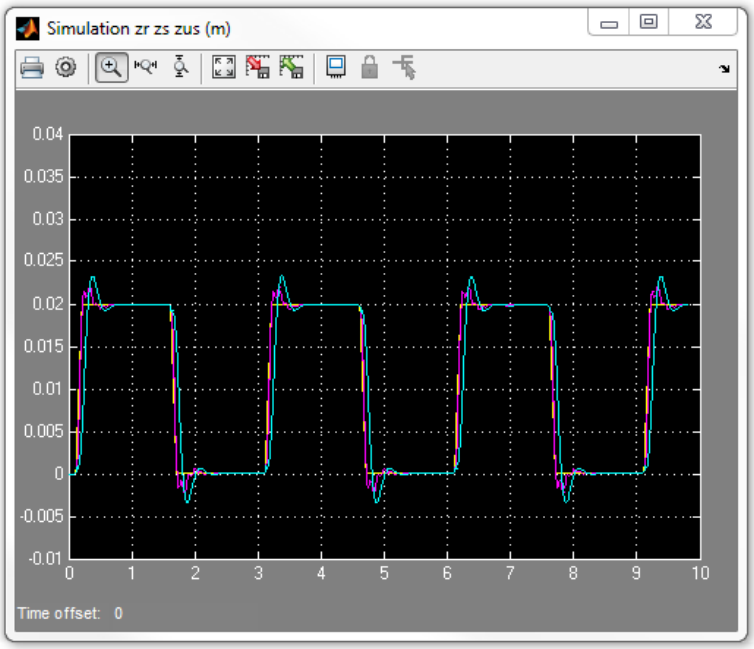


**Figura 3.11:** Simulimi i pozicionit të pllakës me qark të mbyllur (varja aktive)

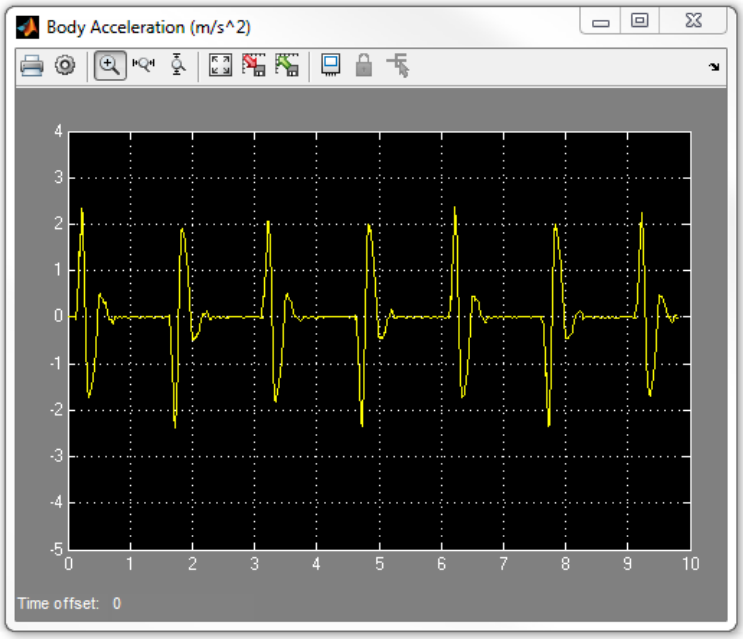


**Figura 3.12:** Nxitimi i trupit me varje aktive

Duke u bazuar në rezultatet e simulimit shohim së stabiliteti i trupit është shumë më i madh më varjën aktive.

Kapitulli

# 4

# 4 MODELIMI DHE SIMULIMI I VARJËS AKTIVE DUKE PËRDORUR ALGORITMIN PREDICITVE CONTROL (H∝)

## 1.9. 4.1 Kuptimi i përgjithshëm i Algoritmit Predictive Control (H∞)

Problemi i kontrollit H∞ mund të deklarohet si në vijim.Duke pasur parasysh një matricë reale racionale të transferimit $P(s)$, të quajtur impianti, dhe një hapësirë K të matricave reale të transferimit racional $K(s)$, të quajtur hapësira e kontrolluesit, atëherë karakterizohet dhe llogaritet një zgjidhje optimale K $*$ ∈ K në programin e mëposhtëm të optimizimit:

$$\text{minimize } |T\omega \rightarrow z(P,K)|\infty$$

$$\text{subject } to\ K\ stabilizes\ P\ intenally$$

Këtu funksioni objektiv është norma H∞ e kanalit të performancës me lak të mbyllur

$$Tw \ \rightarrow \ z\ (P,K)$$

Ndërsa zgjedhja e hapësirës së kontrolluesit $K$ është çelësi për zgjidhjen e duhur të problemit

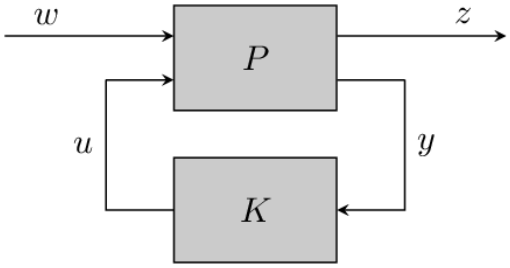

**Figura 4.1**: Konfigurimi i përgjithshëm i kontrollit H∞ [12]

Metoda H-∞ përdoret në teorinë e kontrollit për të aktivizuar kontrolluesin që arrijë stabilizimin me performancë të garantuar. Për të përdorur metodat H∞ një projektues kontrolli shpreh problemin e kontrollit si një problem optimizimi matematikor dhe më pas gjen kontrolluesin që zgjidh këtë optimizim.

Teknikat H∞ përfshijnë nivelin e kuptimit matematikor të nevojshëm për t'i zbatuar ato me sukses dhe nevojën për një model të arsyeshëm të sistemit që do të kontrollohet.

Bllokdiagrami i loop-s së mbyllur (closed loop) me funksionet e kontrollorit dhe peshës është paraqitur në figurën 4.2.

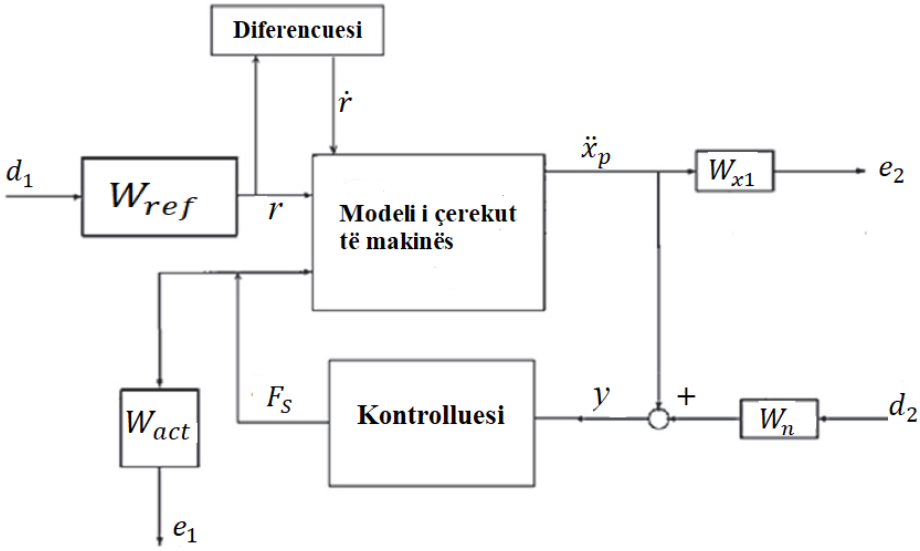


**Figura 4.2:** Bllok diagrami i loop-s së mbyllur me funksionet e kontrollimit dhe peshimit. [16]

$\ddot{x}_p$ është sinjali i matur i daljes ose reagimit. Kontrolluesi vepron në këtë sinjal për të prodhuar inputin e kontrollit në modelin e varjës.

Blloku $W_n$ shërben për modelimin e zhurmës së sensorit gjatë matjes.

$W_{ref}$ është përdorur për të modeluar shqetësimet ose pengesat në rrugë.

Blloku $W_{act}$ rregullon madhësinë dhe përmbajtjen e frekuencës së forcës.

$W_{x1}$ ka për qëllim të mban të vogël funksionin e transferimit të nxitimit në kufijtë e kërkuar të frekuencës.

Kontrolluesi $H\infty$ në rastin tone ka për qëllim që të përmirësojë performancën e varjës aktive të çerekut të automjetit. Në përputhje me rrethanat, sistemi tregohet në formën e bllok-diagramit

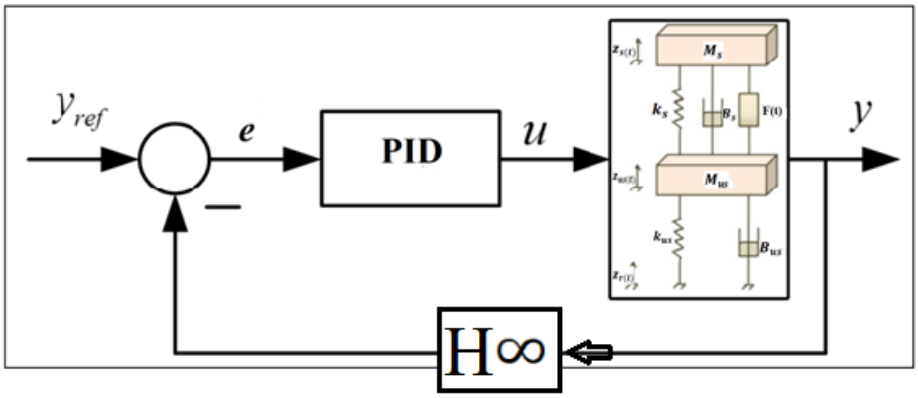


**Figura 4.3:** Algoritmi i Kontrollit H∞ në sistemin e varjës aktive

## 1.10. 4.2 Modeli Predicitve Control (Kontrolli parashikues)

Modeli Predictive Control është një strategji e avancuar e kontrollit optimal. Fillimisht përdorimi i MPC ishte i kufizuar në një proces të ngadaltë në industri si petrokimike, të letrës etj. Kohët e fundit me disponueshmërinë e procesorit dhe memorjes me shpejtësi të lartë, algoritmet e optimizimit të shpejtë të MPC aplikohen në procese me dinamikë të shpejtë. Ndryshe nga kontrollorët klasikë si PID, kontrollorët Model Parashikues kanë sistemin MIMO të dorezës dhe menaxhojnë kufizimet në dalje dhe hyrje në një mënyrë sistematike. MPC nuk është një algoritëm i vetëm kontrolli; në vend të kësaj, ai mund të trajtohet si një grup algoritme kontrolli me një veçori standarde specifike siç është renditur më poshtë figura 4.4 duke përdorur një model të impiantit për parashikimin e rezultateve, strategjinë e horizontit në rënie dhe optimizimin e kufizimeve mbështetëse të funksionit të kostos. MPC përbëhet nga një model impianti për të parashikuar se si sistemi evoluon në kohë kur i nënshtrohet sekuencës së hyrjes së kontrollit.

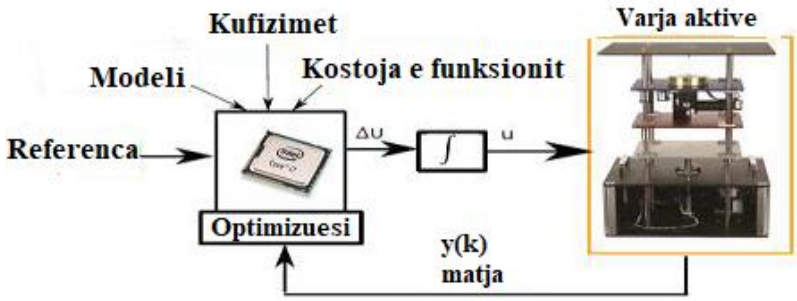


**Figura 4.4:** Bllok diagrami i MPC [7]

Funksioni i kostos është sasia skalare që reflekton kërkesën e performancës, e cila minimizohet nga përzgjedhja e duhur e inputit të kontrollit. Në eksperimentin e varjës aktive, një funksion i kostos kuadratike përdoret me kufizime lineare në hyrje dhe dalje. Gjendja aktuale e sistemit matet ose vlerësohet si gjendje fillestare për parashikim në të ardhmen, ky veprim prezanton mekanizmin e reagimit në mënyrë indirekte.Formulimi i përgjithshëm matematikor i problemit linear të MPC është dhënë nga formula

$$J = \sum_{k=0}^{N_p} f(x_k, \Delta u_k)$$

$x_{k=0} = x(t)$ është vlera e matur ose e vlerësuar,

$x(k+1) = Ax(k) + Bu(k)$,

$y(k) \in Y$ paraqet kufizimet në dalje,

$\Delta u(k) = \Delta u$ paraqet kufizimet në shkallën e hyjrës së kontrollit,

$u(k) \in u$ paraqet kufizimet në hyrje.

## 1.11. **4.3 Pjesa harduerike**

Efektiviteti i skemës së kontrolleve LQR dhe MPC për varjën aktive është testuar në një model në të varjës aktive të qerekut të automjetit. Figura 4.5 tregon bllok diagramin e konfigurimit të harduerit të eksperimentit të varjës aktive.

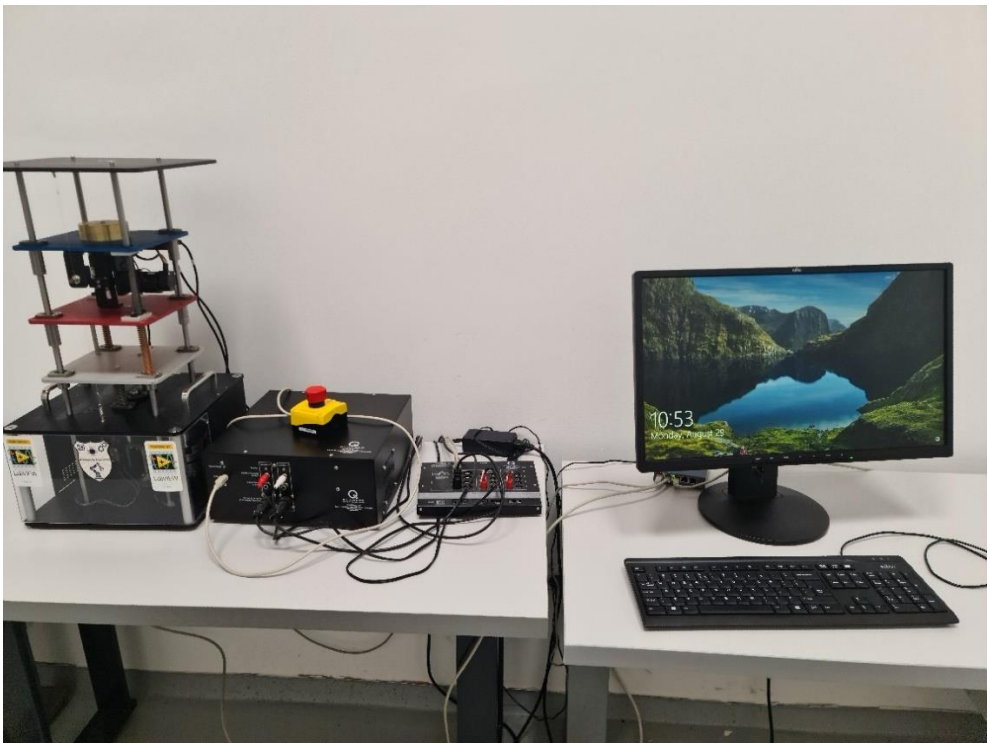


**Figura 4.5:** Blloku i konfigurimit të harduerit[Laboratori i Mekatronikës]

Tre kodues optik me rezolucion të lartë përdoren për të çmatur devijimin e varjës, profilin e rrugës (lëvizja e pllakës së argjendtë) dhe lëvizjen e masës së sustës. Njësia e përvetësimit të dhënave (DAQ) komunikon matjet e koduesit dhe sinjalet e kontrollit tek aktivizuesi nëpërmjet amplifikatorit nga objektivi dhe program Matlab që funksionon në PC.

## 1.12. 4.3 Rezultatet eksperimentale

Në vazhdim analizojmë skemën e kontrollit të performancës së MPC dhe LQR të varjës aktive të një qerekut të makinës e ekzaminuar me kujdes për profile të ndryshme rrugore. Cilësia e udhëtimit varet nga përshpejtimi dhe shpeshtësia e dridhjeve ndaj të cilave është i ekspozuar pasagjeri. Analizojmë kontrollin praktik të modelit të varjës aktive të çerekut të makinës, varja aktive i nënshtrohet profilit të rrugës së përplasjes me magnitudë 0,02 dhe periudhës së një cikli, e kjo paraqitet më së miri në figurën 4.6.

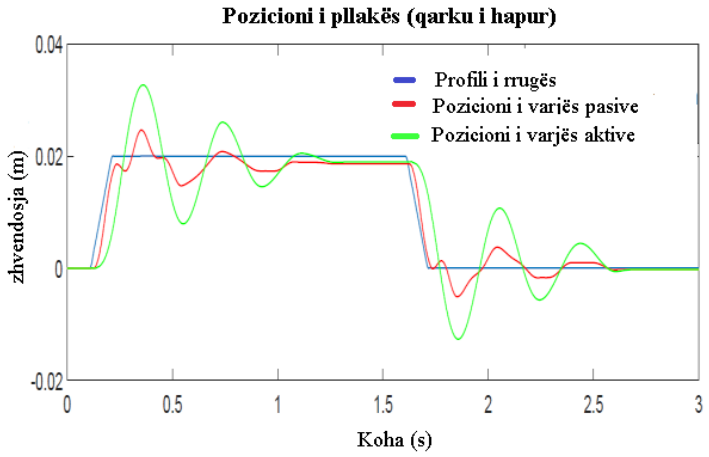


**Figura 4.6:** Qarku i hapur i zhvendosjës së varjës aktive dhe varjës pasive [7]

Modaliteti i qarkut të hapur tregon se pllaka ka më shumë dridhje dhe tejkalim kur i nënshtrohet përplasjes, gjithashtu kërkon shumë kohë që valët të qetësohen. Do të thotë që pasagjeri i nënshtrohet më shumë dridhjeve, gjë që nuk është e dëshirueshme.

Figura 4.7 tregon pozicionin e pllakës së varjës aktive me kontrolluesin LQR. Me ndihmën e kontrolluesit LQR me Varje aktive, si për masën e sustës, ashtu edhe për masën e pandërprerë, dridhja dhe tejkalimi ulet ndjeshëm. Me skemën e kontrollit MPC, lëkundja dhe tejkalimi zvogëlohet në mënyrë drastike në masën e sustës dhe mospërkulja e shkaktuar nga profili i rrugës.

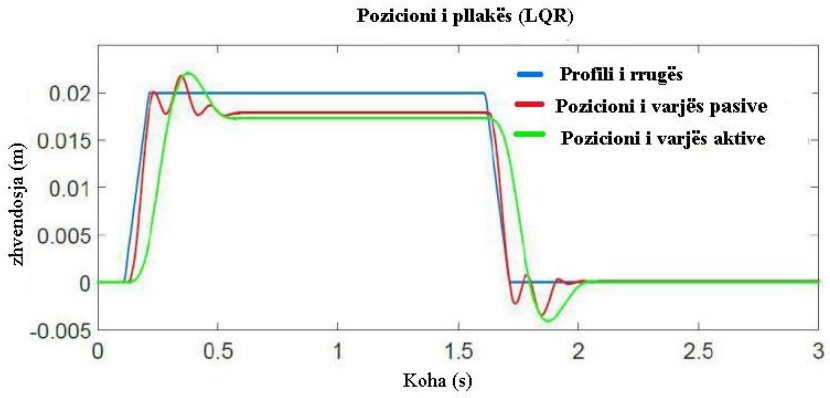


**Figura 4.7:** Zhvendosja e varjës aktive dhe varjës pasive duke
përdorur kontrolluesin LQR [7]

Figura 4.8 tregon se zhvendosjen e pllakës së modelit të varjës aktive me skemën e kontrollit MPC.

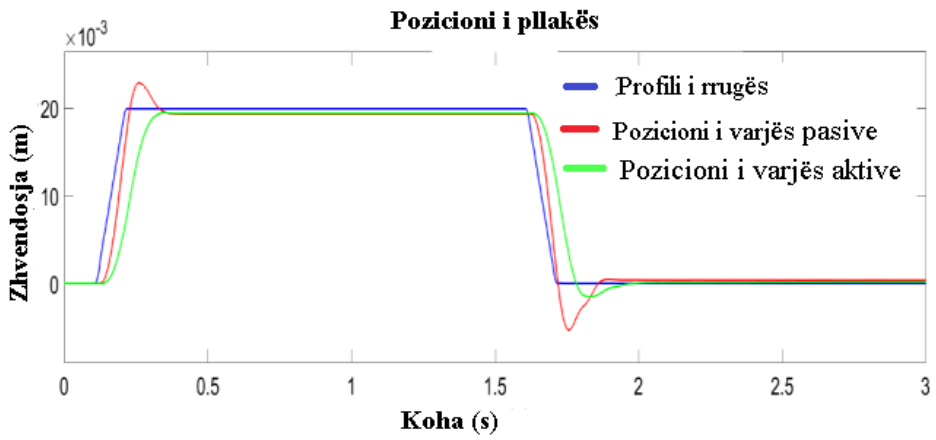


**Figura 4.8:** Zhvendosja e varjës aktive dhe varjës pasive duke përdorur kontrolluesin MPC [7]

Vlera maksimale absolute e forcës së kontrollit është e kufizuar në mënyrë eksplicite në 8 Njuton edhe pse pajisja është e aftë të zhvillojë ±38 Njuton.

