



UNIVERSITETI I PRISHTINËS
 "HASAN PRISHTINA"
 UNIVERSITY OF PRISHTINA

Rr. Xhorxh Bush, Ndërtesa e Rektoratit, 10 000 Prishtinë, Republika e Kosovës
 Tel: +381 38 244 183 • E-mail: rektorati@uni-pr.edu • www.uni-pr.edu

Nr. Prot.: 529
 Datë: 10/04/2026

RAPORT VLERËSIMI TË DORËSHKRIMIT TË PUNIMIT TE DIPLOMES
 MASTER

FAKULTETI	Fakulteti i Inxhinierisë Mekanike
Departamenti/ Programi	Mekatronikë
Projektpropozimi	KRAHASIMI I PERFORMANCËS SË RREGULLATORËVE PID, LQR DHE OPTIMIZIMIT GJENETIK NË SISTEMIN E VARJES AKTIVE NË PAJISJE REALE
Kandidati	BSc. Trëndelina Morina
Mentori	Prof. Dr. Ramë Likaj
Aprovimi i projekt propozimit në Këshillin e Fakultetit	Datë: 03/12/2025 Vendimi nr.: 2308
<p>Vlerësimi i dorëshkrimit</p> <p>Në bazë të vendimit nr. 2308 të datës 03/12/2025, të Këshillit të Fakultetit të Inxhinierisë Mekanike në Prishtinë, është formuar komisioni në përbërje:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Prof. Dr. Ahmet Shala, kryetar 2. Prof. Asoc. Dr. Xhevahir Bajrami, anëtar 3. Prof. Dr. Ramë LIKAJ, mentor <p>Për vlerësimin e punimit Master me titull "Krahasimi i performancës së rregullatorëve PID, LQR dhe optimizimit gjenetik në sistemin e varjes aktive në pajisje reale" të kandidatës Trëndelina Morina.</p> <p>Pas shqyrtimit të punimit të lartpërmendur, Komisioni jep këtë:</p> <p style="text-align: center;">R A P O R T</p>	

Punimi Master me titull “**Krahasimi i performancës së rregullatorëve PID, LQR dhe optimizimit gjenetik në sistemin e varjes aktive në pajisje reale**” është strukturuar në kapituj kryesorë dhe është ilustruar me figura, grafe dhe tabela të nevojshme.

Hyrje

Sistemet moderne të kontrollit në inxhinierinë automobilistike kanë pësuar zhvillime të rëndësishme, veçanërisht në drejtim të përmirësimit të komoditetit të udhëtimit dhe stabilitetit dinamik të automjeteve. Një nga komponentët kryesorë që ndikon drejtpërdrejt në këto aspekte është sistemi i varjes, i cili përfaqëson lidhjen ndërmjet automjetit dhe sipërfaqes së rrugës.

Në këtë kontekst, sistemet e varjes aktive paraqesin një zgjidhje të avancuar, pasi ato mundësojnë gjenerimin e forcave të kontrolluara në kohë reale për të reduktuar efektet e ngacmimeve të jashtme. Krahasuar me sistemet pasive, varja aktive përdor sensorë, aktuatorë dhe algoritme të rregullimit, duke e kthyer sistemin në një sistem dinamik me lidhje kthyesë.

Ky punim trajton analizën krahasuese të tre metodave të ndryshme të kontrollit: PID, LQR dhe optimizimi gjenetik, duke u fokusuar në performancën e tyre në kushte reale dhe në simulim.

Qëllimi dhe rëndësia e punimit

Qëllimi kryesor i këtij punimi është të analizojë dhe krahasojë performancën e rregullatorëve PID, LQR dhe algoritmit gjenetik në kontrollin e një sistemi të varjes aktive të implementuar në një platformë reale (quarter-car model).

Rëndësia e këtij studimi qëndron në:

- Vlerësimin e ndikimit të metodave të ndryshme të rregullimit në stabilitetin e sistemit
- Përmirësimin e komoditetit të udhëtimit përmes reduktimit të lëkundjeve
- Analizën e dallimeve ndërmjet simulimit dhe sistemit real

Ky punim kontribuon në identifikimin e metodës më të përshtatshme për aplikime reale në sistemet e kontrollit.

Përshkrimi i sistemit dhe platformës eksperimentale

Sistemi i analizuar bazohet në modelin e një të katërtës së automjetit (quarter-car), i cili përfaqëson një model standard në analizën e dinamikës vertikale të automjeteve. Platforma eksperimentale përfshin masën e varur (sprung mass), e cila përfaqëson trupin e automjetit, masën e pavarur (unsprung mass), e cila përfaqëson rrotën, si dhe sustat dhe amortizatorët si elementë pasivë të sistemit, ndërsa aktuatori aktiv gjeneron forcën e kontrollit për përmirësimin e sjelljes dinamike. Ky sistem mundëson testimin në kohë reale dhe krahasimin e rezultateve

Formulari- F2

eksperimentale me ato të simulimit, duke ofruar një bazë të fortë për validimin e modelit matematikor dhe vlerësimin e performancës së strategjive të rregullimit.

Modelimi matematikor i sistemit

Modelimi matematikor i sistemit të varjes aktive është realizuar duke u bazuar në ligjet e Njutonit dhe në formulimin e ekuacioneve diferenciale të lëvizjes për një sistem me dy shkallë lirie (2 DOF). Në këtë model përfshihen ekuacionet e lëvizjes për masën e varur dhe atë të pavarur, eliminimi i forcës së gravitetit për të thjeshtuar analizën, si dhe paraqitja e sistemit në hapësirën e gjendjes. Kjo paraqitje shërben si bazë për projektimin dhe implementimin e strategjive të ndryshme të rregullimit, si dhe për analizën e stabilitetit dhe sjelljes dinamike të sistemit.

Rregullatori PID dhe LQR

Rregullatori PID është një nga metodat më të përdorura në praktikë për shkak të thjeshtësisë dhe implementimit të lehtë, duke u bazuar në kombinimin e tre veprimeve kryesore: proporcional (P), integral (I) dhe derivativ (D), të cilat së bashku mundësojnë reduktimin e gabimit, eliminimin e gabimit statik dhe përmirësimin e sjelljes dinamike të sistemit. Megjithatë, në sisteme dinamike komplekse si varja aktive, performanca e rregullatorit PID shpesh kufizohet për shkak të pranisë së jo-lineariteve, zhurmës së matjeve dhe ndryshimeve parametrike, të cilat ndikojnë negativisht në stabilitetin dhe saktësinë e kontrollit.

Nga ana tjetër, rregullatori LQR përfaqëson një qasje optimale të kontrollit, e bazuar në minimizimin e një funksioni kostoje kuadratik që balancon devijimin e gjendjeve të sistemit dhe energjinë e sinjalit të kontrollit. Kjo metodë mundëson arritjen e një stabiliteti më të mirë dhe një përgjigjeje më të butë dinamike, duke siguruar një kontroll më të balancuar ndërmjet performancës dhe konsumit energjetik. Megjithatë, efektiviteti i rregullatorit LQR varet drejtpërdrejt nga zgjedhja e duhur e matricave të peshimit Q dhe R, të cilat përcaktojnë kompromisin ndërmjet saktësisë së kontrollit dhe kërkesave të energjisë.

Optimizimi gjenetik (GA)

Algoritmi gjenetik (GA) është një metodë optimizimi global e bazuar në proceset evolucionare, si seleksioni, kryqëzimi dhe mutacioni, të cilat imitojnë mekanizmat natyrorë të evolucionit për të kërkuar zgjidhje optimale në hapësira të mëdha parametrike. Në këtë punim, algoritmi gjenetik është përdorur për optimizimin e parametrave të rregullatorit PID si dhe për përcaktimin optimal të matricave të peshimit në rregullatorin LQR. Avantazhi kryesor i kësaj metode

Formulari- F2

qëndron në aftësinë e saj për të gjetur zgjidhje optimale edhe në sisteme komplekse dhe jolineare, ku metodat klasike të optimizimit shpesh janë të kufizuara ose dështojnë.


P Ë R F U N D I M

Në përfundim, ky punim demonstroi se metodat klasike si PID janë të kufizuara në sisteme komplekse, ndërsa metodat optimale dhe inteligjente si LQR dhe GA ofrojnë performancë superiore. Përdorimi i optimizimit gjenetik në kombinim me LQR rezultoi si zgjidhja më efektive për sistemet e varjes aktive në kushte reale.

Ky studim kontribuon në zhvillimin e sistemeve moderne të kontrollit dhe hap rrugë për aplikime të mëtejshme në inxhinierinë automobilistike.

Prishtinë,

Komisioni:

1. 
Prof. Dr. Ahmet Shala – kryetar

2. 
Prof. Asoc. Dr. Xhevalir Bajrami – anëtar

3. 
Prof. Dr. Ramë Likaj – mentor

UNIVERSITETI I PRISHTINËS “HASAN PRISHTINA”

FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE

DEPARTAMENTI MEKATRONIKË



PUNIM DIPLOME - MASTER

**TEMA: KRAHASIMI I PERFORMANCËS SË RREGULLATORËVE PID, LQR
DHE OPTIMIZIMIT GJENETIK NË SISTEMIN E VARJES AKTIVE NË
PAJISJE REALE.**

Studentja:

BSc. Trëndelina MORINA

Mentori:

Prof. Dr. Ramë LIKAJ

Prishtinë, 2026

UNIVERSITETI I PRISHTINËS “HASAN PRISHTINA”

FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE

DEPARTAMENTI MEKATRONIKË



PUNIM DIPLOME MASTER

**Tema: “KRAHASIMI I PERFORMANCËS SË RREGULLATORËVE PID, LQR DHE
OPTIMIZIMIT GJENETIK NË SISTEMIN E VARJES AKTIVE NË PAJISJE
REALE”.**

Studentja:

BSc. Trëndelina MORINA

Komisioni:

Prof. Dr. Ahmet SHALA

Prof. Dr. Ramë LIKAJ

Prof. Asoc. Dr. Xhevahir BAJRAMI

Prishtinë, 2026

FALËNDERIMI

Ky punim përmbyll një rrugëtim të rëndësishëm akademik dhe profesional. Së pari, falënderoj Zotin për shëndetin, aftësinë dhe mundësitë që më ka dhuruar për përfundimin me sukses të studimeve.

Mirënjohja më e madhe i takon familjes sime për dashurinë, durimin dhe besimin e palëkundur. Të gjithë ata të cilët më kanë qëndruar pranë në çdo hap dhe kanë ndarë me mua çdo arritje.

Një falënderim i veçantë i dedikohet mentorit tim, Prof. Dr. Ramë Likaj, për udhëheqjen profesionale, përkushtimin dhe mbështetjen e vazhdueshme gjatë realizimit të këtij punimi.

Gjithashtu, falënderoj Prof. Dr. Ahmet Shala dhe Prof. Asoc. Dr. Xhevahir Bajramin për ndihmën e çmuar dhe kontributin e tij të rëndësishëm gjatë gjithë këtij procesi.

Kjo arritje pasqyron përkushtimin, punën dhe mbështetjen e të gjithë atyre që kanë qenë pjesë e këtij rrugëtimi.

Përmbajtja

LISTA E FIGURAVE.....	6
LISTA E TABELAVE.....	7
LISTA E SHKURTESAVE.....	8
ABSTRAKTI.....	9
QËLLIMI I HULUMTIMIT.....	11
HIPOTEZAT E HULUMTIMIT.....	12
SHQYRTIMI I LITERATURËS.....	13
1 HYRJE.....	17
1.1 Rëndësia e sistemit të varjes aktive.....	17
1.2 Arsyet për krahasimin e PID, LQR dhe algoritmit gjenetik.....	18
2 PËRSHKRIMI I SISTEMIT DHE PLATFORMËS EKSPERIMENTALE.....	19
2.1 Ndarja fizike e komponentëve të sistemit.....	20
2.2 Lidhja ndërmjet sistemit fizik dhe modelit matematikor.....	21
2.3 Roli i modelimit matematikor në projektimin e strategjive të rregullimit.....	22
3 MODELIMI MATEMATIKOR I SISTEMIT TË VARJES AKTIVE.....	23
3.1 Ekuacionet diferenciale të lëvizjes.....	25
3.2 Eliminimi i forcës së gravitetit nga ekuacionet e lëvizjes.....	27
3.3 Paraqitja në hapësirën e gjendjes.....	28
3.3.1 Formimi i matricave të hapësirës së gjendjes.....	29
4 RREGULLATORI PID NË SISTEMIN E VARJES AKTIVE.....	30
4.1 Parimi i funksionimit të rregullatorit PID.....	31
4.1.1 Veprimi proporcional.....	31
4.1.2 Veprimi integral.....	31
4.1.3 Veprimi derivativ.....	31
5 RREGULLATORI LQR NË SISTEMIN E VARJES AKTIVE.....	32
5.1 Funkzioni i kostos në rregullatorin LQR.....	32
5.2 Zgjedhja e matricave Q dhe R në sistemin e varjes aktive.....	33
5.3 Ligji optimal i rregullimit LQR.....	33
5.4 Sjellja e rregullatorit LQR në stabilizim dhe reduktim të lëkundjeve.....	34
5.5 Përparësitë e përdorimit të LQR në varjen aktive.....	34
6 OPTIMIZIMI GJENETIK NË SISTEMIN E VARJES AKTIVE.....	35
6.1 Hyrje dhe harmonizimi me objektivat e punimit.....	36
6.2 Modeli i një të katërtës së automjetit dhe arsyetimi i zgjedhjes.....	36
6.3 Parimet bazë të algoritmit gjenetik.....	36

6.3.1	Përzgjedhja (Selection)	37
6.3.2	Mbikalimi (Crossover) dhe rikombinimi në algoritmin gjenetik.....	38
6.3.3	Mutacioni në algoritmin gjenetik.....	39
6.4	Formulimi matematik i problemit të optimizimit	39
6.4.1	Funksioni objektiv multi-kriterial	41
6.4.2	Kufizimet fizike të sistemit real	41
6.5	Zbatimi i GA në optimizimin e varjes aktive.....	42
6.6	Avantazhet dhe kufizimet e algoritmit gjenetik.....	43
7	MODELIMI MATEMATIKOR I SISTEMIT TË VARJES AKTIVE PËR GA.....	45
7.1	Ekuacionet diferenciale të sistemit 2 DOF	45
7.2	Forma matricore e sistemit (matrica e masës, shuarjes dhe ngurtësisë)	45
7.2.1	Matrica e masës.....	46
7.2.2	Matrica e shuarjes	46
7.2.3	Matrica e ngurtësisë	46
7.3	Analiza modale dhe frekuencat natyrale të varjes pasive	46
7.4	Nxjerrja e funksionit transmetues dhe analiza e poleve, zerove, thyesave parciale dhe përgjigjes kohore Transformimi Laplace (kushte fillestare zero)	50
	Funksionet transmetuese	52
7.5	Zerot dhe polet e sistemit.....	53
7.6	Përgjigjja kohore e sistemit të varjes aktive	55
7.7	Analiza e stabilitetit të sistemit	58
8	Rezultatet.....	59
8.1	Rezultatet me LQR	62
8.2	Rezultatet me GA-LQR	69
8.3	Rezultatet me LQR-PID.....	74
8.4	Rezultatet me GA-PID-LQR.....	80
9	Përfundimi	87
10	REFERENCAT	89
11	. Apendiksi A: Kodi MATLAB për optimizimin e sistemit të varjes aktive	91
A.1	Kodi për përcaktimin e parametrave të modelit të varjes aktive.....	91
	Kodi për gjenerimin e profilit të rrugës.....	91
	Kodi për projektimin e rregullatorit LQR me zgjedhje manuale	92
	Kodi për optimizimin e parametrave me algoritëm gjenetik.....	93
	Kodi për simulimin e sistemeve dhe llogaritjen e forcës së kontrollit	94
	Kodi për llogaritjen e metrikave të performancës me strukturë përsëritëse.....	94

Kodi për vizualizimin kryesor të rezultateve	95
Kodi për paraqitjen grafike të rezultateve	97
Kodi për vendimin final me strukturë kushtore	98
Kodi për raportin përfundimtar të rezultateve.....	98
Funksioni ndihmës i përdorur në optimizim	99
12 . Arkitektura e modelit Simulink për sistemin e varjes aktive.....	101

LISTA E FIGURAVE

Figura 2.1. Platforma eksperimentale e sistemit të varjes aktive (quarter-car model) [8].....	19
Figura 3.1. Skema e modelit matematikor të sistemit të varjes aktive [12].....	24
Figura 3.2. Skema e forcave që veprojnë mbi masën M_s [11].	26
Figura 3.3. Skema e forcave që veprojnë mbi masën M_{us} [11].	26
Figura 8.1. Modeli i sistemit të varjes aktive të automjetit (quarter-car) me kontrollues PID, LQR dhe optimizim me Algoritëm Gjenetik (GA) [8].	Error! Bookmark not defined.
Figura 8.2. Skema e simulimit dhe implementimit në kohë reale të sistemit të varjes aktive [8].	61
Figura 8.3. Krahasimi i performancës së rregullatorëve në varjen aktive.	63
Figura 8.4. Sinjalet e matura nga Active Suspension Plant me kontrolluesin LQR.	65
Figura 8.5. Përgjigja e simulimit të sistemit të varjes aktive me kontrolluesin LQR.	66
Figura 8.6. Forca e kontrollit e matur nga Active Suspension Plant me kontrolluesin LQR. .	66
Figura 8.7. Forca e kontrollit e gjeneruar nga simulimi i sistemit me kontrolluesin LQR.	67
Figura 8.8. Përgjigjet dinamike të sistemit të varjes aktive në simulim me kontrolluesin LQR.	67
Figura 8.9. Sinjali i diferencimit dhe kufizimit (saturation) në simulim me kontrolluesin LQR.	68
Figura 8.10. Nxitimi vertikal i trupit të automjetit në simulim me kontrolluesin LQR.....	68
Figura 8.11. Sinjalet e gjendjes së sistemit nga Active Suspension Actual Plant me kontrolluesin LQR.....	69
Figura 8.12. Përgjigja e sinjaleve të matura nga Active Suspension Plant me kontrolluesin GA-LQR.....	70
Figura 8.13. Përgjigja e zhvendosjeve të masave në simulim me kontrolluesin GA-LQR.	71
Figura 8.14. Forca e kontrollit e matur nga Active Suspension Plant me kontrolluesin GA-LQR.	71
Figura 8.15. Forca e kontrollit në simulim të sistemit me kontrolluesin GA-LQR.	72
Figura 8.16. Sinjali i diferencimit dhe kufizimit (saturation) në simulim me kontrolluesin GA-LQR.....	72
Figura 8.17. Përgjigjet dinamike të sistemit në simulim me kontrolluesin GA-LQR.	73
Figura 8.18. Nxitimi vertikal i trupit në simulim me kontrolluesin GA-LQR.....	73
Figura 8.19. Variablat e gjendjes të matura nga Active Suspension Plant me kontrolluesin GA-LQR.....	74
Figura 8.20. Përgjigja e sinjaleve të matura për kontrolluesit LQR dhe PID.	75

Figura 8.21. Përgjigja e zhvendosjeve të sistemit në simulim për kontrolluesit LQR dhe PID.	75
Figura 8.22. Forca e kontrollit e matur nga Active Suspension Plant për kontrolluesit LQR–PID.	76
Figura 8.23. Forca e kontrollit në simulim për kontrolluesit LQR–PID.	77
Figura 8.24. Sinjali i diferencimit dhe kufizimit (saturation) në simulim për kontrolluesit LQR–PID.	77
Figura 8.25. Përgjigjet dinamike të sistemit në simulim për kontrolluesit LQR–PID.	78
Figura 8.26. Nxitimi vertikal i trupit në simulim për kontrolluesit LQR–PID.	79
Figura 8.27. Variablat e gjendjes të matura nga Active Suspension Plant për kontrolluesit LQR–PID.	79
Figura 8.28. Përgjigja e sinjaleve të matura për kontrolluesin GA–PID–LQR ne Active plant.	80
Figura 8.29. Përgjigja e zhvendosjeve të sistemit në simulim për kontrolluesin GA–PID–LQR.	81
Figura 8.30. Forca e kontrollit e matur nga Active Suspension Plant për kontrolluesin GA–PID–LQR.	82
Figura 8.31. Forca e kontrollit në simulim për kontrolluesin GA–PID–LQR.	82
Figura 8.32. Sinjali i diferencimit dhe kufizimit (saturation) në simulim për kontrolluesin GA–PID–LQR.	83
Figura 8.33. Zhvendosjet e sistemit të varjes aktive në simulim për kontrolluesin GA–PID–LQR.	84
Figura 8.34. Nxitimi i trupit (accelerometer) në simulim për kontrolluesin GA–PID–LQR.	84
Figura 8.35. Përgjigjja e sistemit të varjes aktive (measured/active plant) për kontrolluesin GA–PID–LQR.	85
Figura 12.1. Krahasimi ndërmjet sistemit real dhe simulimit.	101
Figura 12.2. Nën-sistemi i modelit fizik të varjes aktive (Actual Plant) në Simulink.	102
Figura 12.3. Struktura e kontrolluesit të kombinuar GA–LQR–PID.	102
Figura 12.4. Modeli Open-Loop në hapësirën e gjendjes (State-Space).	103
Figura 12.5. Blloku i derivimit të profilit të rrugës përmes filtrit të rendit të dytë.	103

LISTA E TABELAVE

Tabela 1. Vlerat numerike të mëposhtme lidhen me sistemin, të cilat do të përdoren për qëllime reale dhe simulime [11]:	25
Tabela 2. Metodologjia e krahasimit të PID, LQR dhe GA [19].	43
Tabela 3. Krahasimi i performancës së kontrolluesve bazuar në simulim. .. Error! Bookmark not defined.	
Tabela 4. Krahasimi i performancës së rregullatorëve PID, LQR dhe GA në sistemin e varjes aktive.	Error! Bookmark not defined.

LISTA E SHKURTESAVE

- PID** : *Proporcional, integrativ, derivativ*
- LQR** : *Linear-Quadratic Regulator*
- GA** : *Genetic Algorithm*
- DC** : *Direct Current*
- MIMO** : *Multiple-Input, Multiple-Output*
- 2 DOF** : *Two Degree of Freedom*
- RMS** : *Root Mean Square*

ABSTRAKTI

Ky punim paraqet një analizë të detajuar dhe krahasuese të performancës së tre strategjive kryesore të rregullimit, rregullatorit proporcional, integral, derivativ (PID), rregullatorit linear kuadratik (LQR) dhe metodës së optimizimit gjenetik (GA), në kontrollin e një sistemi të varjes aktive të automjetit. Studimi është realizuar mbi një platformë reale eksperimentale që përfaqëson modelin e një të katërtës së automjetit (*quarter-car model*), duke mundësuar verifikimin praktik të rezultateve të përfuara nga simulimi numerik.

Fillimisht, zhvillohet modeli matematikor i sistemit të varjes aktive duke u mbështetur në ligjet e Njutonit dhe në formulimin e ekuacioneve diferenciale të lëvizjes për një sistem me dy shkallë lirie (2 DOF). Ky model më pas paraqitet në hapësirën e gjendjes, duke krijuar bazën për projektimin dhe implementimin e strategjive të ndryshme të rregullimit. Në model përfshihen elementët kryesorë fizikë të sistemit, si masa e varur dhe masa e pavarur, sustat, shuarësit dhe aktuatori aktiv, si dhe ndikimi i ngacmimeve të jashtme nga profili i rrugës.

Në vijim, analizohet rregullatori PID si një nga metodat më të përdorura në praktikë për shkak të thjeshtësisë së tij strukturore dhe zbatimit të lehtë. Megjithatë, theksohen kufizimet e tij në sisteme dinamike komplekse si varja aktive, ku ndjeshmëria ndaj ndryshimeve parametrike dhe zhurmës së matjeve mund të ndikojë negativisht në performancë. Në këtë kontekst, prezantohet rregullatori LQR si një qasje optimale e bazuar në minimizimin e një funksioni kostoje kuadratik, i cili balancon devijimet e gjendjeve të sistemit dhe energjinë e sinjalit të rregullimit. Përzgjedhja e matricave të peshimit Q dhe R trajtohet si një hap kritik në arritjen e kompromisit ndërmjet komoditetit të udhëtimit dhe kërkesave energjetike të aktuatorit.

Për të përmirësuar më tej performancën e sistemit, në këtë punim aplikohet algoritmi gjenetik si një metodë optimizimi global për përshtatjen e parametrave të rregullatorëve. Formulohet një funksion objektiv multi-kriterial që merr në konsideratë tregues të rëndësishëm të performancës, si nxitimi vertikal i trupit, zhvendosja e varjes, stabiliteti i sistemit dhe kufizimet fizike të aktuatorit. Përmes procesit evolucionar të seleksionit, kryqëzimit dhe mutacionit, algoritmi gjenetik kërkon konfigurime optimale të parametrave që nuk mund të arrihen lehtësisht përmes metodave klasike.

Rezultatet e përfuara analizohen si në simulim ashtu edhe në testime eksperimentale në platformën reale, duke mundësuar një krahasim të drejtpërdrejtë ndërmjet sjelljes teorike dhe asaj praktike të sistemit. Vlerësimi i performancës bazohet në tregues si zhvendosja dhe nxitimi

i masës së varur, koha e stabilizimit, amplituda e lëkundjeve dhe forca e kontrollit e gjeneruar nga aktuatori. Analiza tregon se rregullatori PID ofron një performancë bazë të pranueshme, por me kufizime në reduktimin e lëkundjeve. Rregullatori LQR siguron stabilitet më të mirë dhe përgjigje më të kontrolluar dinamike, ndërsa integrimi i optimizimit gjenetik në procesin e rregullimit rezulton në përmirësim të ndjeshëm të performancës, duke ofruar një kompromis më të mirë ndërmjet stabilitetit, komoditetit dhe efikasitetit energjetik.

Një aspekt i rëndësishëm i këtij punimi është analiza e dallimeve ndërmjet rezultateve të simulimit dhe atyre të realizuara në kushte reale, ku merren në konsideratë faktorë si zhurma e sensorëve, jo-linearitete të sistemit dhe kufizimet fizike të aktuatorit. Këto elemente ndikojnë drejtpërdrejt në performancën reale të rregullatorëve dhe theksojnë rëndësinë e validimit eksperimental në studimet e sistemeve të rregullimit.

Në përfundim, punimi ofron një vlerësim të strukturuar të avantazheve dhe kufizimeve të secilës strategji rregullimi dhe identifikon metodën më të përshtatshme për aplikime reale në sistemet e varjes aktive. Rezultatet tregojnë se përdorimi i metodave të avancuara dhe inteligjente, si optimizimi gjenetik në kombinim me qasjet optimale, përfaqëson një drejtim premtues për përmirësimin e performancës së sistemeve moderne të kontrollit në inxhinierinë automobilistike.

QËLLIMI I HULUMTIMIT

Qëllimi kryesor i këtij hulumtimi është të realizojë një analizë krahasuese të performancës së rregullatorëve PID, rregullatorit linear kuadratik (LQR) dhe metodës së optimizimit gjenetik (GA) në kontrollin e një sistemi të varjes aktive, të modeluar dhe testuar në një platformë reale që përfaqëson një të katërtën e automjetit.

Në kuadër të këtij qëllimi, hulumtimi synon të vlerësojë ndikimin e secilës metodë të rregullimit në përmirësimin e komoditetit të udhëtimit dhe stabilitetit dinamik, përmes analizës së treguesve kryesorë të performancës, si zhvendosja dhe nxitimi vertikal i trupit, stabiliteti i sistemit dhe kërkesat energjetike të aktuatorit. Një vëmendje e veçantë i kushtohet dallimit ndërmjet rezultateve të përftuara nga simulimi numerik dhe atyre të realizuara në kushte reale funksionimi.

Gjithashtu, ky hulumtim ka për qëllim të identifikojë avantazhet dhe kufizimet praktike të secilës qasje të rregullimit, duke analizuar ndikimin e jo-lineariteteve, zhurmës së matjeve dhe kufizimeve fizike të sistemit në performancën reale. Përmes këtij vlerësimi të strukturuar, synohet të përcaktohet metoda më e përshtatshme e rregullimit për aplikime reale në sistemet e varjes aktive.

PYETJET E HULUMTIMIT

1. Si ndikojnë metodat e ndryshme të rregullimit, përkatësisht rregullatori PID, rregullatori linear kuadratik (LQR) dhe optimizimi gjenetik (GA), në stabilitetin dhe performancën dinamike të sistemit të varjes aktive të modeluar si një e katërta e automjetit?
2. Cilat janë dallimet kryesore ndërmjet rregullatorit PID dhe rregullatorit LQR në stabilizimin dhe reduktimin e lëkundjeve të sistemit të varjes aktive, si në simulim ashtu edhe në pajisje reale?
3. Në çfarë mase përdorimi i optimizimit gjenetik për përshtatjen e parametrave të rregullimit përmirëson performancën e sistemit krahasuar me rregullatorët klasikë dhe optimalë?
4. Si ndikojnë ngacnimet e jashtme të rrugës në stabilitetin dhe performancën e sistemit të varjes aktive kur aplikohen strategji të ndryshme rregullimit?
5. Sa është përputhja ndërmjet rezultateve të përftuara nga simulimi numerik dhe atyre të realizuara në testimin eksperimental në platformën reale të një të katërtës së automjetit?

6. Cila nga strategjitë e rregullimit të analizuara ofron kompromisin më të mirë ndërmjet stabilitetit, performancës dinamike dhe zbatueshmërisë praktike në sistemet reale të varjes aktive?

HIPOTEZAT E HULUMTIMIT

H1: Rregullatorët PID, LQR dhe strategjitë e bazuara në optimizimin gjenetik ndikojnë në mënyra të ndryshme në stabilitetin dhe performancën dinamike të sistemit të varjes aktive të modeluar si një e katërta e automjetit.

H2: Rregullatori linear kuadratik (LQR) siguron stabilitet më të mirë dhe reduktim më efektiv të lëkundjeve të trupit krahasuar me rregullatorin PID, si në simulim ashtu edhe në testimin eksperimental.

H3: Përdorimi i optimizimit gjenetik për përshtatjen e parametrave të rregullatorëve përmirëson ndjeshëm performancën dinamike të sistemit të varjes aktive krahasuar me parametrat e përcaktuar përmes metodave klasike.