Figura 4.9 tregon forcën e aktuatorit të krijuar me skemën e kontrollit LQR dhe MPC. Me kontrollin MPC, ne mund të kufizojmë forcën e aktuatorit në ± 8 Njuton.

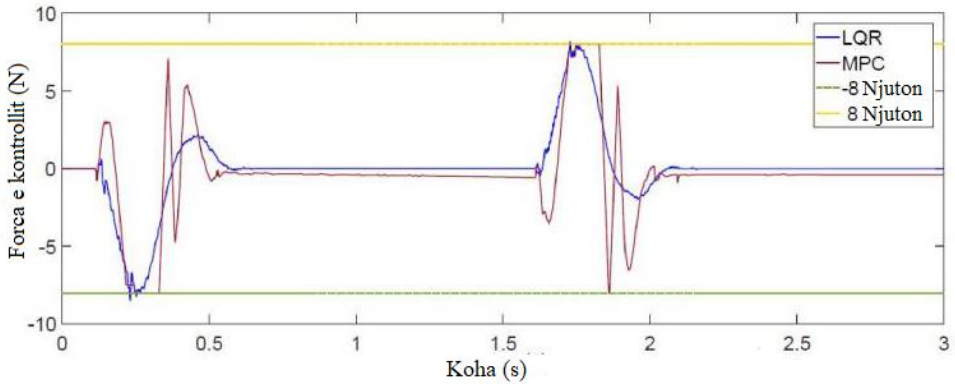


**Figura 4.9:** Forca e aktuatorit për skemën e kontrollit të LQR dhe MPC [7]

Figura 4.10 tregon lëvizjen e masës së sustës dhe pozicionin e masës së pandërprerë për profilin e rastësishëm të rrugës. Për profilin e rastësishëm të rrugës, skema e kontrollit MPC mund të eliminojë tejkalimin dhe lëkundjet në masën e sustës, dhe e masa e pandërprerë (pa sustë) ndjek me vendosmëri profilin e rrugës që çon në përmirësimin e trajtimit të rrugës.

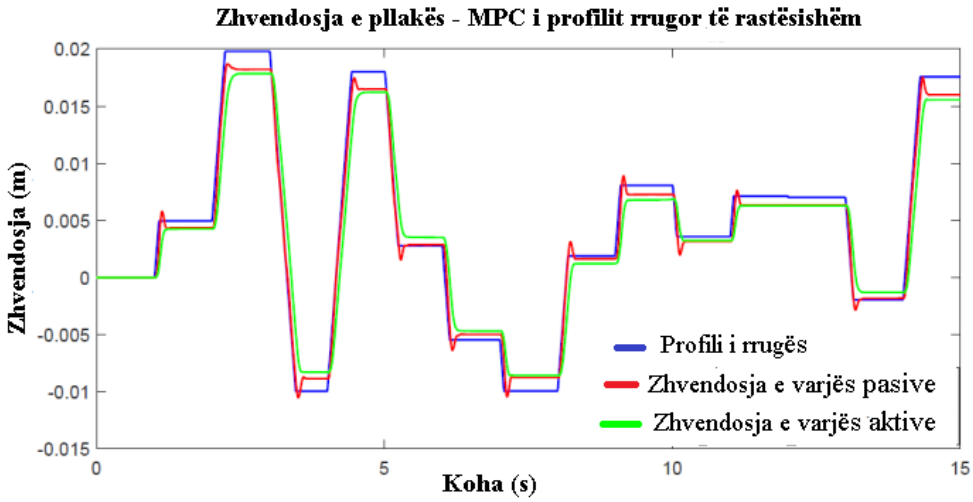


**Figura 4.10:** Lëvizja e varjës aktive dhe pasive për profilin e rastësishëm të rrugës (MPC) [7]

## 1.13. 4.4 Konfigurimi i dizajnit

Objektivat kryesore të kontrollit janë formuluar në drejtim të komoditetit të udhëtarëve dhe trajtimit të rrugës, të cilat kanë të bëjnë me përshpejtimin e trupit $a_b$ dhe varjës $s_d$

Faktorë të tjerë që ndikojnë në modelin e kontrollit përfshijnë karakteristikat e shqetësimit të rrugës, cilësinë e matjeve të sensorit për reagimet dhe kufijtë e forcës së disponueshme të kontrollit. Për të përdorur algoritmet e sintezës H∞ ,ne duhet t'i shprehim këto objektiva si një funksion i vetëm i kostos për t'u minimizuar. Kjo mund të bëhet siç tregohet në Figurën 4.11.

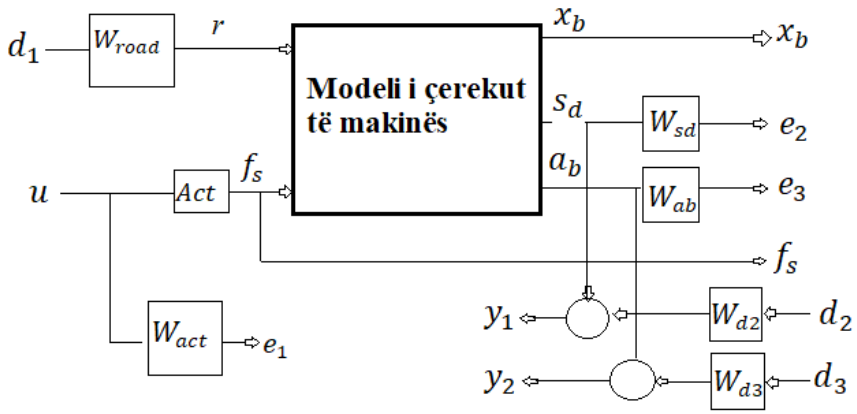


**Figura 4.11:** Kontrolli i sistemit të varjës aktive [3]

Modelin mund ta paraqesim edhe në një mënyrë me të mirë për ta kuptuar.

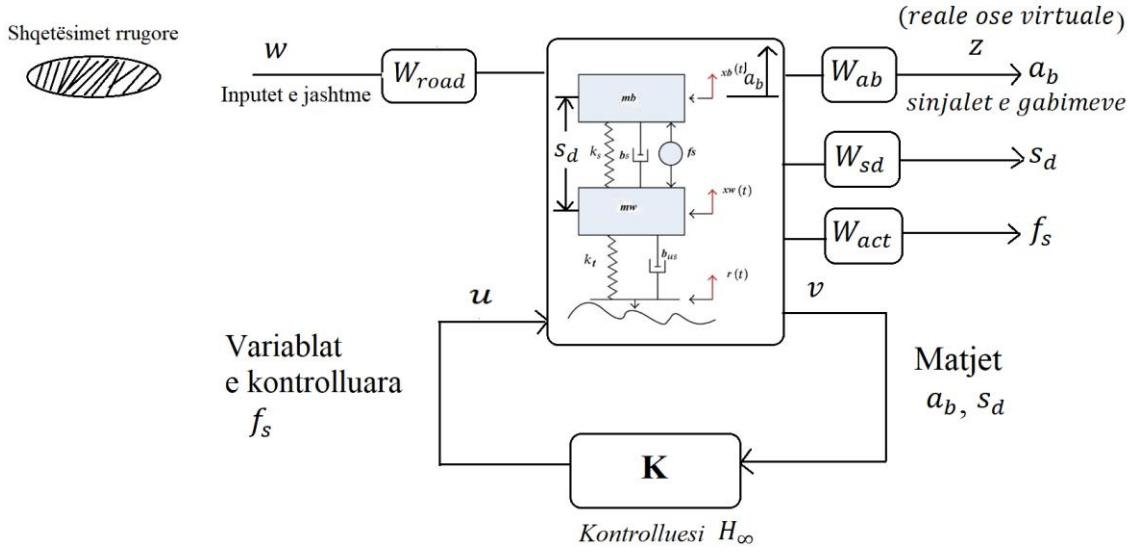


**Figura 4.12:** Kontrolli i sistemit të varjës aktive duke përdorur $H\infty$

Kontrolluesi i feedback-ut (lidhjes ktheyse) përdor matjet $y_1, y_2$ të udhëtimit me varje $s_d$ dhe nxitmit të trupit $a_b$ për të llogaritur sinjalin e kontrollit në drejtimin e aktuatorit hidraulik. Ekzistojnë tre burime të jashtme të pengesave ose te shqeësimeve gjatë rrugës:

- Shqetësimi rrugor $r$, i modeluar si një sinjal i normalizuar $d_1$ i formuar nga një funksion i peshës $W_{road}$. Për të modeluar devijimet e rrugëve me brez të gjerë me magnitudë 7 cm, përdorim peshën konstante që është $W_{road} = 0.07$.
- Senzori i zhurmës në të dyja matjet, të modeluara si sinjale të normalizuara $d_2$ dhe $d_3$ të formuara nga funksionet e peshës $W_{d_2}$ dhe $W_{d_3}$ . Pëdorim vlerat $W_{d_2} = 0.01$ dhe $W_{d_3} = 0.5$ për të modeluar zhurmën e sensorit me brez të gjerë me intensitet 0.01 dhe 0.5.

Objektivat e kontrollit mund të riinterpretohen si një qëllim i refuzimit të shqetësimit gjatë rrugës:Minimizojme ndikimin e pengesave ose shqetësimeve të rrugës $d_{1,}d_2, d_3$ duke kombinuar kontrollin $u$, udhëtimin e varjës $s_d$ dhe nxitmin e trupit $a_b$.

Kur përdoret norma $H\infty$ për të matur "ndikimin", kjo do të thotë për të dizajnuar një kontrollues që minimizon normën $H\infty$ nga inputet e pengesave të rrugës $d_1, d_2, d_3$ ndaj sinjalëve të gabimit $e_1, e_{2,}\, e_3$. Përdorim një filtër me kalim të lartë për $W_{act}$ për të menjanuar përmbajtjen me frekuencë të lartë të sinjalit të kontrollit dhe kështu të kufizojmë gjerësinë e brezit të kontrollit.

```
Wroad = ss(0.07);  Wroad.u = 'd1';   Wroad.y = 'r';
```

```
Wact = 0.8*tf([1 50],[1 500]);  Wact.u = 'u';  Wact.y = 'e1';
Wd2 = ss(0.01);  Wd2.u = 'd2';   Wd2.y = 'Wd2';
Wd3 = ss(0.5);   Wd3.u = 'd3';   Wd3.y = 'Wd3';
```

Specifikojmë objektivat me qark të mbyllur për përfitimin nga pengesat rrugore $r$ në devijimin e varjës $s_d$ dhe përshpejtimin e trupit $a_b$.

```
HandlingTarget = 0.04 * tf([1/8 1],[1/80 1]);
ComfortTarget = 0.4 * tf([1/0.45 1],[1/150 1]);

Targets = [HandlingTarget ; ComfortTarget];
bodemag(qcar({'sd','ab'},'r')*Wroad,'b',Targets,'r--',{1,1000}), grid
title('Response to road disturbance')
legend('Open-loop','Closed-loop target')
```

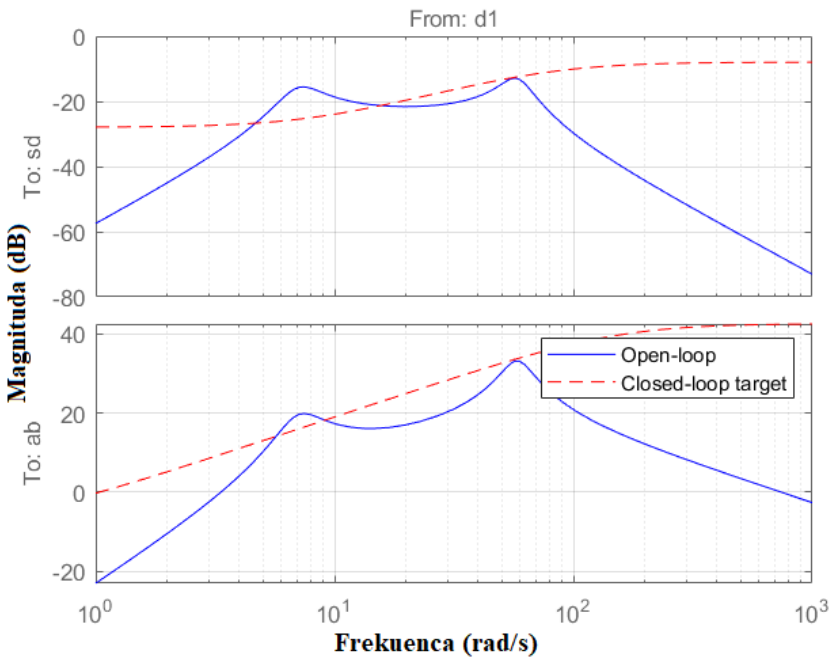


**Figura 4.13:** Përgjigja ndaj shqetësimeve ose pengesave të rrugës [3]

Peshat përkatëse të performancës $W_{sd}$ ,$W_{ab}$ janë reciproke ndaj objektivave të komoditetit dhe trajtimit. Për të shyrtuar lidhjen midis komoditetit të pasagjerëve dhe trajtimit të rrugës, ndërtohen tre grupe peshash $(\beta W_{sd}, (1-\beta)W_{ab}$, që korrespondon me tre kompensime të ndryshme:komoditeti $(\beta = 0.01)$, balancimi $(\beta = 0.5)$, trajtimi $(\beta = 0.09)$.

```
% Tri pika të projektimit
beta = reshape([0.01 0.5 0.99],[1 1 3]);
Wsd = beta / HandlingTarget;
```

```
Wsd.u = 'sd';  Wsd.y = 'e3';
Wab = (1-beta) / ComfortTarget;
Wab.u = 'ab';  Wab.y = 'e2';
```

Së fundi, përdorim lidhjen për të ndërtuar një model të ashtuquajtur "qcaric" të bllok diagramit të figurës 4.11 "Qcaric" është një grup prej tre modelesh për secilën pikë të projektimit $\beta$.Përdoret për rregullimin e sistemit në fjalë por është i pasigurtë.Këtë mund ta gjenerojmë në Maltab duke përdorur kodet në vijim:

```
sdmeas  = sumblk('y1 = sd+Wd2');
abmeas = sumblk('y2 = ab+Wd3');
ICinputs = {'d1';'d2';'d3';'u'};
ICoutputs = {'e1';'e2';'e3';'y1';'y2'};
qcaric = connect(qcar(2:3,:),Act,Wroad,Wact,Wab,Wsd,Wd2,Wd3,...
                 sdmeas,abmeas,ICinputs,ICoutputs)
```

```
qcaric =

  3x1 array of uncertain continuous-time state-space models.
  Each model has 5 outputs, 4 inputs, 9 states, and the following uncertain blocks:
    unc: Uncertain 1x1 LTI, peak gain = 1, 1 occurrences

Type "qcaric.NominalValue" to see the nominal value, "get(qcaric)" to see all properties, and "qcaric.Uncertainty" to interact with the uncertain elements.
```

## 1.14. 4.3 Dizajni nominal H-infinity

Për të llogarit kontrolluesin $H$-∞ përdoret komanda **hinfsyn**, për secilën vlerë të faktorit $\beta$.Gjenerojmë kodet si në vijim:

```
ncont = 1; % one control signal, u
nmeas = 2; % tëo measurement signals, sd and ab
K = ss(zeros(ncont,nmeas,3));
gamma = zeros(3,1);
for i=1:3
   [K(:,:,i),~,gamma(i)] = hinfsyn(qcaric(:,:,i),nmeas,ncont);
end

gamma
```

Rezultati do të jetë:

```
gamma = 3×1

    0.9405
    0.6727
    0.8892
```

Nga rezultati shohim se te tre kontrollorët arrijnë normat H∞ të qarkut të mbyllur përkatësisht 0.94, 0.67 dhe 0.89. Ndërtohen modelet përkatëse me qark të mbyllur dhe krahasohen përfitimet nga

pengesat e rrugës me $x_b$, $s_d$, $a_b$ për pezullimet pasive dhe aktive.Shohim që tre kontrollorët reduktojnë devijimin e varjës dhe përshpejtimin e trupit nën frekuencën e hapësirës së zhurmës (23 rad/s).

```
% Modelet me qark të mbyllur
K.u = {'sd','ab'};  K.y = 'u';
CL = connect(qcar,Act.Nominal,K,'r',{'xb';'sd';'ab'});

bodemag(qcar(:,'r'),'b', CL(:,:,1),'r-.', ...
   CL(:,:,2),'m-.', CL(:,:,3),'k-.',{1,140}), grid
legend('Open-loop','Comfort','Balanced','Handling','location','SouthEast')
title('Body travel, suspension deflection, and body acceleration due to road')
```

Pasi te gjenerojme kodet do të paraqiten tre diagrame që paraqesin udhetimin e automjetit, devijimin e varjës dhe nxitimi i automjetit për shkak të rrugës.

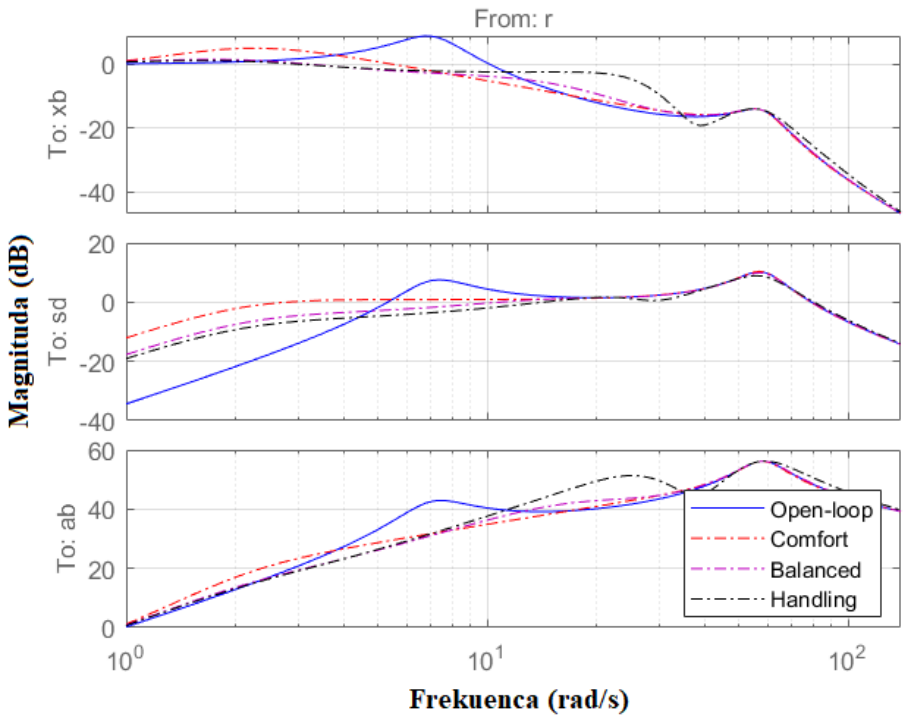


**Figura 4.14:** Lakoret e udhëtimit , devijimit të varjës dhe nxitmit të automjetit [3]

## 1.15. 4.4 Vlerësimi i domenit kohor

Për të vlerësuar më tej të tre modelet, kryejmë simulime të domenit të kohës duke përdorur një sinjal të shqetësimit (pengesave) rrugore.

```
% Shqetësimet(pengesat) e rrugës
t = 0:0.0025:1;
```

```
roaddist = zeros(size(t));
roaddist(1:101) = 0.025*(1-cos(8*pi*t(1:101)));

% Modeli i qarkut të mbyllur
SIMK = connect(qcar,Act.Nominal,K,'r',{'xb';'sd';'ab';'fs'});

% Simulimi
p1 = lsim(qcar(:,1),roaddist,t);
y1 = lsim(SIMK(1:4,1,1),roaddist,t);
y2 = lsim(SIMK(1:4,1,2),roaddist,t);
y3 = lsim(SIMK(1:4,1,3),roaddist,t);

% Rezultatet e simulimit të paraqitur përmes diagramit
subplot(211)
plot(t,p1(:,1),'b',t,y1(:,1),'r.',t,y2(:,1),'m.',t,y3(:,1),'k.',t,roaddist,'g
')
title('Body travel'), ylabel('x_b (m)')
subplot(212)
plot(t,p1(:,3),'b',t,y1(:,3),'r.',t,y2(:,3),'m.',t,y3(:,3),'k.',t,roaddist,'g
')
title('Body acceleration'), ylabel('a_b (m/s^2)')
```

Pasi të gjenerojmë kodet në Matlab paraqiten diagramet si në vijim

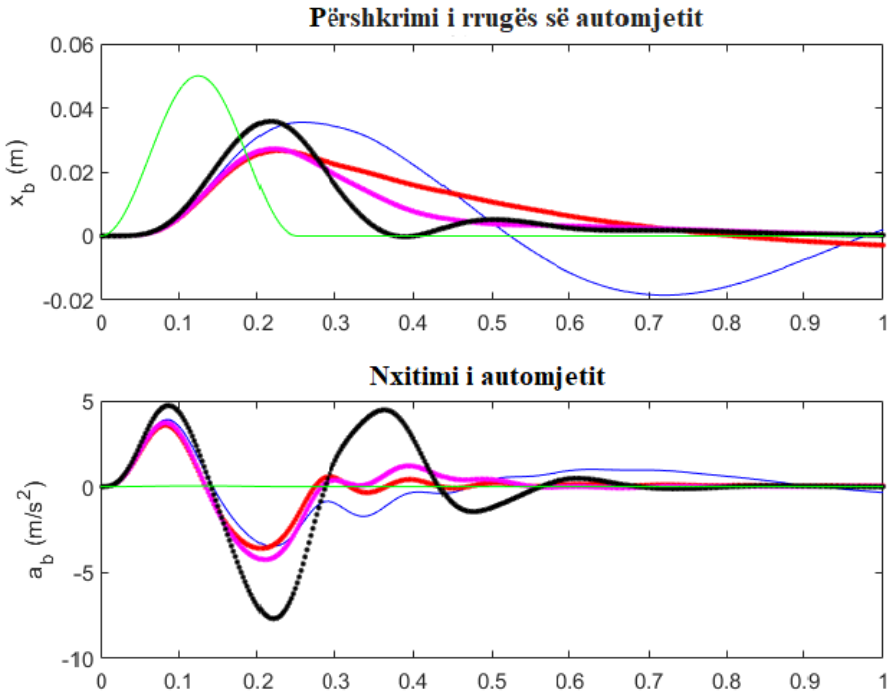


**Figura 4.15:** Përshkrimi i rrugës dhe nxitimit të automjetit

Po ashtu përmes diagramit mund ti paraqesim edhe lakoret e devijimit të varjës dhe forcës së kontrollit. Gjenerojmë kodet në Matlab:

```
subplot(211)
plot(t,p1(:,2),'b',t,y1(:,2),'r.',t,y2(:,2),'m.',t,y3(:,2),'k.',t,roaddist,'g
')
title('Suspension deflection'), xlabel('Time (s)'), ylabel('s_d (m)')
subplot(212)
plot(t,zeros(size(t)),'b',t,y1(:,4),'r.',t,y2(:,4),'m.',t,y3(:,4),'k.',t,road
dist,'g')
title('Control force'), xlabel('Time (s)'), ylabel('f_s (kN)')
legend('Open-loop','Comfort','Balanced','Handling','Road
Disturbance','location','SouthEast')
```

dhe paraqiten diagramet si në vijim

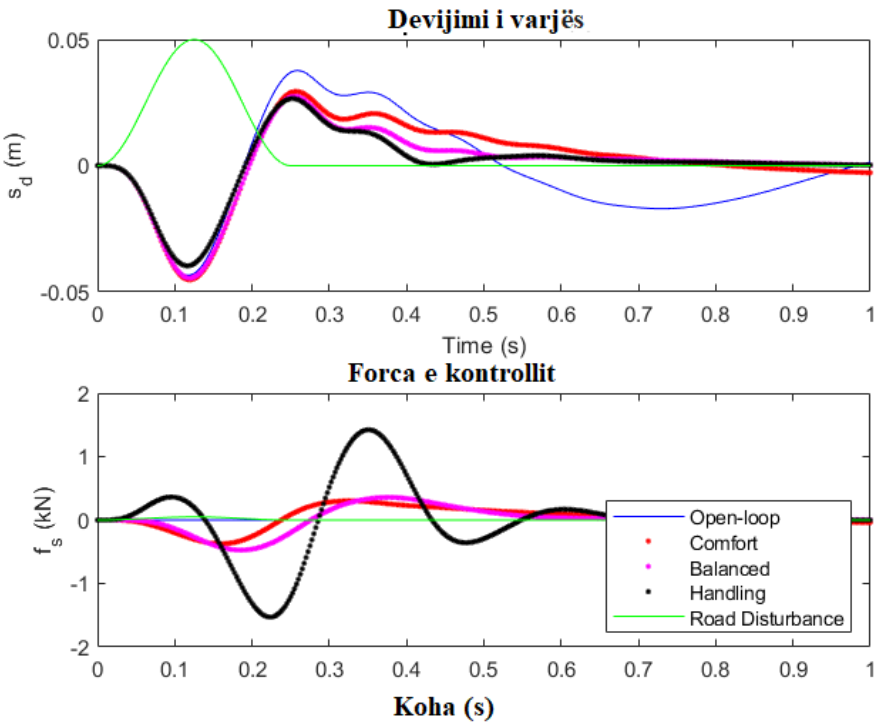


**Figura 4.16:** Lakoret e devijimit të varjës dhe forcës së kontrollit

## 1.16. 4.5 Dizajni i përformancës së fuqishme

Deri më tani kemi projektuar kontrollerët H∞ që përmbushin objektivat e performancës për modelin nominal të aktivizuesit (aktuatorit). Siç u diskutua më herët, ky model është vetëm një përafrim i aktivizuesit të vërtetë dhe duhet të siguroheni që performanca e kontrolluesit të ruhet përballë gabimeve dhe pasigurisë së modelit në fjalë. Kjo quhet përformanca e fuqishme.

Në vazhdim përodrim μ-sintezën për të dizajnuar një kontrollues që arrin performancë të fortë për të gjithë modelet e aktivizuesve. Kontrolluesi i fuqishëm sintetizohet me funksionin *musyn* duke

përdorur modelin e pasigurt $qcaric(:,:,2)$ që korrespondon me performancën "e balancuar" $(\beta = 0.5)$.Paraqitja e vlerave të përformacës së fuqishme bëhet duke gjeneruar kodin si në vijim:

```
[Krob,rpMU] = musyn(qcaric(:,:,2),nmeas,ncont);

D-K ITERATION SUMMARY:
-----------------------------------------------------------------
                       Robust performance              Fit order
-----------------------------------------------------------------
  Iter         K Step       Peak MU       D Fit             D
    1           1.193        1.125        1.139             4
    2           1.091        1.025        1.033             4
    3          0.9991        0.946       0.9559             4
    4          0.9358        0.932       0.9348             4
    5          0.9096       0.9057       0.9114             8
    6          0.9103        0.907       0.9096             8
    7          0.9091       0.9066       0.9094             6
```

Shohim se përformanca e fuqishme e arritur më së miri është : 0.906.

Simulojmë përgjigjen nominale ndaj një përplasjeje të mundshme rrugore duke përdorur kontrolluesin e fuqishem $Krob$ si në vijim:

```
% Modeli nominal i qarkut të mbyllur
Krob.u = {'sd','ab'};
Krob.y = 'u';
SIMKrob = connect(qcar,Act.Nominal,Krob,'r',{'xb';'sd';'ab';'fs'});

% Simulimi
p1 = lsim(qcar(:,1),roaddist,t);
y1 = lsim(SIMKrob(1:4,1),roaddist,t);

% Rezultatet
clf, subplot(221)
plot(t,p1(:,1),'b',t,y1(:,1),'r',t,roaddist,'g')
title('Body travel'), ylabel('x_b (m)')
subplot(222)
plot(t,p1(:,3),'b',t,y1(:,3),'r')
title('Body acceleration'), ylabel('a_b (m/s^2)')
subplot(223)
plot(t,p1(:,2),'b',t,y1(:,2),'r')
title('Suspension deflection'), xlabel('Time (s)'), ylabel('s_d (m)')
subplot(224)
plot(t,zeros(size(t)),'b',t,y1(:,4),'r')
```

```
title('Control force'), xlabel('Time (s)'), ylabel('f_s (kN)')
legend('Open-loop','Robust design','location','SouthEast')
```

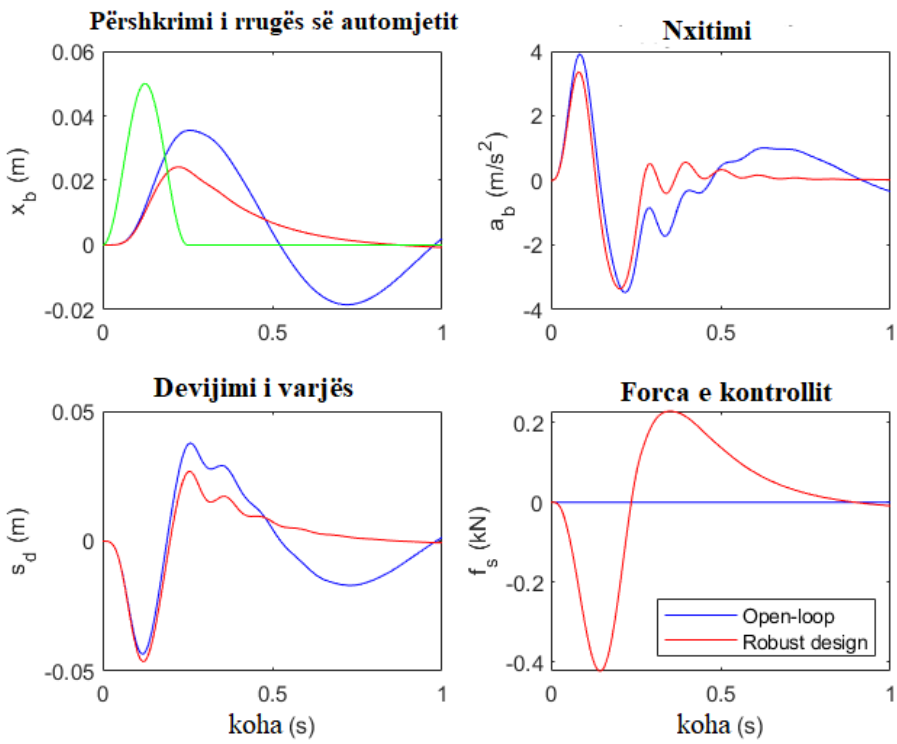


**Figura 4.17:** Kontrollimi i lëvizjes së automejtit duke përdorur kontrolluesin e fuqishëm Krob [3]

Më pas simulojmë përgjigjen ndaj një përplasjeje rrugore për 100 modele të aktuatorit të zgjedhur rastësisht nga grupi i modeleve të pasigurta $Act$.Gjenerojmë kodin:

```
rng('default'), nsamp = 100;  clf

% Model i pasigurt me qark të mbyllur me kontrollues të balancuar H-
infinity
CLU = connect(qcar,Act,K(:,:,2),'r',{'xb','sd','ab'});
lsim(usample(CLU,nsamp),'b',CLU.Nominal,'r',roaddist,t)
title('Nominal "balanced" design')
legend('Perturbed','Nominal','location','SouthEast')
```

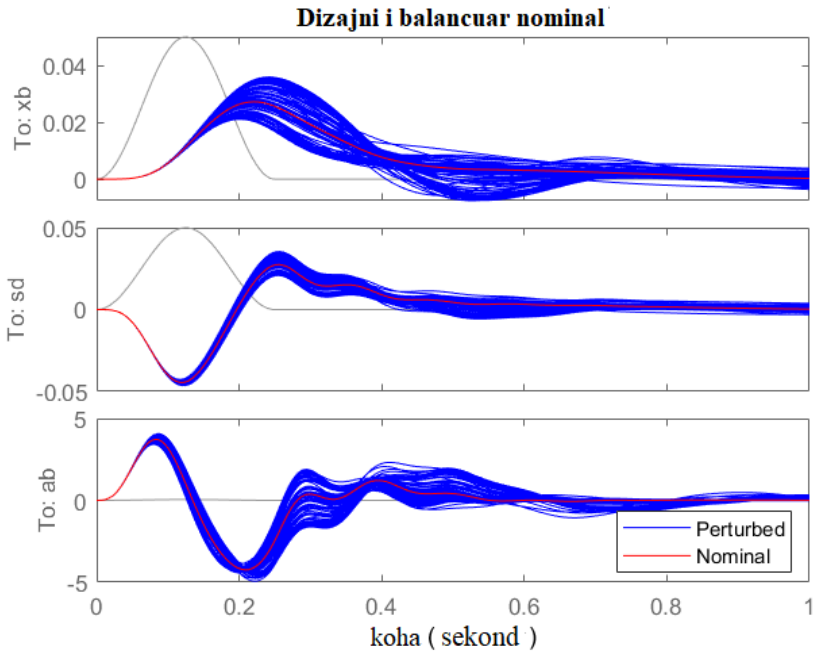


**Figura 4.18:** Lakoret gjatë përplasjes rrugore dhe kontrollimi i tyre përmes kontrolluesit të balancuar nominal [3]

```
% Model i pasigurt me qark të mbyllur me kontrollues të fuqishem të balancuar
CLU = connect(qcar,Act,Krob,'r',{'xb','sd','ab'});
lsim(usample(CLU,nsamp),'b',CLU.Nominal,'r',roaddist,t)
title('Robust "balanced" design')
legend('Perturbed','Nominal','location','SouthEast')
```

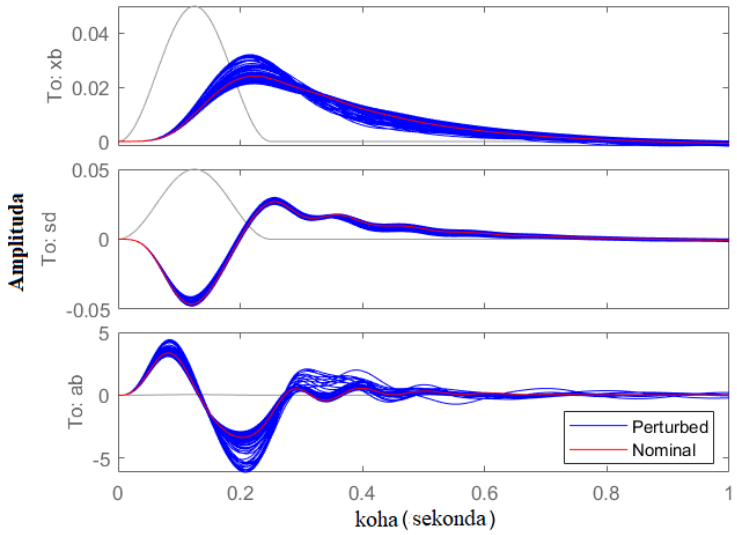

**Figura 4.19:** Lakoret gjatë përplasjes rrugore dhe kontrollimi i tyre përmes kontrolluesit të fortë balancues [3]

Kapitulli

5

# 5 DIZAJNIMI DHE MODELIMI i VARJËS AKTIVE DUKE PËRDORUR ALGORITMIN $H\infty$ NË DOMENIN E FREKUENCËS SË KUFIZUAR

Në vazhdim do të trajtojmë problemin e kontrollit të sistemet të varjës aktive të automjeteve në domenin e frekuencës së kufizuar. Pëformanca H∞ përdoret për të matur komoditetin e udhëtimit në mënyrë që të merren parasysh shqetësimet më të përgjithshme të rrugës. Përveç kësaj, kufizimet e domenit kohor, të cilat përfaqësojnë kërkesat e performancës për varjët e automjeteve, janë të garantuara në dizajnin e kontrolluesit. Një kontrollues i reagimit të gjendjes është projektuar nga kuadri i optimizimit të mosbarazimit të matricës lineare (LMI).

Objektivi më i rëndësishëm për sistemet e pezullimit të automjeteve është përmirësimi i komoditetit të udhëtimit. Me fjalë të tjera, detyra kryesore është të dizenjojë kontrolluesin i cili mund të ketë sukses në stabilizimin e lëvizjes vertikale të trupit të makinës dhe izolimin e forcës që u transmetohet edhe pasagjerëve. Sidoqoftë, sistemet e varjës aktive mund t'i përkasin vetëm brezit të caktuar të frekuencës dhe komoditeti i udhëtimit ku dihet se është i ndjeshëm ndaj frekuencave. Nga ISO2361, trupi i njeriut është shumë i ndjeshëm ndaj dridhjeve prej 4–8 Hz në drejtim vertikal. Prandaj, zhvillimi i kontrollit në domenin e frekuencës së fundme është i rëndësishëm për sistemet e vajës aktive. Qasja aktuale për domenin e frekuencës së fundme është që të prezantoni funksionet e peshimit. Metoda e peshimit është e dobishme në praktikë, megjithatë, peshat shtesë rrisin kompleksiteti i sistemit.

## 1.17. 5.1 Fromulimi i problemit

Është pranuar gjerësisht se komoditeti i udhëtimit është i lidhur ngushtë me nxitimin e trupit në brezin frekuencor 4–8 Hz. Rrjedhimisht, për të përmirësuar komoditetin e udhëtimit, është e rëndësishme të mbahet funksioni i transferimit nga hyrjet e shqetësimit $w(t)$ në përshpejtimin e trupit të makinës $\ddot{z}_s(t)$ sa më të vogël që të jetë e mundur mbi brezin e frekuencës 4–8 Hz.

Për të siguruar sigurinë e makinës, ne duhet të sigurojmë kontaktin e pandërprerë të rrotave me rrugën, dhe ngarkesa dinamike e gomave duhet të jetë e vogël, domethënë

$$k_t\big(z_u(t) - z_r(t)\big) < (m_s + m_u)g$$

Përveç kësaj, karakteristikat strukturore të automjetit gjithashtu kufizojnë sasinë e devijimit të varjës , kjo është $|z_s(t) - z_u(t)| \leq z_{max}$ , ku $z_{max}$ është devijimi maksimal i varjës.

Një tjetër kufizim i vështirë i vendosur për varjen aktive është nga fuqia e limituar e aktuatorit, që është $|u(t)| \leq u_{max}$.

Për të përmbushur kërkesat e performancës, daljet e kontrolluara përcaktohen nga

$$z_1(t) = \ddot{z}_s(t), z_2(t) = [\frac{z_s(t)-z_u(t)}{z_{max}} \quad \frac{k_t\big(z_u(t)-z_r(t)\big)}{(m_s+m_u)g}]^T \tag{1}$$

Prandaj, sistemi i kontrollit të varjës së automjetit mund të përshkruhet nga ekuacionet e mëposhtme:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + B_1 w(t) \\ z_1(t) &= C_1 x(t) + D_1 u(t) \\ z_2(t) &= C_2 x(t) \end{aligned} \tag{2}$$

Në vazhdim gjejmë matricat:

$$C_1 = \begin{bmatrix} -\frac{k_s}{m_s} & 0 & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \end{bmatrix}$$

$$C_2 = \begin{bmatrix} \frac{1}{z_{max}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_t}{(m_s + m_u)g} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D_1 = \frac{1}{m_s}$$

Shënojmë $G(j\omega)$ si funksion transferimi nga daljet e shqetësimeve(pengesave) $w(t)$ në hyrjet e kontrolluara $z_1(t)$.Problemi i kontrolluesit $H\infty$ është dizajnimi i kontrolluesit si garantues i sistemit me qark te mbyllur.

$$\sup_{\varpi_1 \le \omega \le \varpi_2} = \|G(j\omega\|_\infty < \gamma, \tag{3}$$

ku $\gamma > 0$ është një scalar dhe $\varpi_1$ $\varpi_2$ përfaqësojnë kufijtë e sipërm dhe të poshtëm të frekuencës përkatëse. Për më tepër, nga pikëpamja e sigurisë dhe strukturave mekanike, kufizimet si:

$$|u(t)| \le u_{max}, |\{z_2(t)\}_i| \le 1, i = 1,2 \tag{4}$$

duhet të garantohen.

## 1.18. 5.2 Dizajnimi i kontrollit

Teorema 1: Lema e përgjithësuar KYP(Kalman–Yakubovic–Popov)[9].Konsiderojmë systemin linear $(\overline{A}, \bar{B}, \bar{C}, \bar{D})$. Duke pasur parasysh një matricë simetrike pohimet e mëposhtme janë ekuivalente:

1) Mosbarazimi i frenkuencës së fundme

$$\begin{bmatrix} G(j\omega) \\ I \end{bmatrix}^T \Pi \begin{bmatrix} G(j\omega) \\ I \end{bmatrix} < 0, \varpi_1 \le \omega \le \varpi_2 \tag{5}$$

2) Ekzistojnë matricat simetrike $P$ dhe $Q$ , ku $Q > 0$ dhe

$$\begin{bmatrix} \Gamma[P, Q, \bar{C}, \overline{D}] & [\bar{C}, \overline{D}]^T \\ * & -I \end{bmatrix} < 0 \quad \text{ku} \tag{6}$$

$$\Gamma[P, Q, \bar{C}, \overline{D}] = \begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{B} \\ I & 0 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} -Q & P + j\varpi_c Q \\ P - j\varpi_c Q & -\varpi_1\varpi_2 Q \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{B} \\ I & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \bar{C}^T \Pi_{12} \\ * & [\bar{D}^T \Pi_{12}]_s + \Pi_{22} \end{bmatrix} \tag{7}$$

$\varpi_c = (\varpi_1 + \varpi_2)/2$ dhe $\Pi_{12}, \Pi_{22}$ janë matricat e bllokut djathtas të sipërm dhe djathtas të poshtme të $\Pi$.

Teorema 2[10]: Le të jenë dhënë $\Gamma$, $\Lambda$, $\Theta$. Ekziston një matricë $F$ me ekuacionin $\Gamma F \Lambda + (\Gamma F \Lambda)^T + \Theta < 0$ atëherë dhe vetëm atëherë nëse dy kushtet mbajnë: $\Gamma^\perp \Theta \Gamma^{\perp T} < 0$, $\Lambda^{T\perp} \Theta \Lambda^{T\perp T} < 0$.

---

[9] T. Iwasaki and S. Hara, "Generalized KYP Lemma: Unified frequency domain inequalities with design applications," *IEEE Trans. Autom. Control*, vol. 50, no. 1, pp. 41–59, Jan. 2005.

[10] P. Apkarian, H. D. Tuan, and J. Bernussou, "Continuous-time analysis, eigenstructure assignment, and  synthesis with enhanced Linear Matrix Inequalities (LMI) characterizations," *IEEE Trans. Autom. Control*, vol. 42, no. 12, pp. 1941–1946, Dec. 2001.