H4: Ngacimet e jashtme të rrugës kanë ndikim të drejtpërdrejtë në stabilitetin dhe performancën e sistemit të varjes aktive, ndërsa strategjitë e avancuara të rregullimit ofrojnë qëndrueshmëri më të lartë ndaj këtyre ngacimeve krahasuar me rregullatorët klasikë.

H5: Ekziston një përputhje e kënaqshme ndërmjet rezultateve të përftuara nga simulimi numerik dhe atyre të realizuara në testimin eksperimental, me devijime të kufizuara për shkak të jo-lineariteve dhe kufizimeve fizike të sistemit real.

H6: Ndër strategjitë e analizuara të rregullimit, rregullatori i optimizuar përmes algoritmit gjenetik ofron kompromisin më të mirë ndërmjet performancës dinamike, stabilitetit dhe zbatueshmërisë praktike në sistemet reale të varjes aktive.

SHQYRTIMI I LITERATURËS

Sistemi i varjes aktive paraqet një problem tipik të sistemeve dinamike me qark të mbyllur, ku qëllimi kryesor është reduktimi i nxitimit vertikal të trupit të automjetit dhe ruajtja e kontaktit të vazhdueshëm ndërmjet gomës dhe sipërfaqes së rrugës, edhe në prani të ngacmimeve të ndryshme nga profili i rrugës. Ideja themelore është që zhvendosja dhe nxitimi i masës së varur të mbahen sa më afër vlerave të dëshiruara, pavarësisht ndryshimeve në ngarkesë, kushteve të rrugës apo pasigurive të modelit matematikor. Literatura e rregullimit modern e vendos lidhjen kthyesë në qendër të këtij procesi. Autorët si Dorf dhe Bishop e konsiderojnë lidhjen kthyesë si mekanizmin kryesor që mundëson reduktimin e devijimeve dhe rritjen e qëndrueshmërisë së sistemit ndaj ndryshimeve të mjedisit të punës (Dorf & Bishop, 2017). Në të njëjtën linjë, Ogata thekson se projektimi i rregullatorëve duhet të sigurojë njëkohësisht stabilitet, përgjigje të mirë kalimtare dhe gabim minimal në gjendje të qëndrueshme (Ogata, 2010).

Në një sistem të varjes aktive me qark të mbyllur, madhësitë dinamike si zhvendosja dhe nxitimi i masës së varur maten përmes sensorëve të pozicionit dhe akselerometrave. Këto sinjale përpunohen dhe krahasohen me referencën ose me kriterin e performancës së dëshiruar. Diferenca ndërmjet madhësisë së matur dhe asaj të synuar, e njohur si gabim, shërben si hyrje për rregullatorin. Rregullatori gjeneron një sinjal komandues që drejtohet te aktuatori aktiv, i cili prodhon forcë kontrolli ndërmjet masës së varur dhe masës së pavarur. Qëllimi i këtij veprimi është të zvogëlojë sa më shpejt efektin e ngacmimeve të rrugës mbi trupin e automjetit. Siç theksojnë Dorf dhe Bishop, lidhja kthyesë jo vetëm korrigjon gabimet momentale, por rrit rezistencën e sistemit ndaj pasaktësive të modelit dhe ndaj turbullimeve të papritura, si goditjet impulsive apo valëzimet sinusoidale të profilit të rrugës (Dorf & Bishop, 2017). Nise gjithashtu thekson se performanca e sistemit të mbyllur lidhet drejtpërdrejt me aftësinë e rregullatorit për të kompensuar ngacmimet e jashtme dhe ndryshimet parametrike (Nise, 2015).

Në mungesë të rregullimit aktiv, sistemi i varjes funksionon si sistem pasiv me parametra fikse, ku balanca ndërmjet komoditetit dhe stabilitetit është i pashmangshëm. Gillespie shpjegon se parametrat elastikë dhe shuarës të varjes pasive nuk mund të optimizohen njëkohësisht për të gjitha frekuencat e ngacmimit, çka çon në lëkundje të zgjatura dhe rritje të nxitimit vertikal në kushte të caktuara dinamike (Gillespie, 1992). Për këtë arsye, literatura e kontrollit digjital dhe e sistemeve dinamike e konsideron mbylljen e sistemit përmes një rregullatori të projektuar me kujdes si domosdoshmëri për arritjen e performancës së kërkuar.

Matja e saktë e madhësive dinamike është kusht themelor që lidhja kthyesë të ketë kuptim. Gabimet e sensorëve, zhurma e matjes dhe vonesat në sinjal mund të përkthehen në komandë të pasaktë dhe të shkaktojnë luhatje të panevojshme. Bequette thekson se cilësia e sinjalit të kthimit dhe kalibrimi i saktë i sensorëve përcaktojnë kufijtë e performancës së arritshme nga sistemi i rregullimit (Bequette, 2003). Në kontekstin e varjes aktive, kjo nënkupton përzgjedhjen e akselerometrave dhe enkoderëve me rezolucion të lartë për të siguruar verifikim të besueshëm eksperimental.

Rregullatorët proporcional, integral dhe derivativ përbëjnë bazën klasike të rregullimit në shumë aplikime industriale dhe janë aplikuar gjerësisht edhe në sistemet e varjes aktive. Nise shpjegon se veprimi proporcional redukton gabimin aktual, por zakonisht nuk e eliminon plotësisht gabimin në gjendje të qëndrueshme (Nise, 2015). Ogata thekson se komponenti integral eliminon gabimin statik, por mund të rrisë tejkalimin dhe kohën e vendosjes nëse nuk akordohet siç duhet (Ogata, 2010). Ndërsa komponenti derivativ ndihmon në shuarjen e lëkundjeve duke parashikuar prirjen e gabimit, ai është i ndjeshëm ndaj zhurmës së matjes. Kombinimi i këtyre veprimeve në formën P, PI ose PID ofron kompromis praktik ndërmjet shpejtësisë së përgjigjes dhe stabilitetit.

Stabiliteti paraqet kushtin themelor për çdo strategji rregullimi në sistemet e varjes aktive. Ogata argumenton se analiza e poleve të sistemit të mbyllur ofron informacion të drejtpërdrejtë mbi formën e përgjigjes kalimtare dhe mbi kohën e vendosjes (Ogata, 2010). Nise thekson se kriteret klasike si Routh–Hurwitz dhe analizat në domenin e frekuencës shërbejnë për të verifikuar nëse sistemi i propozuar mbetet brenda kufijve të sigurt të funksionimit (Nise, 2015). Vetëm pasi të garantohet stabiliteti, mund të vlerësohen tregues si nxitimi RMS i trupit dhe ngarkesa dinamike e gomës.

Në literaturën bashkëkohore, këto parime janë zbatuar gjerësisht në modelin e një të katërtës së automjetit. Nagarkar dhe bashkë autorët tregojnë se rregullatori LQR siguron përmirësim të ndjeshëm të treguesve RMS krahasuar me sistemet pasive dhe me rregullatorët PID të akorduar në mënyrë klasike (Nagarkar et al., 2011). Në të njëjtën kohë, Goldberg prezanton algoritmin gjenetik si metodë optimizimi global që nuk kërkon informacion mbi gradientët dhe është i përshtatshëm për sisteme me jo-linearitete (Goldberg, 1989). Studimet e realizuara nga Likaj dhe bashkë autorët demonstrojnë se përdorimi i algoritmeve evolucionare mund të përmirësojë ndjeshëm performancën e sistemit të varjes aktive në krahasim me metodat tradicionale të rregullimit (Likaj et al., 2009; Likaj et al., 2016).

Megjithatë, shumica e këtyre analizave realizohen në simulim, ndërsa verifikimi eksperimental në platforma reale është më i kufizuar. Kjo krijon nevojën për një analizë krahasuese të strukturuar të rregullatorëve PID, LQR dhe metodave të optimizuara me algoritëm gjenetik në të njëjtën platformë fizike, duke marrë në konsideratë efektet reale si zhurma e sensorëve, kufizimi i aktuatorit dhe pasiguritë parametrike.

Për analizën dhe projektimin e sistemeve të varjes aktive, literatura përdor gjerësisht modelin matematikor të një të katërtës së automjetit me dy shkallë lirie. Ky model përfshin masën e varur që përfaqëson masën e varur dhe masën e pavarur që përfaqëson rrotën dhe komponentët e saj elastikë. Gillespie thekson se modeli i një të katërtës së automjetit ofron një përfaqësim të mirë të dinamikës vertikale të automjetit, duke mundësuar analizën e ndikimit të parametrave të sustës dhe shuarësit në komoditetin dhe stabilitetin e automjetit (Gillespie, 1992). Për këtë arsye, ky model është përdorur gjerësisht në literaturë për studimin e strategjive të ndryshme të kontrollit të varjes aktive.

Në analizën dinamike të sistemit të një të katërtës së automjetit, rëndësi të veçantë ka identifikimi i frekuencave natyrore dhe mënyrave të lëkundjes së sistemit. Ogata thekson se sistemet me shumë shkallë lirie paraqesin disa frekuenca natyrore që lidhen me mënyra të ndryshme të lëkundjeve, dhe kontrolli efektiv duhet të synojë reduktimin e amplitudës së këtyre lëkundjeve në frekuencat kritike (Ogata, 2010). Në kontekstin e varjes aktive, njëra nga këto moda lidhet me lëkundjen e trupit të automjetit, ndërsa tjetra me lëvizjen e masës së pavarur. Analiza modale e këtyre frekuencave ndihmon në projektimin e rregullatorëve që reduktojnë rezonancën dhe përmirësojnë stabilitetin e sistemit.

Përveç metodave klasike të rregullimit, literatura bashkëkohore ka propozuar një gamë të gjerë strategjish optimale dhe inteligjente për kontrollin e varjes aktive. Anderson dhe Moore shpjegojnë se metoda LQR ofron një qasje sistematike për projektimin e kontrolluesve optimalë duke minimizuar një funksion kostoje që përfshin energjinë e kontrollit dhe devijimin e gjendjeve të sistemit (Anderson & Moore, 2007). Avantazhi i kësaj metode është se ajo lejon balancimin e performancës dhe konsumit të energjisë përmes përzgjedhjes së matricave të peshimit.

Nga ana tjetër, algoritmet evolucionare janë përdorur për optimizimin e parametrave të rregullatorëve dhe të modelit të sistemit. Goldberg shpjegon se algoritmi gjenetik funksionon përmes një procesi evolucionar që përfshin seleksionin, kryqëzimin dhe mutacionin për të kërkuar zgjidhje optimale në hapësira të mëdha parametrike (Goldberg, 1989). Avantazhi i

kësaj metode është se ajo nuk kërkon informacion mbi derivatet e funksionit objektiv dhe mund të gjejë zgjidhje globale edhe në probleme komplekse me jo-linearitete.

Studime të shumta kanë analizuar përdorimin e algoritmit gjenetik për optimizimin e sistemeve të varjes aktive. Likaj dhe bashkëautorët tregojnë se përdorimi i metodave evolucionare mund të përmirësojë ndjeshëm performancën e sistemit duke minimizuar nxitimin e trupit dhe duke optimizuar parametrat e sistemit të varjes (Likaj et al., 2009). Në një studim tjetër, autorët demonstrojnë se mjedisi MATLAB dhe Simulink ofrojnë një platformë efektive për modelimin, analizën dhe optimizimin e sistemeve të varjes aktive duke përdorur metoda numerike dhe algoritme evolucionare (Likaj et al., 2016).

Një aspekt tjetër i rëndësishëm që trajtohet në literaturë është krahasimi ndërmjet metodave të ndryshme të kontrollit për sistemin e varjes aktive. Nagarkar dhe bashkë autorët tregojnë se rregullatori LQR mund të sigurojë përmirësim të konsiderueshëm në reduktimin e nxitimit vertikal të trupit dhe në stabilitetin e kontaktit gomë–rrugë në krahasim me sistemet pasive (Nagarkar et al., 2011). Megjithatë, literatura thekson se performanca e këtyre metodave mund të ndryshojë në varësi të parametrave të sistemit dhe të kushteve të ngacmimit nga rruga.

Për këtë arsye, analiza krahasuese e metodave të ndryshme të kontrollit paraqet një drejtim të rëndësishëm kërkimor. Krahasimi ndërmjet rregullatorëve PID, LQR dhe metodave të optimizuara me algoritëm gjenetik mund të ofrojë një kuptim më të plotë të avantazheve dhe kufizimeve të secilës metode në kushte reale funksionimi. Në këtë kontekst, verifikimi eksperimental në platforma reale është veçanërisht i rëndësishëm, pasi lejon verifikimin e rezultateve të simulimit dhe vlerësimin e ndikimit të faktorëve praktikë si zhurma e sensorëve, kufizimet e aktuatorit dhe pasiguritë parametrike.

1 HYRJE

Zhvillimi i sistemeve të rregullimit në automjete moderne ka sjellë përparime të ndjeshme në rritjen e komoditetit të udhëtimit, stabilitetit dinamik dhe sigurisë së përgjithshme. Një nga komponentët kyç që ndikon drejtpërdrejt në këta faktorë është sistemi i varjes, i cili shërben si ndërfaqe mekanike dhe dinamike ndërmjet automjetit dhe sipërfaqes së rrugës. Në këtë kuadër, sistemet e varjes aktive paraqesin një zgjidhje të avancuar, duke mundësuar gjenerimin e forcave të kontrolluara në kohë reale për të reduktuar efektet e ngacmimeve të jashtme.

Në krahasim me varjen pasive, e cila karakterizohet nga parametra fiks mekanikë, varja aktive integron aktuatorë, sensorë dhe algoritme rregullimi, duke e shndërruar sistemin e varjes në një sistem dinamik me lidhje kthyesë. Kjo e bën projektimin dhe analizën e rregullatorëve të rregullimit një problem kompleks, që kërkon modelim të saktë matematikor dhe vlerësim të performancës në kushte reale funksionimi [1].

Në këtë punim, analizohet modeli matematikor i një sistemi të varjes aktive, i bazuar në modelin e çerek-automjetit me dy shkallë lirie. Modelimi realizohet duke u mbështetur në ligjet e Njutonit dhe në paraqitjen e sistemit në hapësirën e gjendjes, çka mundëson analizë të qartë të sjelljes dinamike dhe projektimin e strategjive të përshtatshme të rregullimit. Kjo qasje është gjerësisht e përdorur në literaturë dhe ofron bazë të qëndrueshme për analizë dhe simulim numerik [2].

1.1 Rëndësia e sistemit të varjes aktive

Sistemet e varjes aktive përfaqësojnë një nga përparimet më domethënëse në inxhinierinë automobilistike moderne, pasi ato adresojnë njëkohësisht dy kërkesa shpesh kontradiktore: komoditetin e udhëtimit dhe stabilitetin dinamik të automjetit [3]. Ndryshe nga sistemet pasive, të cilat bazohen vetëm në susta dhe shuarës me parametra fiks, sistemet e varjes aktive përdorin sensorë, njësi të rregullimit dhe aktuatorë për të gjeneruar forca të rregullimit në kohë reale, duke iu përshtatur vazhdimisht kushteve të rrugës dhe dinamikës së automjetit.

Këto sisteme reduktojnë ndjeshëm lëkundjet vertikale të trupit, zhytjen gjatë frenimit, ngritjen gjatë nxitimit dhe rrotullimin anësor në kthesa, duke përmirësuar sigurinë dhe ndjesinë e drejtimit. Për më tepër, varja aktive kontribuon në ruajtjen më të mirë të kontaktit ndërmjet gomave dhe sipërfaqes së rrugës, çka rrit stabilitetin dhe aftësinë manovruese të automjetit në kushte të ndryshme përdorimi [4].

Me zhvillimin e sistemeve elektronike dhe fuqisë llogaritëse, varja aktive është bërë një platformë ideale për aplikimin e metodave të avancuara të rregullimit, duke e kthyer atë në një problem klasik dhe shumë të studiuar në teorinë e rregullimit modern [1].

1.2 Arsyet për krahasimin e PID, LQR dhe algoritmit gjenetik

Krahasimi i rregullatorëve PID, LQR dhe algoritmit gjenetik (GA) është i motivuar nga dallimet thelbësore në filozofinë e projektimit, kompleksitetin dhe performancën dinamike të këtyre metodave në sistemet e varjes aktive.

Rregullatori PID është një nga metodat më të përdorura në industri për shkak të strukturës së tij të thjeshtë, zbatimit të lehtë dhe kostos së ulët. Megjithatë, në sisteme si varja aktive, ku dinamika ndryshon shpejt dhe përfshin jolinearitete dhe pasiguri parametrike, PID shpesh kërkon kompromis ndërmjet stabilitetit dhe performancës, ndërsa përshtatja manuale e parametrave mund të jetë joefikase [5].

Nga ana tjetër, rregullatori LQR ofron një qasje optimale të bazuar në minimizimin e një funksioni të kostos që balancon gabimin e gjendjes dhe energjinë e rregullimit. Kjo metodë siguron përgjigje të butë, stabile dhe të parashikueshme për sisteme lineare, duke e bërë LQR shumë të përshtatshëm për analizë teorike dhe implementim në modelet lineare të varjes aktive. Megjithatë, performanca e tij varet drejtpërdrejt nga zgjedhja e matricave të peshimit dhe nga saktësia e modelit matematik [6].

Algoritmi gjenetik (GA) përfaqëson një qasje inteligjente dhe jo-deterministe për optimizimin e parametrave të rregullimit, duke imituar proceset natyrore të evolucionit si seleksioni, kryqëzimi dhe mutacioni. GA është veçanërisht i dobishëm për optimizimin e parametrave PID ose për përcaktimin optimal të matricave të peshimit në LQR, sidomos në raste kur sistemi është kompleks, jolinear ose ka shumë kufizime. Për këtë arsye, përdorimi i GA mund të çojë në performancë superiore krahasuar me metodat klasike të përshtatjes.

Ky krahasim mundëson një vlerësim të qartë të avantazheve dhe kufizimeve të secilës metodë, duke ofruar një bazë të fortë për zgjedhjen e strategjisë më të përshtatshme të rregullimit për sistemet e varjes aktive në aplikime reale [7].

2 PËRSHKRIMI I SISTEMIT DHE PLATFORMËS EKSPERIMENTALE

Në këtë kapitull paraqitet përshkrimi i sistemit të varjes aktive dhe i platformës eksperimentale të përdorur në këtë punim të cilat janë paraqitur në figurën 2.1. Platforma përfaqëson një model fizik të një të katërtës së automjetit dhe shërben si bazë për testimin real të strategjive të rregullatorit PID, LQR dhe optimizimit gjenetik. Përshkrimi i detajuar i ndërtimit dhe komponentëve të sistemit është i domosdoshëm për të kuptuar lidhjen ndërmjet strukturës fizike dhe modelit matematikor që zhvillohet në kapitullin vijues.

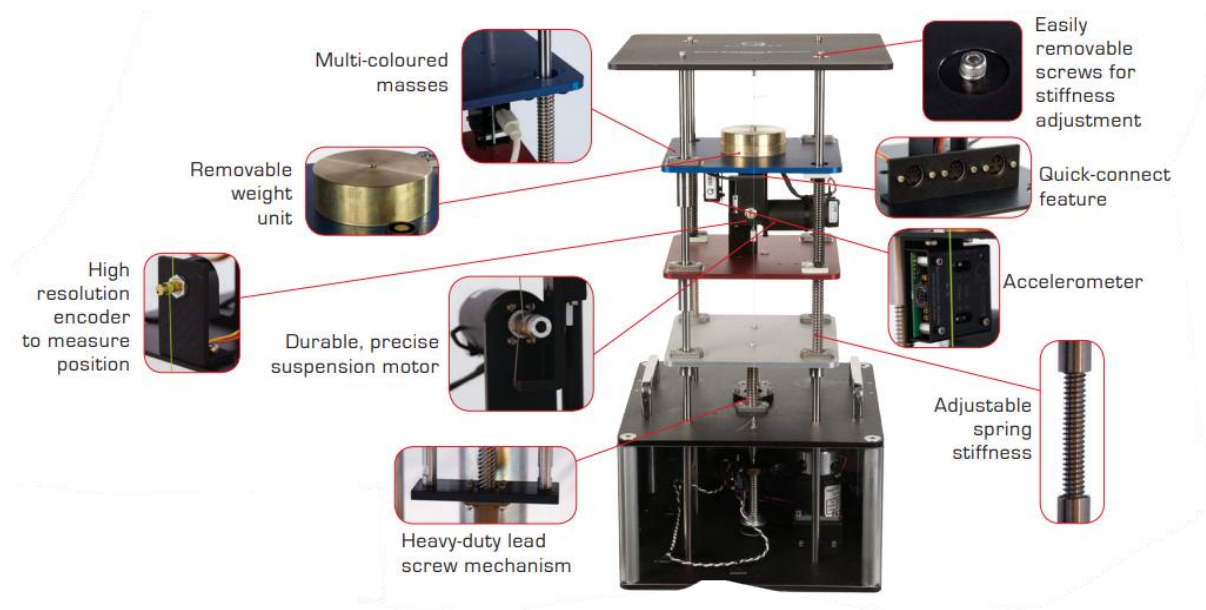


Figura 2.1. Platforma eksperimentale e sistemit të varjes aktive (quarter-car model) [8].

Platforma eksperimentale e varjes aktive përbëhet nga tre masa lineare të montuara vertikalisht, të cilat lëvizin përgjatë boshteve udhëzuese me kushineta lineare. Këto masa përfaqësojnë trupin e automjetit, rrotën dhe sipërfaqen e rrugës. Sistemi është projektuar për të simuluar në mënyrë reale dinamikën vertikale të automjetit dhe për të mundësuar aplikimin e algoritmeve të rregullatorit në kohë reale.

Platforma përfshin një aktuator aktiv të vendosur në boshtin e varjes, i cili gjeneron forcë të rregullimit për të kompensuar ngacmimet e rrugës. Për më tepër, sistemi është i pajisur me sensorë pozicioni dhe nxitimi, të cilët mundësojnë matje të sakta të gjendjes së sistemit dhe realizimin e rregullimit me lidhje kthyese [8].

2.1 Ndarja fizike e komponentëve të sistemit

Masa e varur (sprung mass)

Masa e sipërme e platformës përfaqëson masën e varur të automjetit, e njohur si masa e varur (sprung mass). Kjo masë është e montuar mbi sistemin e varjes dhe mbështetet nga sustat dhe shuarësit. Në platformën eksperimentale, masa e varur është e dallueshme përmes ngjyrës blu dhe mund të modifikohet përmes shtimit ose heqjes së peshave, duke mundësuar studimin e ndikimit të ndryshimeve të masës në performancën e sistemit.

Lëvizja e kësaj mase është një tregues i drejtpërdrejtë i komoditetit të udhëtimit dhe matet përmes enkoderëve me rezolucion të lartë si dhe akselerometrit të montuar në pllakën e sipërme [9].

Masa e pavarur (unsprung mass)

Masa e mesme e platformës përfaqëson masën e pavarur të automjetit, e njohur si masa e pavarur (unsprung mass). Kjo masë përfshin efektet dinamike të masës së pavarur dhe gomës dhe ndikohet drejtpërdrejt nga profili i rrugës. Në platformën eksperimentale, kjo masë është e identifikueshme përmes ngjyrës së kuqe dhe është e lidhur me masën e varur përmes sustës dhe shuarësit të varjes.

Sjellja dinamike e masës së pavarur është thelbësore për ruajtjen e kontaktit të gomës me sipërfaqen e rrugës dhe ndikon drejtpërdrejt në stabilitetin dhe sigurinë e automjetit [9].

Sustat dhe shuarësit

Platforma eksperimentale përfshin susta dhe shuarës që përfaqësojnë elementët pasivë të sistemit të varjes. Sustat janë të rregullueshme dhe lejojnë ndryshimin e ngurtësisë në një interval të caktuar, duke mundësuar analizën e ndikimit të parametrave elastikë në sjelljen dinamike të sistemit [8]. Shuarësit shërbejnë për shuarjen e energjisë dhe reduktimin e lëkundjeve të shkaktuara nga ngacmimet e rrugës.

Megjithëse këta elementë modelohen shpesh si linearë në analizën matematikore, në sistemin real ato paraqesin jo-linearitete dhe kufizime fizike, të cilat merren parasysh gjatë analizës eksperimentale [10].

Aktuatori aktiv

Aktuatori aktiv është komponenti kryesor që dallon sistemin e varjes aktive nga ai pasiv. Ai gjeneron një forcë të rregullimit F_a , e cila vepron ndërmjet masës së varur dhe masës së pavarur dhe përcaktohet nga rregullatori i kontrollit në kohë reale. Kjo forcë mund të përdoret për të kundërshtuar efektet e ngacmimeve të rrugës, për të reduktuar lëkundjet e trupit dhe për të përmirësuar performancën dinamike të sistemit. Në analizën teorike, aktuatori shpesh modelohet si një burim ideal force. Megjithatë, në sistemet reale, ai paraqet kufizime praktike si kufizimi i forcës, vonesat dinamike dhe kërkesat energjetike. Këta faktorë ndikojnë drejtpërdrejt në performancën e rregullatorëve PID, LQR dhe metodave të optimizimit gjenetik dhe duhet të merren parasysh gjatë krahasimit të strategjive të ndryshme të rregullimit në pajisje reale [5].

Simulimi i profilit të rrugës

Masa e poshtme e platformës përfaqëson sipërfaqen e rrugës dhe përdoret për të gjeneruar ngacmime të kontrolluara. Kjo masë vihet në lëvizje nga një motor DC i fuqishëm i lidhur me një mekanizëm vidë-plumb dhe transmision kabllor. Përmes këtij mekanizmi, është e mundur të simulohen profile të ndryshme të rrugës, si valë sinusoidale ose ngacmime impulsive, me frekuencë dhe amplitudë të rregullueshme.

Ky komponent luan rol kyç në testimin e qëndrueshmërisë së rregullatorëve ndaj ngacmimeve të jashtme [8].

Sensorët dhe sistemi i matjes

Platforma është e pajisur me enkoderë me rezolucion të lartë për matjen e pozicionit të secilës masë, si dhe me një akselerometër të montuar në masën e varur për matjen e nxitimit vertikal. Këta sensorë ofrojnë informacionin e nevojshëm për realizimin e rregullimit me lidhje kthyesë dhe për vlerësimin e performancës së sistemit në kohë reale.

Rezolucioni i lartë i matjeve mundëson analizë të saktë të zhvendosjeve, nxitimit dhe lëkundjeve të sistemit [8].

2.2 Lidhja ndërmjet sistemit fizik dhe modelit matematikor

Një nga aspektet më të rëndësishme në analizën e sistemeve të varjes aktive është sigurimi që modeli matematikor të reflektojë në mënyrë sa më reale sjelljen fizike të sistemit eksperimental. Në këtë punim, modeli matematikor i sistemit të varjes aktive nuk trajtohet si

një përshkrim abstrakt teorik, por si një përfaqësim i drejtpërdrejtë i platformës reale eksperimentale të ndërtuar mbi parimin e modelit të një të katërtës së automjetit.

Masa e karrocërisë M_s në modelin matematikor përfaqëson pjesën e sipërme të platformës eksperimentale, e cila simulon trupin e automjetit dhe ndikon drejtpërdrejt në komoditetin e udhëtimit. Në mënyrë analoge, masa e pavarur M_{us} korrespondon me pjesën e poshtme të sistemit, e cila përfaqëson rrotën dhe elementët e lidhur me të, dhe është e ndikuar drejtpërdrejt nga profili i rrugës.

Elementët pasivë të sistemit fizik, përkatësisht sustat dhe shuarësit, modelohen matematikisht përmes konstantave elastike K_s , K_{us} dhe koeficientëve të shuarjes B_s , B_{us} . Këta parametra përcaktojnë karakteristikat dinamike të sistemit dhe luajnë rol kyç në transmetimin dhe shuarjen e ngacmimeve të rrugës. Aktuatori aktiv i instaluar në platformën reale përfaqësohet në model përmes forcës së rregullimit F_a , e cila gjenerohet nga rregullatori dhe vepron ndërmjet dy masave kryesore të sistemit.

Sensorët e pozicionit dhe nxitimit të përdorur në platformën eksperimentale përputhen drejtpërdrejt me variablat e gjendjes të përkufizuara në modelin matematikor, duke mundësuar kalimin e natyrshëm nga analiza teorike në simulim dhe testim real. Kjo lidhje e drejtpërdrejtë ndërmjet sistemit fizik dhe modelit matematikor siguron që rezultatet e simulimit të jenë të krahasueshme dhe të verifikuara përmes eksperimenteve reale [11].

2.3 Roli i modelimit matematikor në projektimin e strategjive të rregullimit

Modeli matematikor i zhvilluar për sistemin e varjes aktive shërben si bazë themelore për projektimin, analizën dhe krahasimin e strategjive të ndryshme të rregullimit. Përmes këtij modeli bëhet i mundur vlerësimi i ndikimit të secilës metode rregullimi në stabilitetin e sistemit, reduktimin e zhvendosjes dhe nxitimit të karrocërisë, si dhe përmirësimin e kontaktit gomë-rrugë.

Rregullatori PID, si metodë klasike e rregullimit, projektohet mbi bazën e përgjigjes kohore të sistemit dhe kërkon një model të mjaftueshëm të saktë për të siguruar stabilitet dhe performancë të pranueshme. Në anën tjetër, rregullatori LQR kërkon drejtpërdrejt paraqitjen e sistemit në hapësirën e gjendjes, ku modeli matematikor përdoret për të minimizuar një funksion kostoje që përfshin gjendjet dhe sinjalin e rregullimit. Po ashtu, metodat e optimizimit gjenetik bazohen në modelin matematikor për të eksploruar hapësirën e parametrave dhe për të gjetur konfigurime optimale të rregullatorëve.

Për këtë arsye, saktësia dhe përfaqësimi realist i modelit matematikor janë vendimtare për vlefshmërinë e rezultateve të simulimit dhe për suksesin e implementimit të strategjive të rregullimit në platformën reale. Një model i ndërtuar mirë mundëson krahasim të drejtë dhe objektiv ndërmjet PID, LQR dhe metodave të optimizimit gjenetik, duke krijuar bazë të fortë shkencore për analizën e performancës së tyre [10].