Teorema 3: Le të jetë dhënë matrica pozitive e përcaktuar $P$.Mosbarazimi $\Psi + S + S^T < 0$ është ekuivalent me problemin e mosbarazimit të matricës lineare (LMI)

$$\begin{bmatrix} \Psi + P - [W]_s & S^T + W^T \\ * & -P \end{bmatrix} < 0 \tag{8}$$

Në këtë përmbledhje, supozohet se të gjitha variablat e gjendjes mund të maten dhe në vazhdim projektojmë kontrolluesin e reagimit të gjendjës

$$u(t) = Kx(t) \tag{9}$$

ku $K$ është matrica e fituar e reagimit të gjendjes që dizajnohet.Nga kombinimi i ekuacioneve (2) dhe (9) sistemi i lakorës së mbyllur është dhënë nga

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \bar{A}x(t) + \bar{B}w(t) \\ z_1(t) &= \bar{C}x + \bar{D}w(t) \\ z_2(t) &= C_2x(t) \end{aligned} \tag{10}$$

ku matricat e gjendjës paraqitën si në vijim:

$$\begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{B} \\ \bar{C} & \bar{D} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A + BK & B_1 \\ C_1 + D_1K & 0 \end{bmatrix} \tag{11}$$

Për sistemet e varjës aktive, në përputhje me kërkesat,kontrolli $H\infty$ është formuluar për të minimizuar daljet e shqetësimeve $w(t)$ ndaj daljeve të kontrolluara $z_1(t)$ nën kufizimet e domenit kohor (6) mbi brezin e fiksuar të frekuencës $\varpi_1 \leq \omega \leq \varpi_2$.Duke përdorur Lemën 1, kemi teoremën e mëposhtme

Teorema 4:Le të jenë dhënë skalarët pozitiv $\gamma, \rho$ dhe $\eta$. Një kontrollues i reagimeve të gjendjës në formën e (11) ekziston, i tillë që sistemi me qark të mbyllur ne (10) është në mënyrë asimptotike e qendrueshme me $w(t) = 0$ dhe plotëson kushtin $\|G(j\omega\|_\infty^{\varpi_1<\omega<\varpi_2} < \gamma$ për të gjitha vlerat jozero $w = L_2[0\ \infty)$ ndërsa kufizimet në (4) janë të garantuara me energjinë e shqetësimit nën kufirin $w_{max} = (\rho - V(0))/\ \eta$, nëse ekzistojnë matricat simetrike

$P, P_1 > 0$ , $Q > 0$ dhe matrica e përgjishmë $F$ është si në vijim:

$$\begin{bmatrix} -[F]_s & F^T\bar{A} + P_1 & F^T & F^T\bar{B} \\ * & -P_1 & 0 & 0 \\ * & * & -P_1 & 0 \\ * & * & * & -\eta I \end{bmatrix} < 0 \tag{12}$$

$$\begin{bmatrix} -Q & P + j\varpi_c Q - F & 0 & 0 \\ * & -\varpi_1\varpi_2 Q + [F^T\bar{A}]_s & F^T\bar{B} & \bar{C}^T \\ * & * & -\gamma^2 I & 0 \\ * & * & * & -I \end{bmatrix} < 0 \tag{13}$$

$$\begin{bmatrix} -I & \sqrt{\rho K} \\ * & -u_{max}^2 P_1 \end{bmatrix} \leq 0 \tag{14}$$

$$\begin{bmatrix} -I & \sqrt{\rho\{C_2\}_i} \\ * & -P_1 \end{bmatrix} < 0, i = 1,2 \tag{15}$$

ku $\varpi_c = (\varpi_1 + \varpi_2)/2$ është një scalar.

Prova: Duke përdorur komplementin e ashtuquajtur shur,mosbarazimi (12) është ekuivalent me

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{\eta} F^T \bar{B}\bar{B}^T F + F^T P_1^{-1} F - [F]_s & F^T \bar{A} + P_1 \\ * & -P_1 \end{bmatrix} < 0 \tag{16}$$

Kryerja e e transformimit të kongruencës mbi mosbarazimin (16) nga problemi $\{F^{-1}P_1^{-1}\}$, me $F := W^{-1}$, mosbarazimi (16) mund të transformohen në mosbarazimin e mëposhtëm

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{\eta} \bar{B}\bar{B}^T + P_1^{-1} - [W]_s & \bar{A}\, P_1^{-1} + W^T \\ * & -P_1^{-1} \end{bmatrix} < 0 \tag{17}$$

Duke përdorur Teoremën 3, mosbarazimi (17) është ekuivalent me $\bar{A}P^{-1} + P^{-1}\bar{A}^T + (1/\eta)\bar{B}\bar{B}^T < 0, \Psi = (1/\eta)\bar{B}\bar{B}^T$ dhe $S^T = \bar{A}P_1^{-1}$.Qartazi kemi ekuacionin në vijim:

$$\bar{A}^T P_1 + P_1 \bar{A} + \frac{1}{\eta} P_1 \bar{B}\bar{B}^T P_1 < 0 \tag{18}$$

ku $\bar{A}^T P_1 + P_1 \bar{A} < 0$. Nga teoria standarde e Lyapunov-it për sistemin linear me kohë të vazhdueshme, sistemi me qark të mbyllur (10) është në mënyrë asimptotike i qëndrueshëm me $w(t) = 0$.

Rishkruajmë mosbarazimin (13) si  në vijim

$$J\Xi J^T + H\Pi H^T + [\Gamma F \Lambda] < 0 \tag{19}$$

ku

$$J = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$\Xi = \begin{bmatrix} -Q & P + j\varpi_c Q \\ * & -\varpi_1 \varpi_2 Q \end{bmatrix}$$

$$\Pi = \begin{bmatrix} I & 0 \\ * & -\gamma^2 I \end{bmatrix} \tag{20}$$

$$H = \begin{bmatrix} 0 & \bar{C} & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix}^T$$

$$\Gamma = [-I \quad \bar{A} \quad \bar{B}]$$

$$\Lambda = [0 \quad I \quad 0] \tag{21}$$

Pastaj, sipas Teoremës 2, mosbarazimi (19) vlen vetëm nëse

$$W^T(J\Xi J^T + H\Pi H^T)W < 0$$

$$U(J\Xi J^T + H\Pi H^T)U^T < 0 \tag{22}$$

ku $W = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix}^T$, $U = \begin{bmatrix} \bar{A}^T & I & 0 \\ \bar{B}^T & 0 & I \end{bmatrix}$

Mosbarazimi (22) mund të transformohet në formën e mëposhtme

$$\begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{B} \\ I & 0 \end{bmatrix}^T \Xi \begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{B} \\ I & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{C} & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix}^T \Pi \begin{bmatrix} \bar{C} & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} < 0 \tag{23}$$

të cilat mund të transformohen më tej në ekuacionin

$$L + [\bar{C} \quad 0]^T [\bar{C} \quad 0] < 0 \tag{24}$$

ku

$$L = \begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{B} \\ I & 0 \end{bmatrix}^T \Xi \begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{B} \\ I & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -\gamma^2 I \end{bmatrix}$$

Duke përdorur komplementin Shur dhe Teoremën 1,mund të marrim

$$\begin{bmatrix} G(j\omega) \\ I \end{bmatrix}^T \Pi \begin{bmatrix} G(j\omega) \\ I \end{bmatrix} < 0, \varpi_1 \leq \omega \leq \varpi_2 \tag{25}$$

ky ekuacion tregon pikërisht mosbarazimin e përformacës së frenkuencës së fundme.

Duke paraqitur $V(t) = x^T(t)P_1x(t)$ si funksion i energjisë dhe duke vënë në dukje se

$$2x^T(t)P_1\bar{B}w(t) \leq \frac{1}{\eta}x(t)^T P_1\bar{B}\bar{B}^T P_1 x(t) + \eta w(t)^T w(t)$$

$$\forall \eta > 0$$

atëhere kemi

$$\dot{V}(t) \leq x(t)^T \left(\bar{A}^T P_1 + P_1\bar{A} + \frac{1}{\eta}P_1\bar{B}\bar{B}^T P_1\right)x(t) + \eta w(t)^T w(t) \tag{26}$$

Sipas mosbarazimit në (18), mosbarazimi (26) tregon që $\dot{V}(t) \leq \eta w(t)^T w(t)$. Duke integruar të dyja anët e mosbarazimit të mësipërm ( $\dot{V}(t) \leq \eta w(t)^T w(t)$) nga 0 në $t$ rezulton në

$$V(t) - V(0) \leq \eta \int_0^t w^T(t)w(t)dt \leq \eta \, \|w\|_2^2 = \eta w_{max}$$

Kjo tregon që

$$x^T(t)P_1x(t) \leq V(0) + \eta w_{max} = \rho \tag{27}$$

Konsiderojmë që

$$\max_{t\geq 0}|u(t)|^2 = \max_{t\geq 0}\|Kx(t)\|_2^2 = \max_{t\geq 0}\|x^T(t)K^T Kx(t)\|_2$$

$$\max_{t\geq 0}|\{z_2(t)\}_i|^2 = \max_{t\geq 0}\left\|x^T(t)\{C_2\}_i^T\{C_2\}_i x(t)\right\|_2,\ i = 1,2$$

Duke përdorur transformimin $\bar{x}(t) = P_1^{\frac{1}{2}}x(t)$, nga mosbarazimi (27) rrjedh se $\bar{x}^T(t)\bar{x}(t) \leq \rho$

Prandaj

$$\max_{t\geq 0}|u(t)|^2 = \max_{t\geq 0}\left\|\bar{x}^T(t)P_1^{-1/2}K^TKP_1^{-1/2}\bar{x}(t)\right\|_2 \leq \rho\cdot\lambda_{max}(P_1^{-1/2}K^TKP_1^{-1/2})$$

$$\max_{t\geq 0}|\{z_2(t)\}_i|^2 \leq \rho\cdot\lambda_{max}\left(P_1^{-1/2}\{C_2\}_i^T\{C_2\}_i P_1^{-1/2}\right), i = 1,2 \tag{28}$$

ku $\lambda_{max}$ paraqet vlerën vetjake maksimale.Në vazhdim, kufizimet në (4) qëndrojnë nëse

$$\rho P_1^{-1/2}K^TKP_1^{-1/2} < u_{max}^2 I,$$

$$\rho P_1^{-1/2}\{C_2\}_i^T\{C_2\}_i P_1^{-1/2} < I,\ i = 1,2 \tag{29}$$

të cilat, nga komplementi Shur, janë ekuivalente me (14) dhe (15).Dhe kështu prova është përfunduar.

Për të zgjidhur problemin jolinear definojmë $J_1 = diag\{F^{-1}, F^{-1}, F^{-1}, I\}$, $J_2 = diag\{F^{-1}, F^{-1}, I, I\}$, $J_3 = diag\{I, F^{-1}\}$.Pastaj, kryejmë një transformim kongruence në formulimet (12) – (15), , respektivisht nga matrica e renditjes së plotë $J_1^T, J_2^T, J_3^T$ dhe $J_4^T$ në të majtë dhe $J_1, J_2, J_3$ dhe $J_4$ në të djathë.

Definojmë

$$\bar{Q} = (F^{-1})^T Q F^{-1}, \bar{P} = (F^{-1})^T P F^{-1}$$

$$\bar{P} = (F^{-1})^T P_1 F^{-1}, \bar{K} = k = KF^{-1}, \bar{F} = F^{-1}$$

dhe fitohet teorema e mëposhtme

Teorema 5: Le të jenë dhënë skalaret pozitiv $\gamma, \eta$ dhe $\rho$. Ekziston një kontrollues i reagimit të gjendjës në formën e (9), i tillë që sistemi me qark të mbyllur në (10) është asimptotikisht i qëndrueshëm me $w(t) = 0$ dhe plotëson kushtin $\|G(j\omega)\|_\infty^{\varpi_1<\omega<\varpi_2} < \gamma$ për të gjitha vlerat jozero $w = L_2[0,\infty)$, ndërsa kufizimet në (4) janë të garantuara me energjinë e shqetësimit nën kufirin $w_{max} = (\rho - V(0))/\eta$, nëse ekzistojnë matrica $\bar{P}, \bar{P}_1 > 0, \bar{Q} > 0$ dhe matrica e përgjithshme $\bar{F}$ e cila plotëson kushtet (30) – (33) të cilat do ti paraqesim në vijim

$$\begin{bmatrix} -[\bar{F}]_s & A\bar{F} + B\bar{K} + \bar{P}_1 & \bar{F} & B_1 \\ * & -\bar{P}_1 & 0 & 0 \\ * & * & -\bar{P}_1 & 0 \\ * & * & * & -\eta I \end{bmatrix} < 0 \tag{30}$$

$$\begin{bmatrix} -\bar{Q} & \bar{P} + j\varpi_c\bar{Q} - \bar{F} & 0 & 0 \\ * & -\varpi_1\varpi_2\bar{Q} + [A\bar{F} + B\overline{K}]_s & B_1 & \bar{F}^T C_1^T + \bar{K}^T D_1^T \\ * & * & -\gamma^2 I & 0 \\ * & * & * & -I \end{bmatrix} < 0 \qquad (31)$$

$$\begin{bmatrix} -I & \sqrt{\rho}\bar{K} \\ * & -u_{max}^2\bar{P}_1 \end{bmatrix} < 0 \qquad (32)$$

$$\begin{bmatrix} -I & \sqrt{\rho}\{C_2\}_i \\ * & -\bar{P}_1 \end{bmatrix} < 0, i = 1,2 \qquad (33)$$

Për më tepër , në mosbarazimet (30) – (33) kanë një sërë zgjidhjesh të realizueshme, fitimin e kontrollit $K$ në (9) që jepet nga formula

$$K = \bar{K}\bar{F}^{-1}$$

## 1.19. 5.3 Dizajnimi i sistemit

Në vazhdim, do të zbatojmë qasjen e mësipërme për dizajnin e reagimit të gjendjes së frekuencës së kufizuar duke përdorur algoritmin Predictive Control ($H\infty$) bazuar në modelin e varjës aktive të çerekut të automjetit. Parametrat e modelit të varjës aktive janë renditur në tabelën 5.1.

| $m_s$ | $m_u$ | $k_s$ | $k_t$ | $c_s$ | $c_t$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 2.45 kg | 1 kg | 900 N/m | 1250 N/m | 7.5 Ns/m | 5 Ns/m |

**Tabela 5.1:** Parametrat e modelit varjës aktive të çerekut të automjetit. [13]

Për krahasimin pasues, një reagim i gjendjës siq është në këtë rastë algoritmi kontrollues $H\infty$ në fushën e fundme të frekuencës për sistemin (2), është projektuar së pari bazuar në supozimin se të gjitha variablat e gjendjes mund të maten. Në kushtet fillestare zero, zgjidhen mosbarazimet e matricave nga (30) – (33) për matricat $\bar{P}, \bar{P}_1 > 0, \bar{Q} > 0$ me parametrin e optimizuar $\gamma = 0$ dhe vlerat tjera përkatëse $\varpi_1 = 4\ Hz, \varpi_2 = 8\ Hz, \rho = 0.9, \eta = 10000, z_{max} = 100\ mm, u_{max} = 2500\ N$.Në rastin optimal $\gamma$, jepet një matricë e pranueshme e fitimit të kontrollit bazuar në kushtin $K_F = \bar{K}\bar{F}^{-1}$

$$K_F = 10^4\ x\ [0.5033 \quad -1.3155 \quad -0.5329 \quad -0.0547]$$

Këtë kontrollues së frekuencës së fundme e quajmë Kontrolluesi 1

Në vijim japim edhe një tjetër controller të reagimit të gjendjës $H\infty$ i cili është projektuar në të gjithë vargun e frekuencës, me vlerat përkatëse që janë

$$K_E = 10^4\ x\ [1.3900 \quad 0.4263 \quad -0.0932 \quad -0.0400]$$

Këtë kontrollues të frekuencës së plotë e quajmë si Kontrolluesi 2.

Pas marrjes së kontrolluesit të frekuencës së fundme dhe të plotë, ne do të krahasojë dy kontrollorët për të ilustruar performancën e sistemi i pezullimit me qark të mbyllur në domenin e frekuencës së kufizuar.

## 1.20. 5.4 Paraqitja e rezultateve të simulimit

Nga simulimi, përgjigjet e sistemit me qark të hapur, të sistemit me qark të mbyllur i cili përbëhet nga kontrolluesi 1 dhe të sistemit me qark të mbyllur i cili përbëhet nga kontrolluesi 2, krahasohen në Figurën 5.2 që është paraqitur më poshtë.

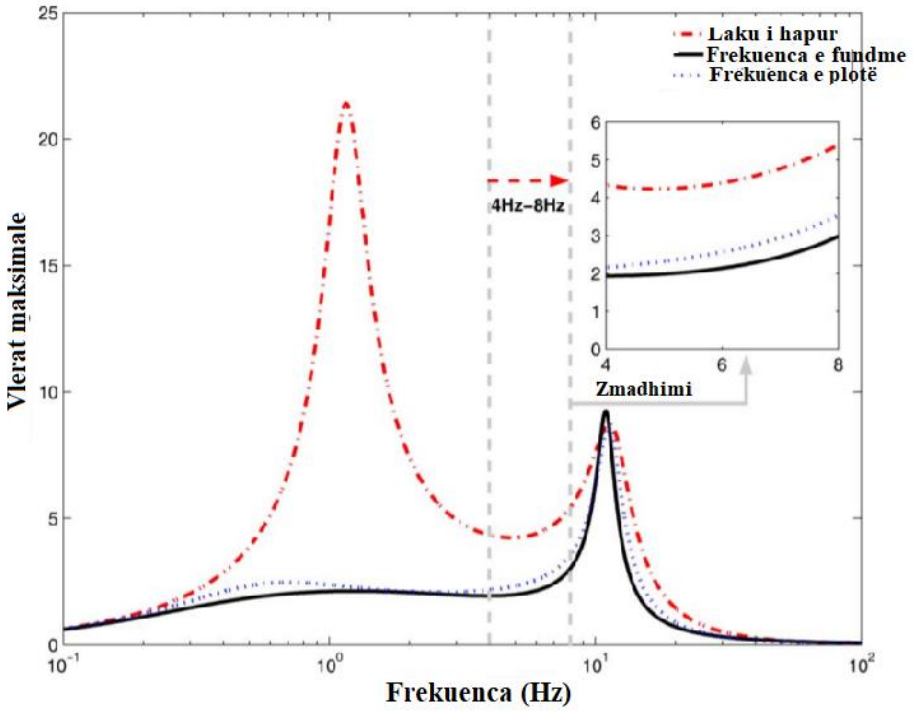


**Figura 5.1:** Përgjigja e frekuencës së nxitimit vertikal të trupit. [13]

Vijat e plota dhe me pika janë përgjigjet e sistemit me qark të mbyllur me kontrollues të frekuencës së kufizuardhe kontrollues frekuencës së plotë dhe vija e ndërprerë është përgjigja e sistemit pasiv. Nga figura, mund të shohim se kontrolluesi i frekuencës së kufizuar jep vlerën më të vogël të normës $H\infty$ mbi vargun e frekunecës $4 - 8\ Hz$, krahasuar me sistemin pasiv dhe sistemin me qark të mbyllur me një kontrollues të frekuencës së plotë, gjë që tregon qartë se është arritur një rehati e përmirësuar e udhëtimit të automjetit.

Marrim parasysh rastin e një përplasjeje të izoluar në një sipërfaqe tjetër të lëmuar rrugore, të dhënat e shqetësimit jepen nga

$$w(t) = \begin{cases} Asin(2\pi ft), & if\ 0 \leq t \leq T \\ 0, & if\ t > T \end{cases} \tag{34}$$

ku $A, f$ dhe $T$ përfaqësojnë amplitudën, frekuencën dhe perioden e vibracionit(lëkundjeve). Supozojmë $A = 0.5\ m$, $f = 5\ Hz$ (midis brezit të frekuencës 4 – 8 Hz) dhe $T = \frac{1}{f} = 0.2s$.

Përgjigja në domenin e kohës së përshpejtimit vertikal të trupit për sistemin varjës aktive tregohet në figurën që kemi paraqitur më poshtë.

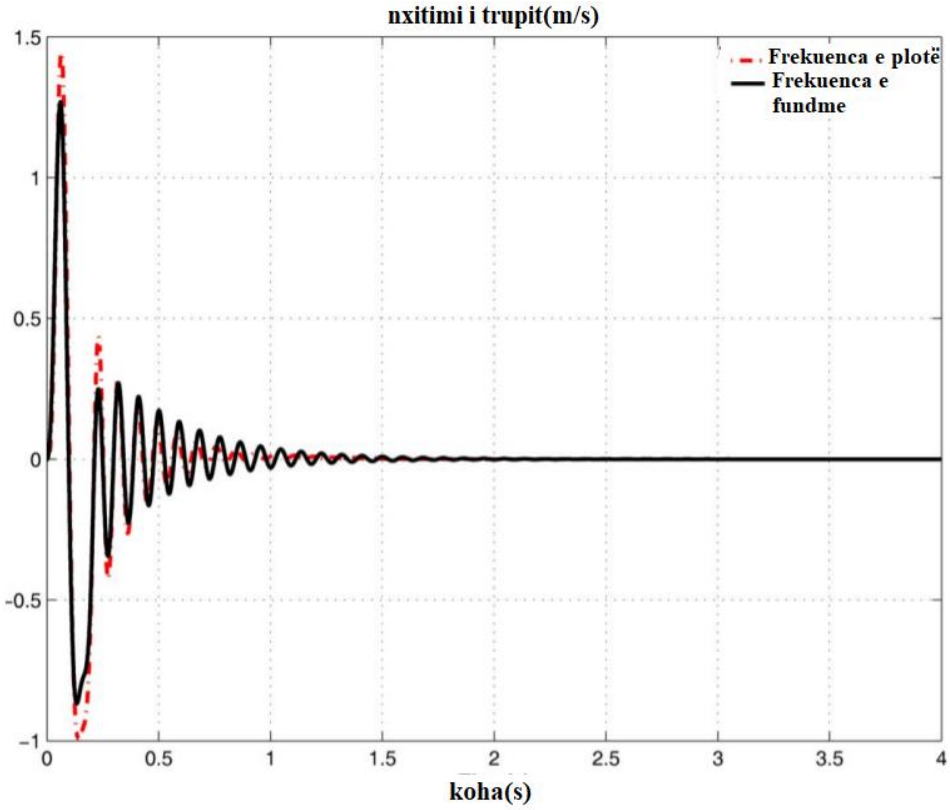


**Figura 5.2:** Përgjigja në domenin e kohës së përshpejtimit vertikal të trupit për sistemin e varjës aktive. [13]

Nga figura shohim se vija e zezë e plotë dhe vija e kuqe e ndërprerë janë përgjigjet e nxitimit vertikal të trupit me kontrolluesin e frekuencës së kufizuar përkatësisht të gjithë kontrolluesin e frekuencës së plotë.Gjithashtu mund të shohim qartë se vlera e përshpejtimit të trupit me kontrolluesin e frekuencës së kufizuar është më e vogël se ajo me të gjithë kontrolluesin e frekuencës së plotë.

Përveç kësaj, Figura 5.4 tregon se raporti $x_1(t)/z_{max}$ dhe dhe raporti i ngarkesës dinamike të gomave $k_t x_2(t)/(m_s + m_u)g$ dhe forca e aktuatorit është nën kufirin maksimal $u_{max}$ që do të thotë se kufizimet e domenit kohor janë të garantuara nga kontrolluesi i projektuar.

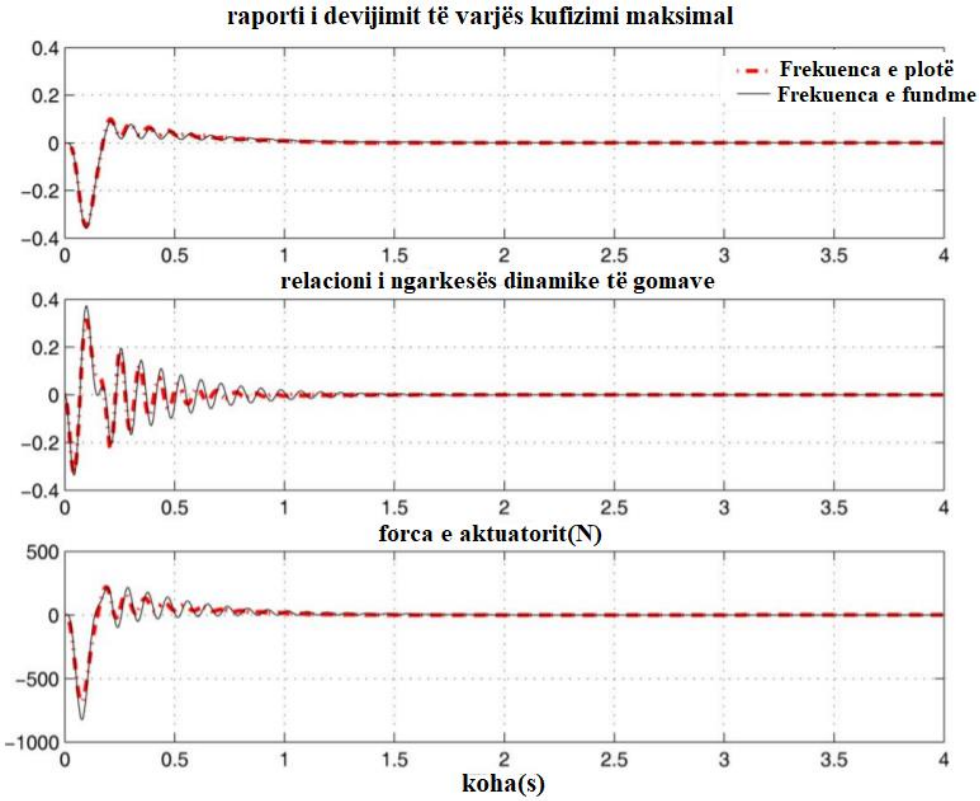


**Figura 5.3:** Përgjigja e kufizimeve në domenin kohor për sistemin e varjës aktive. [13]

Vërejmë se nevojiten forca më të mëdha të aktivizuesit në kontrollin e frekuencës së kufizuar krahasuar me atë në kontrollin e frekuencës së plotë për arsye se kontrolli i frekuencës së fundme kërkon më shumë forcë për t'u përshtatur me tiparet e frekuencës së kufizuar.

Konsumi i energjisë së aktuatorit është një çështje tjetër e rëndësishme në kontrollin aktiv të automobilave. Në këtë përmbledhje, ne mund të llogarisim fuqinë mesatare të daljes së aktuatorit nga formulimi

$$P = \frac{1}{T}\int_0^T \big(u(t) \cdot s(t)\big)dt.$$

# Kapitulli

# 6

## 6 KONTROLLI I FUQISHËM H∞ I SISTEMIT TË VARJËS AKTIVE ME VONESË KOHORE TË AKTIVIZUESIT NGA REAGIMET PARASHIKUESE GJATË PENGESAVE

Në kontrollin e varjës aktive të sistemeve të automjeteve, kompromisi midis performancave kontradiktore të varjës së automjeteve, të tilla si komoditeti në lëvizje, mbajtja e rrugës dhe devijimi i varjës, është një çështje tjetër e rëndësishme që kërkon trajtim të kujdesshëm.
Qasja H∞ përdoret për të analizuar dhe për të sintetizuar kontrollorët duke arritur një nivel optimal të zbutjes së shqetësimit, përveç garantimit të qëndrueshmërisë së sistemit me qark të mbyllur.

### 1.21. 6.1 Formulimi i problemit

Konsiderojmë modelin linear vijues me një vonesë kohore hyrëse të përshkruar nga ekuacionet

$$\begin{aligned} \dot{x}t &= Axt + Bu(t-\tau) + Dv(t), \\ yt &= C1x(t), \\ zt &= Cxt + Eu(t-\tau), \\ u(t) &= \varphi(t), t \in [-\tau, 0] \end{aligned} \tag{1}$$

ku $x(t) \in R^n$ paraqet gjendjen, $u(t) = R^m$ paraqet vektorin e hyrjes, $y(t) = R^p$ është dalja e matur, $z(t) = R^d$ paraqet kontrollin e daljes, $\tau$ paraqet vonesën e vetme të vazhdueshme, $\phi(t)$ është një funksion fillestar me vlerë reale në $t \in [-\tau, 0], v(t) \in R^q$ qe paraqet vektorin e shqetësimit të jashtëm, matricat **A, B, D ,$C_1$, C, E** janë të gjitha matrica reale konstante me

dimensione të përshtatshme. Gjithashtu, supozohet se sinjali i shqetësimit ekzogjen $\mathbf{v}(t)$ është i integrueshëm në katror si më poshtë

Në këtë studim, ne synojmë të stabilizojmë fuqishëm sistemin (1) në mënyrë që sistemi pa shqetësime të jashtme të bëhet asimptotikisht i qëndrueshëm dhe ndikimi i shqetësimit të jashtëm në performancën e sistemit të minimizohet. Kjo mund të arrihet duke minimizuar normën $H\infty$ të sistemit nga shqetësimi i jashtëm $v(t)$ në daljen e kontrolluar $z(t)$. Përveç kësaj, efekti i vonesës kohore të hyrjes do të kompensohet duke përdorur reagimin parashikues. Për të kompensuar vonesën kohore të hyrjes, do të merret vektori i parashikimit për sistemin dhe më pas do të përdoret për të ndërtuar hyrjen e kontrollit.

Supozimi 1[11]: Në këtë studim, supozojmë se të gjitha gjendjet e sistemit (1) mund të maten dhe nuk kërkohet asnjë vlerësues, d.m.th. $C_1 = I$.

Teorema 1: Për çdo matricë konstante $\widetilde{M} = R^{mxm}$ , $\widetilde{M} = \widetilde{M}^T > 0$, skalari $\varphi > 0$, funksioni vektorial $\widehat{\omega}$: $[0\ \varphi] \rightarrow R^m$ të tillë që integrimi në vijim të jetë i përcaktuar mirë, atëherë vlenë

$$\varphi \int_0^{\varphi} \widehat{\omega}^T(\beta)\widetilde{M}\widehat{\omega}\,(\beta)d\beta \geq \left[\int_0^{\varphi} \widehat{\omega}(\beta)d\beta\right]^T \widetilde{M}\left[\int_0^{\varphi} \widehat{\omega}(\beta)d\beta\right]$$

Teorema 2: Vektori i parashikimit për sistemin (1) në pikën e vonesës kohore të hyrjes jepet nga ekuacioni

$$\bar{p}(t) = x(t+\tau) = e^{A\tau}x(t) + \int_{t-\tau}^{t} e^{A(t-s)}[\mathbf{Bu}(s) + \mathbf{Dv}(s+\tau)]ds \qquad (2)$$

Prova 2: Parashumëzimi (1) sipas $e^{-At}$ dhe duke përdorur rregullin e prodhimit, do te jetë

$$d[e^{-At}x(t)] = e^{-At}dx(t) - e^{-At}Ax(t)dt = e^{-At}[Bu(t-\tau) + Dv(t)dt \qquad (3)$$

Duke integruar te dy anët e (3) fitojmë

$$\int_t^{t+\tau} d[e^{-As}x(s)] = e^{-A(t+\tau)}x(t+\tau) - e^{-At}x(t) = \int_t^{t+\tau} e^{-As}[Bu(s-\tau) + Dv(s)ds]. \quad (4)$$

Së fundi, ndryshimi i kufijve të integraleve dhe para-shumëzimi në të dyja anët e ekuacionit (4) sipas $e^{A(t+\tau)}$fitohet

$$x(t+\tau) = e^{A\tau}x(t) + \int_{t-\tau}^{t} e^{A(t-s)}[Bu(s) + Dv(s+\tau]ds \qquad (5)$$

Për rrjedhojë, prova është plotësuar

---

[11] Gu, K.: 'An integral inequality in the stability problem of time delay systems'. Proc. of the 39th IEEE Conf. Decision and Control, 2000, vol. 3, pp. 2805–2810

Teorema 3: Në mungesë të shqetësimit të jashtëm, $v = 0$, vektori i parashikimit për sistemin (1) në kufirin e vonesës kohore të hyrjes jepet nga

$$p(t) = x(t+\tau) - \int_{t-\tau}^{t} e^{A(t-s)}[\mathbf{Dv}(s+\tau]ds = e^{A\tau}\mathbf{x}(t) + \int_{t-\tau}^{t} e^{A(t-s)}[\mathbf{Bu}(s)]ds \qquad (6)$$

Nga ekuacioni (2) dhe (6) mund të shkruajmë $\bar{p}(t) = p(t) + e_p(t)$ ku

$$e_p(t) = \int_{t-\tau}^{t} e^{A(t-s)}[\,\mathbf{Dv}(s+\tau)]ds \qquad (7)$$

Në vazhdim krijojmë kontrolluesin e bazuar në parashikime me strukturën e mëposhtme:

$$\mathbf{u}(t) = \mathbf{Kp}(t) = \mathbf{K}\bar{\mathbf{p}}(t) - \mathbf{Ke}_p(t) \qquad (8)$$

Struktura ekuivalente e kontrollit të kujtesës për sistemin (1) është treguar në Figuën 6.1.

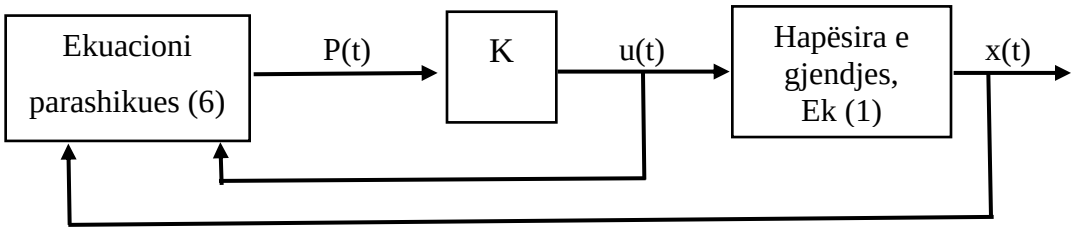


**Figura 6.1:** Struktura ekuivalente e kontrollit [8]

Sipas teoremës 2 hyrja e vonuar e sistemit është

$$\mathbf{u}(t-\tau) = \mathbf{Kx}(t) - \mathbf{Ke}_p(t-\tau) \qquad (9)$$

Zëvendësimi hyrjen e vonuar (9) në sistemin (1) dhe do të kemi

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = (\mathbf{A} + \mathbf{BK})\mathbf{x}(t)\mathbf{D_1}\bar{\mathbf{v}}(t) \qquad (10)$$

$$\mathbf{z}(t) = (\mathbf{C} + \mathbf{EK})\mathbf{x}(t)\bar{\mathbf{E}}\bar{\mathbf{v}}(t) \qquad (11)$$

ku

$$\mathbf{D}_1 = [\mathbf{D}\ \ \mathbf{B}], \bar{v} = [v^T\ \tilde{v}^T]^T$$

$$\tilde{v}(t) = -\mathbf{Ke}_p(t-\tau), \bar{\mathbf{E}} = [\mathbf{0}\ \mathbf{E}]$$

Në sistemin me qark të mbyllur (10), $\bar{v}(t)$ mund të konsiderohet si një vektor i ri i shqetësimit, efekti i të cilit në sistem duhet të minimizohet. Ky vektor i ri i shqetësimit duhet të jetë katror i integrueshëm për të na lejuar të përdorim metodën $H\infty$ për të arritur një nivel të përcaktuar të zbutjes së shqetësimit, i cili garantohet nga Teorema e mëposhtme.

Teorema 4: Duke supozuar se sinjali i shqetësimit të jashtëm $v(t)$ është katror i integrueshëm, atëherë edhe vektori i ri i shqetësimit $\bar{v}(t)$ është gjithashtu katror i integrueshëm.

Prova: Nga definicioni i $\bar{v}(t)$ kemi $\|\bar{v}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 = \|v(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 + \|\bar{v}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2$.Mëqenëse $v(t)$ është katror i integrueshëm që dmth se $\|v(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 = \int_0^\infty \|v(s)\|^2 ds < M_1$ atëherë na duhet të gjejmë vetëm një kufi të sipërm për $\|\bar{v}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2$.Nga norma $\mathcal{L}_2$ e $\bar{\mathbf{v}}(t)$ mund të shkruajmë

$$\|\bar{\mathbf{v}}(\mathbf{t})\|_{\mathcal{L}_2}^2 = \left\|-Ke_p(t-\tau)\right\|_{\mathcal{L}_2}^2$$

$$= \int_0^\infty \left\| \int_{t-2\tau}^{t-\tau} \mathbf{K}\mathbf{e}^{\mathbf{A}(t-\tau-s)}[\mathbf{D}\mathbf{v}(s+\tau)]ds \right\|^2 dt$$

$$= \int_0^\infty \left\| \int_{t-\tau}^{t} \mathbf{K}\mathbf{e}^{\mathbf{A}(t-s)}[\mathbf{D}\mathbf{v}(s)]ds \right\|^2 dt$$

$$= \int_0^\infty \left[ \int_{t-\tau}^{t} (\mathbf{K}\mathbf{e}^{\mathbf{A}(t-s)}[\mathbf{D}\mathbf{v}(s)]ds) \right]^T \times \left[ \int_{t-\tau}^{t} (\mathbf{K}\mathbf{e}^{\mathbf{A}(t-s)}[\mathbf{D}\mathbf{v}(s)]ds) \right] dt$$

$$= \int_0^\infty \left[ \int_{t-\tau}^{t} (e^{\mathbf{A}(t-s)}[\mathbf{D}\mathbf{v}(s)]ds) \right]^T \times \mathbf{K}^T\mathbf{K} \left[ \int_{t-\tau}^{t} (e^{\mathbf{A}(t-s)}[\mathbf{D}\mathbf{v}(s)]ds) \right] dt$$

$$\leq \lambda_{max}(\mathbf{K}^T\mathbf{K}) \int_0^\infty \left[ \int_{t-\tau}^{t} (e^{\mathbf{A}(t-s)}[\mathbf{D}\mathbf{v}(s)]ds) \right]^T \times \left[ \int_{t-\tau}^{t} (e^{\mathbf{A}(t-s)}[\mathbf{D}\mathbf{v}(s)]ds) \right] dt \tag{12}$$

Në (12) supozojmë se matrica e fitimit K është e kufizuar.

Duke përdorur lemën 1 me $\widetilde{M} = 1$ dhe (12) kemi

$$\|\bar{v}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 = \tau\lambda_{max}(\mathbf{K}^T\mathbf{K}) \times \int_0^\infty \left[ \int_{t-\tau}^{t} \mathbf{v}^{\mathrm{T}}(s)\mathbf{D}^{\mathrm{T}} \left\|(e^{\mathbf{A}(t-s)}\right\|^2 \mathbf{D}\mathbf{v}(s)ds \right] dt \tag{13}$$

Meqenëse $0 \leq t - s \leq \tau$, mund të shkruajmë

$$\left\|(e^{\mathbf{A}(t-s)}\right\|^2 \leq e^{2\|\mathbf{A}\|(t-s)} \leq e^{2\|\mathbf{A}\|\tau} \tag{14}$$

Meqenëse e dimë se $e^{2\|\mathbf{A}\|\tau}$ është një vlerë skalare e cila mund të nxirret nga integrali

$$\|\bar{v}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 = \tau\lambda_{max}(\mathbf{K}^T\mathbf{K})e^{2\|\mathbf{A}\|\tau} \times \int_0^\infty \left[ \int_{t-\tau}^{t} \mathbf{v}^{\mathrm{T}}(s)\mathbf{D}^{\mathrm{T}}\mathbf{D}\mathbf{v}(s)ds) \right] dt$$

$$\leq \kappa \int_0^\infty \left[ \int_{t-\tau}^{t} \mathbf{v}^{\mathrm{T}}(s)\mathbf{v}(s)ds) \right] dt \tag{15}$$

ku $\kappa = \tau\lambda_{max}(\mathbf{K}^T\mathbf{K})\lambda_{max}(\mathbf{D}^T\mathbf{D})e^{2\|\mathbf{A}\|\tau}$

Duke ndryshuar kufijtë e integraleve në (15), fitohet

$$\|\bar{v}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 \leq \kappa \int_{-\tau}^{0} \left[ \int_0^{s+\tau} \mathbf{v}^{\mathrm{T}}(s)\mathbf{v}(s)dt) \right] ds + \kappa \int_0^\infty \left[ \int_s^{s+\tau} \mathbf{v}^{\mathrm{T}}(s)\mathbf{v}(s)dt) \right] ds \tag{16}$$

Në qoftë se $\mathbf{v}(t) = 0$ për gjithë vlerat e $t \in [-\tau \quad 0]$ atëherë fitohet

$$\|\bar{v}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 \leq \kappa \int_0^\infty \mathbf{v}^{\mathrm{T}}(s)\mathbf{v}(s)[\int_s^{s+\tau} dt]\, ds = \tau\kappa \int_0^\infty \mathbf{v}^{\mathrm{T}}(s)\mathbf{v}(s)ds \tag{17}$$

Për rrjedhojë, prova është e plotësuar.

Deri më tani, kemi eliminuar me sukses vonesën kohore të hyrjes në sistemin origjinal (1) dhe duke shtuar një vektor të ri të shqetësimit fiktiv (imagjinar), fitohet sistemi i ciklit të mbyllur (6). Ekuacioni diferencial i vektorit parashikues mund të llogaritet si më poshtë:

$$\dot{\mathbf{p}}(t) = e^{\mathbf{A}\tau}\dot{x}(t) + \mathbf{Bu}(t) - e^{\boldsymbol{A\tau}}\mathbf{Bu}(t-\tau) + \int_{t-\tau}^{t} \mathbf{A}e^{\mathbf{A}\tau}[\mathbf{Bu}(s)]ds \tag{18}$$

Duke zëvendësuar ekuacionet (1), (6) dhe (8) në (18), dhe duke ditur që $\mathbf{A}e^{\mathbf{A}\tau} = e^{\mathbf{A}\tau}\mathbf{A}$ , ekuacioni diferencial përkatës i vektorit të parashikimit fitohet si më poshtë

$$\dot{\mathbf{p}}(t) = (\mathbf{A} + \mathbf{BK})\mathbf{p}(t) + e^{\mathbf{A}\tau}\mathbf{Dv}(t) = (\mathbf{A} + \mathbf{BK})p(t)\mathbf{D_2}\bar{\mathbf{v}}(t) \tag{19}$$

ku

$$\mathbf{D_2} = \mathbf{M}[\mathbf{D}\ \ \mathbf{0}], \quad \mathbf{M} = e^{\mathbf{A}\tau}$$

$$\bar{\mathbf{v}}(t) = [\mathbf{v}^{\mathrm{T}}(t) \quad \tilde{\mathbf{v}}^{\mathrm{T}}(t)]^{\mathrm{T}}, \tilde{\mathbf{v}}(t) = -\mathbf{Ke}_p(t-\tau).$$

Nga derivimet e mësipërme, mund të themi se stabiliteti i sistemit origjinal të vonuar (1) me një kontrollues të bazuar në parashikim (8) është ekuivalent me qëndrueshmërinë e dy ekuacioneve diferenciale pa vonesë (10) dhe (19). Përpara se të përfshihemi në analizën e stabilitetit të këtyre ekuacioneve diferenciale, paraqesim Lemën dhe përkufizimin e mëposhtëm që do të jetë thelbësor në këtë analizë.