3 MODELIMI MATEMATIKOR I SISTEMIT TË VARJES AKTIVE

Modelimi matematikor përbën bazën themelore për analizën, projektimin dhe vlerësimin e strategjive të rregullimit në sistemet e varjes aktive. Një model i saktë matematikor mundëson përshkrimin e sjelljes dinamike të sistemit dhe shërben si pikënisje për zhvillimin e rregullatorëve PID, LQR dhe metodave të optimizimit gjenetik. Në këtë punim, sistemi i varjes aktive modelohet duke përdorur modelin e një të katërtës së automjetit të paraqitur në figurën 3.1, i cili është gjerësisht i pranuar në literaturë për shkak të balancës ndërmjet thjeshtësisë matematikore dhe aftësisë për të përfaqësuar në mënyrë realiste dinamikën vertikale të sistemit të varjes. Ky model lejon analizë të detajuar të ndërveprimit ndërmjet masës së varur dhe masës së pavarur, duke e bërë të përshtatshëm për projektimin dhe krahasimin e strategjive të rregullimit në kohë reale. Në vijim të këtij kapitulli, fillimisht jepet përshkrimi fizik i sistemit, më pas paraqiten supozimet e modelimit dhe nxirren ekuacionet diferenciale të lëvizjes, të cilat shërbejnë si bazë për paraqitjen e sistemit në hapësirën e gjendjes [9].

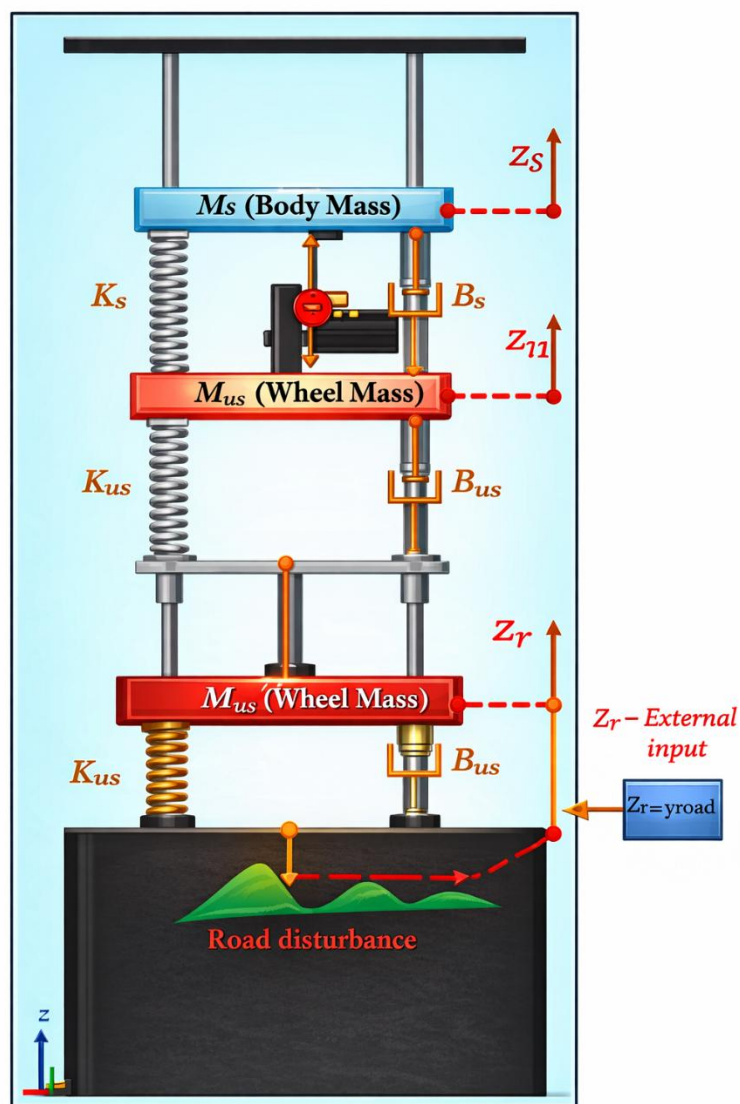


Figura 3.1. Skema e modelit matematikor të sistemit të varjes aktive [12].

- M_s , masa e varur (masa e trupit, *sprung mass*)
- M_{us} , masa e pavarur (masa e rrotës, *unsprung mass*)
- K_s , konstanta elastike e sustës së varjes ndërmjet masës së varur dhe të pavarur
- K_{us} , konstanta elastike e gomës (sustë e masës së pavarur)
- B_s , koeficienti i shuarjes i shuarësit të varjes aktive
- B_{us} , koeficienti i shuarjes i gomës/rrotës
- F_a , forca e aktuatorit aktiv të varjes
- z_2 , zhvendosja vertikale e masës së varur

- z_1 , zhvendosja vertikale e masës së pavarur
- z_r , zhvendosja vertikale e profilit të rrugës (ngacmimi i jashtëm)
- Road disturbance , ngacmimi i rrugës
- External input , hyrje e jashtme e sistemit

Tabela 1. Vlerat numerike të mëposhtme lidhen me sistemin, të cilat do të përdoren për qëllime reale dhe simulime [11]:

Parametrat	Emri i parametrave	Vlerat e parametrave	Njësia
M_s	Masa e sustës së varur	2.45	[kg]
M_{us}	Masa e pavarur	1	[kg]
K_s	Ngurtësia e sustës te varja aktive	900	[N/m]
K_{us}	Ngurtësia e gomës	1250	[N/m]
B_s	Koeficienti i shuarjes natyrore	7.5	[Nsec/m]
B_{us}	Koeficienti i brendshëm i shuarjes së pneumatikëve	5	[Nsec/m]

3.1 Ekuacionet diferenciale të lëvizjes

Në modelin e një të katërtës së automjetit, përkufizohen dy koordinata të përgjithshme të lëvizjes:

- z_{us} , zhvendosja vertikale e masës së pavarur (masa e rrotës, *unsprung mass*),
- z_s , zhvendosja vertikale e masës së varur (masa e trupit, *sprung mass*),

të dyja të matura në raport me tokën dhe me drejtim pozitiv lart. Sistemi përmban dy masa, prandaj për secilën masë përcaktohet veçmas diagrami i trupit të lirë dhe nxirret ekuacioni përkatës i lëvizjes. Forcat që veprojnë mbi masën e trupit përfshijnë forcën elastike të sustës, forcën shuarëse, forcën e aktuatorit aktiv dhe forcën e gravitetit. Forcat e tilla janë paraqitur në figurën 3.2 dhe në figurën 3.3.

$$K_s(z_1 - z_2) \quad B_s(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \quad F_c$$

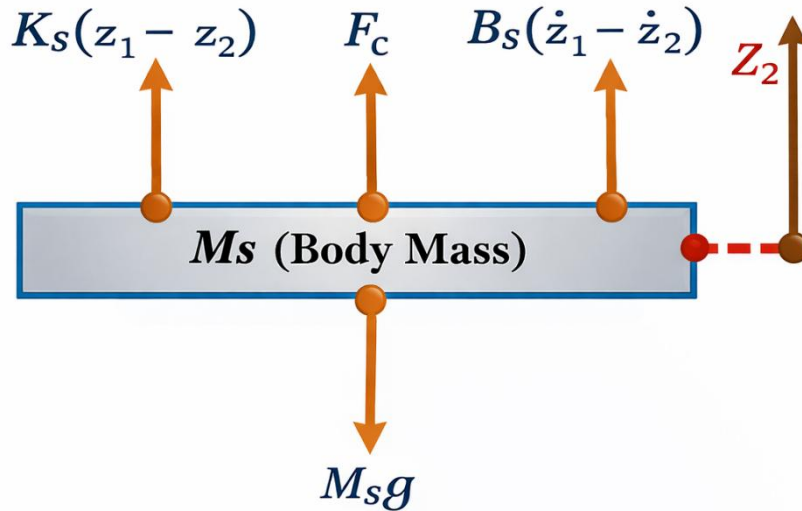


Figura 3.2. Skema e forcave që veprojnë mbi masën M_s [11].

Ekuacioni i lëvizjes për masën e varur M_s jepet si në ekuacionin (3.1):

$$\ddot{z}_2 = -g + \frac{F_c}{M_s} + \frac{B_s}{M_s}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \frac{K_s}{M_s}(z_1 - z_2) \quad (3.1)$$

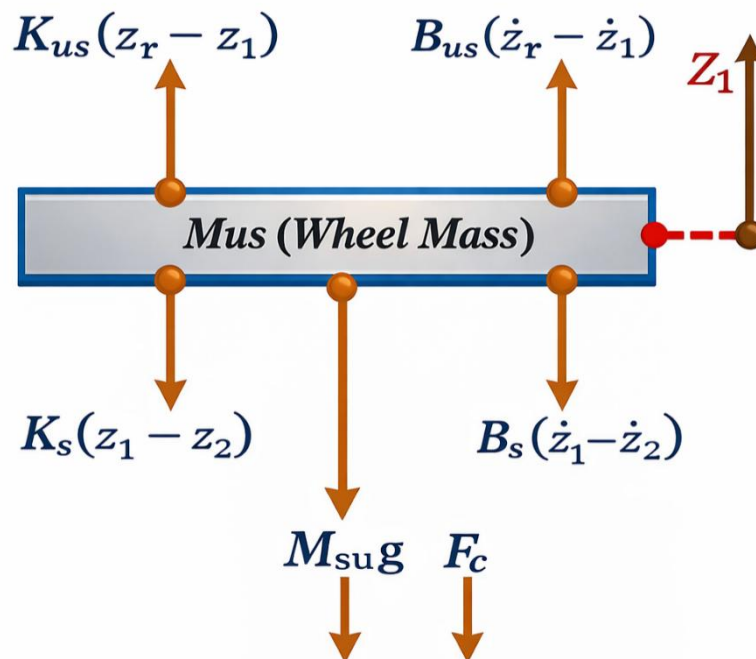


Figura 3.3. Skema e forcave që veprojnë mbi masën M_{us} [11].

Në mënyrë analoge, për masën e pavarur M_{us} , forcat përfshijnë sustën e varjes, sustën e gomës, shuarësit përkatës, forcën e aktuatorit aktiv, gravitetin dhe ndikimin e profilit të rrugës. Ekuacioni i lëvizjes për masën e pavarur jepet si në ekuacionin (3.2):

$$\ddot{z}_1 = -g - \frac{F_c}{M_{us}} - \frac{(B_s + B_{us})}{M_{us}} \dot{z}_1 + \frac{B_s}{M_{us}} \dot{z}_r + \frac{B_s}{M_{us}} \dot{z}_2 + \frac{K_{us}}{M_{us}} z_r + \frac{K_s}{M_{us}} z_2 - \frac{(K_s + K_{us})}{M_{us}} z_1 \quad (3.2)$$

Këto dy ekuacione përfaqësojnë modelin dinamik të plotë të sistemit të varjes aktive me dy shkallë lirie [5].

3.2 Eliminimi i forcës së gravitetit nga ekuacionet e lëvizjes

Forca e gravitetit nuk ndikon në dinamikën relative të sistemit, por vetëm në zhvendosjen e pikave të ekuilibrit statik. Për të thjeshtuar analizën dhe projektimin e rregullatorëve, është e zakonshme që kjo forcë të eliminohet nga ekuacionet e lëvizjes përmes një zhvendosjeje të koordinatave [11].

Në pikën e ekuilibrit statik, të gjitha derivatet kohore janë zero dhe nuk veprojnë as forca e rregullimit dhe as ngacmimi i rrugës. Duke i zëvendësuar këto kushte në ekuacionet (3.3), përfitohen ekuacionet e ekuilibrit:

$$\begin{aligned} K_s z_{q_1} + K_{us} z_{q_1} - K_s z_{q_2} + M_{us} g &= 0 \\ K_s z_{q_2} - K_s z_{q_1} + M_s g &= 0 \end{aligned} \quad (3.3)$$

Nga këto ekuacione, pozicionet e ekuilibrit rezultojnë si në ekuacionin (3.4):

$$z_{q_1} = - \left[\frac{M_{us} + M_s}{K_{us}} \right] g \quad dhe \quad z_{q_2} = - \left[\frac{K_s M_s + M_{us} K_s + M_{us} M_s}{K_s K_{us}} \right] g \quad (3.4)$$

Në këtë rast, përdorimi i një shndërrimi të tillë matematikor nënkupton ndryshimin e variablave të gjendjes, me qëllim eliminimin e efektit të forcës së gravitetit nga ekuacionet e lëvizjes. Kjo qasje synon të zhvendosë referencën e sistemit drejt pikës së ekuilibrit statik, duke e bërë modelin matematikor më të thjeshtë dhe më të përshtatshëm për analizë dhe projektim të strategjive të rregullimit.

Në mënyrë të veçantë, përmes këtij transformimi, graviteti nuk ndikon më drejtpërdrejt në dinamikën relative të sistemit, por vetëm në pozicionin e ekuilibrit. Si rezultat, ekuacionet e reja të lëvizjes përshkruajnë sjelljen dinamike të sistemit rreth kësaj pike ekuilibri [11].

Në këtë kontekst, përkufizohen lidhjet e mëposhtme ndërmjet koordinatave fillestare dhe atyre të reja të cilat janë paraqitur në ekuacionin (3.5):

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= \dot{z}_{us} \text{ and } \dot{z}_2 = \dot{z}_s \\ \ddot{z}_1 &= \ddot{z}_{us} \text{ and } \ddot{z}_2 = \ddot{z}_s \end{aligned} \quad (3.5)$$

Duke zëvendësuar shprehjet e dhëna nga ekuacioni (3.5) në ekuacionet fillestare të lëvizjes (ekuacionet (3.1) dhe (3.2)), përfitohen ekuacionet e riformuluara të sistemit të varjes aktive, në të cilat efekti i forcës së gravitetit është eliminuar:

$$\begin{aligned} M_{us}\ddot{z}_{us} &= -F_c + B_{us}(\dot{z}_r - \dot{z}_{us}) + B_s(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) + K_s(z_s - z_{us}) + K_{us}(z_r - z_{us}) \\ M_s\ddot{z}_s &= F_c - B_s(\dot{z}_{us} - \dot{z}_s) + K_s(z_{us} - z_s) \end{aligned} \quad (3.6)$$

3.3 Paraqitja në hapësirën e gjendjes

Për projektimin dhe zbatimin e rregullatorëve me lidhje kthyesë të gjendjes, si rregullatori linear kuadratik (LQR) dhe strategjitë e tjera të avancuara të rregullimit, është e domosdoshme që sistemi dinamik të paraqitet në formën e hapësirës së gjendjes. Në këtë nënkapitull zhvillohet paraqitja në hapësirën e gjendjes e sistemit të varjes aktive, duke u bazuar në ekuacionet diferenciale të lëvizjes të nxjerra më parë.

Në përgjithësi, paraqitja në hapësirën e gjendjes përshkruan dinamikën e një sistemi linear dhe të pandryshueshëm në kohë përmes një grupi ekuacionesh diferenciale të rendit të parë, të dhëna nga forma standarde:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (3.7)$$

Kjo qasje ofron një mënyrë të përshtatshme dhe kompakte për modelimin e sistemeve me hyrje dhe dalje të shumëfishta (MIMO), siç është rasti i modelit të një të katërtës së automjetit të varjes aktive. Për më tepër, paraqitja në hapësirën e gjendjes mundëson drejtpërdrejt projektimin e rregullatorëve optimalë dhe të vëzhguesve të gjendjes .

Modeli i një të katërtës së automjetit përmban katër elementë kryesorë të ruajtjes së energjisë (dy masa dhe dy elementë elastikë), prandaj sistemi përshkruhet në mënyrë të plotë përmes katër variablave të gjendjes. Këto gjendje zgjidhen në mënyrë që të përfaqësojnë madhësi fizike me rëndësi të drejtpërdrejtë për vlerësimin e performancës së sistemit [11].

Vektori i gjendjes, hyrjeve dhe daljeve përkufizohet si më poshtë në ekuacionin (3.8):

$$z = \begin{bmatrix} z_s - z_{us} \\ \dot{z}_s \\ z_{us} - z_r \\ \dot{z}_{us} \end{bmatrix}, u = \begin{bmatrix} \dot{z}_r \\ F_c \end{bmatrix}, \text{ dhe } y = \begin{bmatrix} z_s - z_{us} \\ \ddot{z}_s \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

ku:

- gjendja e parë përfaqëson devijimin e varjes aktive,
- gjendja e dytë është shpejtësia vertikale e trupit.
- gjendja e tretë përfaqëson deformimin e gomës, i cili lidhet drejtpërdrejt me kontaktin gomë–rrugë,
- gjendja e katërt është shpejtësia vertikale e rrotës.

Hyrja e parë e sistemit është shpejtësia e profilit të rrugës, e cila përfaqëson ngacmimin e jashtëm, ndërsa hyrja e dytë është forca e rregullimit e gjeneruar nga aktuatori aktiv. Dalja e parë e sistemit është devijimi i varjes, ndërsa dalja e dytë është nxitimi vertikal i trupit, i cili supozohet se matet përmes një akselerometri të montuar në trupin e automjetit [11].

3.3.1 Formimi i matricave të hapësirës së gjendjes

Duke përdorur ekuacionet diferenciale të lëvizjes të sistemit të varjes aktive, matricat e hapësirës së gjendjes përftohen si më poshtë:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{B_s}{M_s} & 0 & \frac{B_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{M_{us}} & \frac{B_s}{M_{us}} & -\frac{K_{us}}{M_{us}} & \frac{-B_s - B_{us}}{M_{us}} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{M_s} \\ -1 & 0 \\ \frac{B_{us}}{M_{us}} & -\frac{1}{M_{us}} \end{bmatrix}, \quad (3.8)$$

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

Matrica A përshkruan dinamikën e brendshme të sistemit dhe ndërveprimin ndërmjet gjendjeve, ku termat elastikë dhe shuarës ndikojnë drejtpërdrejt në stabilitetin e sistemit. Matrica B përfaqëson mënyrën se si hyrjet e jashtme, përkatësisht ngacmimi i rrugës dhe forca e aktuatorit aktiv, ndikojnë në gjendjet e sistemit. Matricat C dhe D përcaktojnë marrëdhënien ndërmjet gjendjeve dhe daljeve të matura, duke mundësuar vlerësimin e madhësive fizike me rëndësi praktike, si devijimi i varjes dhe nxitimi i karrocërisë [11]. Po ashtu në figurën 3.4 është paraqitur hapësira e gjendjes për sistemin e varjes aktive.

PARAQITJA NË HAPËSIRËN E GJENDJES TË SISTEMIT TË VARJES AKTIVE

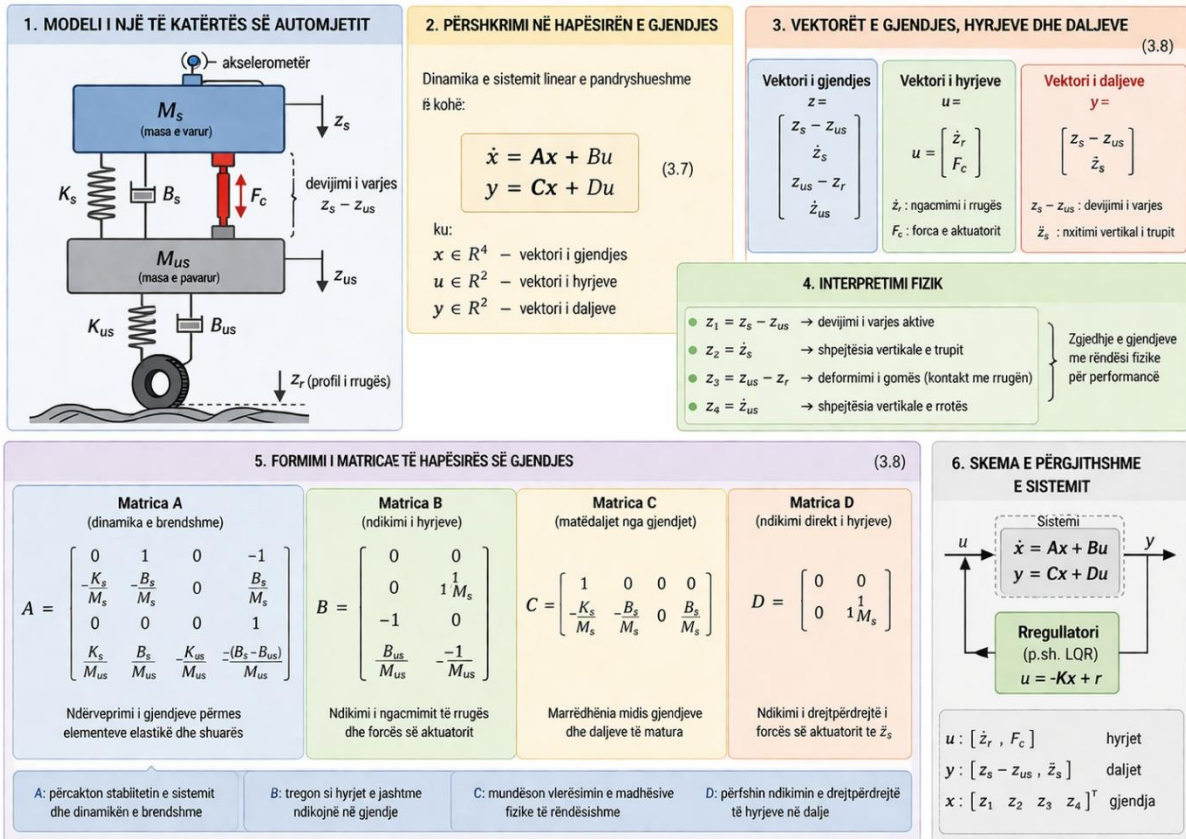


Figura 3.4. Modelimi në hapësirën e gjendjes i sistemit të varjes aktive dhe interpretimi fizik i variablave të gjendjes, hyrjeve dhe daljeve.

4 RREGULLATORI PID NË SISTEMIN E VARJES AKTIVE

Rregullatori PID përbëhet nga komponentët proporcional, integral dhe derivativ, të cilët bashkëpunojnë për të reduktuar gabimin ndërmjet sinjalit të referencës dhe përgjigjes së sistemit. Në këtë punim, PID-i përdoret për të gjeneruar forcën e aktuatorit në sistemin e varjes aktive, me qëllim përmirësimin e komoditetit dhe stabilitetit dinamik të automjetit [13].

Falë strukturës së tij të thjeshtë dhe reagimit relativisht të shpejtë, rregullatori PID është i përshtatshëm për sisteme mekanike dinamike që i nënshtrohen ngacmimeve të jashtme, duke ofruar një përgjigje të qëndrueshme rreth pikës së funksionimit edhe në prani të ndryshimeve të shpejta të kushteve operative. Kjo e bën rregullatorin PID një zgjedhje të përshtatshme si metodë bazë rregullimi për analiza krahasuese me strategji më të avancuara [13].

4.1 Parimi i funksionimit të rregullatorit PID

Rregullatori PID gjeneron sinjalin e rregullimit në bazë të gabimit ndërmjet vlerës së dëshiruar dhe asaj aktuale të sistemit. Ligji i përgjithshëm i rregullatorit PID shprehet si në ekuacionin (4.1):

$$Au(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (4.1)$$

ku

- K_p , koeficienti proporcional, ndikon në reagimin e menjëhershëm të sistemit.
- K_i , koeficienti integral, eliminon gabimin në regjim të qëndrueshëm.
- K_d , koeficienti derivativ, përmirëson stabilitetin dhe redukton mbigjuajtjen.

Në kontekstin e varjes aktive, sinjali i gabimit zakonisht lidhet me zhvendosjen ose nxitimin e karrocërisë apo masës së varur, ndërsa dalja e rregullatorit përdoret për të komanduar forcën e aktuatorit aktiv [9].

4.1.1 Veprimi proporcional

Veprimi proporcional prodhon një sinjal kontrolli proporcional me madhësinë e gabimit aktual. Rritja e koeficientit proporcional K_p përmirëson shpejtësinë e reagimit të sistemit dhe redukton amplitudën e zhvendosjes së karrocërisë. Megjithatë, vlera të larta të K_p mund të shkaktojnë tejkalime të mëdha dhe lëkundje të padëshiruara, veçanërisht në sisteme me dinamikë të shpejtë si varja aktive [5].

4.1.2 Veprimi integral

Veprimi integral shërben për eliminimin e gabimit të qëndrueshëm (steady-state error), duke integruar gabimin në kohë. Në sistemet e varjes aktive, komponenti integral ndihmon në ruajtjen e pozicionit mesatar të masës së varur të automjetit dhe në kompensimin e ngacmimeve të vazhdueshme të rrugës. Megjithatë, një veprim integral i tepruar mund të çojë në fenomenin e “integrator windup”, duke degraduar performancën dinamike të sistemit [5].

4.1.3 Veprimi derivativ

Veprimi derivativ parashikon sjelljen e ardhshme të sistemit duke u bazuar në shpejtësinë e ndryshimit të gabimit. Ky komponent ndihmon në shuarjen e lëkundjeve dhe në përmirësimin e stabilitetit të sistemit. Në varjen aktive, veprimi derivativ kontribuon në reduktimin e nxitimit të masës së varur të automjetit, por është shumë i ndjeshëm ndaj zhurmës së matjes [5].

Megjithëse rregullatori PID ofron një strukturë të thjeshtë dhe të lehtë për implementim, performanca e tij në sistemet e varjes aktive është e kufizuar nga ndjeshmëria ndaj ndryshimeve parametrike dhe zhurmës së matjeve. Për këto arsye, në kapitullin vijues analizohet rregullatori linear kuadratik (LQR), i cili ofron një qasje optimale të bazuar në modelin matematikor të sistemit dhe lejon vlerësim më të strukturuar të performancës dinamike [5].

5 RREGULLATORI LQR NË SISTEMIN E VARJES AKTIVE

Rregullatori Linear Quadratic Regulator (LQR) është një metodë e avancuar e rregullimit optimal, e cila ka gjetur përdorim të gjerë në sistemet moderne të varjes aktive falë strukturës së tij matematikore dhe aftësisë për të përmirësuar ndjeshëm sjelljen dinamike të automjetit. Në aplikimet e varjes aktive, qëllimi kryesor i rregullatorit LQR është zvogëlimi i lëkundjeve dhe i nxitimit vertikal të masës së varur të automjetit, duke siguruar njëkohësisht stabilitet të mirë dhe kontakt të vazhdueshëm të rrotës me sipërfaqen e rrugës [14].

Ndryshe nga sistemi i varjes pasive, i cili mbështetet vetëm në elementë mekanikë si sustat dhe shuarësit, sistemi i varjes aktive përfshin një aktuator të kontrolluar elektronikisht. Ky aktuator gjeneron forcë shtesë në bazë të gjendjes momentale të sistemit, duke mundësuar reagim aktiv ndaj ngacmimeve të rrugës. Rregullatori LQR përcakton në mënyrë optimale këtë forcë, duke realizuar një kompromis të balancuar ndërmjet komoditetit të udhëtimit dhe konsumit të energjisë së aktuatorit [5].

5.1 Funkzioni i koston në rregullatorin LQR

Parimi bazë i metodës LQR qëndron në minimizimin e një funksioni kostoje kuadratik, i cili përfshin si gjendjet e sistemit, ashtu edhe sinjalin e rregullimit. Funksioni i koston shprehet si në ekuacionin (5.1):

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (5.1)$$

ku matrica

- Matrica Q shërben për peshimin e gjendjeve të sistemit dhe lidhet drejtpërdrejt me cilësinë e udhëtimit dhe stabilitetin e automjetit.
- Matrica R përfaqëson peshimin e sinjalit të rregullimit dhe kufizimet fizike të aktuatorit [5].

Në sistemin e varjes aktive, përzgjedhja e përshtatshme e matricave Q dhe R ka ndikim vendimtar në performancën e përgjithshme të sistemit të varjes aktive. Rritja e peshimit të zhvendosjes dhe nxitimit të masës së varur kontribuon në uljen e lëkundjeve të masës së varur të automjetit, ndërsa peshimi më i madh i matricës R kufizon forcat e tepërta të aktuatorit dhe rrit efikasitetin energjetik të sistemit [14].

5.2 Zgjedhja e matricave Q dhe R në sistemin e varjes aktive

Në zbatimin e rregullatorit Linear Quadratic Regulator për sistemin e varjes aktive, përzgjedhja e matricave të peshimit Q dhe R paraqet një nga hapat më të rëndësishëm të projektimit. Këto matrica përcaktojnë drejtpërdrejt prioritetet e rregullimit dhe ndikojnë në kompromisin ndërmjet komoditetit të udhëtimit, stabilitetit dinamik dhe kërkesave energjetike të aktuatorit aktiv.

Në këtë punim, matrica Q përzgjidhet në mënyrë që të theksojë gjendjet që kanë ndikim të drejtpërdrejtë në cilësinë e udhëtimit, si zhvendosja dhe shpejtësia vertikale e masës së varur. Peshimi më i madh i këtyre gjendjeve çon në reduktimin e lëkundjeve të masës së varur të automjetit dhe në përmirësimin e ndjeshëm të komoditetit për pasagjerët, pasi komoditeti i udhëtarëve në vozitje, për shkak të natyrës së saj subjektive është vështirë që të përcaktohet. Në të njëjtën kohë, në Q përfshihen edhe gjendjet që lidhen me masën e pavarur dhe deformimin e gomës, me qëllim ruajtjen e kontaktit efektiv ndërmjet rrotës dhe sipërfaqes së rrugës.

Matrica R , nga ana tjetër, përdoret për të kufizuar intensitetin e sinjalit të rregullimit dhe për të reflektuar kufizimet fizike të aktuatorit aktiv. Një peshim më i madh në R rezulton në forca më të moderuara të aktuatorit, duke shmangur përdorimin e tepërt të energjisë dhe rrezikun e kufizimit të aktuatorit. Për këtë arsye, vlerat e matricave Q dhe R përcaktohen në mënyrë përsëritëse, duke analizuar përgjigjen e sistemit dhe duke balancuar kërkesat e performancës dhe realizueshmërisë praktike [5].

5.3 Ligji optimal i rregullimit LQR

Ligji optimal i rregullimit në metodën LQR jepet nga shprehja:

$$u(t) = -Kx(t) \quad (5.2)$$

ku K është matrica e fitimit optimal e cila siguron stabilitetin e sistemit të mbyllur dhe minimizimin e funksionit të kostos për çdo gjendje fillestare. Matrica e fitimit K përcaktohet

duke zgjidhur ekuacionin algjebrik Riccati, i cili përfaqëson kushtin e optimalitetit të problemit LQR dhe garanton stabilitet asimptotik të sistemit, për sa kohë që modeli matematikor i varjes aktive është linear dhe nuk ndryshon me kohë [6]. Në sistemin e varjes aktive, kjo do të thotë se forca e aktuatorit përshtatet në kohë reale bazuar në zhvendosjet dhe shpejtësitë e masës së varur dhe asaj të pavarur, duke reduktuar ndjeshëm nxitimin e vit të automjetit dhe përmirësuar komoditetin e udhëtimit [14].

5.4 Sjellja e rregullatorit LQR në stabilizim dhe reduktim të lëkundjeve

Një nga përparësitë kryesore të rregullatorit LQR në sistemet e varjes aktive është aftësia e tij për të siguruar stabilitet të qëndrueshëm dhe për të reduktuar ndjeshëm lëkundjet e sistemit në prani të ngacmimeve nga profili i rrugës. Falë lidhjes kthyesë të plotë të gjendjes, LQR reagon në mënyrë të koordinuar ndaj ndryshimeve të zhvendosjeve dhe shpejtësive të masës së varur dhe asaj të pavarur. Në situata ku sistemi i varjes i nënshtrohet goditjeve ose ndryshimeve të shpejta të profilit të rrugës, rregullatori LQR kontribuon në uljen e amplitudës së lëkundjeve dhe në përmirësimin e karakteristikave kalimtare të sistemit. Kjo sjellje rezulton në reduktimin e nxitimit vertikal të masës së varur të automjetit dhe, si rrjedhojë, në rritjen e komoditetit të udhëtimit.

Për më tepër, LQR siguron stabilitet asimptotik të sistemit të mbyllur për sa kohë që modeli matematikor përfaqëson në mënyrë të mjaftueshme dinamikën reale të sistemit. Kjo e bën këtë metodë veçanërisht të përshtatshme për aplikime në kohë reale, ku kërkohet një përgjigje e qëndrueshme dhe e parashikueshme për një gamë të gjerë kushtesh operative. Në kontekstin e këtij punimi, këto karakteristika e bëjnë LQR një kandidat të fortë për krahasim me rregullatorin PID dhe metodat e optimizimit gjenetik në sistemin e varjes aktive [6].

5.5 Përparësitë e përdorimit të LQR në varjen aktive

Zbatimi i rregullatorit LQR në sistemet e varjes aktive ofron disa përparësi kryesore, ndër të cilat dallohen:

- rritja e komoditetit të udhëtimit përmes reduktimit të lëkundjeve,
- ulja e nxitimit vertikal të masës së varur të automjetit,
- zvogëlimi i hapësirës së lëkundjes së varjes (rattle space),
- sjellje e qëndrueshme dinamike për kushte të ndryshme të rrugës,
- strukturë matematikore e qartë dhe zbatim relativisht i thjeshtë në ambientin MATLAB/Simulink [14].

Këto veçori e bëjnë rregullatorin LQR një alternativë shumë të përshtatshme për krahasim me rregullatorët klasikë PID dhe metodat inteligjente, si algoritmet gjenetike, në projektimin dhe analizën e sistemeve bashkëkohore të varjes aktive [14]. Në figurën 5.1 është paraqitur arkitektura e kontrollit LQR dhe analiza e performancës dinamike në sistemin e varjes aktive (quarter-car).

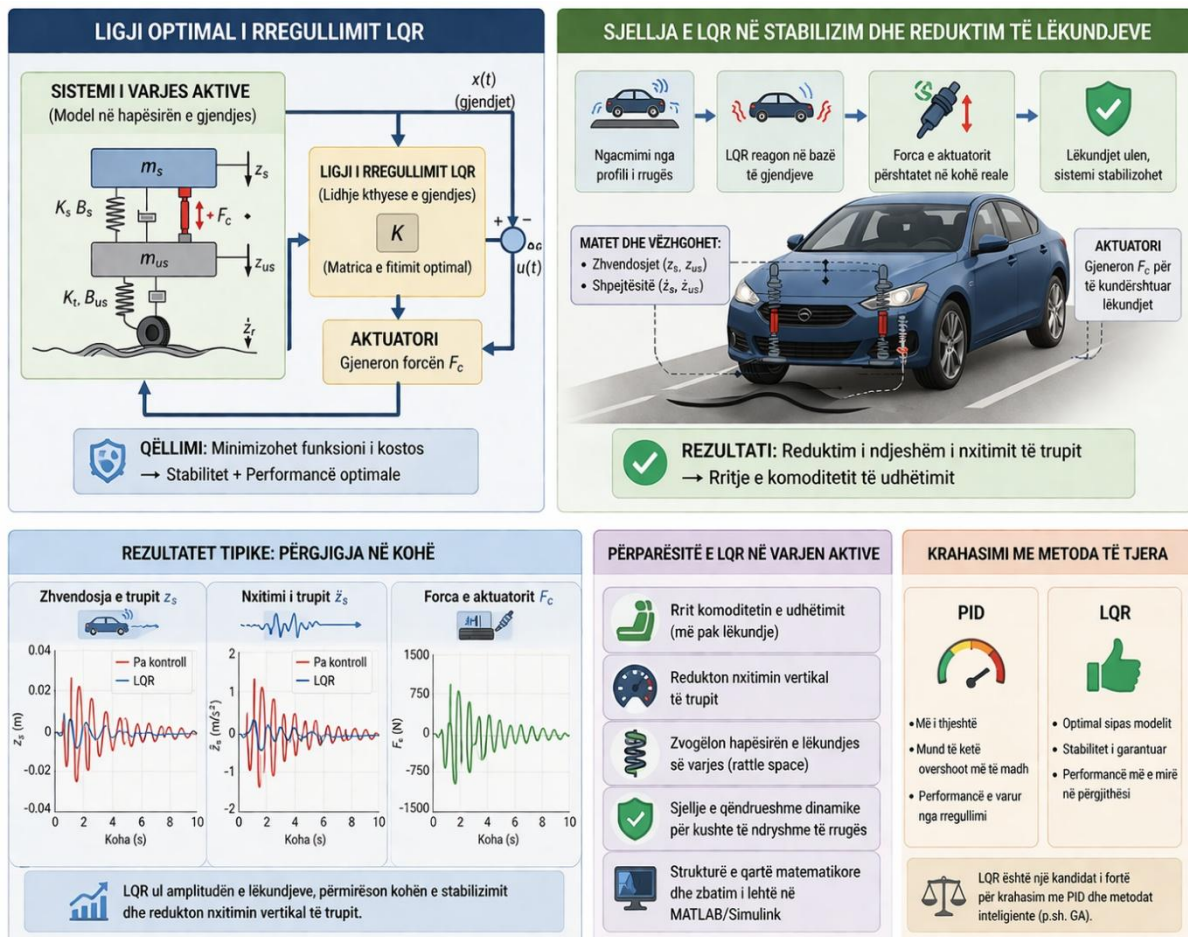


Figura 5.1. Arkitektura e kontrollit LQR dhe analiza e performancës dinamike në sistemin e varjes aktive (quarter-car).

6 OPTIMIZIMI GJENETIK NË SISTEMIN E VARJES AKTIVE

Algoritmi gjenetik (Genetic Algorithm – GA) është një metodë e optimizimit evolucionar që mbështetet në parimet e seleksionimit natyror dhe evolucionit biologjik, duke përdorur një proces kërkimi rastësor për eksplorimin e hapësirave të mëdha parametrash. Në dallim nga metodat klasike të optimizimit, të cilat kërkojnë njohuri të sakta mbi modelin matematik dhe derivatet e funksionit objektiv, GA operon mbi një popullatë zgjidhjesh të mundshme dhe ka aftësinë të identifikojë zgjidhje optimale globale edhe në prani të jo-lineariteteve dhe pasigurive modeluese [15].

Në sistemet e varjes aktive, ku dinamika e automjetit është komplekse dhe parametrat e sistemit ndryshojnë në varësi të kushteve të rrugës, ngarkesës dhe kufizimeve fizike të aktuatorëve, algoritmi gjenetik përdoret kryesisht për përshtatjen optimale të parametrave të rregullatorëve, si PID ose LQR. Qëllimi kryesor i këtij optimizimi është përmirësimi i komoditetit të udhëtimit dhe stabilitetit dinamik të automjetit, duke siguruar njëkohësisht respektimin e kufizimeve reale të sistemit dhe funksionimin e qëndrueshëm të platformës së rregullimit [15].

6.1 Hyrje dhe harmonizimi me objektivat e punimit

Në kapitujt paraprakë të këtij punimi janë trajtuar rregullatorët klasikë dhe modernë të rregullimit, si PID dhe LQR, të cilët përdoren gjerësisht në sistemet e varjes aktive. Megjithatë, performanca e këtyre rregullatorëve varet ndjeshëm nga përzgjedhja e parametrave të tyre, e cila shpesh realizohet në mënyrë eksperimentale ose përmes metodave klasike të optimizimit. Për këtë arsye, në këtë kapitull fokusi kryesor vendoset në algoritmin gjenetik, si një mjet optimizimi global, i cili përdoret për të përmirësuar ndjeshëm performancën e sistemit të varjes aktive [7].

Algoritmi gjenetik përfaqëson një metodë të optimizimit evolucionar të bazuar në parimet e seleksionimit natyror dhe evolucionit biologjik. Në dallim nga metodat klasike të optimizimit, të cilat kërkojnë informacion të saktë mbi derivatet e funksionit objektiv, GA operon mbi një popullatë zgjidhjesh të mundshme dhe është i aftë të gjejë zgjidhje optimale globale edhe në prani të jo-lineariteteve dhe pasigurive modeluese [16].

6.2 Modeli i një të katërtës së automjetit dhe arsyetimi i zgjedhjes

Në këtë punim është përdorur modeli i një të katërtës së automjetit me dy shkallë lirie (2 DOF), i cili përfaqëson një rrotë të vetme të automjetit dhe pjesën përkatëse të masës së varur. Ky model përfshin masën e varjes aktive, masën e varjes pasive, elementët elastikë dhe shuarës, si dhe ngacmimin nga profili i rrugës. Modeli një të katërtës së automjetit përdoret gjerësisht në literaturë për analizën e komoditetit të udhëtimit dhe stabilitetit dinamik, për shkak të thjeshtësisë së tij analitike dhe aftësisë për të kapur sjelljen kryesore dinamike të sistemit. Përdorimi i këtij modeli lejon krahasimin e drejtpërdrejtë të rezultateve të këtij punimi me studime të mëparshme shkencore në fushën e optimizimit të varjes së automjeteve [17].

6.3 Parimet bazë të algoritmit gjenetik

Algoritmi gjenetik funksionon mbi bazën e një procesi përsëritës evolucionar, i cili përbëhet nga disa hapa kryesorë:

- krijimi i popullatës fillestare,
- vlerësimi i funksionit të përshtatshmërisë,
- përzgjedhja e individëve,
- kryqëzimi dhe
- mutacioni.

Çdo individ në popullatë përfaqëson një zgjidhje të mundshme të problemit të optimizimit dhe kodon një grup parametrash të sistemit. Funksioni i përshtatshmërisë vlerëson cilësinë e secilës zgjidhje dhe udhëheq procesin evolucionar drejt zgjidhjeve optimale [7].

Popullata fillestare

Procesi i optimizimit fillon me krijimin e një popullate fillestare, e përbërë nga individë që përfaqësojnë zgjidhje të mundshme të problemit. Në sistemin e varjes aktive, çdo individ mund të përfaqësojë një grup parametrash të rregullatorit PID ose matricat Q dhe R të rregullatorit LQR [18].

Funksioni i përshtatshmërisë (Fitness Function)

Funksioni i përshtatshmërisë vlerëson cilësinë e secilit individ në popullatë. Në rastin e varjes aktive, ky funksion zakonisht bazohet në minimizimin e nxitimit vertikal të masës së varur të automjetit, zhvendosja relative e varjes dhe forcës së aktuatorit. Sa më e vogël të jetë vlera e funksionit objektiv, aq më e mirë konsiderohet zgjidhja [18].

6.3.1 Përzgjedhja (Selection)

Përzgjedhja në algoritmin gjenetik është mekanizmi përmes të cilit vendoset se cilët individë të popullatës do të riprodhohen dhe sa pasardhës do të gjenerojnë. Ky proces bazohet në vlerën e përshtatshmërisë (fitness), e cila reflekton sa mirë një individ e përmbush funksionin objektiv.

Në thelb, përzgjedhja përfshin dy hapa kryesorë:

1. Shndërrimin e vlerave të përshtatshmërisë në probabilitete përzgjedhjeje. Individët me përshtatshmëri më të lartë marrin probabilitet më të madh për t'u riprodhuar.
2. Zgjedhjen reale të individëve për riprodhim, në përputhje me këto probabilitete.

Një nga metodat më të përdorura është metoda e “rrotës ruletë” (roulette wheel selection). Në këtë qasje, çdo individ zë një segment në një interval total, ku madhësia e segmentit është proporcionale me vlerën e tij të përshtatshmërisë. Përzgjedhja bëhet duke gjeneruar një numër

të rastit brenda intervalit total ku individi që korrespondon me atë pikë zgjidhet për riprodhim. Procesi përsëritet derisa të përzgjidhet numri i kërkuar i individëve.

Kjo metodë është rastësore, pra përfshin element rastësor, por njëkohësisht favorizon individët me performancë më të mirë, duke ruajtur ekuilibrin ndërmjet eksplorimit dhe shfrytëzimit të hapësirës së kërkimit [18].

6.3.2 Mbikalimi (Crossover) dhe rikombinimi në algoritmin gjenetik

Mbikalimi është operatori kryesor për gjenerimin e kromozomeve të reja në algoritmin gjenetik. Ai kombinon informacionin gjenetik të dy prindërve për të prodhuar pasardhës që trashëgojnë karakteristika nga të dy. Ky proces rrit diversitetin e popullatës dhe përshejton kërkimin drejt zgjidhjeve me përshtatshmëri më të lartë.

Mbikalimi një-pikësh dhe shumë-pikësh

Në mbikalimin një-pikësh, kromozomi ndahet në një pozicion të zgjedhur rastësisht dhe segmentet pas pikës së ndarjes ndërrohen ndërmjet dy prindërve. Në mbikalimin shumë-pikësh, zgjidhen disa pika ndarjeje dhe segmentet ndërmjet tyre shkëmbehen. Kjo rrit kombinimet e mundshme dhe përmirëson eksplorimin e hapësirës së kërkimit, duke bartur pjesë të favorshme të kromozomit të pasardhësit.

Mbikalimi uniform

Në këtë rast, çdo gjen ka probabilitet të barabartë për të ardhur nga njëri ose tjetri prind. Përzgjedhja realizohet përmes një maske binare, e cila përcakton nga cili prind merret secili gjen. Kjo metodë siguron shpërndarje më të rastësishme të materialit gjenetik dhe rrit shumëllojshmërinë [18].

Rikombinimi për kromozome me vlera reale

Kur parametrat përfaqësohen me vlera reale (si në optimizimin e parametrave PID ose matricave të LQR), përdoren forma të rikombinimit numerik:

- **Rikombinimi i ndërmjetëm**, pasardhësi krijohet si kombinim linear i prindërve, duke prodhuar vlera të reja ndërmjet ose përreth tyre.
- **Rikombinimi në drejtëz**, gjeneron pasardhës përgjatë segmentit që lidh dy prindërit në hapësirën e parametrave.

Këto metoda janë veçanërisht të përshtatshme për probleme inxhinierike me parametra të vazhdueshëm, si sistemi i varjes aktive, sepse mundësojnë gjenerimin e vlerave të reja dhe jo vetëm kombinime të atyre ekzistuese [18].

6.3.3 Mutacioni në algoritmin gjenetik

Mutacioni është operatori që garanton ruajtjen e shumëllojshmërisë gjenetike në algoritmin gjenetik. Ngjashëm me evolucionin natyror, ai përfaqëson një ndryshim të rastësishëm në strukturën e kromozomit. Në praktikë, mutacioni aplikohet me probabilitet të vogël (zakonisht ndërmjet 0.001 dhe 0.01) dhe modifikon një ose më shumë gjene të individit.

Roli kryesor i mutacionit është:

- të parandalojë konvergencën e parakohshme në një optimizim lokal,
- të sigurojë që çdo pikë në hapësirën e kërkimit të ketë probabilitet jo-zero për t'u eksploruar,
- të rikthejë informacion gjenetik që mund të jetë humbur gjatë përzgjedhjes dhe mbikalimit.

Në paraqitjet binare, mutacioni realizohet duke ndryshuar vlerën e një biti (0 në 1 ose anasjelltas) në një pozicion të zgjedhur rastësisht. Në paraqitjet me vlera reale, mutacioni arrihet duke ndryshuar drejtpërdrejt vlerën numerike të gjenit, zakonisht brenda intervalit të lejuar.

Studime të ndryshme kanë treguar se për probleme optimizimi me parametra të vazhdueshëm si optimizimi i parametrave PID ose matricave të LQR në sistemin e varjes aktive paraqitja me vlera reale mund të jetë më efiçase sesa kodimi binar, sepse lejon eksplorim më të drejtpërdrejtë dhe më të saktë të hapësirës së parametrave.

Në kontekstin e modelit të një të katërtës së automjetit, mutacioni luan rol kyç në ruajtjen e fleksibilitetit të kërkimit dhe në përmirësimin gradual të parametrave optimalë, veçanërisht kur sistemi përfshin jo-linearitete dhe kufizime praktike [18].

6.4 Formulimi matematik i problemit të optimizimit

Në optimizimin e sistemit të varjes aktive, qëllimi kryesor është minimizimi i nxitimit vertikal i masës së varur të automjetit, i cili lidhet drejtpërdrejt me komoditetin e udhëtimit. Për këtë arsye, funksioni objektiv formulohet në bazë të vlerës efektive (RMS) të nxitimit vertikal të masës së varur, e cila llogaritet në mënyrë numerike përmes simulimeve kohore.

Problemi i optimizimit formulohet si më poshtë:

Minimizoj sipas ekuacioneve te dhëna në (6.1) dhe (6.2):

$$\sigma_{d_f} \leq \sigma_{d_{f_{max}}} \quad (6.1)$$

$$J = \sigma_{\ddot{z}_s}^2$$

Subjekti i kufizimeve është paraqitur në ekuacionin (6.2) dhe (6.3):

$$\sigma_{d_f} \leq \sigma_{d_{f_{max}}} \quad (6.2)$$

$$\sigma_{F_d} \leq \sigma_{F_{d_{max}}} \quad (6.3)$$

ku:

- $\sigma_{\ddot{z}_s}$, paraqet vlerën RMS të nxitimit vertikal të masës së varur të automjetit,
- σ_{d_f} , paraqet vlerën RMS të hapësirës së punës së varjes,
- σ_{F_d} , paraqet vlerën RMS të ngarkesës dinamike të gomës.

Variablat e optimizimit përfshijnë parametrat kryesorë fizikë të sistemit të një të katërtës së automjetit:

$$x = [m_1, \quad m_1, \quad K, \quad K_t, \quad C] \quad (6.4)$$

Kemi:

- m_1 dhe m_1 , janë masa e varur dhe masa e pavarur e automjetit
- K , paraqet koeficientin e ngurtësisë së sustës
- K_t , paraqet koeficientin e ngurtësisë së gomës së automjetit.
- C , paraqet koeficientin e shuarjes

Në këtë punim, funksioni objektiv nuk shprehet në formë analitike të mbyllur, por vlerësohet numerikisht përmes simulimeve në MATLAB. Kjo qasje është veçanërisht e përshtatshme për aplikimin e algoritmit gjenetik dhe shmang kufizimet e formulimeve analitike që varen nga kushte specifike të rrugës dhe shpejtësisë së lëvizjes [16]. Korniza e formulimit matematik dhe optimizimit të sistemit të varjes aktive me algoritëm gjenetik është paraqitur në figurën 6.1.

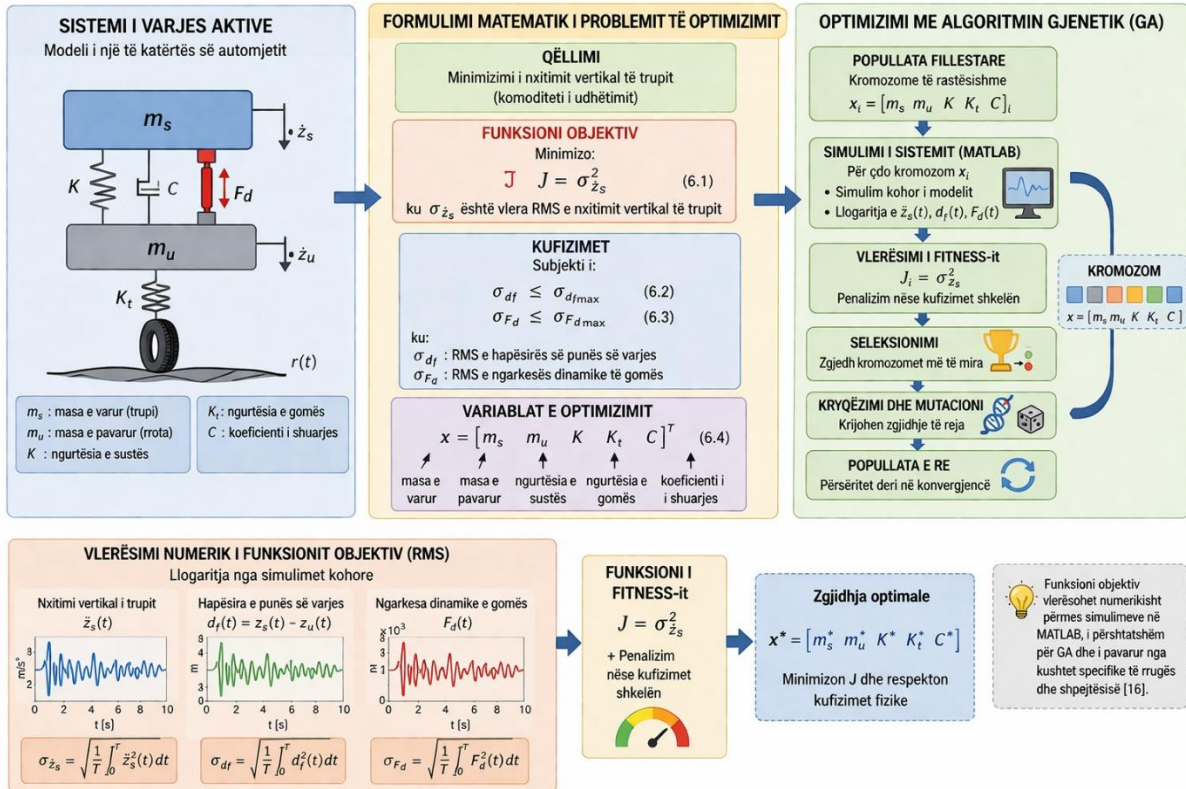


Figura 6.1. Korniza e formulimit matematik dhe optimizimit të sistemit të varjes aktive me algoritëm gjenetik (GA).

6.4.1 Funkcioni objektivi multi-kriterial

Në këtë punim, problemi i optimizimit formulohet si minimizim i një funksioni objektivi me kriteret të shumëfishta, i cili përfshin treguesit kryesorë të performancës së sistemit të varjes aktive. Duke u bazuar në literaturën e sistemit të një të katërtës së automjetit, funksioni objektivi përkufizohet si në ekuacionin (6.5):

$$J = w_1 \text{RMS}(\dot{z}_s) + w_2 \text{RMS}(z_s - z_u) + w_3 \text{RMS}(z_u - z_r) + w_4 \text{RMS}(F_c) \quad (6.5)$$

Ky formulim mundëson balancimin ndërmjet komoditetit të udhëtimit, stabilitetit dinamik dhe kërkesave energjetike të aktuatorit [14].

6.4.2 Kufizimet fizike të sistemit real

Duke qenë se verifikimi realizohet në platformë reale, optimizimi realizohet nën kufizime fizike të sistemit:

$$\begin{aligned} J \mid F_c &\leq F_{max} \\ |z_s - z_u| &\leq \Delta_{max} \end{aligned} \quad (6.6)$$

Këto kufizime të cilat janë paraqitur në figurën 6.2 sigurojnë realizueshmërinë praktike të zgjidhjes optimale dhe shmangin kufizimin e aktuatorit [11].

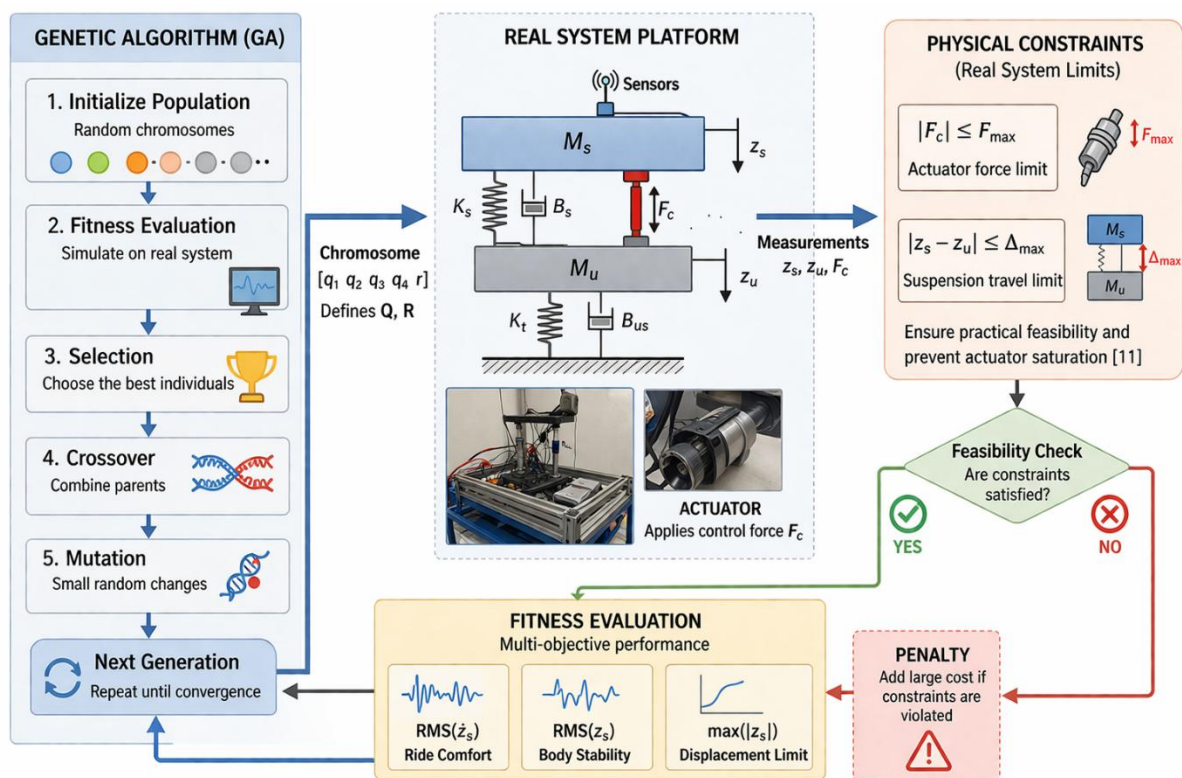


Figura 6.2. Korniza e optimizimit me algoritëm gjenetik për sistemin e varjes aktive nën kufizime fizike të sistemit real.

6.5 Zbatimi i GA në optimizimin e varjes aktive

Në këtë punim, algoritmi gjenetik përdoret si metodë optimizimi për përcaktimin e parametrave optimalë të sistemit të varjes aktive. Procesi i optimizimit realizohet përmes simulimeve numerike në MATLAB, ku çdo individ i popullatës përfaqëson një kombinim të parametrave fizikë të sistemit dhe vlerësohet në bazë të performancës dinamike të varjes aktive [19].

Funksioni i përshtatshmërisë bazohet në minimizimin e nxitimit vertikal të masës së varur të automjetit, duke respektuar njëkohësisht kufizimet mbi hapësirën e punës së varjes dhe ngarkesën dinamike të gomës. Procesi evolucionar i algoritmit gjenetik përsëritet deri në përmbushjen e kriterit të ndalimit, si numri maksimal i gjeneratave ose përmirësimi minimal i funksionit objektiv, duke siguruar konvergjencë drejt zgjidhjeve optimale [17].

6.6. Krahasimi i GA me metodat klasike të optimizimit

Krahasuar me metodat klasike të optimizimit, algoritmi gjenetik (GA) paraqet një qasje thelbësisht të ndryshme në kërkimin e zgjidhjes optimale për modelin e një të katërtës së automjetit. Ndërsa metodat tradicionale zakonisht operojnë nga një pikë e vetme fillestare dhe

realizojnë kërkim lokal të bazuar në gradient, GA realizon kërkim paralel përmes një popullate zgjidhjesh. Kjo i mundëson eksplorim më të gjerë të hapësirës së parametrave dhe redukton rrezikun e ngecjes në optimizimin lokal [16].

Dallimet kryesore të GA mund të përmbliidhen si vijon:

1. GA realizon kërkim paralel të pikave, jo nga një pikë e vetme fillestare.
2. GA nuk kërkon informacione të derivuara ose njohuri shtesë mbi modelin, mjafton funksioni objektiv dhe vlerësimi i përshtatshmërisë (fitness).
3. GA përdor rregulla probabilistike të kalimit (seleksionim, kryqëzim, mutacion), jo procedura plotësisht të përcaktuara në mënyrë të saktë.
4. GA operon mbi një kodim të parametrave (binar ose real), duke manipuluar individë të koduar në vend të formulimeve analitike direkte.

Në kontekstin e sistemit të varjes aktive, këto karakteristika e bëjnë GA të përshtatshëm për optimizimin e parametrave të PID ose matricave Q dhe R të LQR, veçanërisht kur sistemi përfshin kufizime fizike dhe ndërveprime dinamike komplekse. Ndërsa PID dhe LQR janë struktura kontrolli, GA shërben si mjet optimizimi për përmirësimin e performancës së tyre në mënyrë globale [18]. Në tabelën 2 është paraqitur metodologjia e krahasimit të PID, LQR dhe GA.

Tabela 2. Metodologjia e krahasimit të PID, LQR dhe GA [20].