Teorema 5: Janë dhënë matricat konstante[12] $\Omega_1$, $\Omega_2$ dhe $\Omega_3$ që plotësojnë kushtin $\Omega_1 = \Omega_1^T$ dhe $\Omega_2 > 0$, atëhere kemi

$$\Omega_1 + \Omega_3^T\Omega_2^{-1}\Omega_3 < 0$$

por vetëm nëse plotësohet kushti sin ë vijim

$$\begin{bmatrix} \Omega_1 & \Omega_3^T \\ \Omega_3 & -\Omega_2 \end{bmatrix} < 0$$

Definicioni 1[13]: Duke pasur parasysh konstanten positive $\gamma$, sistemi (1) thuhet se është fort asimptotikisht i qëndrueshëm me zbutje të shqetësimit $\gamma$, nëse sistemi është asimptotikisht i

[12] Zhang, F.: '*The Schur complement and its applications*', vol. 4 (Springer Science & Business Media, New York, USA, 2006)

[13] Arunkumar, A., Sakthivel, R., Mathiyalagan, K.: 'Robust reliable *H*∞ control for stochastic neural networks with randomly occurring delays', *Neurocomputing*, 2015, **149**, pp. 1524–1534

qëndrueshëm për $\bar{\mathbf{v}}(t) = 0$ dhe nën kushtin fillestar zero plotëson $H\infty$ si kriter për të gjithë katrorët jozero të integrueshëm $\bar{\mathbf{v}}(t)$

$$\|\boldsymbol{z}(t)\|_{\mathcal{L}_2} < \gamma \|\bar{\mathbf{v}}(t)\|_{\mathcal{L}_2} \tag{20}$$

## 1.22. 6.2 Analiza e stabilitetit

Në seksionin e mëparshëm, problemi i stabilizimit të bazuar në parashikimin e sistemit linear të vonuar (1) konvertohet në ekuacioneve diferenciale të stabilizuara (10) dhe (19).Në fillim, Së stabiliteti asimptotik i sistemit me unazë të mbyll është marrë parasysh në mungesë të shqetësimit të jashtëm.Më pas, shqyrtojmë problemin e kontrollit të fuqishëm H∞ të sistemit me qark të mbyllur nëpërmjet një funksioni të përshtatshëm kuadratik Lyapunov.Pastaj paraqesim rezultatin kryesor të studimit.

Për të siguruar kushtet e mjaftueshme për ekzistencën e një kontrolluesi H∞ të reagimit të varur nga vonesa, paraqesim teoremën e mëposhtme:

Teorema 6: Le të jenë dhënë konstantet pozitive $\gamma, \lambda, L_R$ dhe $L_S$. Sistemi linear i vonuar (1) me kontrolluesin e bazuar në parashikim (8) në mungesë të shqetësimit të jashtëm është asimptotikisht i qëndrueshëm dhe në prani të shqetësimit të jashtëm pltoëson kushtin $\|\mathbf{z}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 < \gamma^2 \|\bar{\mathbf{v}}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2$ për $\bar{\mathbf{v}}(t) \in \mathcal{L}_2[0 \quad \infty)$, nëse ekziston matrica caktuar simetrike positive $\mathbf{X} > 0$ dhe matrica $\mathbf{Y}$ me dimensione të përshtatshme, të tilla që i plotësojnë kushtet e matricave të mëposhtme

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{\Psi}_{11} & \mathbf{0} & \mathbf{D} & \mathbf{B} & \mathbf{X}\mathbf{C}^{\mathrm{T}} + \mathbf{Y}^{\mathrm{T}}\mathbf{E}^{\mathrm{T}} \\ \mathbf{0} & \boldsymbol{\Psi}_{22} & \boldsymbol{\lambda}\mathbf{M}\mathbf{D} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{D}^{\mathbf{T}} & \lambda\mathbf{D}^{\mathbf{T}}\mathbf{M}^{\mathbf{T}} & -y^2\mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{B}^{\mathbf{T}} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & -y^2\mathbf{I} & \mathbf{E}^{\mathbf{T}} \\ \mathbf{C}\mathbf{X} + \mathbf{E}\mathbf{Y} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{E} & -\mathbf{I} \end{bmatrix} < 0 \tag{21}$$

$$\begin{bmatrix} L_R\mathbf{I} & \mathbf{Y}^{\mathrm{T}} \\ \mathbf{Y} & \mathbf{I} \end{bmatrix} > 0 \tag{22}$$

$$\begin{bmatrix} L_S\mathbf{I} & \mathbf{I} \\ \mathbf{I} & \mathbf{X} \end{bmatrix} > 0 \tag{23}$$

ku

$$\boldsymbol{\Psi}_{11} = \mathbf{X}\mathbf{A}^{\mathbf{T}} + \mathbf{Y}^{\mathbf{T}}\mathbf{B}^{\mathbf{T}} + \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{Y}$$

$$\boldsymbol{\Psi}_{22} = \lambda(\mathbf{X}\mathbf{A}^{\mathbf{T}} + \mathbf{Y}^{\mathbf{T}}\mathbf{B}^{\mathbf{T}} + \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{Y})$$

Në këtë rast,rritja e duhur për kontrolluesin e bazuar në parashikim në (8) jepet nga formula përkatëse $\mathbf{K} = \mathbf{Y}\mathbf{X}^{-\mathbf{1}}$.

Prova: Marrim në konsideratë funksionin e Lyapunovit për systemin me qark të mbyllur (10) dhe (19)

$$V(t) = V_1\big(\mathbf{x}(t)\big) + V_2\big(\mathbf{p}(t)\big) = \mathbf{x}^T(t)\mathbf{Q_1}\mathbf{x}(t) + \mathbf{p^T}(t)\mathbf{Q_2}\mathbf{p}(t), \tag{24}$$

ku $Q_1$ dhe $Q_2$ janë matrica pozitive të përcaktuara. Diferenciali i funksionalit Lyapunov jepet nga

$$\dot{V}(t) = \dot{V}_1\big(\mathrm{x}(t)\big) + \dot{V}_2\big(\mathrm{p}(t)\big) \tag{25}$$

ku

$$\begin{aligned}\dot{V}_1(t) &= \dot{x}^T(t)Q_1x(t) + x^T(t)Q_1\dot{x}(t)\\ &= x^T(t)(A+BK)^TQ_1x(t) + \bar{v}^T(t)D_1^TQ_1x(t)\\ &+x^T(t)Q_1(A+BK)x(t) + x^T(t)Q_1D_1\bar{v}(t)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{V}_2(t) &= \dot{p}^T(t)Q_2p(t) + p^T(t)Q_2\dot{p}(t)\\ &= p^T(t)(A+BK)^TQ_2p(t) + \bar{v}^T(t)D_2^TQ_2p(t)\\ &+p^T(t)Q_2(A+BK)p(t) + p^T(t)Q_2D_2\bar{v}(t)\end{aligned}$$

Duke përcaktuar $\zeta = [x^T(t)\ \ p^T(t)\ \ \ \bar{v}^T(t)]$ dhe duke shkruar përsëri ekuacioni në (25) si $\dot{V}(t) = \zeta^T\Sigma\zeta$, kriteri i stabilitetit është

$$\Sigma = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\phi_{11}} & \mathbf{0} & \mathbf{Q_1D_1} \\ \mathbf{0} & \boldsymbol{\phi_{22}} & \mathbf{Q_2D_2} \\ \mathbf{D_1^TQ_1} & \mathbf{D_2^TQ_2} & \mathbf{0} \end{bmatrix} < 0 \tag{26}$$

ku

$$\boldsymbol{\phi_{11}} = (\mathbf{A}+\mathbf{BK})^{\mathbf{T}}\mathbf{Q_1} + \mathbf{Q_1}(\mathbf{A}+\mathbf{BK})$$

$$\boldsymbol{\phi_{22}} = (\mathbf{A}+\mathbf{BK})^{\mathbf{T}}\mathbf{Q_2} + \mathbf{Q_2}(\mathbf{A}+\mathbf{BK})$$

Supozojmë gjendjën fillestare zero, d.m.th $u(t) = \Phi(t) = 0, \forall t \in [-\tau, 0]$, atëherë kemi $V|(t)|_{t=0} = 0$.Në vazhdim marrim parasysh indeksin

$$J_\infty = \int_0^\infty [z(t)^Tz(t) - y^2\bar{v}(t)^T\bar{v}(t)]$$

Pastaj, për çdo vlerë jozero $\bar{\mathbf{v}}(t) \in \mathcal{L}_2[0\ \ \infty)$, kemi ekuacionin si në vijim

$$\begin{aligned}J_\infty &\le \int_0^\infty [\,z(t)^Tz(t) - y^2\bar{v}(t)^T\bar{v}(t)]dt + V(t)|_{t=\infty} - V(t)|_{t=0}\\ &= \int_0^\infty [z(t)^Tz(t) - y^2\bar{v}(t)^T\bar{v}(t) + \dot{V}(t)]dt = \int_0^\infty \varsigma^T\Pi_1\varsigma dt\end{aligned} \tag{27}$$

ku $\varsigma = [x(t)^T\ \ \ p(t)^T\ \ \ \bar{v}(t)^T]^T$ dhe fitojmë matricën

$$\Pi_1 = \begin{bmatrix} \Pi_{11} & 0 & \Pi_{13} \\ 0 & \Phi_{22} & Q_2 D_2 \\ \Pi_{31} & D_2^T Q_2 & \bar{E}^T \bar{E} - y^2 I \end{bmatrix} \tag{28}$$

ku

$$\Pi_{11} = \Phi_{11} + (C + EK)^T (C + EK)$$

$$\Pi_{13} = Q_1 D_1 (C + EK)^T \bar{E}$$

$$\Pi_{31} = \bar{E}^T (C + EK) + D_1^T Q_1$$

Kur supozojmë hyrjen me shqetësim zero d.m.th $\bar{\mathbf{v}} = \mathbf{0}$**,** nëse matrica në (28) është negativisht e caktuar që nënkupton se $\Pi_1 < 0$; pastaj $V(t) < 0$ dhe stabiliteti asimptotik i sistemit në (1) është i vërtetuar.Kur $\bar{v}(t) \in \mathcal{L}_2[0 \ \infty]$, dhe $\Pi_1 < 0$ atëherë nënkupton që $J_\infty < 0$ dhe për këtë arsye fitohet ekuacioni si në vijim $\|z(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 < \gamma^2 \|v(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2$.

Sipas komplementit të Teoremës 5, $\Pi_1 < 0$ është e barabartë me matricën vijuese

$$\Pi_2 = \begin{bmatrix} \mathbf{\Phi_{11}} & \mathbf{0} & \mathbf{Q_1 D_1} & \mathbf{(C + EK)^T} \\ \mathbf{0} & \mathbf{\Phi_{22}} & \mathbf{Q_2 D_2} & \mathbf{0} \\ \mathbf{D_1^T Q_1} & \mathbf{D_2^T Q_2} & \mathbf{-y^2 I} & \mathbf{\bar{E}^T} \\ \mathbf{(C + EK)} & \mathbf{0} & \mathbf{\bar{E}} & \mathbf{-I} \end{bmatrix} < 0 \tag{29}$$

ku $\mathrm{D}_1 = [\mathrm{D} \quad \mathrm{B}], \bar{\mathrm{E}} = [0 \quad \mathrm{E}]$ dhe $\mathrm{D}_2 = \mathrm{M}[\mathrm{D} \quad 0]$, pastaj fitojmë:

$$\Pi_2 = \begin{bmatrix} \mathbf{\Phi_{11}} & \mathbf{0} & \mathbf{Q_1 D} & \mathbf{Q_1 B} & \mathbf{(C + EK)^T} \\ \mathbf{0} & \mathbf{\Phi_{22}} & \mathbf{Q_2 MD} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{D^T Q_1} & \mathbf{D^T M^T Q_2} & \mathbf{-y^2 I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{B^T Q_1} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{-y^2 I} & \mathbf{E^T} \\ \mathbf{(C + EK)} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{E} & \mathbf{-I} \end{bmatrix} < 0 \tag{30}$$

Le të jetë $Q_2 = \lambda Q_1$.Para dhe pas shumëzimit të matricës në (30) dhe duke u bazuar në diagramin $(Q_1^{-1}, Q_1^{-1}, I, I, I)$ si dhe nga zhvendosja e tij atëhere fitojmë matrcicën

$$\Pi_2 = \begin{bmatrix} \mathbf{\Theta_{11}} & \mathbf{0} & \mathbf{D} & \mathbf{B} & \mathbf{\Theta_{15}} \\ \mathbf{0} & \mathbf{\Theta_{22}} & \mathbf{\lambda MD} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{D^T} & \mathbf{\lambda D^T M^T} & \mathbf{-y^2 I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{B^T} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{-y^2 I} & \mathbf{E^T} \\ \mathbf{\Theta_{51}} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{E} & \mathbf{-I} \end{bmatrix} < 0 \tag{31}$$

ku $$\mathbf{\Theta_{11}} = \boldsymbol{Q_1^{-1} A^T + Q_1^{-1} K^T B^T + A Q_1^{-1} + B K Q_1^{-1}}$$

$$\mathbf{\Theta_{15}} = Q_1^{-1} C^T + Q_1^{-1} K^T E^T$$

$$\mathbf{\Theta_{22}} = \lambda(Q_1^{-1}A^T + Q_1^{-1}K^TB^T + AQ_1^{-1} + BKQ_1^{-1})$$

$$\mathbf{\Theta_{51}} = CQ_1^{-1} + EKQ_1^{-1}$$

Pas zëvenndësimit $X = Q_1^{-1}$, $Y = KQ_1^{-1}$ në matricën (31), fitojmë matricën në (21).

Kushti që $X > 0$ dhe matrica (21) fitohet kushti që $\Pi_1 < 0$, që nënkupton se $J_\infty < 0$ në ekuacionin (27) dhe për këtë arsye, vlen kushti si vijon

$\int_0^\infty \mathbf{z}^T(t)\mathrm{z}(t)dt < \int_0^\infty y^2\bar{\mathbf{v}}^T(t)\bar{\mathbf{v}}(t)dt$ dhe fitohet kushti $\|\mathbf{z}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 < \gamma^2\|\bar{\mathbf{v}}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2$ për gjithë vlerat $\bar{v}(t) \in \mathcal{L}_2[0 \quad \infty)$.

Që nga ekuacioni (10) , e dimë që $\|\bar{\mathbf{v}}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 = \|\mathbf{v}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 + \|\tilde{\mathbf{v}}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2$, dhe fitohet kushti si në vijim:

$$\|\mathbf{z}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 < \gamma^2(\|\mathbf{v}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 + \|\bar{\mathbf{v}}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2) \tag{32}$$

Nga (17) , dihet se $\|\tilde{\mathbf{v}}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2 \leq \tau\kappa\|\mathbf{v}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2$, prandaj kufiri i sipërm i nivelit të zbutjes së shqetësimit nga shqetësimi i jashtëm në daljen e kontrolluar jepet nga

$$\frac{\|\mathbf{z}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2}{\|\mathbf{v}(t)\|_{\mathcal{L}_2}^2} \leq \hat{\gamma}^2, \tag{33}$$

ku $\hat{\gamma} = \gamma\sqrt{1 + \tau\kappa}$

Për t'i bërë praktike rezultatet e një problemi me pabarazinë e matricës lineare LMI (21), duhet të kufizojmë madhësinë e matricës së fitimit **K**. Në këtë punim, ne ndjekim metodologjinë e përdorur për këtë problem në[14]. Kështu, sipas shprehjes **K = YX−1**, ne mund të kufizojmë madhësinë e matricës së fitimit K duke kufizuar dy matricat **Y** dhe **X−1**.Fitohen kushtet:

$$Y^TY < L_RI, L_R > 0, \tag{34}$$

$$X^{-1} < L_SI, \quad L_S > 0, \tag{35}$$

Duke përdorur Teoremën 5, pabarazia e matricave lineare LMI-të (34) dhe (35) mund të përfaqësohen si LMI (22) dhe (23), respektivisht. Kjo plotëson vërtetimin e Teoremës 6.

[14] Gritli, H., Belghith, S.: 'Robust feedback control of the underactuated inertia wheel inverted pendulum under parametric uncertainties and subject to external disturbances: LMI formulation', *J. Franklin Inst.*, 2017

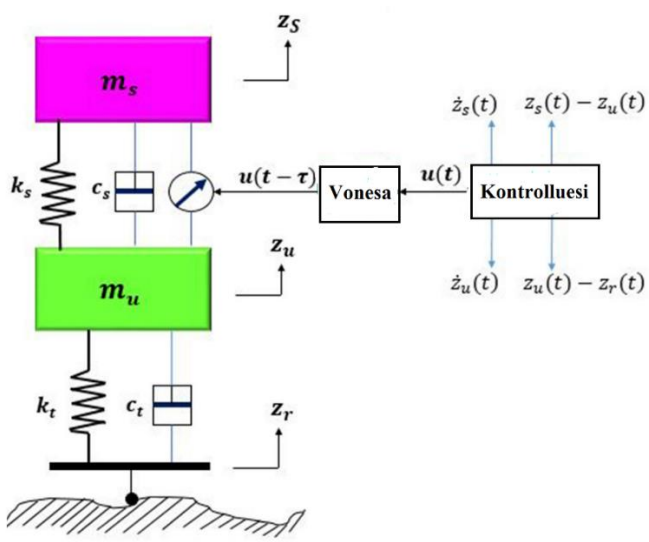


**Figura 6.2:** Modeli i qerekut të automjetit me varje aktive. [8]

Nga figura shohim se dinamika e aktuatorit nuk është e përfshirë në modelin e sistemit, dhe aktivizuesi është modeluar si një gjenerues ideal i forcës. Megjithatë, vonesa kohore e aktuatorit parashikohet pasi ai fut vonesën kohore në ciklin e kontrollit. supozojmë se $z_s(t)$ dhe $z_u(t)$ maten nga pozicionet e tyre të ekuilibrit statik dhe se goma mbetet në kontakt me sipërfaqen e rrugës gjatë gjithë kohës.

Për hartimin e një kontrolluesi H∞, dizajnohet një kontrollues i reagimit të gjendjes së memories(kujtesës)

$$\mathbf{u}(t) = \mathbf{Kp}(t)$$

ku $\mathbf{p}(t)$ është vektori i parashikimit në vonesën kohore të hyrjes dhe **K** është matrica e fitimit të reagimit të gjendjës që do të dizajnohet.

## 1.23. 6.3 Dizajnimi i kontrollit të bazuar në parashikime

Në këtë studim, qasja e propozuar do të zbatohet për të hartuar një kontrollues $H\infty$ të reagimit të gjendjes së kujtesës e cila varët nga vonesa për modelin e çerekut të makinës të përshkruar më lartë. Në këtë studim, të gjithë parametrat e modelit të çerekut të makinës janë paraqitur në tabelën 6.1.

| Parametrat | Vlerat |
|---|---|
| $m_s$ | 2.45 kg |

| | |
|---|---|
| $m_u$ | 1 kg |
| $k_s$ | 900 N/m |
| $c_s$ | 7.5 Ns/m |
| $k_t$ | 1250 N/m |
| $c_t$ | 5 Ns/m |

**Tabela 6.1:** Vlerat e parametrave të sistemit të varjës së çerekut të automjetit. [8]

| **Vonesa kohore** | **Matrica e rritjes** |
|---|---|
| $\tau = 26ms$ | $K = 10^4 x[-0.55691 \quad 0.38379 \quad -0.7807.4 \quad -0.024529]$ |
| $\tau = 150ms$ | $K = 10^4 x[-0.66489 \quad 0.40281 \quad -0.81246 \quad 0.025468]$ |

**Tabela 6.2:** Matricat e fitimit për vonesa të ndryshme kohore. [8]

Matricat e fitimit të kontrolluesit të bazuar në parashikim për vonesa të ndryshme kohore janë paraqitur në tabelën 6.2. Për një përshkrim të shkurtër, paraqesim kontrolluesin e propozuar si Kontrollues I.

Për të hetuar performancën e qasjes së propozuar, krahasohen rezultatet e arritura nga zbatimi i kontrolluesit me rezultatet e marra në[15]. Vihet re se metoda e propozuar ($\mathbf{u} = \mathbf{K}_s\mathbf{x}(t)$) me parametrat e projektimit $\gamma = 11, \alpha = 21, \beta = 42, \rho = 1$ dhe dhe rritja e kontrolluesit fitohet si më poshtë

$$K_s = 10^4 x[-0.3292 \quad -0.6361 \quad -1.0125 \quad -0.0020]$$

Ky kontrollues shënohet si Kontrollues II. Në fakt $\tau = 26\,ms$ është vonesa maksimale kohore. Kjo do të thotë që Kontrolluesi II mund të stabilizojë sistemin $H\infty$ me indeksin e performancës $\gamma = 11$ dhe kufizimet për çdo vonesë kohore të kënaqshme $0 \leq \tau \leq 26\,ms$.

Në mënyrë tipike, vlerësimi i performancës së varjës së çerekut të makinës bazohet në kontrollimin e tre sasive të përgjigjes brenda një vargu të frekuencës së paracaktuar d.m.th nxitimi i masës së sustës $\mathbf{x}_3(t)$, devijimi i varjës $\mathbf{x}_1(t)$, dhe devijimi i gomave $\mathbf{x}_2(t)$. Për të vlerësuar karakteristikat

[15] Du, H., Zhang, N.: '*H*∞ control of active vehicle suspensions with actuator time delay', *J. Sound Vib.*, 2007, **301**, (1), pp. 236–252

e varjës në lidhje me komoditetin e lëvizjes, trajtimin e automjetit dhe hapësirën e punës së varjës, merren parasysh një sërë profilesh të rrugës. Në kontekstin e performancës së varjës së automjeteve, shqetësimet e rrugës mund të klasifikohen përgjithësisht në dy kategori të përgjithshme:goditjet (pëplasjet) dhe vibrimet (veshtirësitë e rrugës)[16]. Në vijim, dy llojet e profileve të rrugëve përdoren për të vërtetuar performancën e metodës së propozuar të kontrollit si dhe efektin e vonesës kohore të performances.