Metoda	Avantazhet	Kufizimet
PID	Thjeshtësi	Ndjeshmëri
LQR	Optimal linear	Varet nga Q, R
GA	Global search	Kosto llogaritëse

6.6 Avantazhet dhe kufizimet e algoritmit gjenetik

Avantazhi kryesor i algoritmit gjenetik qëndron në aftësinë e tij për të trajtuar probleme komplekse dhe jo-lineare pa nevojën e informacionit të derivuar nga modeli matematik. GA ofron fleksibilitet të lartë në përzgjedhjen e funksionit objektiv dhe kufizimeve, si dhe aftësi për të gjetur zgjidhje optimale globale.

Megjithatë, përdorimi i algoritmit gjenetik shoqërohet edhe me disa kufizime praktike, si kostoja e lartë llogaritëse dhe koha më e gjatë e ekzekutimit krahasuar me metodat klasike. Për këtë arsye, në aplikimet praktike të varjes aktive, GA përdoret zakonisht si metodë optimizimi offline, ndërsa parametrat e optimizuar implementohen më pas në sistemin real të kontrollit [7]. Në figurën 6.3 është paraqitur zbatimi i algoritmit gjenetik në optimizimin e parametrave të kontrollit për sistemin e varjes aktive.

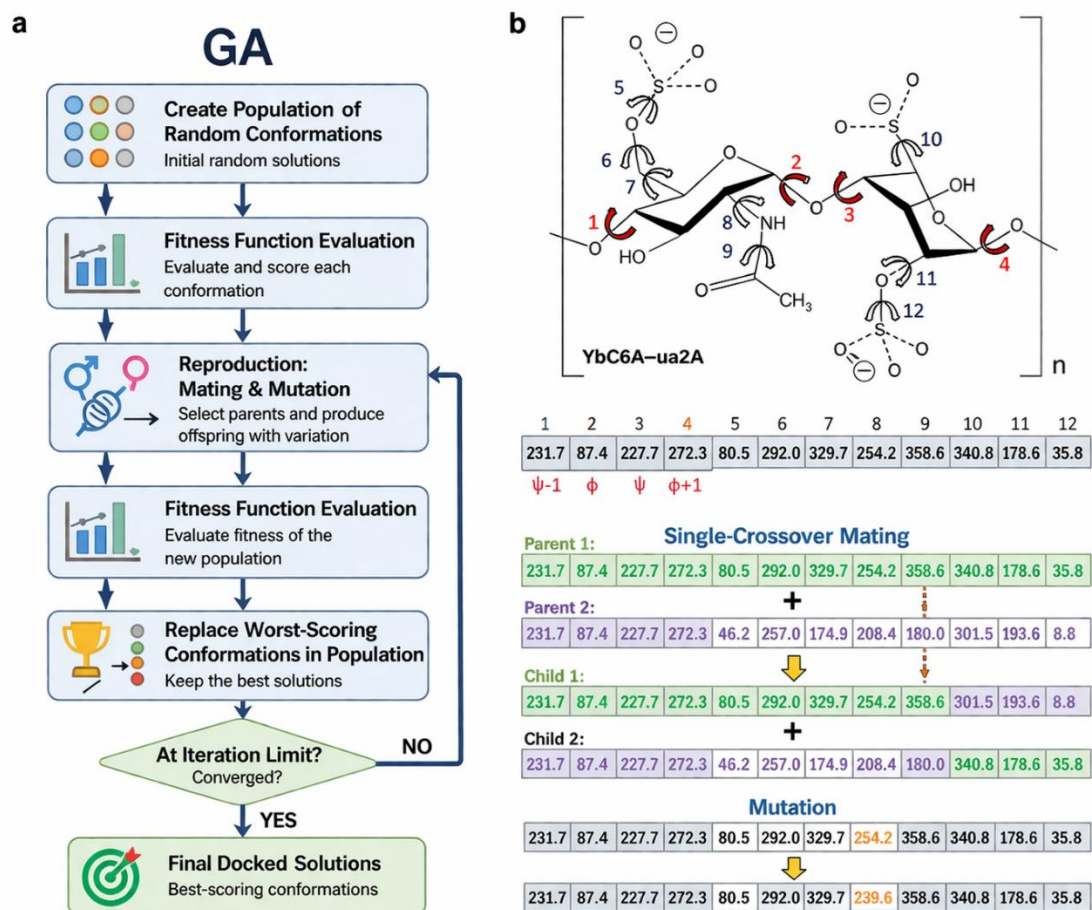


Figura 6.3. Zbatimi i algoritmit gjenetik në optimizimin e parametrave të kontrollit për sistemin e varjes aktive.

7 MODELIMI MATEMATIKOR I SISTEMIT TË VARJES AKTIVE PËR GA

Sistemi ka dy shkallë lirie (2 DOF), sepse ekzistojnë vetëm dy masa të pavarura që mund të lëvizin në drejtim vertikal.

7.1 Ekuacionet diferenciale të sistemit 2 DOF

Bazuar në modelin fizik të paraqitur, sistemi i varjes aktive përbëhet nga dy masa të pavarura që lëvizin në drejtim vertikal: masa e varur M_s dhe masa e pavarur M_u . Zhvendosja e masës së varur shënohet me $z_2(t)$, ndërsa zhvendosja e rrotës me $z_1(t)$. Për shkak se ekzistojnë vetëm këto dy koordinata të pavarura, sistemi ka dy shkallë lirie (2 DOF).

Për nxjerrjen e modelit matematikor zbatohet ligji i dytë i Njutonit sikurse në ekuacionin (7.1):

$$\sum F = ma \quad (7.1)$$

pra, për secilën masë barazohet shuma e forcave me masën shumëzuar me nxitimin. Për masën e varur M_s , forcat që veprojnë janë forca elastike e sustës $K_s(z_2 - z_1)$, forca e shuarësit $B_s(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)$, si dhe forca e aktuatorit F . Duke marrë parasysh drejtimin e forcave, ekuacioni diferencial për masën e varur merr formën sikurse në ekuacionin (7.2):

$$M_s \ddot{z}_2 = -K_s(z_2 - z_1) - B_s(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + F_c \quad (7.2)$$

Për masën e pavarur M_{us} , përveç forcave nga susta dhe shuarësi i sipërm, veprojnë edhe forcat nga susta dhe shuarësi i gomës, të cilat varen nga deformimi dhe shpejtësia relative midis rrotës dhe profilit të rrugës z_r . Duke përfshirë edhe veprimin e kundërt të forcës së aktuatorit, ekuacioni diferencial (7.3) për rrotën është:

$$M_{us} \ddot{z}_1 = K_s(z_2 - z_1) + B_s(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - K_{us}(z_1 - z_r) - B_{us}(\dot{z}_1 - \dot{z}_r) - F_c \quad (7.3)$$

Këto dy ekuacione përbëjnë modelin matematikor të sistemit të varjes aktive me dy shkallë lirie dhe shërbejnë si bazë për analizën dinamike dhe projektimin e rregullatorëve.

7.2 Forma matricore e sistemit (matrica e masës, shuarjes dhe sustes)

Për ta analizuar sistemin në mënyrë të përgjithshme, ekuacionet shkruhen në formë të

matricës:

$$z = \begin{bmatrix} z_2 \\ z_1 \end{bmatrix}$$

Atëherë sistemi merr formën standarde të paraqitur në ekuacionin (7.4):

$$M\ddot{z} + C\dot{z} + Kz = B_F F + B_r z_r \quad (7.4)$$

7.2.1 Matrica e masës

$$M = \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_{us} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2.45 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} kg \quad (7.5)$$

Kjo matricë e paraqitur në (7.5) tregon që secila masë ka inercinë e vet dhe nuk ka bashkëveprim direkt inercial dhe duke qenë se secila shkallë lirie shoqërohet me një masë të përqendruar, matrica e masës rezulton diagonale.

7.2.2 Matrica e shuarjes

$$C = \begin{bmatrix} B_s & -B_s \\ -B_s & B_s + B_{us} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 7.5 & -7.5 \\ -7.5 & 7.5 + 5 \end{bmatrix} N \cdot \frac{s}{m} \quad (7.6)$$

Ne ekuacionin (7.6) shfaqet lidhja dinamike mes masës së varur dhe të pavarur përmes shuarësit.

7.2.3 Matrica e ngurtësisë

$$K = \begin{bmatrix} K_s & -K_s \\ -K_s & K_s + K_{us} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 900 & -900 \\ -900 & 900 + 1250 \end{bmatrix} \frac{N}{m} \quad (7.7)$$

Kjo matrica e paraqitur në ekuacionin (7.7) përfaqëson energjinë elastike të sistemit.

Këto matrica janë 2×2 sepse sistemi ka vetëm dy koordinata të pavarura.

7.3 Analiza modale dhe frekuencat natyrale të varjes pasive

Frekuencat natyrale përfaqësojnë karakteristikat themelore dinamike të një sistemi mekanik, duke përcaktuar mënyrën e lëkundjeve të tij rreth pozicionit të ekuilibrit në mungesë të forcave të jashtme dhe shuarjes. Në këtë kontekst, analiza modale realizohet mbi modelin e varjes pasive të sistemit, i cili përshkruhet nga ekuacioni diferencial (7.8):

$$M\ddot{z} + Kz = 0 \quad (7.8)$$

Duke supozuar zgjidhje të formës sikurse në ekuacionin (7.9):

$$z = \phi e^{j\omega t} \quad (7.9)$$

Ku

- ϕ , është vektori i formës modale i cili tregon sa shpejt lëkundet sistemi dhe

- ω , është frekuenca këndore e cila tregon formën e lëkundjes, pra si lëvizin masat ndaj njëra-tjetrës, merret kushti karakteristik si në ekuacionin (7.10):

$$\det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (7.10)$$

Zëvendësimi i parametrave të sistemit për $m_1 = 2.45 \text{ kg}$ dhe për $m_2 = 1 \text{ kg}$ na jep ekuacionin (7.11):

$$\det \begin{bmatrix} 900 - 2.45\omega^2 & -900 \\ -900 & 2150 - \omega^2 \end{bmatrix} = 0 \quad (7.11)$$

Pas zhvillimit të determinantit merret ekuacioni karakteristik (7.12):

$$2.45\omega^4 - 6167.5\omega^2 + 1125000 = 0 \quad (7.12)$$

Nga zgjidhja numerike rezulton në frekuencat këndore sikurse në ekuacionin (7.13):

$$\omega_1 = 14.070 \text{ rad/s} \quad (7.13)$$

$$\omega_2 = 48.160 \text{ rad/s}$$

Ndërsa frekuencat natyrale në Hz janë paraqitur në ekuacionin (7.14):

$$f_1 = 2.24 \text{ Hz} \quad (7.14)$$

$$f_2 = 7.66 \text{ Hz}$$

Interpretimi fizik:

- f_1 , moda e masës së varur (komforti) e cila lidhet me komoditetin e udhëtimit dhe është lëkundje më e ngadaltë
- f_2 , moda e masës së pavarur (wheel-hop) e cila lidhet me kontaktin e gomës me rrugën është lëkundje më e shpejtë dhe më “e fortë”

Frekuencat natyrale të përfituara $f_1 = 2.24 \text{ Hz}$ dhe $f_2 = 7.66 \text{ Hz}$ janë reale dhe pozitive, çka tregon se sistemi posedon mënyra të qëndrueshme të lëkundjes në regjimin e lirë. Prania e këtyre frekuencave konfirmon se sistemi është dinamikisht stabil në kuptimin e analizës modale, duke qenë se nuk paraqiten komponentë imagjinarë që do të tregonin rritje të pakufizuar të lëkundjeve.

7.4 Analiza parametrike dhe e ndjeshmërisë (2-DOF)

Analiza parametrike studion ndikimin e ndryshimeve të parametrave fizikë të sistemit, si masa, ngurtësia dhe shuarja, në sjelljen dinamike të varjes aktive. Në këtë rast, parametrat kryesorë të sistemit janë masa e varur M_s , masa e pavarur M_{us} , ngurtësia e sustës së varjes K_s , ngurtësia e gomës K_{us} , si dhe koeficientët e shuarjes B_s dhe B_{us} . Ndjeshmëria tregon se sa ndryshojnë madhësitë dalëse të sistemit, si frekuencat natyrale, poet ose përgjigjja kohore, kur këta parametra ndryshojnë.

- **Ndjeshmëria e frekuencave natyrale**

Për modelin pasiv të sistemit, frekuencat natyrale përcaktohen nga kushti karakteristik:

$$\det(K - \omega_n^2 M) = 0 \quad (7.15)$$

Për sistemin e shqyrtuar me parametrat:

$$M_s = 2.45 \text{ kg}, M_{us} = 1 \text{ kg}, K_s = 900 \text{ N/m}, K_{us} = 1250 \text{ N/m} \quad (7.16)$$

janë përfituar dy frekuenca natyrale:

$$\omega_1 = 14.07 \text{ rad/s}, \omega_2 = 48.16 \text{ rad/s} \quad (7.17)$$

ose në Hz:

$$f_1 = 2.24 \text{ Hz}, f_2 = 7.66 \text{ Hz} \quad (7.18)$$

Moda e parë lidhet kryesisht me lëvizjen e masës së varur të automjetit, ndërsa moda e dytë me lëvizjen e masës së pavarur.

Në mënyrë të përgjithshme, për sistemet mekanike vlen se:

- rritja e masës ul frekuencat natyrale,
- rritja e ngurtësisë i rrit frekuencat natyrale,
- shuarja ka ndikim më të vogël në vetë frekuencat natyrale, por ndikon në shuarjen e lëkundjeve.

Prandaj, për modelin e varjes aktive 2-DOF mund të jepet ky interpretim i ndjeshmërisë:

- **Ndjeshmëria ndaj masës së varur M_s**

Rritja e masës së varur e bën sistemin më inert dhe ul sidomos frekuencën e modës së parë, e cila lidhet me komfortin e udhëtimit. Kjo do të thotë se lëkundjet e masës së varur bëhen më të ngadalta dhe sistemi reagon më ngadalë ndaj ngacmimeve nga rruga.

- **Ndjeshmëria ndaj masës së pavarur M_{us}**

Rritja e masës së pavarur ndikon më shumë në modën e dytë, pra në dinamikën e rrotës. Si rezultat, frekuenca e “wheel-hop” ulet dhe përgjigjja e rrotës bëhet më e ngadaltë.

- **Ndjeshmëria ndaj ngurtësisë së varjes K_s**

Rritja e K_s e rrit frekuencën e modës së parë dhe e bën sistemin më të fortë. Kjo ndihmon në reduktimin e zhvendosjes së masës së varur, por njëkohësisht mund të ulë komfortin nëse ngurtësia bëhet shumë e lartë.

- **Ndjeshmëria ndaj ngurtësisë së gomës K_{us}**

Rritja e K_{us} ndikon kryesisht në modën e dytë dhe përmirëson kontaktin e masës së varur me masën e pavarur, por gjithashtu mund të rrisë transmetimin e dridhjeve në masën e varur.

- **Ndjeshmëria ndaj shuarjes B_s dhe B_{us}**

Koeficientët e shuarjes nuk ndryshojnë ndjeshëm frekuencat natyrale, por ndikojnë drejtpërdrejt në pjesën reale të poleve. Rritja e koeficientit të shuarjes rrit shuarjen e lëkundjeve, ul amplitudën e rezonancës dhe përmirëson stabilizimin kohor të sistemit.

- **Ndjeshmëria e poleve dhe e përgjigjes kohore**

Polet e sistemit tënd janë:

$$s_{1,2} = -0.6087 \pm j14.0644 \quad (7.19)$$

$$s_{3,4} = -7.1719 \pm j47.5981$$

Të gjitha polet kanë pjesë reale negative, prandaj sistemi është stabil. Çifti dominues $s_{1,2}$ përcakton kryesisht sjelljen e masës së varur të automjetit, ndërsa çifti $s_{3,4}$ lidhet me dinamikën më të shpejtë të rrotës.

Nga pikëpamja e ndjeshmërisë:

- rritja e masës i afron polet drejt boshtit imagjinar dhe e ngadalëson përgjigjen,
- rritja e koeficientit të ngurtësisë i largon frekuencat drejt vlerave më të larta dhe e shpejton lëkundjen,
- rritja koeficientit të shuarjes i zhvendos polet më majtas në planin kompleks, duke ulur oshilacionet dhe kohën e shuarjes.

Kjo do të thotë se masa dhe ngurtësia kanë ndikimin më të madh në frekuencat natyrale, ndërsa shuarja ka ndikimin më të madh në shuarjen dhe në amplitudën e përgjigjes kalimtare.

- **Interpretimi fizik i analizës së ndjeshmërisë**

Nga analiza parametrike e sistemit 2-DOF të varjes aktive mund të përfundohet se:

- sistemi është më i ndjeshëm ndaj ndryshimeve në masat M_s , M_{us} dhe në ngurtësitë K_s , K_{us} , sepse këto parametra përcaktojnë drejtpërdrejt frekuencat modale;
- rritja e masës ul frekuencat natyrale dhe e bën sistemin më të ngadaltë në reagim;
- rritja e ngurtësisë rrit frekuencat natyrale dhe e bën sistemin më të fortë, por jo domosdoshmërisht më të rehatshëm;
- rritja e koeficientit të shuarjes përmirëson shuarjen e lëkundjeve dhe ul amplitudën e rezonancës;
- sistemi mbetet i qëndrueshëm për vlera reale pozitive të parametrave fizikë, ndërsa vlera jofizike si masa ose ngurtësi negative do ta bënë sistemin të paqëndrueshëm.

7.5 Nxjerrja e funksionit transmetues dhe analiza e poleve, zerove, thyesave parcialesh dhe përgjigjes kohore

Me transformimin Laplace, ekuacionet diferenciale kalohen nga domeni i kohës në domenin s , siq është paraqitur në ekuacionin (7.15) ku derivatet zëvendësohen me shumëzim me s . Kjo e bën sistemin më të lehtë për t'u zgjidhur në mënyrë algjebrike dhe për të nxjerrë funksionet transmetuese.

Transformimi Laplace (kushte fillestare zero)

$$\mathcal{L}\{\ddot{z}\} = s^2 Z(s), \mathcal{L}\{\dot{z}\} = sZ(s), \mathcal{L}\{z\} = Z(s) \quad (7.20)$$

Ekuacioni i parë (i masës së varur) :

$$M_s \ddot{z}_2 = -K_s(z_2 - z_1) - B_s(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + F_c \quad (7.21)$$

pas transformimit Laplace merret:

$$M_s s^2 Z_2 = -(K_s + B_s s)(Z_2 - Z_1) + F_c \quad (7.21)$$

ose:

$$(M_s s^2 + B_s s + K_s)Z_2 - (B_s s + K_s)Z_1 = F_c \quad (7.22)$$

Ekuacioni i dytë (i rrotës):

$$M_{us}\ddot{z}_1 = K_s(z_2 - z_1) + B_s(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - K_{us}(z_1 - z_r) - B_{us}(\dot{z}_1 - \dot{z}_r) - F_c \quad (7.23)$$

pas transformimit Laplace merret:

$$M_{us}s^2Z_1 = (K_s + B_s s)(Z_2 - Z_1) - (K_{us} + B_{us}s)(Z_1 - Z_r) - F_c \quad (7.24)$$

ose:

$$-(B_s s + K_s)Z_2 + [M_{us}s^2 + (B_s + B_{us})s + (K_s + K_{us})]Z_1 = (K_{us} + B_{us}s)Z_r - F_c \quad (7.25)$$

Sistemi në formë matrice

$$\underbrace{\begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \end{bmatrix}}_{D(s)} \begin{bmatrix} Z_2 \\ Z_1 \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 \\ -1 \end{bmatrix}}_{D(s)} F + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ K_{us} + B_{us}s \end{bmatrix}}_{D(s)} Z_r \quad (7.26)$$

ku matrica dinamike $D(s)$ jepet nga:

$$D(s) = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \end{bmatrix} \quad (7.27)$$

dhe elementet e saj janë:

$$\begin{aligned} d_{11} &= M_s s^2 + B_s s + K_s \\ d_{12} &= d_{21} = -(B_s s + K_s) \\ d_{22} &= M_u s^2 + (B_s + B_{us})s + (K_s + K_{us}) \end{aligned} \quad (7.28)$$

Parametrat numerikë

Duke zëvendësuar parametrat e sistemit, merret:

$$\begin{aligned} d_{11} &= 2.45s^2 + 7.5s + 900 \\ d_{12} &= d_{21} = -(7.5s + 900) \\ d_{22} &= s^2 + 12.5s + 2150 \end{aligned} \quad (7.29)$$

Determinanti i sistemit

Determinanti i matricës $D(s)$, i cili përfaqëson emëruesin e përbashkët të funksioneve transmetuese, jepet nga ekuacioni (7.26):

$$\Delta(s) = \det(D(s)) = d_{11}d_{22} - d_{12}d_{21} \quad (7.30)$$

Pra:

$$\Delta(s) = (2.45s^2 + 7.5s + 900)(s^2 + 12.5s + 2150) - (7.5s + 900)^2 \quad (7.31)$$

Pas zhvillimit algjebrik përfitohet ekuacioni (7.28):

$$\Delta(s) = 2.45s^4 + 38.125s^3 + 6205s^2 + 13875s + 1125000 \quad (7.32)$$

Ky polinom karakteristik përfaqëson dinamikën e sistemit dhe përcakton polet e tij. Rrënjët e $\Delta(s)$ japin informacion mbi stabilitetin dhe sjelljen kohore të sistemit, ndërsa përdoren drejtpërdrejt në analizën e përgjigjes dhe në projektimin e rregullatorëve.

Funksionet transmetuese

Funksionet transmetuese nga **forca e aktuatorit** përfitohen duke përdorur inversin e matricës 2×2 , funksionet transmetuese nga forca e aktuatorit $F_c(s)$ drejt zhvendosjeve $Z_2(s)$ dhe $Z_1(s)$ jepen si në ekuacionin (7.29):

$$\frac{Z_2(s)}{F(s)} = \frac{M_u s^2 + B_{us} s + K_{us}}{\Delta(s)} \quad (7.33)$$

$$\frac{Z_1(s)}{F(s)} = -\frac{M_s s^2}{\Delta(s)}$$

Për parametrat numerikë të sistemit merret ekuacioni (7.30):

$$\frac{Z_2(s)}{F_c(s)} = \frac{s^2 + 5s + 1250}{2.45s^4 + 38.125s^3 + 6205s^2 + 13875s + 1125000} \quad (7.34)$$

$$\frac{Z_1(s)}{F_c(s)} = \frac{-2.45s^2}{2.45s^4 + 38.125s^3 + 6205s^2 + 13875s + 1125000}$$

Funksionet transmetuese nga profili i rrugës

$$\frac{Z_2(s)}{Z_r(s)} = \frac{(B_s s + K_s)(K_{us} + B_{us} s)}{\Delta(s)} \quad (7.35)$$

$$\frac{Z_1(s)}{Z_r(s)} = \frac{(M_s s^2 + B_s s + K_s)(K_{us} + B_{us} s)}{\Delta(s)}$$

Pas zëvendësimit numerik merret:

$$\frac{Z_2(s)}{Z_r(s)} = \frac{37.5s^2 + 13875s + 1125000}{2.45s^4 + 38.125s^3 + 6205s^2 + 13875s + 1125000} \quad (7.36)$$

$$\frac{Z_1(s)}{Z_r(s)} = \frac{12.25s^3 + 3100s^2 + 13875s + 1125000}{2.45s^4 + 38.125s^3 + 6205s^2 + 13875s + 1125000}$$

Nga këto shprehje vërehet se të gjitha funksionet transmetuese kanë të njëjtin emërues, i cili përfaqëson polinomin karakteristik të sistemit. Kjo tregon se struktura dinamike e sistemit mbetet e njëjtë, ndërsa ndryshimi i përgjigjeve përcaktohet nga numëruesit përkatës për secilën hyrje dhe dalje.

7.6 Zerot dhe polet e sistemit

Polet e sistemit

Polet e sistemit përcaktohen nga emëruesi i përbashkët i funksioneve transmetuese, i cili jepet nga polinomi karakteristik :

$$\Delta(s) = 2.45s^4 + 38.125s^3 + 6205s^2 + 13875s + 1125000 \quad (7.37)$$

Duke zgjidhur ekuacionin karakteristik:

$$\Delta(s) = 0$$

merren polet e sistemit sikurse në ekuacionin (7.34):

$$s_{1,2} = -0.6087 \pm j14.0644 \quad (7.38)$$

$$s_{3,4} = -7.1719 \pm j47.5981$$

Nga këto rezultate vërehet se të gjitha polet kanë pjesë reale negative, çka tregon se sistemi është asimptotikisht stabil. Prania e poleve komplekse të konjuguara tregon se përgjigjja e sistemit është lëkundëse dhe e shuar. Çifti dominues $s_{1,2}$, i cili ndodhet më afër boshtit imagjinar, përcakton sjelljen kryesore dinamike të sistemit.

Zerot e sistemit

Zerot e sistemit varen nga funksioni transmetues, pra nga hyrja dhe dalja e konsideruar.

1. Për funksionin $\frac{Z_2(s)}{F(s)}$

Zerot përcaktohen nga numëruesi ia paraqitur në ekuacionin (7.35):

$$s^2 + 5s + 1250 = 0 \quad (7.39)$$

Nga zgjidhja rezulton:

$$s = -2.5 \pm j35.27 \quad (7.40)$$

Ekuacioni (7.36) paraqet zerot komplekse të konjuguara, të cilat ndikojnë në formën e përgjigjes kohore duke shtuar komponentë lëkundës.

2. Për funksionin $\frac{Z_1(s)}{F(s)}$

Numëruesi është:

$$-2.45s^2 = 0$$

Prandaj zerot janë:

$$s = 0, s = 0$$

Kjo paraqet një zero të dyfishtë në origjinë, që lidhet me natyrën integrale të zhvendosjes së rrotës.

3. Për funksionin $\frac{Z_2(s)}{Z_r(s)}$

Numëruesi faktorizohet si në ekuacionin (7.37):

$$(7.5s + 900)(5s + 1250) = 0 \quad (7.41)$$

Zerot janë:

$$s = -120, s = -250$$

Këto zero reale ndikojnë në filtrimin e sinjalit të rrugës dhe në mënyrën se si sistemi reagon ndaj ngacmimeve të jashtme.

4. Për funksionin $\frac{Z_1(s)}{Z_r(s)}$

Numëruesi është paraqitur në ekuacionin (7.38):

$$(2.45s^2 + 7.5s + 900)(5s + 1250) = 0 \quad (7.42)$$

Nga kjo rezulton:

$$s = -250$$

dhe dy zero komplekse të konjuguara që dalin nga ekuacioni (7.39):

$$2.45s^2 + 7.5s + 900 = 0 \quad (7.43)$$

Nga analiza e poleve dhe zerove vërehet se sistemi është stabil dhe karakterizohet nga një sjellje dinamike lëkundëse e shuar. Polet përcaktojnë stabilitetin dhe shpejtësinë e përgjigjes së sistemit, ndërsa zerot ndikojnë në formën e përgjigjes dhe në mënyrën se si sistemi përpunon sinjalet hyrëse. Kjo analizë përbën bazë të rëndësishme për interpretimin e rezultateve të përgjigjes kohore dhe për projektimin e rregullatorëve të sistemit.

Rezultatet e simulimit për PID, LQR dhe GA konfirmojnë analizën e poleve dhe zerove, duke treguar se zhvendosja e poleve përmes teknikave të avancuara të kontrollit ndikon drejtpërdrejt në përmirësimin e performancës dinamike të sistemit, në veçanti në stabilizim më të shpejtë dhe reduktim të lëkundjeve.

7.7 Përgjigjja kohore e sistemit të varjes aktive

Përgjigjja kohore ndaj forcës së aktuatorit F_c

Për analizën e përgjigjes kohore të sistemit, fillimisht merret në konsideratë rasti kur hyrja është forca e aktuatorit $F_c(t)$, ndërsa dalja është zhvendosja e masës së varur $z_2(t)$.

Funksioni transmetues i sistemit jepet si në ekuacionin (7.40):

$$G_F(s) = \frac{Z_2(s)}{F_c(s)} = \frac{s^2 + 5s + 1250}{2.45s^4 + 38.125s^3 + 6205s^2 + 13875s + 1125000} \quad (7.44)$$

Për hyrje hap njësi:

$$F_c(s) = \frac{1}{s}$$

atëherë përgjigjja kohore në domenin Laplace jepet nga ekuacioni (7.41):

$$Z_2(s) = G_F(s) \cdot \frac{1}{s} = \frac{s^2 + 5s + 1250}{s(2.45s^4 + 38.125s^3 + 6205s^2 + 13875s + 1125000)} \quad (7.45)$$

Analiza e përgjigjes kohore

Polet e sistemit jepen nga ekuacioni (7.42):

$$\begin{aligned} s_{1,2} &= -0.6087 \pm j14.0644 \\ s_{3,4} &= -7.1719 \pm j47.5981 \end{aligned} \quad (7.46)$$

Nga këto rezultate vërehet se:

- Kur të gjitha polet kanë pjesë reale negative sistemi është stabil
- Kur polet janë komplekse të konjuguara përgjigjja është lëkundëse
- Kur nuk ka pol në origjinë përgjigjja është e kufizuar (nuk rritet pa kufi)

Çifti dominues është:

$$s_{1,2} = -0.6087 \pm j14.0644$$

Parametrat dinamikë

- Frekuenca natyrore:

$$\omega_n \approx 14.08 \text{ rad/s}$$

- Faktori i shuarjes:

$$\zeta \approx 0.043$$

- Frekuenca e shuarësit:

$$\omega_d \approx 14.06 \text{ rad/s}$$

- Periudha e lëkundjeve:

$$T \approx 0.45 \text{ s}$$

- Koha e vendosjes:

$$T_s \approx 6.5 - 7 \text{ s}$$

Përfundim për këtë rast

- Përgjigjja është lëkundëse
- Ka lëkundje të theksuara në fillim
- Me kalimin e kohës, lëkundjet zbehen gradualisht
- Sistemi arrin një vlerë përfundimtare të qëndrueshme

Përgjigjja kohore ndaj profilit të rrugës z_r

Në analizën praktike të sistemit të varjes aktive, më e rëndësishme është përgjigjja ndaj ngacmimit të rrugës, pasi kjo lidhet drejtpërdrejt me komfortin e udhëtimit.

Funksioni transmetues për zhvendosjen e masës së varur jepet nga ekuacioni (7.43):

$$G_r(s) = \frac{Z_2(s)}{Z_r(s)} = \frac{37.5s^2 + 13875s + 1125000}{2.45s^4 + 38.125s^3 + 6205s^2 + 13875s + 1125000} \quad (7.47)$$

Për hyrje hap njësi:

$$Z_r(s) = \frac{1}{s}$$

Atëherë përfitojmë ekuacionin (7.44):

$$Z_2(s) = \frac{37.5s^2 + 13875s + 1125000}{s(2.45s^4 + 38.125s^3 + 6205s^2 + 13875s + 1125000)} \quad (7.48)$$

Analiza e përgjigjes kohore

- Meqenëse emëruesi është i njëjtë si në rastin e parë:
 - Polet mbeten të njëjta
 - Sjellja dinamike e sistemit është e njëjtë në aspektin e stabilitetit

Pra:

- Sistemi është stabil
- Përgjigjja është lëkundëse dhe e shuar
- Nuk ka divergjencë (nuk rritet pa kufi)
- Interpretim fizik (shumë i rëndësishëm për tezë)
 - Hyrja $z_r(t)$ përfaqëson parregullsitë e rrugës
 - Dalja $z_2(t)$ përfaqëson lëvizjen e trupit të automjetit
- Nga përgjigjja kohore vërehet se:
 - Trupi i automjetit reagon ndaj gungës së rrugës
 - Fillimisht shfaqen lëkundje kalimtare
 - Shuarja e sistemit bën që këto lëkundje të zbehen me kohën
 - Sistemi arrin një gjendje të qëndrueshme
- Përfundim për këtë rast
 - Përgjigjja përfaqëson sjelljen reale të automjetit
 - Sistemi redukton efektin e ngacmimit nga rruga
 - Lëkundjet janë të pranishme, por kontrollohen dhe shuhen
 - Ky rast është më i rëndësishmi për analizën e komfortit

Funksioni transmetues kryesor i sistemit

Duke marrë si dalje zhvendosjen e trupit $z_2(t)$ dhe si hyrje forcën e aktuatorit $F_c(t)$, funksioni transmetues kryesor i sistemit jepet nga ekuacioni (7.45):

$$G_F(s) = \frac{Z_2(s)}{F_c(s)} = \frac{s^2 + 5s + 1250}{\Delta(s)} \quad (7.49)$$

$$= \frac{s^2 + 5s + 1250}{2.45s^4 + 38.125s^3 + 6205s^2 + 13875s + 1125000}$$

Ky funksion përfaqëson lidhjen ndërmjet forcës së aplikuar nga aktuatori dhe përgjigjes së trupit të automjetit, dhe shërben si bazë për analizën dinamike dhe projektimin e rregullatorëve. Analiza grafike e funksionit transmetues është paraqitur po ashtu edhe në figurën 7.1.

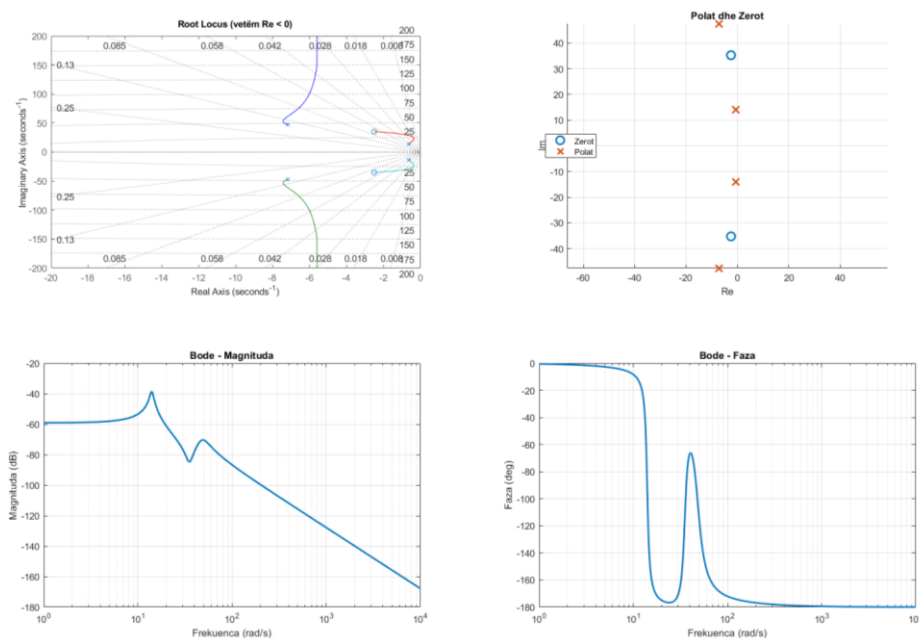


Figura 7.1. Analiza e funksionit transmetues: Root Locus, Polat/Zerot dhe Diagrami Bode.

7.8 Analiza e stabilitetit të sistemit

Për analizën e stabilitetit të sistemit të varjes aktive, modeli paraqitet në formën e hapësirës së gjendjeve sikurse në ekuacionin (7.46):

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (7.50)$$

Ku

- \dot{x} , paraqet vektorin e gjendjes,
- u , vektorin e hyrjes, ndërsa
- A dhe B , janë matricat e sistemit.

Stabiliteti i sistemit vlerësohet nëpërmjet poleve të matricës së gjendjes A , përkatësisht nga zgjidhjet e ekuacionit karakteristik (7.47):

$$\det(sI - A) = 0 \quad (7.51)$$

Nga analiza rezultojnë polet:

$$s_{1,2} = -0.6087 \pm j14.0644$$

$$s_{3,4} = -7.1719 \pm j47.5981$$

Meqenëse të gjitha polet kanë pjesë reale negative, sistemi është stabil. Prania e poleve kompleksë të konjuguar tregon se përgjigjja e sistemit është lëkundëse, por e shuar. Çifti dominues $s_{1,2}$, i cili ndodhet më afër boshtit imagjinar, përcakton sjelljen kryesore dinamike të sistemit. Funkzioni transmetues dhe analiza e stabilitetit konfirmojnë se sistemi ka një sjellje të qëndrueshme dhe të kontrollueshme, duke krijuar bazën për aplikimin e teknikave të avancuara të kontrollit si PID, LQR dhe optimizimi gjenetik, të cilat synojnë përmirësimin e performancës dinamike të sistemit.

8 Rezultatet

Në këtë kapitull paraqiten dhe analizohen rezultatet e përfuara nga simulimi dhe implementimi i strategjive të ndryshme të rregullimit në sistemin e varjes aktive të modeluar sipas modelit të një të katërtës së automjetit të paraqitur në figurën 8.1. Modeli matematikor i zhvilluar në kapitujt paraprakë shërben si bazë për realizimin e simulimeve numerike në mjedisin MATLAB/Simulink, duke mundësuar vlerësimin e sjelljes dinamike të sistemit në prani të ngacmimeve të ndryshme nga profili i rrugës.

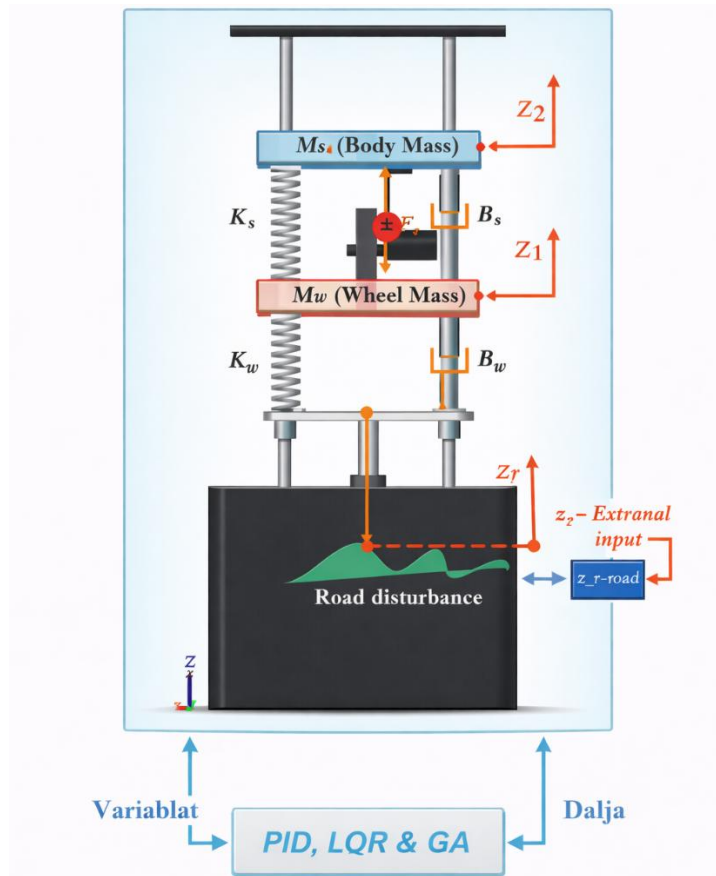


Figura 8.1. Modeli i sistemit të varjes aktive të automjetit (quarter-car) me kontrollues PID, LQR dhe optimizim me Algoritëm Gjenetik (GA) [8].

Qëllimi kryesor i këtij kapitulli është të analizojë dhe të krahasojë performancën e tre strategjive të rregullimit: rregullatorit PID, rregullatorit optimal LQR, si dhe parametrave të optimizuar përmes Algoritmit Gjenetik (GA). Përmes simulimeve analizohen tregues të rëndësishëm të performancës së sistemit, si zhvendosja dhe nxitimi vertikal i trupit të automjetit, stabiliteti i përgjigjes dinamike dhe intensiteti i forcës së kontrollit. Krahasimi i rezultateve të përftuara nga secila metodë e rregullimit mundëson vlerësimin e avantazheve dhe kufizimeve të tyre në drejtim të reduktimit të lëkundjeve dhe përmirësimit të komoditetit të udhëtimit [9]. Figura 8.1 paraqet modelin e një të katërtës së automjetit të sistemit të varjes aktive që përdoret për analizën dhe krahasimin e performancës së rregullatorëve PID, LQR dhe metodës së optimizimit gjenetik (GA). Në këtë model përfshihen masa e varur M_s , masa e pavarur M_w , elementët elastikë dhe shuarës të sistemit të varjes, si dhe ngacmimi i jashtëm nga profili i rrugës z_r . Variablat e sistemit merren si hyrje në kontrollues, ndërsa forca e kontrollit gjenerohet nga algoritmet e rregullimit dhe vepron ndërmjet dy masave të sistemit. Ky konfigurim përdoret si bazë për realizimin e simulimeve dhe për analizën krahasuese të

rezultateve të përftuara nga secila strategji e rregullimit në reduktimin e lëkundjeve dhe përmirësimin e stabilitetit të sistemit të varjes aktive [4].

Figura 8.2 paraqet strukturën e implementimit të kontrollit për sistemin e varjes aktive në mjedisin Simulink. Skema është e ndarë në dy pjesë kryesore: modeli real i sistemit (Actual Plant) në anën e majtë dhe modeli i simulimit (Open-loop Simulation) në anën e djathtë. Kjo strukturë përdoret për të krahasuar sjelljen e sistemit real me atë të modelit të simulimit dhe për të analizuar performancën e kontrolluesit.

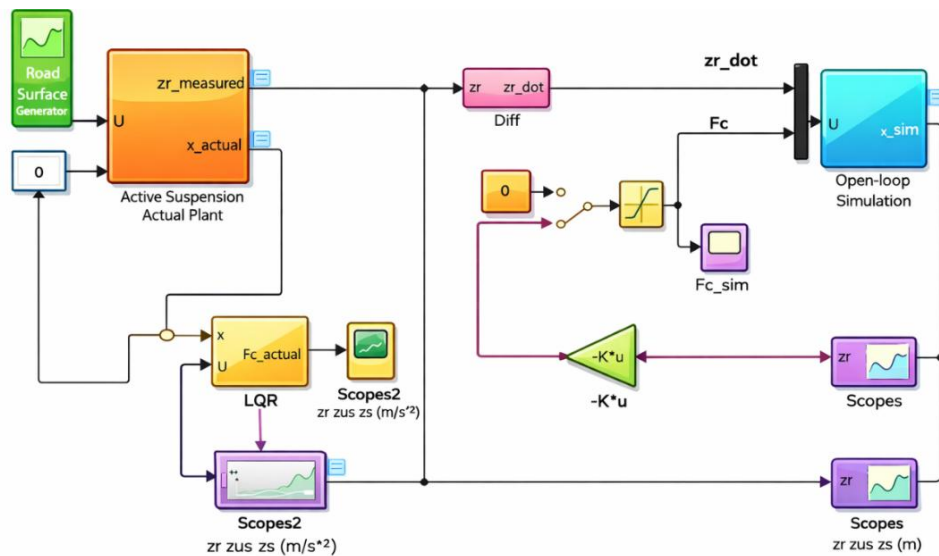


Figura 8.2. Skema e simulimit dhe implementimit në kohë reale të sistemit të varjes aktive [8].

Në anën e majtë të diagramit ndodhet Active Suspension Actual Plant, i cili përfaqëson modelin fizik të sistemit të varjes aktive. Sinjali hyrës z_r , i gjeneruar nga blloku *Road Surface Generator*, përfaqëson profilin e rrugës që vepron si shqetësim në sistem. Ky sinjal hyn në modelin e sistemit së bashku me forcën e kontrollit F_c , e cila gjenerohet nga kontrolluesi. Nga modeli merren dy dalje kryesore: $z_r_measured$, që përfaqëson matjen e zhvendosjes së rrugës, dhe x_actual , që përfaqëson gjendjen reale të sistemit.

Në pjesën e djathtë të diagramit paraqitet modeli i simulimit, i cili përdoret për të analizuar sjelljen e sistemit në mënyrë numerike. Sinjali i zhvendosjes z_r diferencohet në bllokun Diff për të marrë shpejtësinë \dot{z}_r , e cila përdoret si hyrje në modelin e simulimit. Gjithashtu, forca e kontrollit F_c gjenerohet nëpërmjet një blloku përforcimi $-K \cdot u$, që përfaqëson ligjin e kontrollit të LQR. Daljet e simulimit regjistrohen gjithashtu në blloqet Scopes, duke mundësuar krahasimin ndërmjet rezultateve të simulimit dhe atyre të sistemit real .

Kjo strukturë e dyfishtë (model real dhe simulim) lejon verifikimin e performancës së kontrolluesit dhe analizën e sjelljes dinamike të sistemit të varjes aktive ndaj shqetësimeve të rrugës. Përmes kësaj qasjeje mund të vlerësohen parametra të rëndësishëm si stabiliteti i sistemit, reduktimi i lëkundjeve dhe përmirësimi i komoditetit të udhëtimit [8].

8.1 Rezultatet me LQR

Në këtë pjesë paraqiten rezultatet e simulimit të sistemit të varjes aktive duke përdorur kontrolluesin optimal LQR (Linear Quadratic Regulator). Simulimet janë realizuar në mjedisin MATLAB/Simulink, duke përdorur parametrat e integruar në setup-in e modelit të sistemit varjes aktive. Grafikat e paraqitura përfshijnë sinjalet kryesore dinamike të sistemit, si zhvendosjet e masës së varur dhe të pavarur, forcën e kontrollit të aktuatorit, nxitimin vertikal të trupit, si dhe variabla të tjera të gjendjes së sistemit.

Në rastin e LQR standard, fitimi optimal i kontrolluesit përcaktohet në mënyrë direkte përmes zgjidhjes së ekuacionit të Riccati-t, pa nevojën e një procesi iterativ. Megjithatë, në rastet kur parametrat e matricave të peshimit Q dhe R përcaktohen përmes metodave të optimizimit, si algoritmi gjenetik (GA), procesi i optimizimit zhvillohet në mënyrë iteruese nëpërmjet gjeneratave. Në këtë punim, algoritmi gjenetik është ekzekutuar me një maksimum prej 5000 iteracionesh (gjeneratash), me mundësi ndalimi të hershëm nëse nuk arrihet përmirësim i funksionit të kostos për 50 gjenerata radhazi. Analiza e këtyre rezultateve mundëson vlerësimin e performancës së kontrolluesit LQR në stabilizimin e sistemit dhe në reduktimin e lëkundjeve të shkaktuara nga ngacmimet e profilit të rrugës.

Figura 8.3 paraqet krahasimin e performancës së sistemit të varjes aktive për tre raste: qarkut të hapur, LQR manual dhe GA-LQR, nën një profil periodik të ngacmimit nga rruga. Nga grafiku i parë shihet se hyrja rrugore ruan amplitudë të njëjtë gjatë gjithë intervalit kohor, prandaj ndryshimet në dalje lidhen drejtpërdrejt me cilësinë e rregullimit.

Në përgjigjen kohore të zhvendosjes vërehet se LQR manual jep devijimet më të mëdha dhe luhatjet më të theksuara, ndërsa GA-LQR arrin ta mbajë sistemin më afër gjendjes së ekuilibrit. Krahasuar me qarkun e hapur, rasti GA-LQR paraqet amplitudë më të ulët të zhvendosjes dhe sjellje më të kontrolluar dinamike. Edhe në grafikun e shpejtësisë/zhvendosjes relative shihet qartë se GA-LQR redukton luhatjet krahasuar me LQR manual, i cili shfaq ndryshime shumë më të mëdha dhe më agresive.

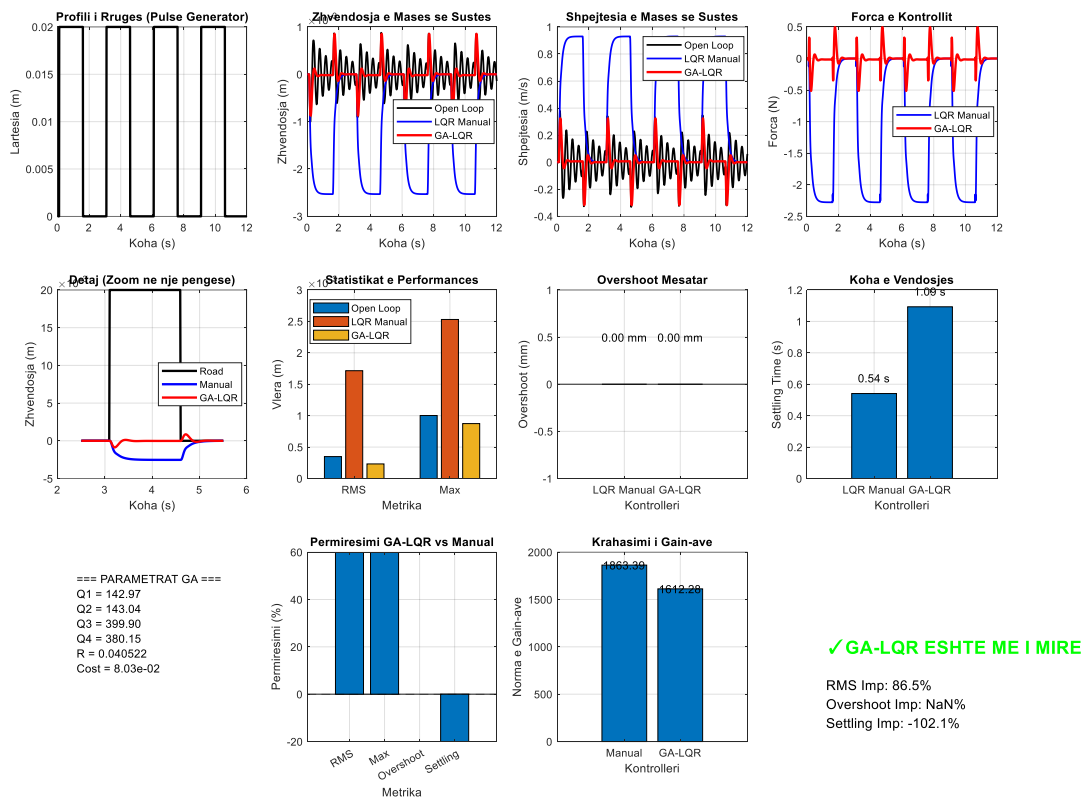


Figura 8.3. Krahasimi i performancës së rregullatorëve në varjen aktive.

Grafiku i forcës së kontrollit tregon se LQR manual kërkon veprim kontrolli më të madh, me ndryshime të theksuara dhe pothuajse periodike, ndërsa GA-LQR përdor forcë dukshëm më të vogël dhe më të moderuar. Kjo do të thotë se optimizimi gjenetik nuk përmirëson vetëm cilësinë e përgjigjes së sistemit, por edhe e bën kontrollin më ekonomik nga pikëpamja e energjisë dhe e ngarkesës së aktuatorit.

Pamja e zmadhuar në intervalin kalimtar e përforcon këtë përfundim: GA-LQR e ndjek ngacmimin me devijim më të vogël dhe rikthehet më butë drejt ekuilibrit, ndërsa LQR manual ka zhvendosje më të thellë negative. Kjo reflektohet edhe në grafikun përmbledhës të metrikave, ku GA-LQR ka vlerë më të ulët si në RMS, ashtu edhe në vlerën maksimale të zhvendosjes në raport me LQR manual dhe qarkun e hapur.

Nga grafiku i mbigjuajtjes shihet se të dy rregullatorët, LQR manual dhe GA-LQR, japin 0.00 mm mbigjuajtje, çka tregon se të dy rastet e ruajnë stabilitetin pa tejkalim të dukshëm të përgjigjes. Megjithatë, në grafikun e settling time vërehet se LQR manual stabilizohet më shpejt, rreth 0.54 s, ndërsa GA-LQR kërkon rreth 1.09 s. Pra, GA-LQR nuk është më i mirë në çdo tregues individual, por ofron kompromis më të favorshëm midis reduktimit të zhvendosjes dhe përdorimit të forcës së kontrollit.

Kjo mbështetet edhe nga grafiku i përmirësimit (%) dhe nga krahasimi i normës së funksionit objektiv, ku GA-LQR rezulton me vlerë më të ulët se LQR manual (1612.28 kundrejt 1863.39), që përfaqëson një ulje prej rreth 13.5% të kostos së optimizimit. Në tërësi, figura tregon se GA-LQR siguron performancë më të balancuar, me reduktim më të mirë të lëkundjeve dhe kërkesë më të ulët të forcës së kontrollit, edhe pse me një kohë stabilizimi disi më të gjatë.

Në tabelën 3 paraqitet performanca e sistemit, e ndërtuar mbi bazën e rezultateve të simulimit dhe analizës së grafikëve përkatës. Vlerat e metrikave janë nxjerrë nga sinjalet e zhvendosjes, nxitimit dhe forcës së kontrollit për secilin kontrollues. Nga rezultatet vërehet se GA-LQR siguron reduktim të ndjeshëm të zhvendosjes dhe forcës së kontrollit, duke arritur përmirësim të konsiderueshëm krahasuar me LQR manual, megjithëse me një kohë stabilizimi pak më të gjatë.

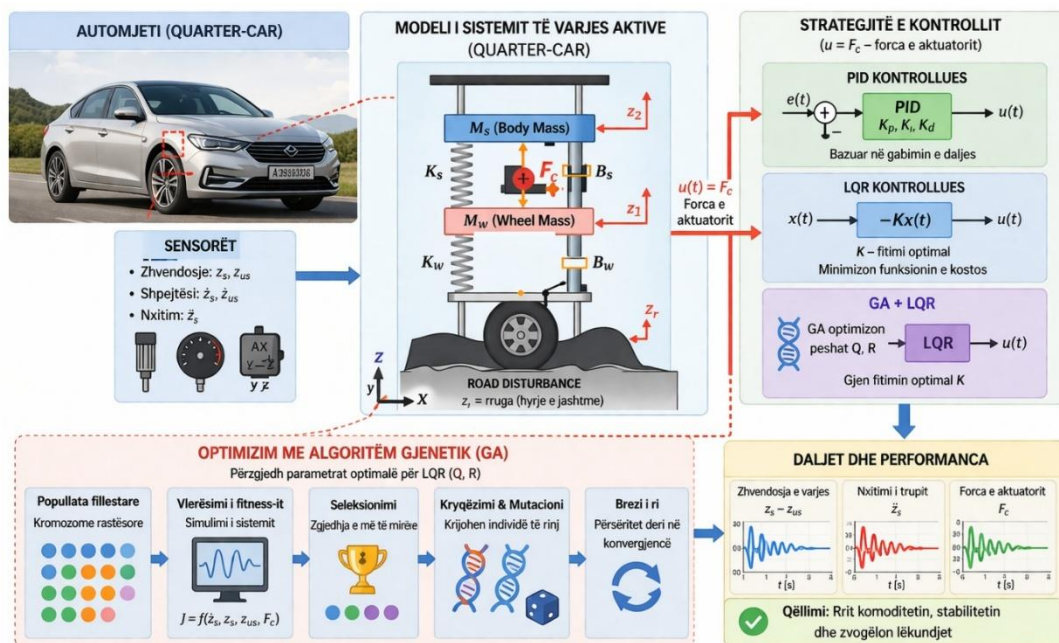


Figura 8.4. Skema e integruar e modelit të varjes aktive me kontrollues PID, LQR dhe optimizim parametrash përmes algoritmit gjenetik (GA).

Tabela 3. Krahasimi i performancës së kontrolluesve bazuar në simulim.

Rregullatori	RMS Zhvendosja (m)	Overshoot Mesatar (mm)	Settling Time (s)	Forca e Kontrollit RMS (N)
Open loop	0.0003	N/A	N/A	N/A
LQR	0.0017	0.00	0.541	1.55
GA-LQR	0.0002	0	1.093	0.14
Përmirësimi i GA-LQR	86.5% më mirë	N/A	-102.1%	90.9% më pak forcë

Grafiku në figurën 8.5 paraqet sinjalet e matura të sistemit gjatë simulimit real me kontrolluesin LQR, ku krahasohen profili i rrugës dhe përgjigjja e sistemit. Simulimi është realizuar duke përdorur parametrat e përcaktuar në setup-in e modelit, përkatësisht vektorin e fitimit $K = [2.4965 \quad 12.2559 \quad -12.3321 \quad 1.2259]$. Nga figura 8.5 vërehet se kontrolluesi LQR arrin të reduktojë luhatjet e sistemit dhe të stabilizojë zhvendosjen pas çdo ndryshimi të profilit të rrugës. Luhatjet kalimtare janë të vogla dhe shuhen shpejt, gjë që tregon performancë të mirë të sistemit në reduktimin e lëkundjeve dhe përmirësimin e stabilitetit.

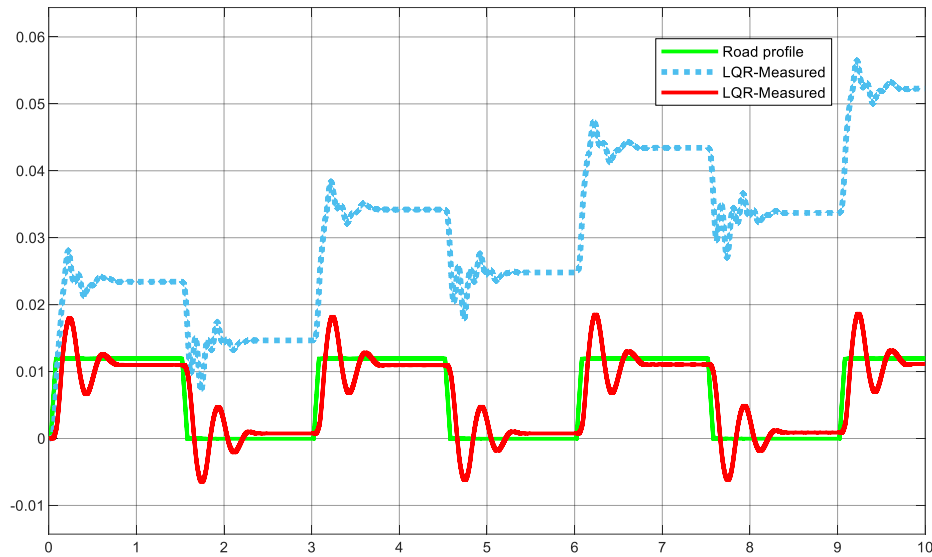


Figura 8.5. Sinjalet e matura nga Active Suspension Plant me kontrolluesin LQR.

Grafiku në figurën 8.6 paraqet rezultatet e simulimit të sistemit të varjes aktive duke përdorur kontrolluesin LQR. Në figurë paraqiten profili i rrugës z_r , zhvendosja e masës së papërkrahur z_{us} dhe zhvendosja e masës së përkrahur z_s . Nga grafiku 8.6 vërehet se sistemi ndjek ndryshimet e profilit të rrugës ndërsa luhatjet e trupit të automjetit shuhen gradualisht, duke treguar stabilitet dhe performancë të mirë të kontrolluesit LQR në simulim.

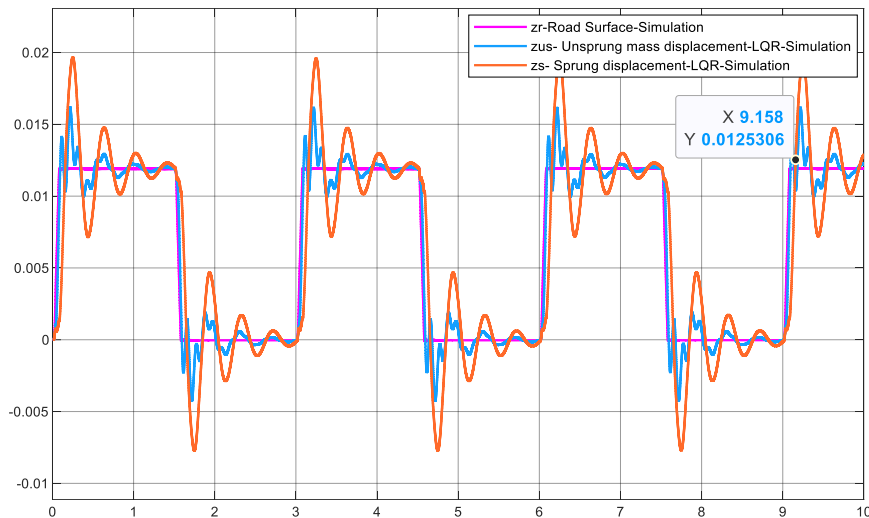


Figura 8.6. Përgjigja e simulimit të sistemit të varjes aktive me kontrolluesin LQR.