### *6.3.1 Përgjigja e përplasjes*

Shqetësimi i rrugës në përgjithësi mund të supozohet si ngjarje me kohëzgjatje relativisht të shkurtër dhe me intensitet të lartë, që shkaktohet nga një gungë osë gropë e theksuar në një sipërfaqe të rrugës. Zhvendosja përkatëse e terrenit është dhënë nga

$$z_r(t) = \begin{cases} \frac{a}{2}\left(1 - \cos\left(\frac{2\pi v_0}{l} t\right)\right), & 0 \le t \le \frac{1}{v_0} \\ 0, & t > \frac{l}{v_0} \end{cases} \tag{36}$$

ku $a$ dhe $l$ paraqesin lartësinë dhe gjatësnë e gungës.Marim $a = 0.1\ m$, $l = 2m$ dhe dhe supozojmë shpejtësia është $v_0 = \frac{45km}{h}$.

Rezultatet e simulimit të kontrollorëve I, II dhe sistemit të varjës pasive për vonesën kohore të hyrjes $\tau = 26\ ms$ janë shfaqur në figurën 27, 28, 29 dhe 30.

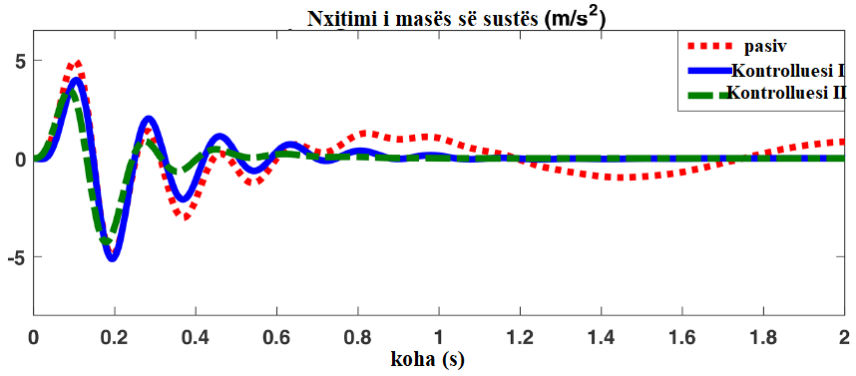


**Figura 6.3:** Nxitimi i masës së sustës. [8]

[16] Du, H., Zhang, N.: '*H*∞ control of active vehicle suspensions with actuator time delay', *J. Sound Vib.*, 2007, **301**, (1), pp. 236–252

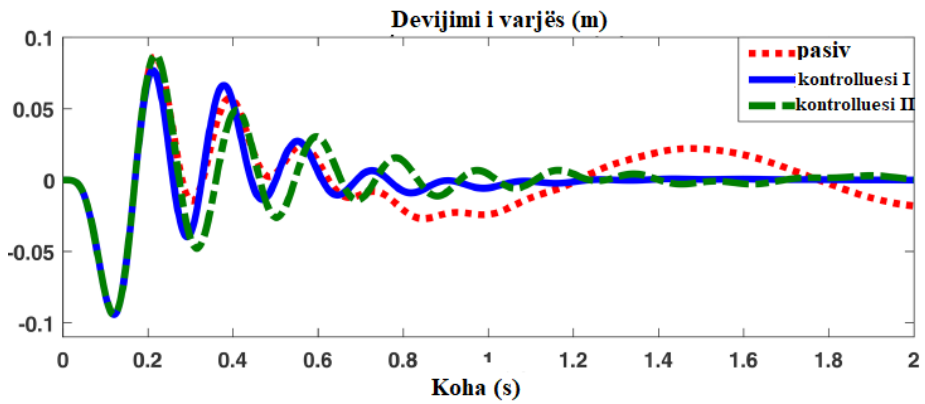


**Figura 6.4:** Devjimi i varjës. [8]

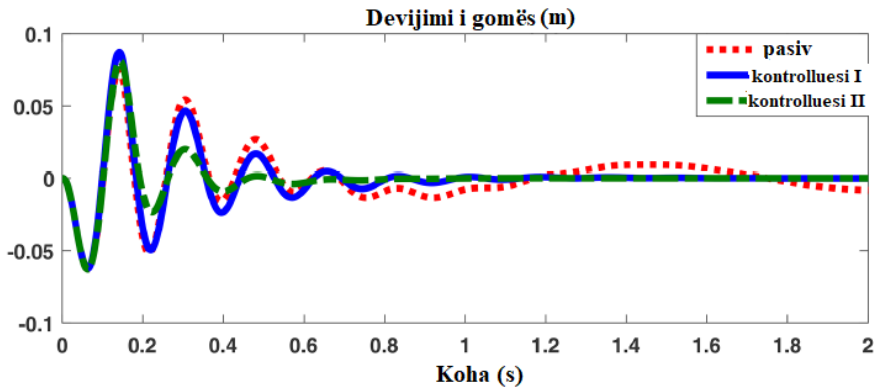


**Figura 6.5:** Devijimi i gomës. [8]

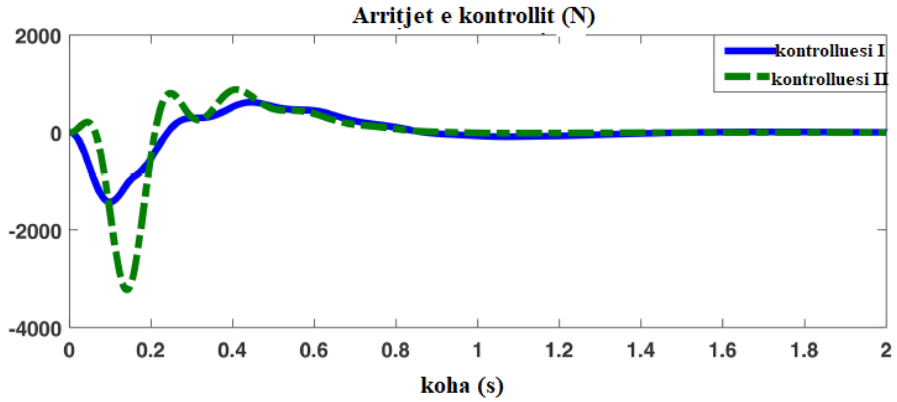


**Figura 6.6:** Arritjet e kontrollit. [8]

Mund të shihet nga figurat më lartë se përgjigjet më të mira janë marrë nga kontrolluesit aktiv I dhe II në krahasim me sistemin e varjës pasive. Është e qartë se kontrolluesi statik shfaq përgjigje

pak më të mirë në krahasim me kontrolluesin dinamik megjithatë përpjekja e kërkuar e kontrollit për kontrolluesin dinamik është më e vogël se ajo statike.

Për të parë avantazhet e kontrolluesit dinamik të propozuar, vonesa kohore është rritur në $\tau = 150\ ms$ dhe përsëriten të njëjtat simulime. Përgjigjet e sistemit nën dy sisteme të varjës aktive dhe pasive për këtë rast janë paraqitur në figurat në vijim.Figurat tregojnë përkatësisht përshpejtimin e masës së sustës, devijimin e varjës, devijimin e gomave dhe përpjekjen e kontrollit. Shihet se për vonesën kohore të hyrjes τ = 150 ms, kontrolluesi statik nuk mund të ruajë më qëndrueshmërinë e sistemit të varjës megjithatë, kontrolluesi dinamik ende mund të stabilizojë sistemin me qark të mbyllur pa asnjë degradim ose ulje të dukshëm në performance.

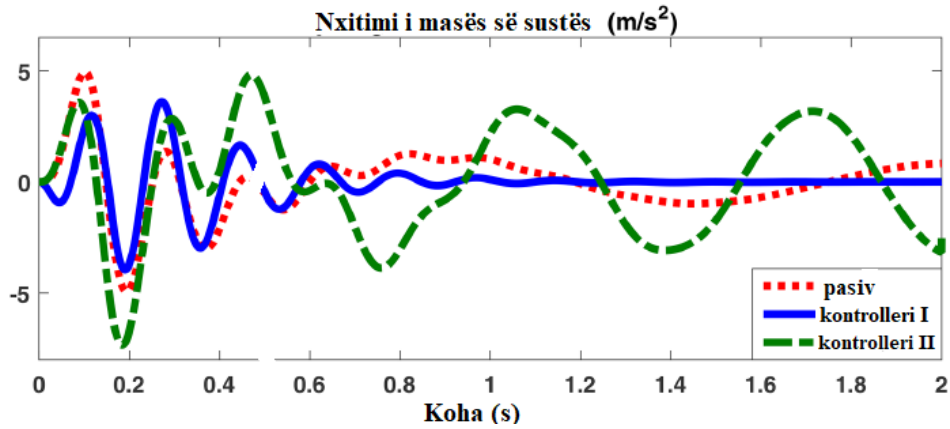


**Figura 6.7:** Nximti i masës së trupit. [8]

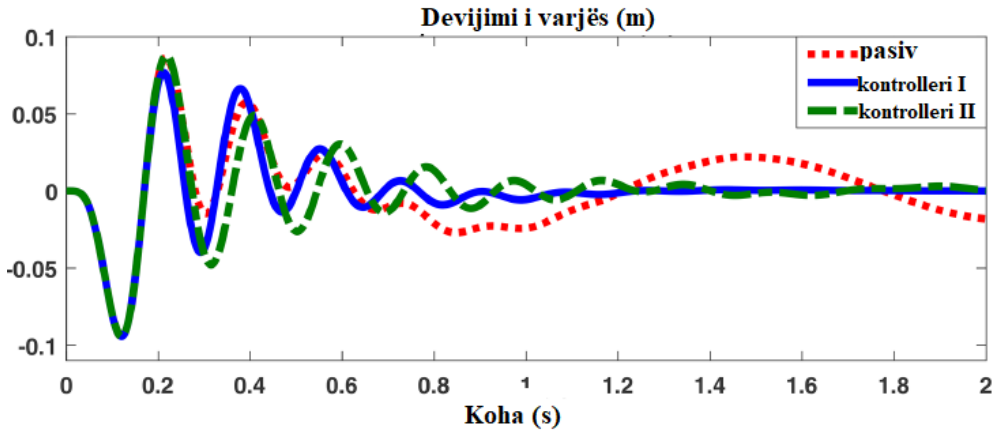


**Figura 6.8:** Devijimi i varjës. [8]

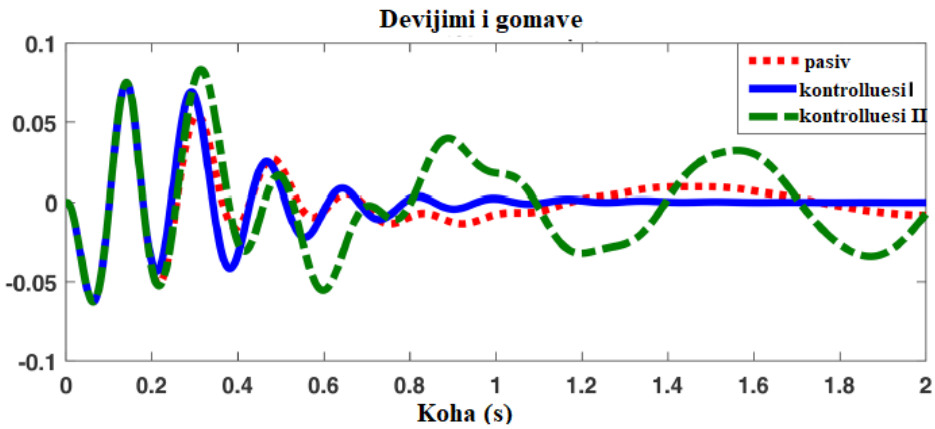


**Figura 6.9:** Devijimi i gomave. [8]

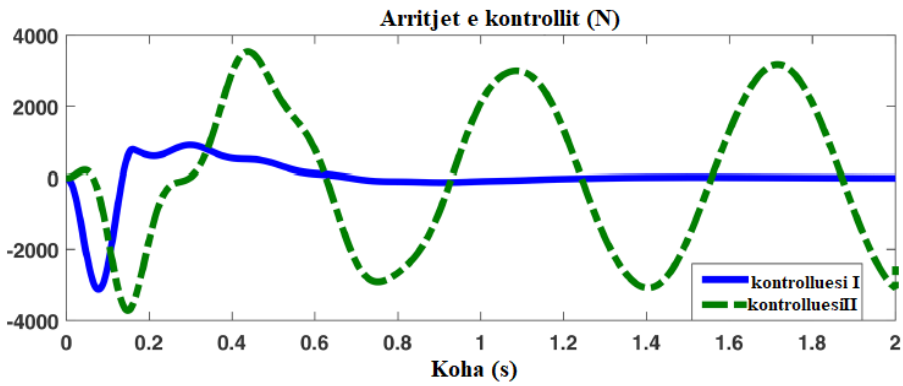


**Figura 6.10:** Arritjet e kontrollit. [8]

| Vonesa kohore | $\tau = 26\ ms$ | | $\tau = 150\ ms$ | |
|---|---|---|---|---|
| | Kontrolluesi | | Kontrolluesi | |
| | I | II | I | II |
| Konsumimi i energjisë | 530.54 | 884.28 | 846.82 | 3003.3 |

**Tabela 6.3:** Konsumi i energjisë i kontrollerëve aktive. [8]

Për të vlerësuar në mënyrë cilësore përpjekjet e kontrollit të dy metodave të kontrollit aktiv dhe konsumi i tyre i energjisë llogaritet përmes vlerës së mëposhtme normative $\mathcal{L}_2$.

$$\|u(t)\|\mathcal{L}_2 = \sqrt{\int_0^{\bar{T}} u^T(t)u(t)dt} \tag{37}$$

ku $\bar{T}$ paraqet kohën e simuluar. Për vonesat kohore të hyrjes τ = 26 dhe 150 ms, konsumi i energjisë i dy kontrolluesëve tregohet në tabelën 6.3. Nga kjo tabelë shihet se si për vonesat kohore të shkurtra ashtu edhe për ato të gjata, kontrolluesi dinamik ka një performancë superiore në krahasim me kontrolluesin statik dhe fitimi i ulët i kontrolluesit dinamik çon në konsumin më pak të kërkuar të energjisë.

### *6.3.2 Përgjigja e rastësishme*

Shqetësimet e rrugës gjithashtu mund të supozohen përgjithësisht si dridhje të rastësishme, të cilat janë të qëndrueshme dhe zakonisht specifikohen si proces i rastësishëm me një densitet të caktuar spektral të fuqisë së zhvendosjes së tokës prej

$$S_g(\Omega) = \begin{cases} S_g(\Omega_0)\left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-n_1} & if\ \Omega \leq \Omega_0 \\ S_g(\Omega_0)\left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-n_2} & if\ \ \Omega \geq \Omega_0 \end{cases} \tag{38}$$

ku $\Omega_0 = 1/2\pi$ është referenca e frekuencës dhe $\Omega$ është frekuenca hapësinore.Vlera e $S_g(\Omega_0)$ jep një masë për ashpërsinë e rrugës.$n_1$ dhe $n_2$ paraqesin konstantet e ashpërsisë së rrugës.

Më konkretisht, nëse automjeti supozohet se udhëton me një shpejtësi konstante horizontale $v_0$ mbi një rrugë të caktuar, forca që rezulton nga parregullsitë e rrugës mund të simulohet nga seria e mëposhtme

$$z_r(t) = \sum_{n=1}^{N} s_n \sin\left(n\omega_0 t + \varphi_n\right)$$

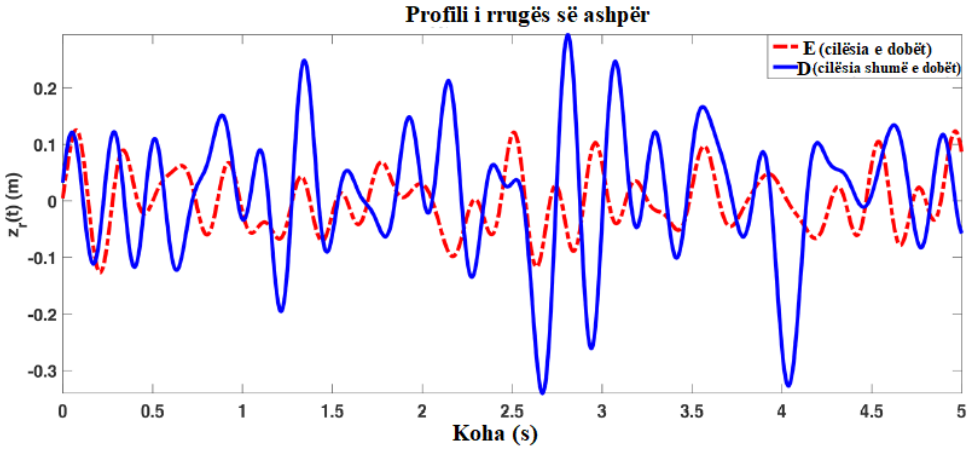

**Figura 6.11:** Shembuj të profileve të rrugëve të kategorisë D (të dobët) dhe të kategorisë E (shumë të dobët).

Karakteristikat probabilistike të përgjigjes së rastësishme vlerësohen duke përdorur simulimin Monte Carlo. Duke marrë parasysh natyrën e rastësishme të ngacmimit që aplikohet, indeksi i performancës së rrënjës mesatare katrore (RMS) identifikohet nga vlerat e pritura

$$J_1 = E\left[\frac{1}{\overline{T}}\int_0^{\overline{T}}\{\dot{x}_3(t)\}^2 dt\right] \tag{39}$$

$$J_2 = E\left[\frac{1}{\overline{T}}\int_0^{\overline{T}}\{x_1(t)\}^2 dt\right] \tag{40}$$

$$J_3 = E\left[\frac{1}{\overline{T}}\int_0^{\overline{T}}\{x_2(t)\}^2 dt\right] \tag{41}$$

Për përshpejtimin e masës së shtyllës, devijimin e varjës dhe devijimin e gomave, ku $\overline{T} = L/v_0$ është periudha e përkohshme e matjes. Për të vërtetuar efektivitetin e kontrollit dinamik në trajtimin e problemi të vonesës në kohë është studiuar efekti i vlerave të ndryshme të vonesës kohore në lakun e kontrollit dhe gjithashtu profile të ndryshme të rrugëve. Kjo bëhet duke llogaritur vlerat RMS për nxitimin e masës së sustës ($J_1$), devijimi i varjës ($J_2$), dhe devijimi i gomave ($J_3$) të cilat janë paraqitur në tabelat 6.4 dhe 6.5.Vlerat në tabelat 6.4 dhe 6.5 paraqesin rezultatet për profilet e rrugëve me cilësi të dobët (klasa D) dhe shumë e dobët (klasa E).

Për llogaritjen e vlerave RMS, kemi konsideruar $\overline{T} = 5$ në (39)–(41) edhe kemi ekzekutuar në mënyrë të rastësishme sistemin me qark të mbyllur 100 herë. Siç vërehet nga tabelat 6.4 dhe 6.5, të dy kontrollorët aktivë kanë rezultate më të mira se pezullimi pasiv për vonesat kohore të hyrjes $\tau = 26\ ms$ dhe $150\ ms$. Vlerat RMS të përshpejtimit të masës së sustës, devijimit të varjës dhe devijimit të gomave janë pothuajse të njëjta për kontrollerët statikë dhe dinamikë me vonesë kohore të vogël të hyrjes ($\tau = 26\ ms$). Megjithatë, kur vonesa kohore është më e gjatë ($\tau = 150\ ms$), të gjitha kriteret e performancës për kontrolluesin dinamik janë më të vogla se vlerat e tyre përkatëse për kontrolluesin statik. Kjo konfirmon që kontrollerët dinamikë i tejkalojnë kontrollerët statikë kur vonesa kohore është e madhe. Tabelat 6.4 dhe 6.5 tregojnë gjithashtu se vrazhdësia e rrugës nuk ndikon në performancën më të mirë të kontrolluesit dinamik ndaj atij pasiv, megjithëse vlerat përkatëse RMS të të gjitha metodave rriten kur vrazhdësia është më e madhe.

| Vonesa kohore | | $\tau = 26\ ms$ | | | $\tau = 150\ ms$ | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Kriteret e performancës | | Kontrolluesi | | | Kontrolluesi | |
| | Pasiv | I | II | Pasiv | I | II |
| Nxitimi i masës së sustës | $1.5047\text{x } 10^{-3}$ | $2.8414\text{x } 10^{-4}$ | $2.3981\text{x } 10^{-4}$ | $1.7844\text{x } 10^{-3}$ | $3.1799\text{x } 10^{-5}$ | $7.6746\text{x } 10^{-3}$ |
| Devijimi i varjës | $7.328\text{x } 10^{-7}$ | $2.8742\text{x } 10^{-7}$ | $2.6552\text{x } 10^{-7}$ | $8.7855\text{x } 10^{-7}$ | $2.1017\text{x } 10^{-7}$ | $1.9395\text{x } 10^{-7}$ |
| Devijimi i gomës | $1.4289\text{x } 10^{-7}$ | $3.9923\text{x } 10^{-8}$ | $4.4805\text{x } 10^{-8}$ | $1.6795\text{x } 10^{-7}$ | $3.2635\text{x } 10^{-8}$ | $8.9336\text{x } 10^{-7}$ |
| Konsumimi i energjisë | - | 299.2 | 401.33 | - | 465.79 | 1623.3 |

**Tabela 6.4:** Konsumi i energjisë dhe vlerat RMS të përshpejtimit të masës së sustës, devijimit të varjës dhe devijimit të gomave për vonesa të ndryshme kohore ($S_g(\Omega_0) = 256 \text{ x } 10^{-6}\ m^3$). [8]

| Vonesa kohore | | $\tau = 26\ ms$ | | | $\tau = 150\ ms$ | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Kriteret e performancës | | Kontrolluesi | | | Kontrolluesi | |
| | Pasiv | I | II | Pasiv | I | II |
| Nxitimi i masës së sustës | $1.7793\text{x } 10^{-3}$ | $7.3088\text{x } 10^{-4}$ | $6.6721\text{x } 10^{-4}$ | $1.2713\text{x } 10^{-3}$ | $1.176\text{x } 10^{-4}$ | $5.6487\text{x } 10^{-3}$ |
| Devijimi i varjës | $7.9163\text{x } 10^{-7}$ | $6.992\text{x } 10^{-7}$ | $6.5423\text{x } 10^{-7}$ | $5.755\text{x } 10^{-7}$ | $5.0395\text{x } 10^{-7}$ | $5.0029\text{x } 10^{-7}$ |
| Devijimi i gomës | $1.6404\text{x } 10^{-7}$ | $9.9809\text{x } 10^{-8}$ | $12072\text{x } 10^{-7}$ | $1.0673\text{x } 10^{-7}$ | $1.1403\text{x } 10^{-7}$ | $5.7291\text{x } 10^{-7}$ |

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Konsumimi i energjisë | - | 602.15 | 814.33 | - | 673.83 | 3024.4 |

**Tabela 6.5:** Konsumi i energjisë dhe vlerat RMS të përshpejtimit të masës së sustës, devijimit të varjës dhe devijimit të gomave për vonesa të ndryshme kohore ($S_g(\Omega_0) = 1024$ x $10^{-6}\ m^3$). [8]

### *6.3.3 Kontrolli dinamik i varjës aktive me aktuator dinamik jolinear*

Në këtë nënseksion, është marrë në konsideratë efekti i dinamikës së aktuatorit.Zakonisht, forca dinamike $u(t-\tau)$ gjenerohet nga një aktivizues hidraulik i vendosur midis masave me sustë dhe pa sustë.Atëherë do të kemi $u(t-\tau) = A_a P_L(t)$, ku $P_L(t)$ është rënia e presionit në të gjithë pistonin e aktuatorit hidraulik, dhe $A_a$ është sipërfaqja e pistonit.