Grafiku në figurën 8.7 paraqet forcën e kontrollit F_c të matur nga pjesa Active Suspension Actual Plant gjatë funksionimit të sistemit me kontrolluesin LQR. Vërehet se forca e aktuatorit ndryshon në përputhje me ngacmimet e profilit të rrugës, duke kompensuar luhatjet e sistemit. Pikat me amplitudë më të lartë paraqesin reagimin e menjëhershëm të aktuatorit për stabilizimin e sistemit dhe reduktimin e lëkundjeve.

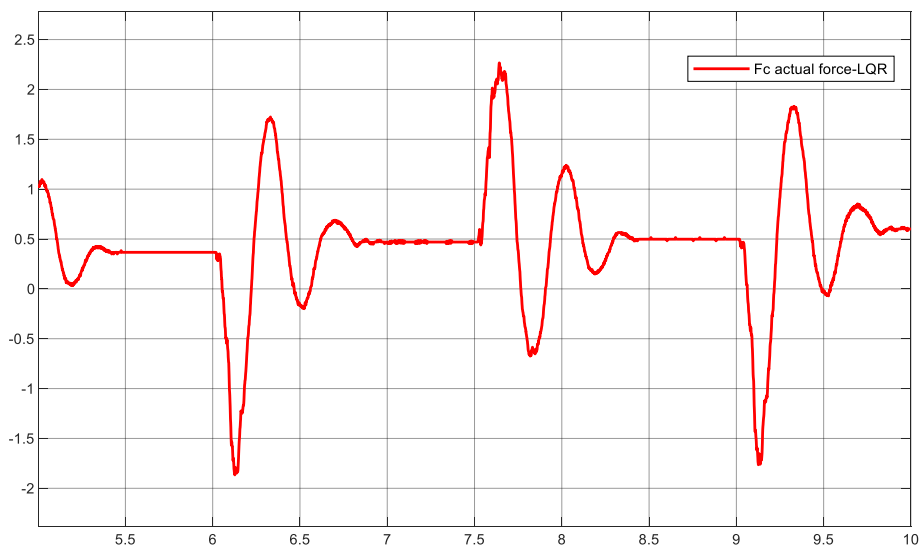


Figura 8.7. Forca e kontrollit e matur nga Active Suspension Plant me kontrolluesin LQR.

Grafiku 8.8 paraqet forcën e kontrollit F_c të gjeneruar nga kontrolluesi LQR në modelin e simulimit të sistemit të varjes aktive. Nga figura 8.8 vërehet se forca e aktuatorit ndryshon në mënyrë dinamike në përgjigje të ngacmimeve të profilit të rrugës. Amplitudat më të larta të forcës shfaqen në momentet kur ndodhin ndryshime të menjëhershme të profilit të rrugës, duke treguar reagimin e shpejtë të kontrolluesit për të kompensuar luhatjet e sistemit. Kjo tregon se

kontrolluesi LQR siguron stabilitet të mirë të sistemit dhe kontribuon në reduktimin e lëkundjeve gjatë simulimit.

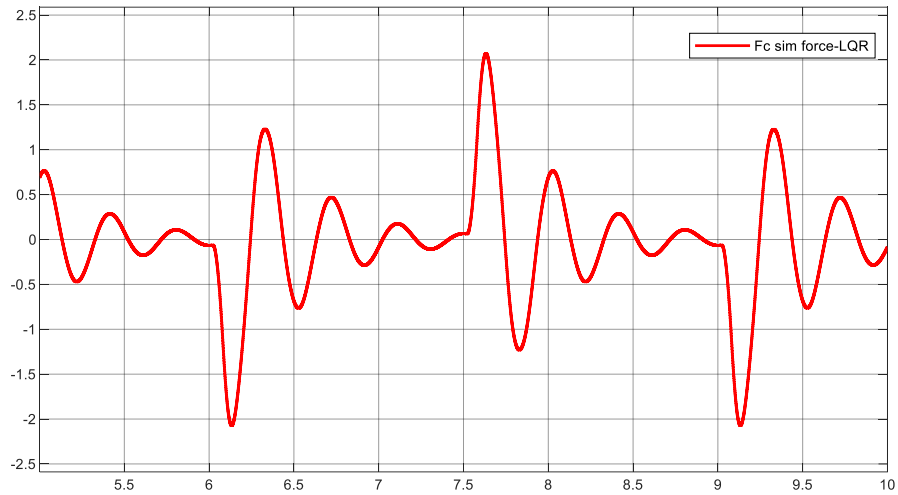


Figura 8.8. Forca e kontrollit e gjeneruar nga simulimi i sistemit me kontrolluesin LQR.

Grafiku 8.9 paraqet disa nga madhësitë dinamike kryesore të sistemit gjatë simulimit me kontrolluesin LQR, përfshirë kompresimin e varjes, zhvendosjen e trupit të automjetit ndaj bazës dhe zhvendosjen e masës së pavarur. Nga figura 8.9 vërehet se pas çdo ngacmimi të profilit të rrugës shfaqen luhatje kalimtare që shuhen relativisht shpejt, duke treguar aftësinë e kontrolluesit LQR për të stabilizuar sistemin dhe për të reduktuar lëkundjet në strukturën e automjetit.

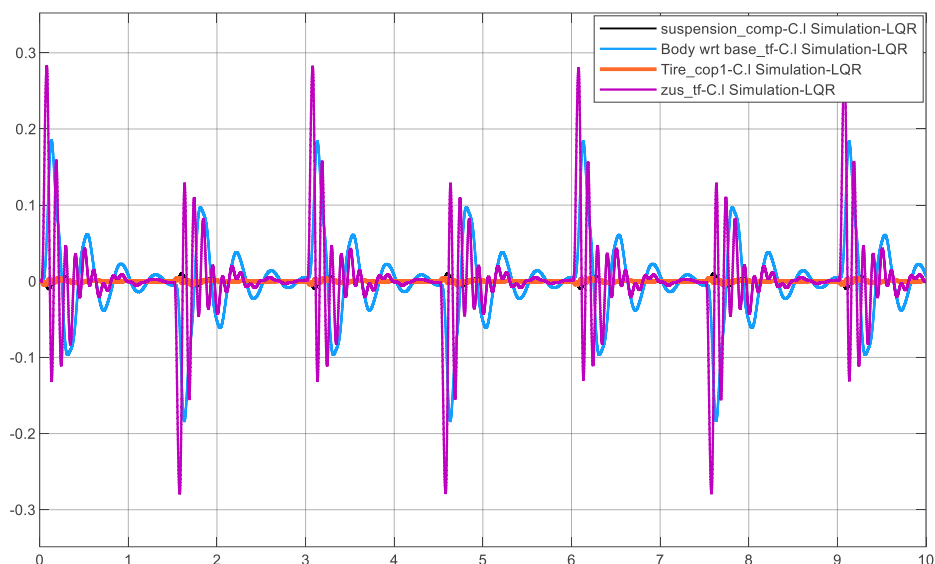


Figura 8.9. Përgjigjet dinamike të sistemit të varjes aktive në simulim me kontrolluesin LQR.

Grafiku 8.10 paraqet sinjalin e diferencimit dhe sinjalin pas aplikimit të kufizimit gjatë simulimit të sistemit me kontrolluesin LQR. Nga figura 8.10 vërehet se blloku i kufizimit

kufizon amplitudën e sinjalit për të shmangur vlera të larta të padëshiruara, ndërsa sinjali i diferencimit mbetet brenda kufijve të pranueshëm. Ky konfigurim kontribuon në stabilitetin numerik të modelit dhe në funksionimin e qëndrueshëm të sistemit gjatë simulimit.

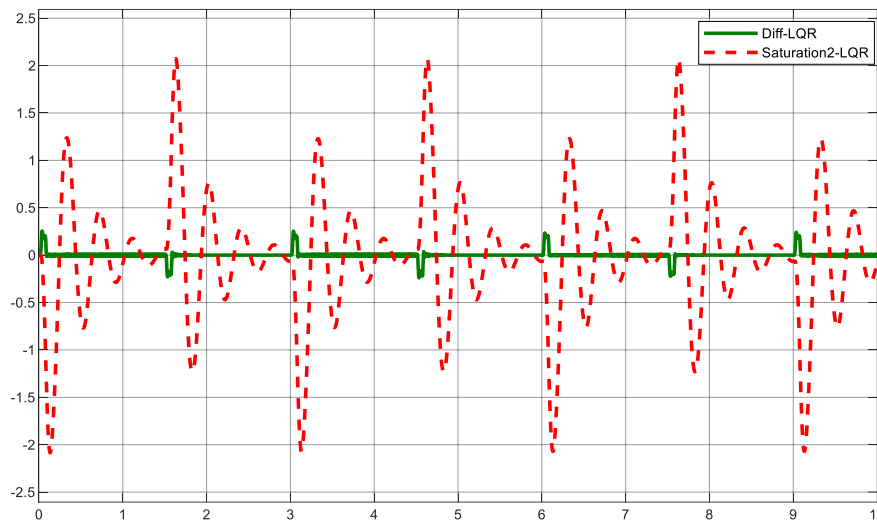


Figura 8.10. Sinjali i diferencimit dhe kufizimit (saturation) në simulim me kontrolluesin LQR.

Grafiku 8.11 paraqet nxitimin vertikal të matur nga sensori i nxitimit (accelerometer) gjatë simulimit të sistemit të varjes aktive me kontrolluesin LQR. Vlerat e nxitimit mbeten brenda një intervali relativisht të vogël, gjë që tregon se kontrolluesi LQR kontribuon në reduktimin e lëkundjeve dhe në përmirësimin e komoditetit të udhëtimit.

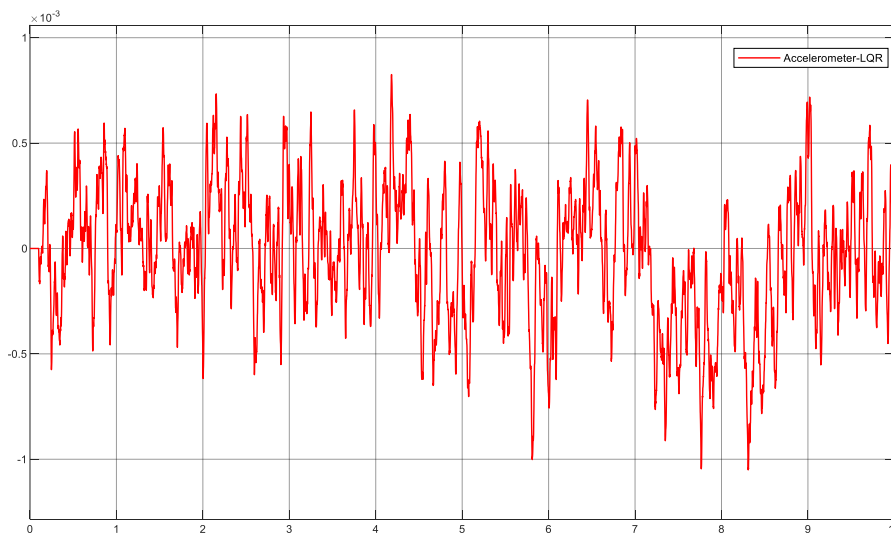


Figura 8.11. Nxitimi vertikal i trupit të automjetit në simulim me kontrolluesin LQR.

Grafiku paraqet 8.12 variablat e gjendjes të sistemit të varjes aktive të marra nga blloku Active Suspension Actual Plant gjatë funksionimit me kontrolluesin LQR. Nga figura 8.12 vërehet se pas çdo ngacmimi të profilit të rrugës shfaqen luhatje kalimtare të cilat shuhen relativisht

shpejt. Kjo tregon se kontrolluesi LQR stabilizon në mënyrë efektive dinamikën e sistemit dhe kontribuon në reduktimin e lëkundjeve të trupit të automjetit.

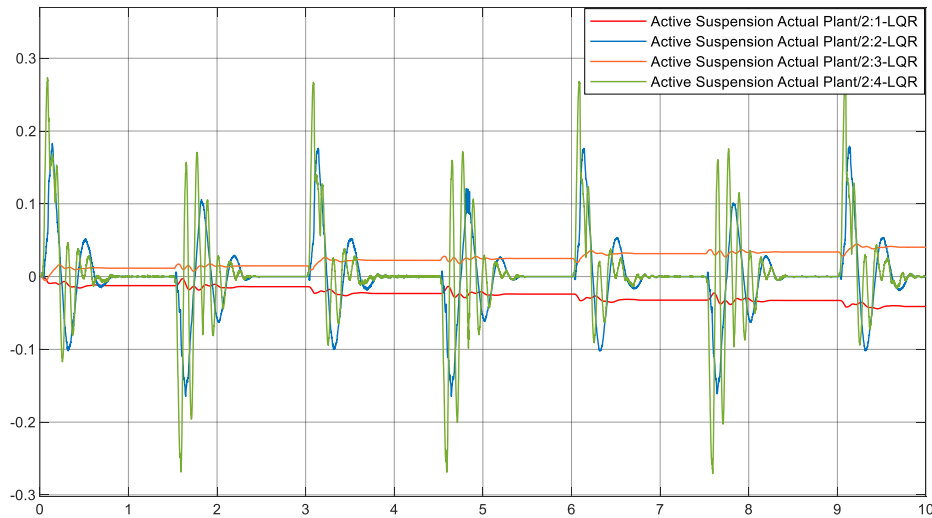


Figura 8.12. Sinjalet e gjendjes së sistemit nga Active Suspension Actual Plant me kontrolluesin LQR.

8.2 Rezultatet me GA-LQR

Në këtë seksion paraqiten rezultatet e sistemit të varjes aktive me kontrolluesin GA-LQR, ku parametrat e LQR janë optimizuar me algoritmin gjenetik (GA), duke rezultuar me fitimin optimal të kontrolluesit $K = [1.676 \quad 67.3916 \quad -1427.2 \quad -66.1832]$. Grafikat përfshijnë sinjalet kryesore të sistemit, si zhvendosjet, forca e kontrollit, nxitimi dhe variablat e gjendjes, si në simulim ashtu edhe në pjesën e matjeve. Këto rezultate shërbejnë për të vlerësuar përmirësimin e stabilitetit dhe reduktimin e lëkundjeve në krahasim me rastin kur përdoret vetëm kontrolluesi LQR.

Grafiku 8.13 paraqet përgjigjen e sistemit të varjes aktive të marrë nga pjesa e matjeve (Active Suspension Actual Plant) duke përdorur kontrolluesin GA-LQR, ku parametrat e LQR janë optimizuar me algoritmin gjenetik. Nga figura 8.13 vërehet se sistemi ndjek ndryshimet e profilit të rrugës duke shfaqur luhataje kalimtare në momentet e kalimit, të cilat shihen relativisht shpejt. Në krahasim me rezultatet e mëparshme vetëm me LQR, përgjigja e sistemit paraqet një sjellje më të stabilizuar dhe devijime më të kontrolluara nga profili i rrugës, duke treguar se optimizimi me GA kontribuon në përmirësimin e performancës së sistemit.

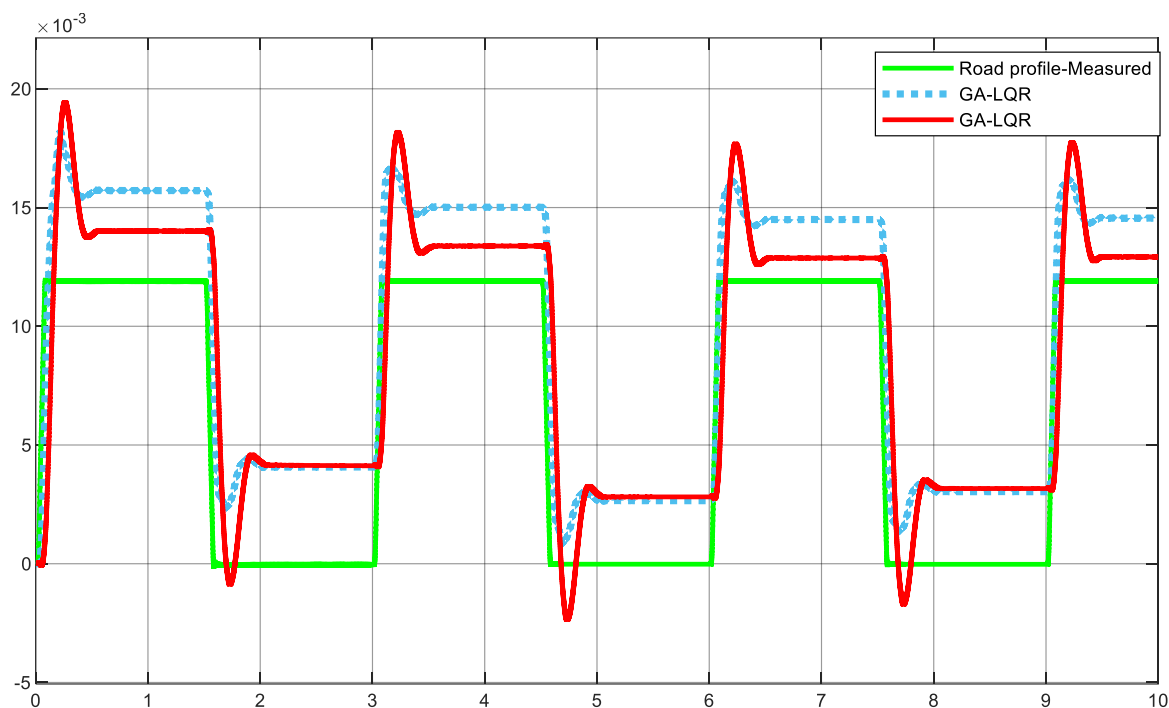


Figura 8.13. Përgjigja e sinjaleve të matura nga Active Suspension Plant me kontrolluesin GA-LQR.

Tabela 4. Krahasimi i performancës së kontrolluesve bazuar në simulim.

Parametri	GA-LQR	LQR
Amplituda maksimale (m)	$\approx 0.016 - 0.018$	$\approx 0.050 - 0.055$
Overshoot (mm)	$\approx 1 - 2$ mm	$\approx 10 - 15$ mm
Devijimi mesatar nga referenca (m)	$\approx 0.001 - 0.002$	$\approx 0.010 - 0.020$
Oscilime (peak-to-peak)	$\approx 0.003 - 0.005$	$\approx 0.020 - 0.030$
Settling time (s)	$\approx 1.0 - 1.2$	$\approx 0.4 - 0.6$
RMS (vlerësim)	$\approx 0.0002 - 0.0003$	$\approx 0.001 - 0.002$
Gabimi maksimal	shumë i vogël	i madh dhe i dukshëm

Grafiku 8.14 paraqet rezultatet e simulimit të sistemit të varjes aktive me kontrolluesin GA-LQR, duke treguar profilin e rrugës z_r , zhvendosjen e masës së papërkrahur z_{us} dhe zhvendosjen e masës së përkrahur z_s . Nga figura 8.14 vërehet se sistemi reagon ndaj ndryshimeve të profilit të rrugës me luhajtje kalimtare të cilat shihen relativisht shpejt. Në krahasim me rezultatet e mëparshme vetëm me LQR, optimizimi i parametrave me algoritmin gjenetik (GA) kontribuon në një stabilizim më të mirë të zhvendosjes së masave dhe në reduktimin e devijimeve gjatë kalimeve të profilit të rrugës.

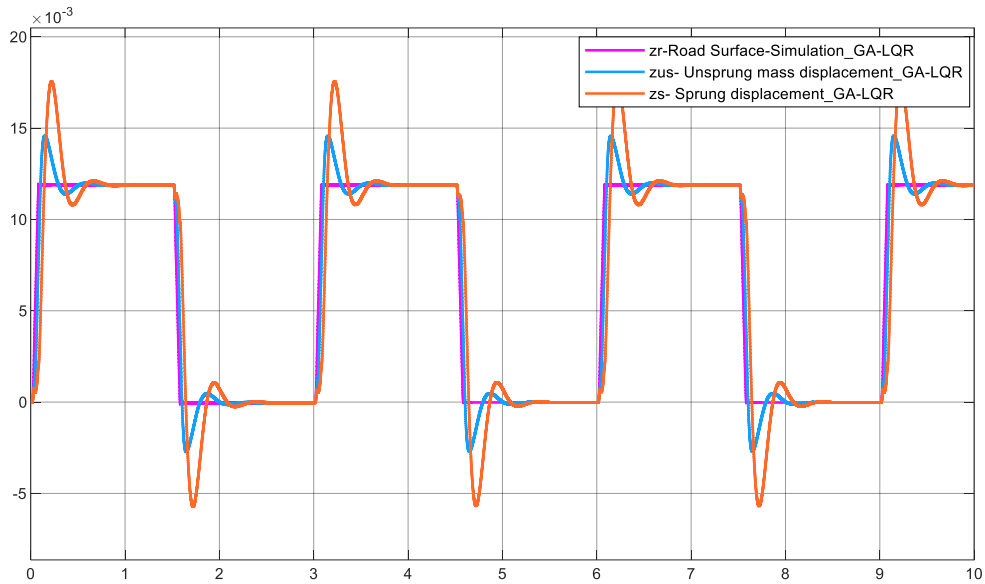


Figura 8.14. Përgjigja e zhvendosjeve të masave në simulim me kontrolluesin GA-LQR.

Grafiku 8.15 paraqet forcën e kontrollit F_c të matur nga Active Suspension Actual Plant gjatë funksionimit të sistemit me kontrolluesin GA-LQR. Nga figura 8.15 vërehet se forca e aktuatorit ndryshon në mënyrë dinamike në momentet kur ndodhin ndryshime të profilit të rrugës, duke kompensuar luhatjet e sistemit. Në krahasim me rastin kur përdoret vetëm LQR, amplituda e forcës dhe reagimi i aktuatorit janë më të optimizuara, duke treguar se optimizimi me algoritmin gjenetik (GA) përmirëson shpërndarjen e forcës së kontrollit dhe stabilitetin e sistemit.

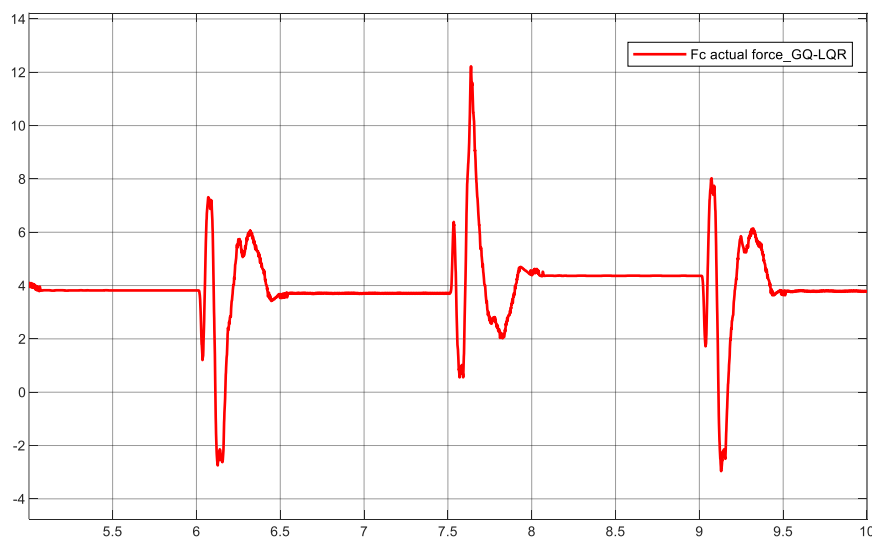


Figura 8.15. Forca e kontrollit e matur nga sistemi i varjes aktive me kontrolluesin GA-LQR.

Grafiku 8.16 paraqet forcën e kontrollit F_c të gjeneruar nga kontrolluesi GA-LQR në modelin e simulimit të sistemit të varjes aktive. Nga figura 8.16 vërehet se forca e aktuatorit ndryshon

në mënyrë dinamike në momentet e ndryshimit të profilit të rrugës, duke kompensuar luhatjet e sistemit. Në krahasim me rezultatet e mëparshme vetëm me LQR, përgjigja e forcës së kontrollit është më e rregulluar dhe shfaq kalime më të kontrolluara, gjë që tregon se optimizimi me algoritmin gjenetik (GA) përmirëson reagimin e sistemit dhe stabilitetin e kontrollit gjatë simulimit.

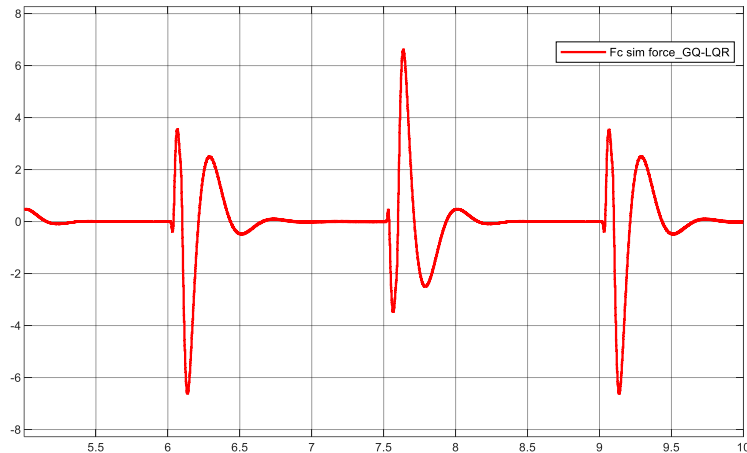


Figura 8.16. Forca e kontrollit në simulim të sistemit me kontrolluesin GA-LQR.

Grafiku 8.17 paraqet sinjalin e diferencimit dhe sinjalin pas aplikimit të kufizimit gjatë simulimit të sistemit me kontrolluesin GA-LQR. Nga figura 8.17 vërehet se sinjali kufizohet brenda intervalit të përcaktuar për të shmangur vlera të larta të padëshiruara në sistem. Në krahasim me rastin kur përdoret vetëm LQR, sinjalet paraqesin një shpërndarje më të kontrolluar të amplitudës, duke kontribuar në stabilitet më të mirë numerik dhe në funksionimin më të qëndrueshëm të sistemit gjatë simulimit.

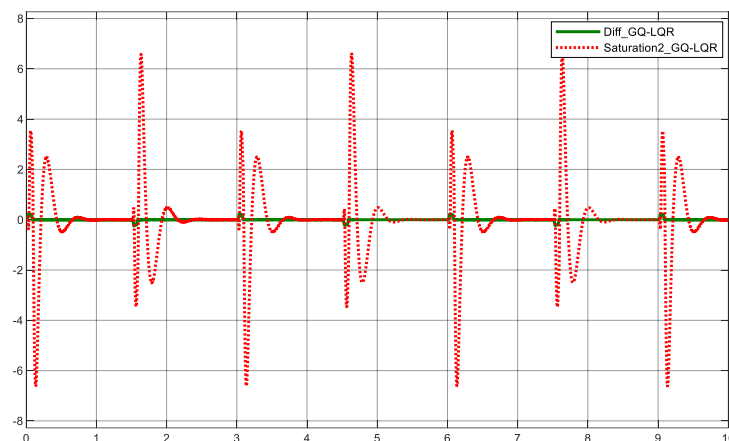


Figura 8.17. Sinjali i diferencimit dhe kufizimit (saturation) në simulim me kontrolluesin GA-LQR.

Grafiku 8.18 paraqet variablat dinamike të sistemit të varjes aktive në simulim duke përdorur kontrolluesin GA-LQR, përfshirë kompresimin e varjes, zhvendosjen e trupit ndaj bazës dhe

zhvendosjen e masës së pavarur. Nga figura 8.18 vërehet se pas çdo ndryshimi të profilit të rrugës shfaqen luhajtje kalimtare të cilat shuhen shpejt dhe sistemi rikthehet në gjendje të qëndrueshme. Në krahasim me rastin kur përdoret vetëm LQR, optimizimi me algoritmin gjenetik (GA) kontribuon në një stabilizim më të mirë të sinjaleve dhe në reduktimin e lëkundjeve gjatë tranzicioneve të sistemit.

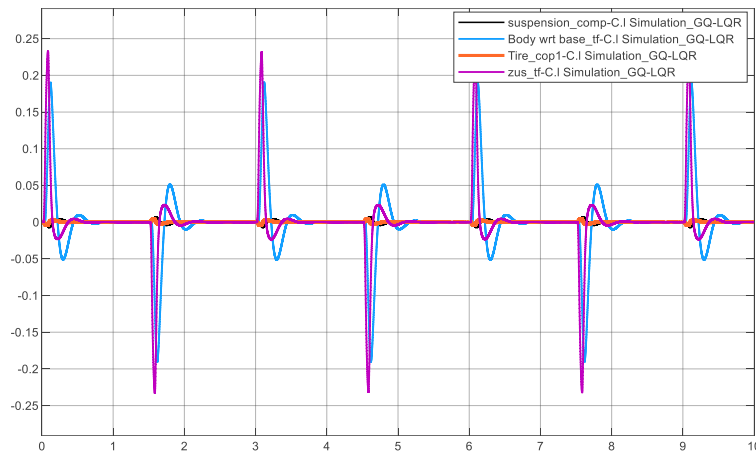


Figura 8.18. Përgjigjet dinamike të sistemit në simulim me kontrolluesin GA-LQR.

Grafiku 8.19 paraqet nxitimin vertikal të trupit të automjetit të matur nga sensori i nxitimit gjatë simulimit të sistemit me kontrolluesin GA-LQR. Vlerat e nxitimit mbeten brenda një intervali të kufizuar, duke treguar se sistemi arrin të shuajë lëkundjet e shkaktuara nga ngacmimet e rrugës. Në krahasim me rastin kur përdoret vetëm LQR, optimizimi me algoritmin gjenetik (GA) kontribuon në një shpërndarje më të kontrolluar të nxitimit dhe në përmirësimin e komoditetit të udhëtimit.