Prezantimi i detajuar i një aktivizuesi të tillë hidraulik mund të gjendet në referencat [29 , 40].Siç tregohet në [29, 40] shkalla e ndryshimit $P_L(t)$ mund të përshkruhet si

$$\frac{V_t}{4\beta_a} P_L(t) = H(t) - C_{tp} P_L(t) - A_a(\dot{z}_s(t) - \dot{z}_u(t)) \tag{42}$$

ku $V_t$ është vëllimi i përgjithshëm i aktuatorit, $\beta_a$ është madhësia e modulit efektiv, $C_{tp}$është koeficienti total i rrjedhjes së pistonit dhe $H(t)$ është rrjedha e ngarkesës.Ekuacioni i rrjedhës së ngarkesës jepet nga formula

$$H(t) = sgn\big[P_s - sgn\big(x_v(t)\big)P_L(t)\big]C_d \omega x_v(t) \text{ x } \sqrt{\frac{1}{\eta}\left|P_s - sgn(x_v(t))P_L(T)\right|} \tag{43}$$

ku $C_d$ është koeficienti i shkarkimit, $\omega$ është gradienti (pjerrësia) i zonës së valvulës së bobinës, $x_v(t)$ është zhvendosja e valvulës së bobinës, $\eta$ është dendësia e lëngut hidraulik dhe $P_s$ është furnizimi presionit hidraulik.

Zhvendosja e valvulës së bobinës kontrollohet nga tensioni ose rryma e hyrjes në valvulën servo. Dinamika e servo valvulës mund të përafrohet nga një filtër linear me kohën konstante $\sigma$.

$$\dot{x}_v(t) = \frac{1}{\sigma}(-x_v(t) + u_a(t)) \tag{44}$$

Ky është një përafrim i mirë për dinamikën e sistemit të servo valvulave nëse frekuenca nuk është shumë e lartë, dhe përdoret rregullisht nga projektues të varjës aktive në industri.

Në nxjerrjen e një modeli hapësirë-gjendje për dinamikën e çerekut të makinës, variablat e gjendjes janë përcaktuar të jenë sin ë vijim

$$x_1(t) = z_s(t) - z_u(t), \quad x_2(t) = z_u(t) - z_r(t)$$
$$x_3(t) = \dot{z}_s(t), \quad x_4(t) = \dot{z}_u(t) \tag{45}$$

$$x_5(t) = \mu P_L(t), \qquad x_6(t) = x_v(t),$$

Le të jetë vektori i gjendjes së të gjithë sistemit (aktuator dhe varje)

$$\mathbf{x}_a(t) = [x_1 x_1(t) \;\; x_2(t) \quad x_3(t) \quad x_4(t) \quad x_5(t) \quad x_6(t)]^T$$

Vihet re se rënia e presionit $P_L(t)$ është shkallëzuar në një konstante $\mu$ që merret si vlerë $10^{-7}$. Objektivi i këtij shkallëzimi është të përmirësojë llogaritjen numerike gjatë projektimit të kontrollit dhe simulimit të qarkut të mbyllur. Modeli jo-linear për sistemin e varjës aktive të automjetit mund të përshkruhet nga ekuacionet e mëposhtme të hapësirës së gjendjes:

$$\dot{x}_1(t) = x_3(t) - x_4(t)$$

$$\dot{x}_2(t) = x_4(t) - \dot{z}_r(t)$$

$$\dot{x}_3(t) = -\frac{k_s}{m_s} x_1(t) - \frac{c_s}{m_s}\big(x_3(t) - x_4(t)\big) + \frac{A_a}{\mu m_s} x_5(t),$$

$$\dot{x}_4(t) = \frac{k_s}{m_u} x_1(t) - \frac{k_t}{m_u} x_2(t) + \frac{c_s}{m_u} x_3(t) - \frac{(c_t + c_s)}{m_u} x_4(t) - \frac{A_a}{\mu m_u} x_5(t) + \frac{c_t}{m_u} \dot{z}_r(t),$$

$$\dot{x}_5(t) = -\xi x_5(t) - \mu \varsigma A_a\big(x_2(t) - x_4(t)\big) + \mu \vartheta x_6(t) \omega_3(t),$$

$$\dot{x}_6(t) = \frac{1}{\sigma}\big(-x_6(t) + u_a(t)\big),$$

$$\mathbf{y}_a(t) = \mathbf{C}_a \mathbf{x}_a(t),$$

ku

$$\varsigma = \frac{4\beta_a}{V_t}, \qquad \xi = \varsigma C_{tp}, \quad \vartheta = \varsigma C_d \omega \sqrt{\frac{1}{\eta}}, \qquad \mathbf{C}_a = [I_{4\text{x}4} \;\; 0_{4\text{x}2}]$$

dhe

$$\omega_3(t) = sgn[P_s - sgn\big(x_v(t)\big)\frac{x_5(t)}{\mu}] \sqrt{\frac{1}{\eta}\left|P_s - sgn\big(x_v(t)\big)\frac{x_5(t)}{\mu}\right|}$$

Vlerat e parametrave të dinamikës së aktuatorit janë marrë nga [29][17] dhe janë renditur në tabelën 6.6.

| Parametrat | Vlerat |
|---|---|

[17] Fialho, I., Balas, G.J.: 'Road adaptive active suspension design using linear parameter-varying gain-scheduling', *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*2002, **10**, (1), pp. 43–54

| | |
|---|---|
| $\varsigma$ | 4.515 $N/m^3$ |
| $\xi$ | 1 $s^{-1}$ |
| $\vartheta$ | 1.545 $N/m^{5/2}kg$ |
| $\sigma$ | 1/30 s |
| $P_s$ | 10,342 $P_a$ |
| $P_a$ | 3.35 x $10^{-4}$ $m^2$ |

**Tebela 6.6:** Vlerat e parametrave të sistemit të modelit të aktivizuesit jolinear. [8]

Në mësimet e mëparshme, ne kemi konsideruar një aktivizues(aktuator) ideal të përfaqësuar nga një fitim dhe vonesë kohore. Hapi i parë këtu është të gjejmë fitimin e aktivizuesit dhe vonesën e tij kohore. Meqenëse aktuatori ka një dinamikë jolineare, nuk ka fitim konstant të tij. Ne duhet të gjejmë një fitim të përafërt të tillë që t'i përshtatet më së miri $u_a(t) - u(t)$ lakorës ose kurbës karakteristike të aktuatorit.Lakorja $u_a(t) - u(t)$ .Kurba e aktuatorit $u_a(t) - u(t)$ gjendet duke marrë parasysh dinamikën e aktuatorit në gjendje të qëndrueshme ($\dot{x}_5(t) = \dot{x}_6(t) = 0$).

Kurba $u_a(t) - u(t)$ dhe vija e përafërt janë paraqitur në Fig 6.12.

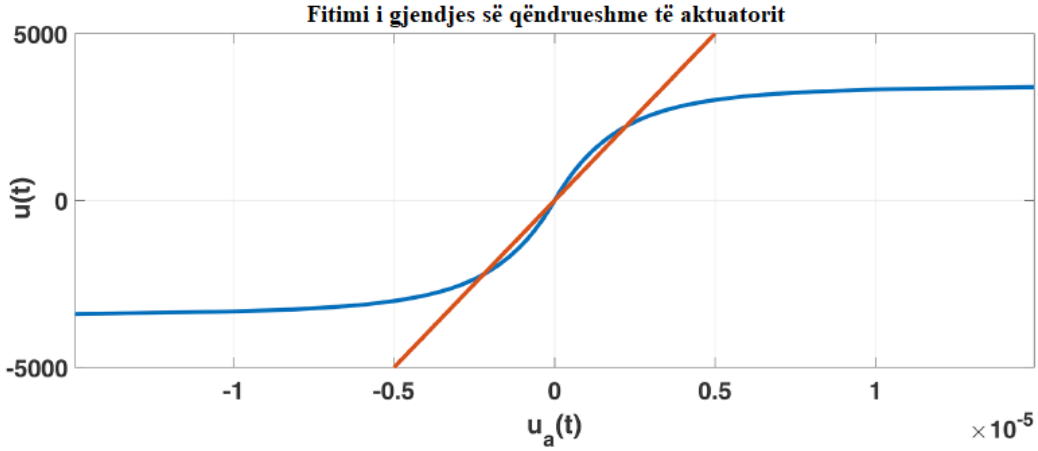


**Figura 6.12:** Fitimi i gjendjes së qëndrueshme të aktuatorit. [8]

Pjerrësia e vijës së përshtatur në këtë figurë është zgjedhur të jetë $k_a = 5 * 10^5$. Kjo pjerrësi është zgjedhur për t'iu përshtatur më së miri lakores në forcat më të vogla aktive që ndodhin në afërsi të ekuilibrit. Me fjalë të tjera, ky përafrim është i pasaktë kur hyrja e kontrollit i afrohet kufirit maksimal dhe minimal.

Struktura e sistemit të kontrollit duke marrë parasysh dinamikën jolineare të aktuatorit është paraqitur në Figurën 6.13.

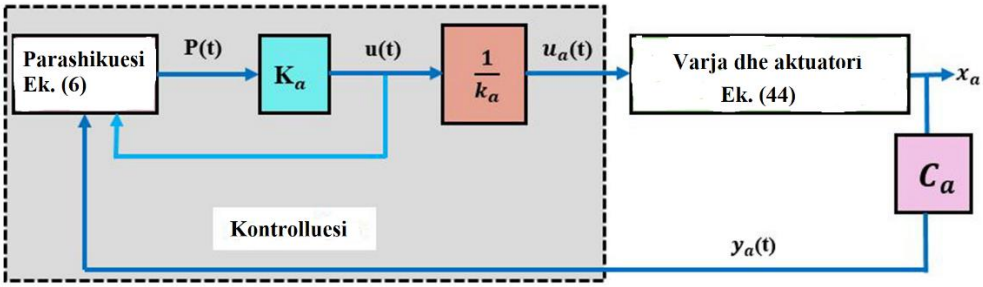


**Figura 6.13:** Struktura ekuivalente e kontrollit me dinamikë jolineare të aktuatorit. [8]

Duke marrë parasysh profilin e rrugës së përplasur dhe gjendjen fillestare zero për të gjitha gjendjet, përshpejtimi i masës së shtyllës, devijimi i varjës dhe devijimi i gomave janë paraqitur në Figurën 6.14.

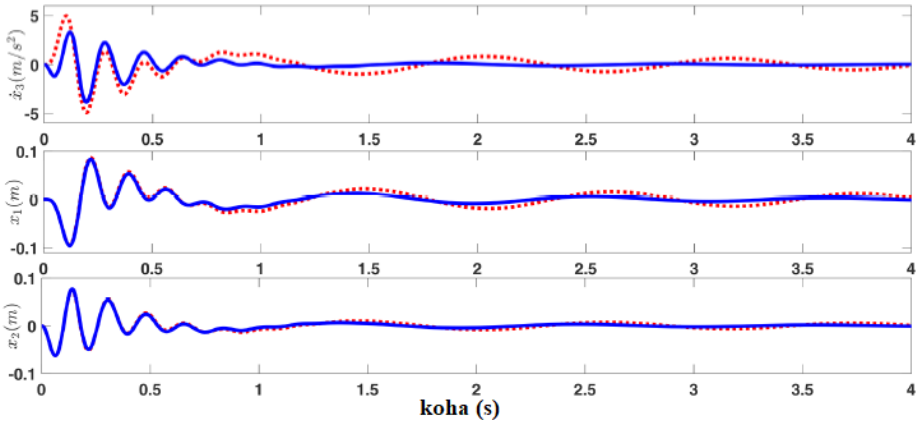


**Figura 6.14:** Përshpejtimi i masës së sustës, devijimi i varjës dhe devijimi i gomave me dinamikë jolineare të aktivizuesit; me vijë të plotë (kontrollues I), vijë e ndërprer (pasive). [8]

Përveç kësaj, për këtë simulim, gjendjet e dhe hyrjet e aktuatorit janë paraqitur në Figurën 6.15.

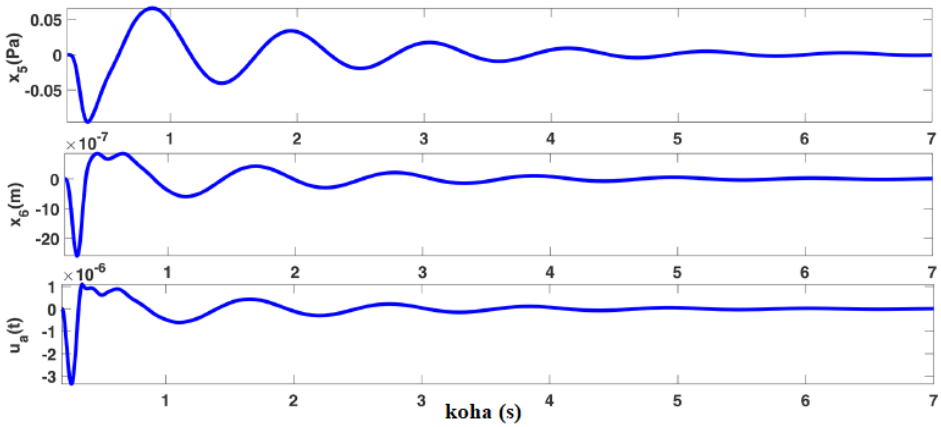

**Figura 6.15:** Presioni i ngarkesës, hapja e valvulës së bobinës dhe përpjekjet e kontrollit me dinamikë jolineare të aktuatorit. [8]

# Kapitulli

# 7

## 7 PËRFUNDIMI

Sistemet e varjës luajnë një rol të rëndësishëm në ndjesinë e përgjithshme të automjetit kur ai është në lëvizje. Do të ishte e vështirë të gjesh një makinë moderne që nuk ka një varje. Të gjitha automjetet kanë të paktën një sistem pasiv. Megjithatë, automjetet me performancë më të lartë nga prodhuesit e automjeteve që fokusohen në përvojat komode të drejtimit posedojnë një sistem të varjës aktive që siguron udhëtimin më të qetë të mundshëm.

Në këtë studim, është analizuar stabilizimi i fuqishëm i bazuar në parashikime i sistemeve lineare me vonesë kohore konstante të hyrjes. Është paraqitur një formulë e re për të llogaritur vektorin e parashikimit të sistemit të vonuar për të gjithë parametrat e sistemit ne varje aktive. Duke përcaktuar një vektor të ri fiktiv të shqetësimit, pwrdorim algoritmin Predictive Control për të menjanuar shqetësimet gjatë pengesave.

Duke ndërtuar një funksion të përshtatshëm Lyapunov, fitohet një gjendje e mjaftueshme në formën e një mosbarazimi të matricës lineare të varur nga vonesa. Dy LMI shtesë i shtohen kushtit të mjaftueshëm për të kufizuar fitimin e kontrolluesit, i cili shmang amplifikimin e zhurmës së kontrolluesit dhe kufijtë e fortë të hasur nga aktivizuesi. Përfitimi i kontrolluesit i marrë nga këto kushte garanton që sistemi të jetë fort asimptotikisht i qëndrueshëm duke arritur një nivel të përcaktuar të zbutjes së shqetësimit. Së fundi, për të treguar efektivitetin e qasjes së propozuar, ajo u aplikua në një model çerek makine me varje aktive për të minimizuar shqetësimin e rrugës në performancën e sistemit.

Nga rezultatet e simulimeve mund të shohim qartë se varja aktive e kontrolluar me kontrollues H∞ ofron një performancë shumë më të mirë të varjës se modeli klasik i varjës pasive. Këto rezultate janë konfirmuar gjithashtu edhe nëse e kemi zgjeruar modelin e thjeshtë të çerekut të makinës me ngurtësinë e amortizatorit që ka sjellë një shkallë më shumë lirie në sistem dhe gjithashtu e ka bërë modelin e simulimit më realist.

Gjithashtu kemi hetuar problemin e kontrollit me kufizimet e domenit kohor për sistemet aktive të varjës së automjeteve në domenin e frekuencës së kufizuar. Nga teorema e përgjithësuar KYP, komoditeti i udhëtimit është përmirësuar duke minimizuar normën në brezin specifik të frekuencës, ndërsa kufizimet e domenit kohor janë garantuar gjithashtu në kuadrin e optimizimit të pabarazisë së matricës lineare.

Po ashtu është zhvilluar një modeli linear kontrolli parashikues dhe skemës e kontrollit LQR për varjën aktive. Një model çereku i varjës aktive i krijohet për qëllime simulimi dhe për t'u përdorur si një model i brendshëm i kontrollit MPC. Efektiviteti i skemës së kontrolleve LQR dhe MPC për varjën aktive u studiua duke analizuar lëvizjen e masave me susta dhe të padendura, forcën e aktivizuesit dhe nxitimin vertikal të masës së varjës për profile të ndryshme rrugore.Varja aktive me MPC është më elastike ndaj parregullsive të rrugës, lëkundjeve dhe tejkalimit të masës së dendur dhe masave të pandërprera të shoqëruara me dridhje që reduktohen në mënyrë drastike. Përmirësimi i performancës MPC në krahasim me atë të një LQR kur ka një kufizim aktiv të kompensimit të gjendjes së qëndrueshme në pozicionin e sustës që i atribuohet jolineariteteve të pranishme në konfigurimin e harduerit. Mund të konkludohet nga analiza e skemës së kontrollit parashikues për varjën aktive se modeli i skemës së kontrollit parashikues është shumë më superior se LQR në të gjitha aspektet.

# REFERENCAT

[1] https://www.quanser.com/products/active-suspension/

[2]https://www.made-for-science.com/en/quanser/?df=made-for-science-quanser-active-suspension-coursewarestud-matlab.pdf

[3] https://www.mathworks.com/help/robust/gs/active-suspension-control-design.html

[4] shorturl.at/acvwH

[5] (PDF) Constrained H-infinity control of active suspensions: an lmi approach (researchgate.net)

[6] Constrained $H\infty$ Control of Active Suspensions: An LMI Approach by Hong Chen and Kong-Hui Guo

[7] Rashmi Ranjan Das and Vinodh Kumar E, Active Suspension with Model Predictive Control

[8] Keyvan Karim Afshar, Ali Javadi, Mohammad Reza Jahed-Motlagh, Robust H∞ control of an active suspension system with actuator time delay by predictor feedback

[9] Yumna Shahid and Minxiang Wei, Comparative Analysis of Different Model-Based Controllers Using Active Vehicle Suspension System

[10] A. Bemporad and M. Morari, "Robust model predictive control: A survey," Robustness in identification and control, pp. 207–226, 1999.

[11] Krstic, M.: 'Delay compensation for nonlinear, adaptive, and PDE systems (Systems & Control: Foundations & Applications ({PUBNAMEBirkhäuser, Boston 2010)

[12] https://www.researchgate.net/figure/General-control-configuration_fig1_285574359

[13] Weichao Sun, Huijun Gao, *Senior Member, IEEE*, and Okyay Kaynak, *Fellow, IEEE*, Finite Frequency H∞ Control for Vehicle Active Suspension Systems

[14] Zhou, K. and J. C. Doyle (1998). *Essentials of Robust Control*. Prentice Hall.

[15] Gritli, H., Belghith, S.: 'Robust feedback control of the underactuated inertia wheel inverted pendulum under parametric uncertainties and subject to external disturbances: LMI formulation', *J. Franklin Inst.*, 2017

[16] Kuosik Papkollu, Pravin M.Singru, Narayan Manajrekar, Comparing PID and H-infinity controllers on a 2-DoF nonlinear quarter car suspension system

[17] Kruczek, A., A. Stribrsky, J. Honcu and K. Hyniova (2003). H∞ control of an automotive active suspension.In: *Proceedings of Process Control*

[18] https://vehq.com/active-suspension-vs-passive-suspension

[19] Norman S. Nise. Control Systems Engineering. John Wiley & Sons, Inc., 2008.

[20] Quanser Inc. QUARC Installation Guide, 2009.

[21] https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-92574-1_60

[22] Monika Zuščíková, Cyril Belavý, H∞ Controler Design for Active Suspension System