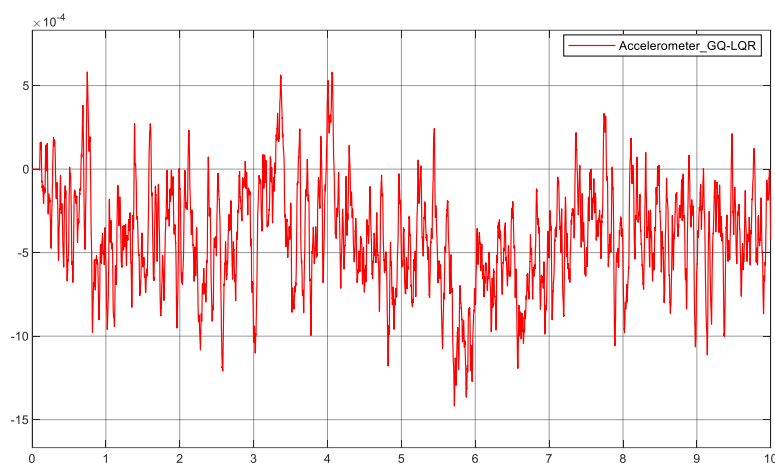


Figura 8.19. Nxitimi vertikal i trupit në simulim me kontrolluesin GA-LQR.

Grafiku 8.20 paraqet variablat e gjendjes së Active Suspension Actual Plant të marra nga varja aktive gjatë funksionimit me kontrolluesin GA-LQR. Nga figura 8.20 vërehet se pas çdo ngacmimi të profilit të rrugës shfaqen luhatje kalimtare që shuhen shpejt dhe sistemi rikthehet në gjendje të qëndrueshme. Në krahasim me rezultatet e mëparshme vetëm me LQR, përgjigja e sistemit me GA-LQR paraqet stabilizim më të mirë të variablave të gjendjes dhe reduktim më të kontrolluar të lëkundjeve.

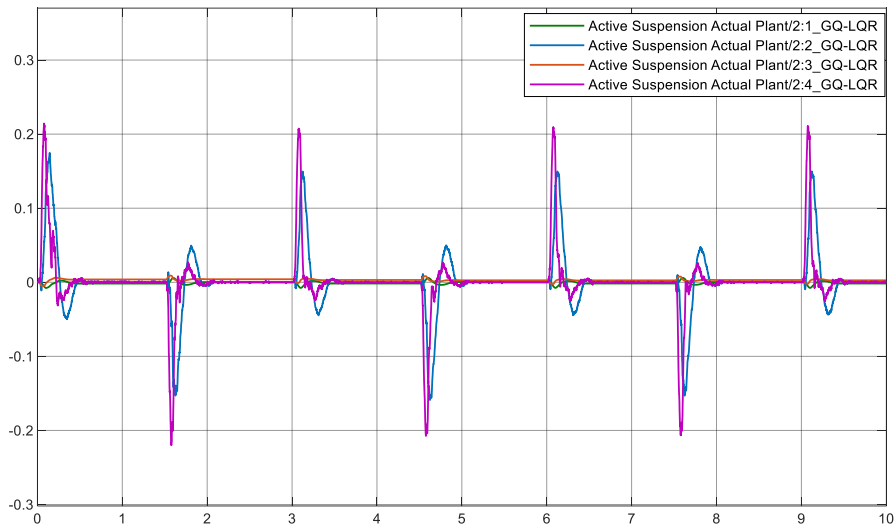


Figura 8.20. Variablat e gjendjes të matura nga sistemi i varjes aktive me kontrolluesin GA-LQR.

8.3 Rezultatet me LQR-PID

Në këtë seksion paraqiten rezultatet e sistemit të varjes aktive duke përdorur kontrolluesit LQR dhe PID, të realizuara me parametrat e përcaktuar në setup-in e modelit, ku për kontrolluesin LQR përdoret vektori i fitimit $K = [2.4965 \quad 12.2559 \quad -12.3321 \quad 1.2259]$. Grafikat paraqesin sinjalet kryesore të sistemit, si zhvendosjet, forca e kontrollit, nxitimi dhe variablat e gjendjes, si në simulim ashtu edhe në pjesën e matjeve. Këto rezultate shërbejnë për të vlerësuar performancën e secilit kontrollues dhe për të krahasuar aftësinë e tyre në stabilizimin e sistemit dhe në reduktimin e lëkundjeve.

Grafiku 8.21 paraqet sinjalet e matura nga Active Suspension Actual Plant për kontrolluesit LQR dhe PID në raport me profilin e rrugës. Nga figura 8.21 vërehet se të dy kontrolluesit arrijnë të ndjekin ndryshimet e profilit të rrugës, por përgjigja e sistemit shoqërohet me luhatje kalimtare gjatë kalimeve. Kontrolluesi PID shfaq një mbigjuajtje më të theksuar dhe luhatje më të mëdha, ndërsa LQR paraqet një përgjigje më të butë dhe më të stabilizuar. Në krahasim me rezultatet e mëparshme të optimizuara me GA-LQR, këto rezultate tregojnë performancë më të dobët, pasi sistemi ka devijime më të mëdha dhe stabilizim më të ngadaltë. Kjo tregon

se optimizimi me algoritmin gjenetik përmirëson ndjeshëm sjelljen dinamike dhe reduktimin e lëkundjeve në sistem.

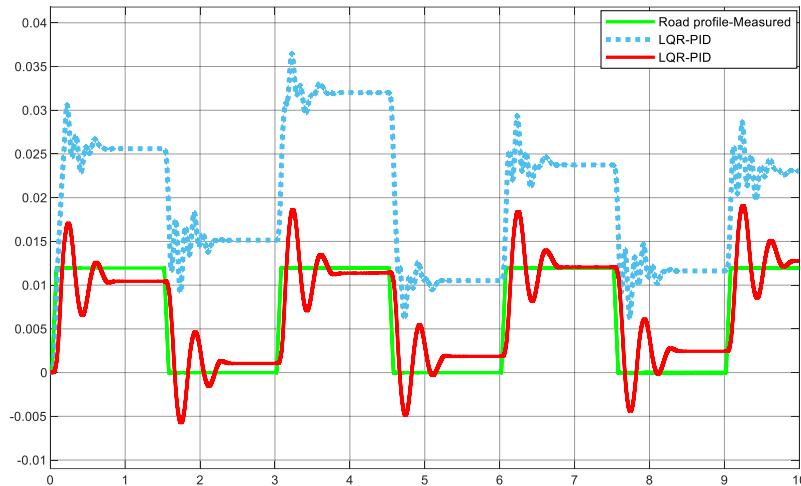


Figura 8.21. Përgjigja e sinjaleve të matura për kontrolluesit LQR dhe PID.

Grafiku 8.22 paraqet rezultatet e simulimit të sistemit të varjes aktive për kontrolluesit LQR dhe PID, duke përfshirë profilin e rrugës z_r , zhvendosjen e masës së papërkrahur z_{us} dhe zhvendosjen e masës së përkrahur z_s . Nga figura 8.22 vërehet se të dy kontrolluesit reagojnë ndaj ndryshimeve të profilit të rrugës me luhataje kalimtare që shuhen me kalimin e kohës. Kontrolluesi LQR paraqet një përgjigje më të qëndrueshme dhe me amplitudë më të vogël të luhatajeve, ndërsa PID shfaq mbigjuajtje më të theksuar gjatë kalimeve. Në krahasim me rezultatet e optimizuara me GA-LQR, këto rezultate tregojnë një nivel më të ulët optimizimi të përgjigjes dinamike, pasi luhatajet janë më të pranishme dhe stabilizimi më pak i rafinuar. Kjo tregon se përdorimi i GA ndikon pozitivisht në përmirësimin e performancës së sistemit.

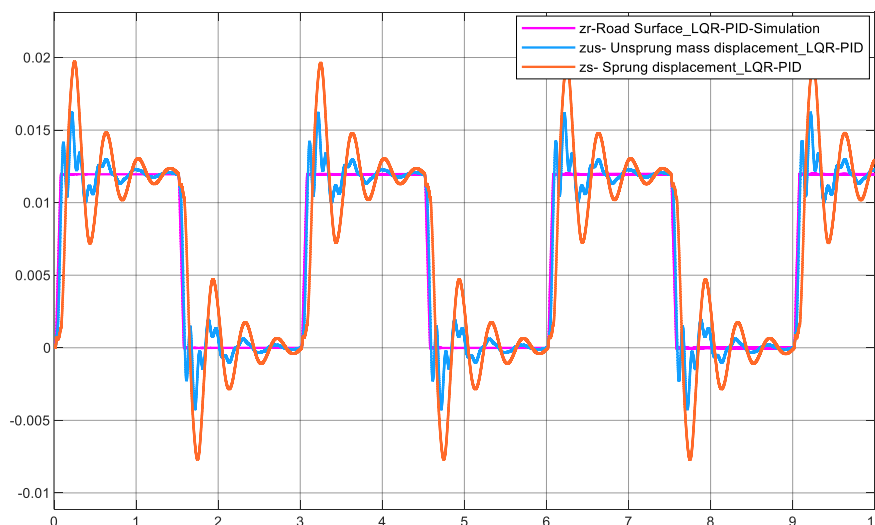


Figura 8.22. Përgjigja e zhvendosjeve të sistemit në simulim për kontrolluesit LQR dhe PID.

Grafiku 8.23 paraqet forcën e kontrollit F_c të matur nga Active Suspension Actual Plant për rastin me kontrolluesit LQR–PID. Nga figura 8.23 vërehet se forca e kontrollit ndryshon ndjeshëm gjatë kalimeve të profilit të rrugës, duke shfaqur maja më të theksuara dhe një periudhë më të gjatë luhatjesh para stabilizimit, çka tregon një përpjekje më të madhe të aktuatorit për të kompensuar ngacmimet. Në krahasim me rastin vetëm me LQR, përgjigja e forcës këtu është më pak e butë dhe me amplitudë më të lartë, ndërsa LQR i vetëm paraqiste një reagim më të rregullt dhe më të kontrolluar. Po ashtu, në krahasim me rastin e optimizuar me GA-LQR, kjo përgjigje paraqet një nivel më të ulët optimizimi, pasi te GA-LQR forca e kontrollit ishte më e balancuar dhe me shpërndarje më efikase. Kjo tregon se optimizimi me algoritmin gjenetik ndikon pozitivisht në reduktimin e amplitudave të forcës dhe në përmirësimin e performancës së përgjithshme të sistemit.

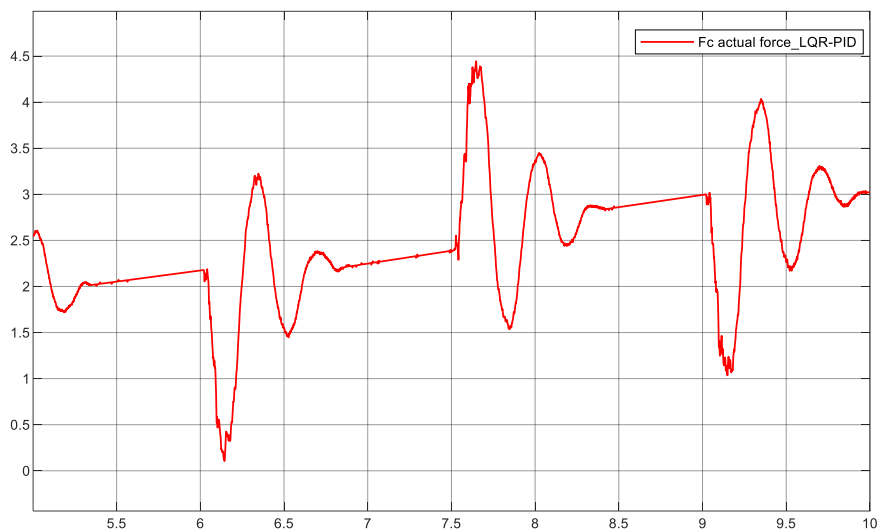


Figura 8.23. Forca e kontrollit e matur nga Active Suspension Plant për kontrolluesit LQR–PID.

Grafiku 8.24 paraqet forcën e kontrollit F_c të gjeneruar në modelin e simulimit të sistemit të varjes aktive për kontrolluesit LQR–PID. Nga figura 8.24 vërehet se forca e kontrollit ndryshon në mënyrë dinamike gjatë kalimeve të profilit të rrugës, duke shfaqur luhatje të theksuara dhe amplituda relativisht të larta para stabilizimit. Në krahasim me rastin vetëm me LQR, përgjigja e forcës është më pak e butë dhe më e luhatshme, ndërsa LQR i vetëm paraqiste një reagim më të rregullt dhe më të stabilizuar. Gjithashtu, në krahasim me rastin e optimizuar me GA-LQR, këtu vërehet një shpërndarje më pak efikase e forcës së kontrollit dhe luhatje më të theksuara, çka tregon një nivel më të ulët optimizimi të sistemit. Kjo konfirmon se përdorimi i algoritmit gjenetik kontribuon në përmirësimin e performancës dhe në reduktimin e amplitudave të forcës gjatë simulimit.

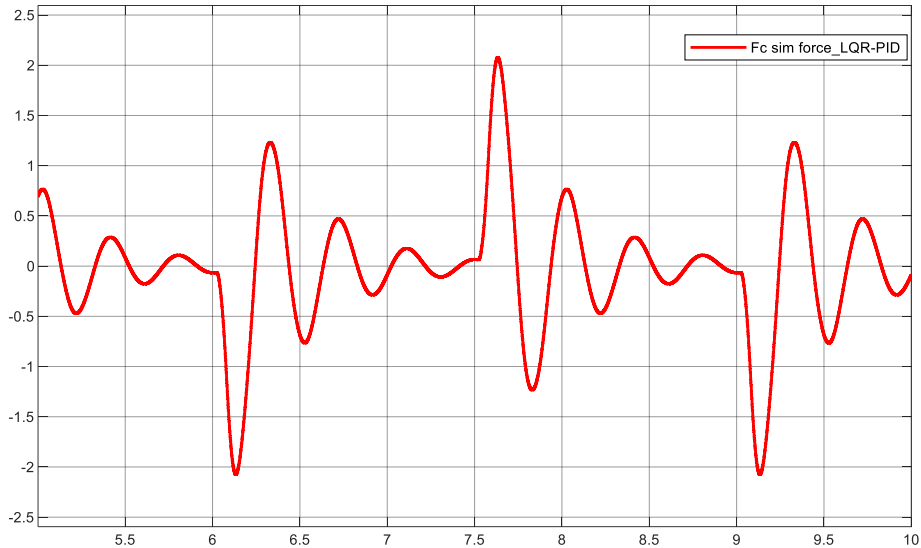


Figura 8.24. Forca e kontrollit në simulim për kontrolluesit LQR–PID.

Grafiku 8.25 paraqet sinjalin e diferencimit dhe sinjalin pas aplikimit të kufizimit në simulimin e sistemit me kontrolluesit LQR–PID. Nga figura 8.25 vërehet se sinjali pas kufizimit arrin vlera më të larta dhe shfaq luhatje më të theksuara gjatë kalimeve, ndërsa sinjali i diferencimit mbetet relativisht i vogël dhe i kufizuar. Në krahasim me rastin vetëm me LQR, këto sinjale paraqesin amplitudë më të madhe dhe një sjellje më pak të rregullt, çka tregon një kontroll më pak të butë të sistemit. Gjithashtu, krahasuar me rastin e optimizuar me GA-LQR, sinjalet këtu janë më pak të kontrolluara dhe me shpërndarje më të paqëndrueshme të amplitudës. Kjo tregon se optimizimi me algoritmin gjenetik ndihmon në kufizimin më efektiv të sinjaleve dhe në përmirësimin e stabilitetit të përgjithshëm të sistemit gjatë simulimit.

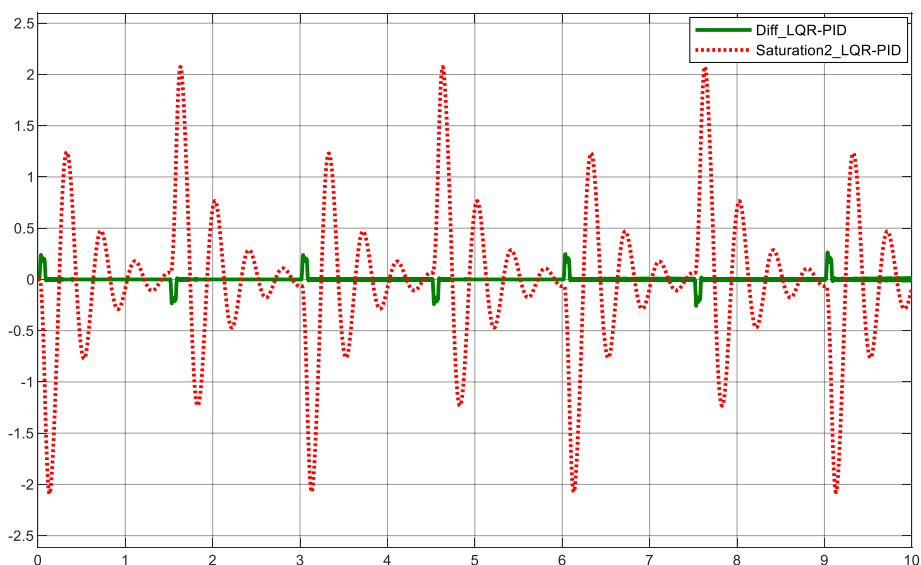


Figura 8.25. Sinjali i diferencimit dhe kufizimit (saturation) në simulim për kontrolluesit LQR–PID.

Grafiku 8.26 paraqet variablat dinamike të sistemit të varjes aktive në simulim për kontrolluesit LQR–PID, përfshirë kompresimin e varjes, zhvendosjen e trupit ndaj bazës dhe zhvendosjen e masës së pavarur. Nga figura 8.26 vërehet se pas çdo ngacmimi të profilit të rrugës shfaqen luhatje kalimtare me amplitudë relativisht të lartë, të cilat kërkojnë më shumë kohë për t'u shuar. Në krahasim me rastin vetëm me LQR, këto sinjale paraqesin luhatje më të theksuara dhe stabilizim më pak të butë. Po ashtu, krahasuar me rastin e optimizuar me GA-LQR, përgjigja e sistemit është më pak e rafinuar dhe me lëkundje më të pranishme gjatë kalimeve. Kjo tregon se kombinimi LQR–PID nuk arrin të njëjtin nivel stabiliteti dhe reduktimi të lëkundjeve si rregullatori i optimizuar me algoritmin gjenetik.

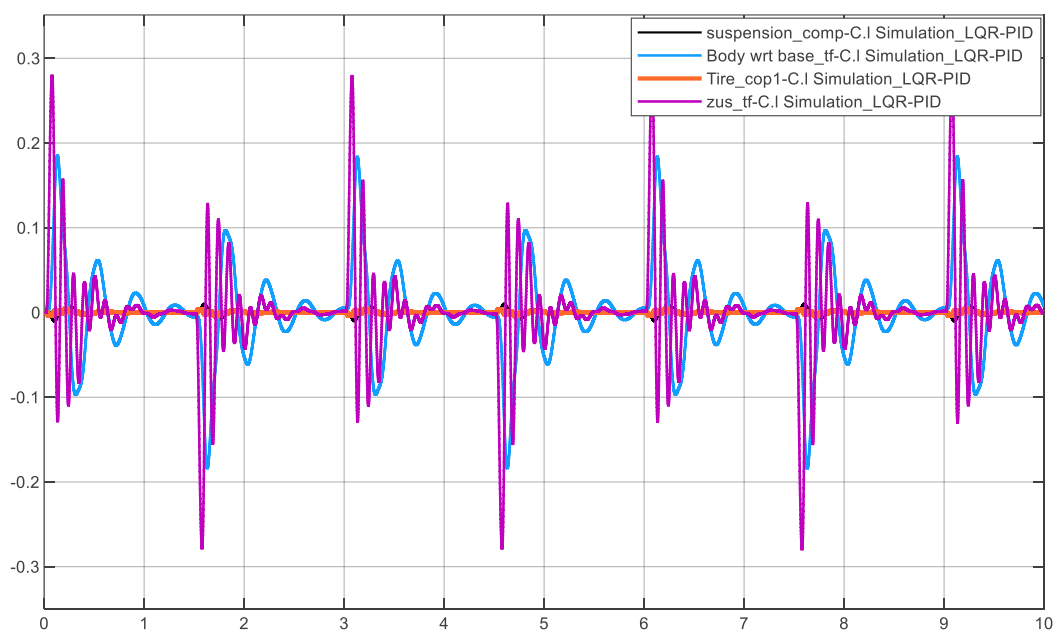


Figura 8.26. Përgjigjet dinamike të sistemit në simulim për kontrolluesit LQR–PID.

Grafiku 8.27 paraqet nxitimin vertikal të trupit të automjetit gjatë simulimit për kontrolluesit LQR–PID. Nga figura 8.27 vërehet se sinjali i nxitimit paraqet luhatje të vazhdueshme dhe me amplitudë relativisht më të lartë, duke reflektuar praninë e lëkundjeve në sistem. Në krahasim me rastin vetëm me LQR, nxitimi është më pak i qëndrueshëm dhe me variacione më të theksuara. Po ashtu, krahasuar me rastin e optimizuar me GA-LQR, këto rezultate tregojnë një nivel më të ulët të reduktimit të lëkundjeve, pasi sinjali është më i shpërndarë dhe më pak i kontrolluar. Kjo tregon se optimizimi me algoritmin gjenetik kontribuon në përmirësimin e komoditetit të udhëtimit duke reduktuar përsheptimet e padëshiruara.

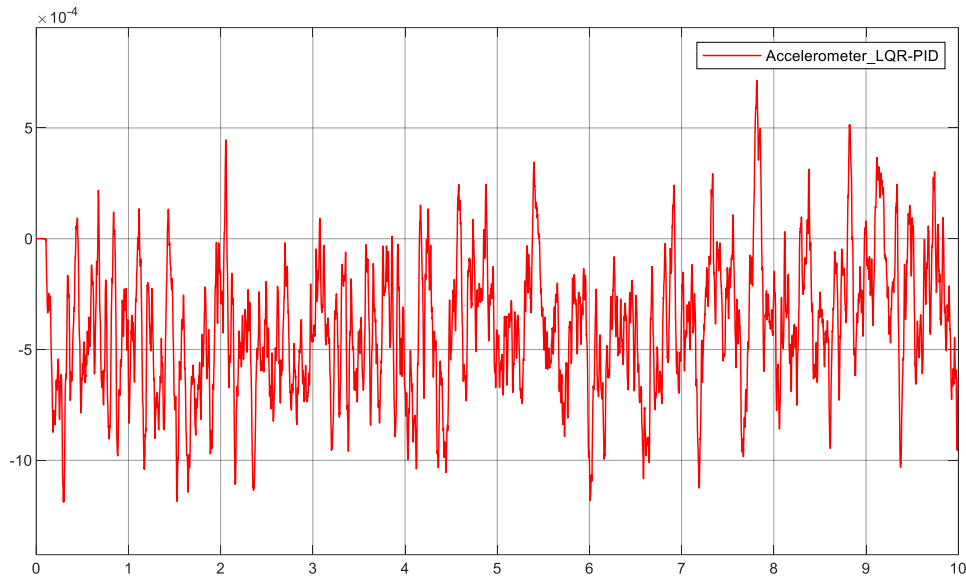


Figura 8.27. Nxitimi vertikal i trupit në simulim për kontrolluesit LQR–PID.

Grafiku 8.28 paraqet variablat e gjendjes së sistemit të varjes aktive të marra Active Suspension Actual Plant për kontrolluesit LQR–PID. Nga figura 8.28 vërehet se pas çdo ngacmimi të profilit të rrugës shfaqen luhatje kalimtare me amplitudë të konsiderueshme, të cilat kërkojnë më shumë kohë për t'u shuar dhe për të arritur stabilizimin. Në krahasim me rastin vetëm me LQR, këto sinjale paraqesin një sjellje më pak të qëndrueshme dhe me lëkundje më të theksuara. Gjithashtu, krahasuar me rezultatet e optimizuara me GA-LQR, përgjigja është më pak e kontrolluar dhe me devijime më të mëdha gjatë kalimeve. Kjo tregon se kombinimi LQR–PID nuk arrin të njëjtin nivel stabiliteti dhe reduktimi të lëkundjeve si rregullatori i optimizuar me algoritmin gjenetik.

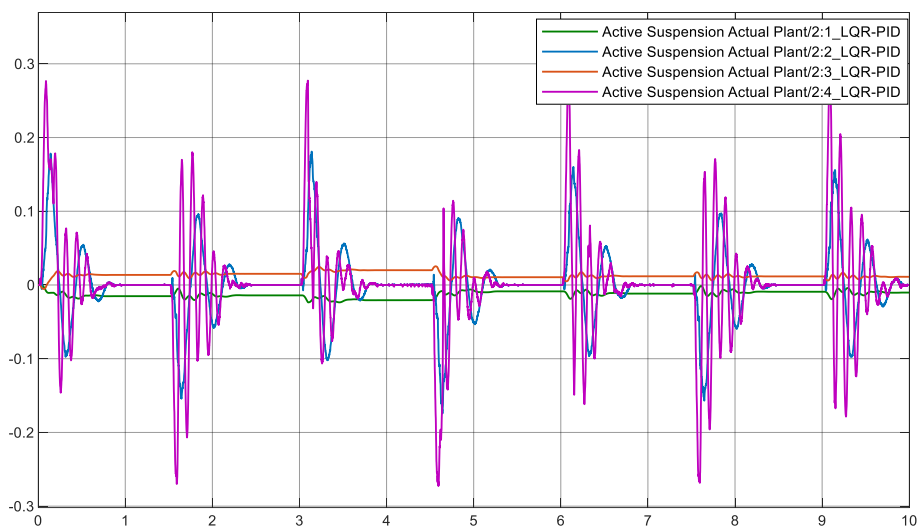


Figura 8.28. Variablat e gjendjes të matura nga Active Suspension Plant për kontrolluesit LQR–PID.

8.4 Rezultatet me GA-PID-LQR

Në këtë pjesë paraqiten rezultatet e sistemit të varjes aktive të realizuara përmes një qasjeje të kombinuar GA–PID–LQR, ku parametrat e kontrolluesve janë optimizuar duke përdorur algoritmin gjenetik (GA), duke rezultuar në vektorin optimal të fitimit të komponentit LQR $K = [1.676 \ 67.3916 \ -1427.2 \ -66.1832]$. Kjo qasje synon shfrytëzimin e përparësive të secilit kontrollues, duke mundësuar përmirësim të ndjekjes së referencës, rritje të stabilitetit të sistemit dhe reduktim më efektiv të lëkundjeve, në krahasim me metodat individuale të kontrollit.

Grafiku 8.29 paraqet sinjalet e sistemit në raport me profilin e rrugës për kontrolluesin e kombinuar GA–PID–LQR, të marra nga pjesa e matjeve (Active Suspension Plant) dhe të verifikuara përmes simulimit. Nga figura 8.29 vërehet se sistemi ndjek më mirë ndryshimet e profilit të rrugës, me luhatje kalimtare që janë më të kontrolluara dhe me stabilizim më të shpejtë pas kalimeve. Në krahasim me rastin vetëm me LQR dhe me kombinimin LQR–PID, përgjigja paraqet përmirësim në ndjekjen e referencës dhe reduktim të devijimeve. Gjithashtu, krahasuar me GA-LQR, kjo qasje e kombinuar tregon një kontroll më të balancuar ndërmjet shpejtësisë së reagimit dhe amplitudës së luhatjeve. Kjo tregon se integrimi i GA me PID dhe LQR kontribuon në një performancë më të optimizuar dhe më efikase të sistemit të varjes aktive.

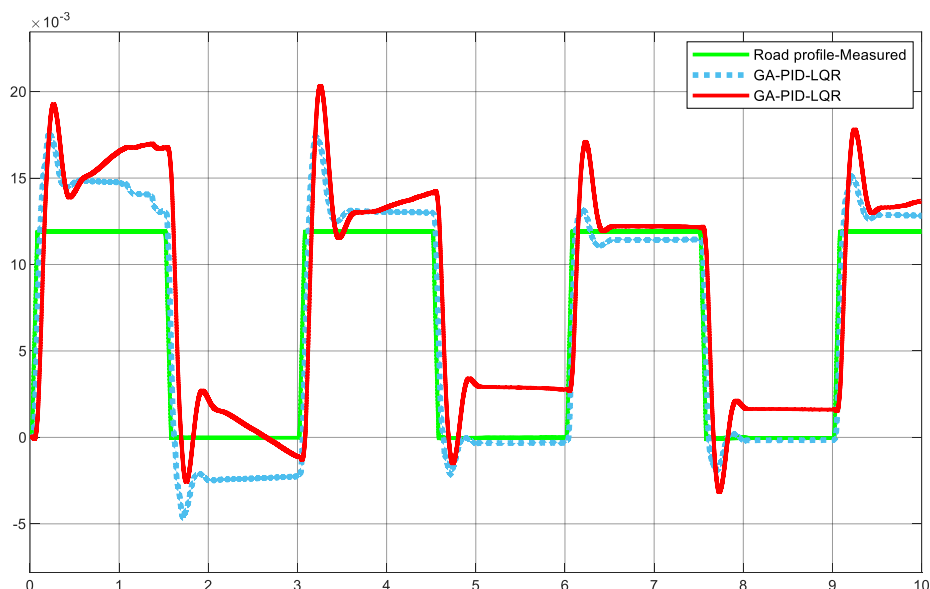


Figura 8.29. Përgjigja e sinjaleve të matura për kontrolluesin GA–PID–LQR ne Active plant.

Grafiku 8.30 paraqet rezultatet e simulimit të sistemit të varjes aktive për kontrolluesin e kombinuar GA–PID–LQR, duke përfshirë profilin e rrugës z_r , zhvendosjen e masës së

papërkrahur z_{us} dhe zhvendosjen e masës së përkrahur z_s . Nga figura 8.30 vërehet se sistemi ndjek në mënyrë të saktë ndryshimet e profilit të rrugës, me luhatje kalimtare të kufizuara dhe stabilizim të shpejtë pas çdo kalimi. Në krahasim me rastin vetëm me LQR dhe me kombinimin LQR–PID, përgjigja paraqet reduktim të amplitudës së luhatjeve dhe stabilizim më të shpejtë. Gjithashtu, krahasuar me GA-LQR, kjo qasje e kombinuar tregon një sjellje më të balancuar të sistemit, duke përmirësuar njëkohësisht ndjekjen e referencës dhe kontrollin e lëkundjeve. Kjo konfirmon se integrimi i GA me PID dhe LQR rezulton në një performancë më të avancuar dhe më të optimizuar në simulim.

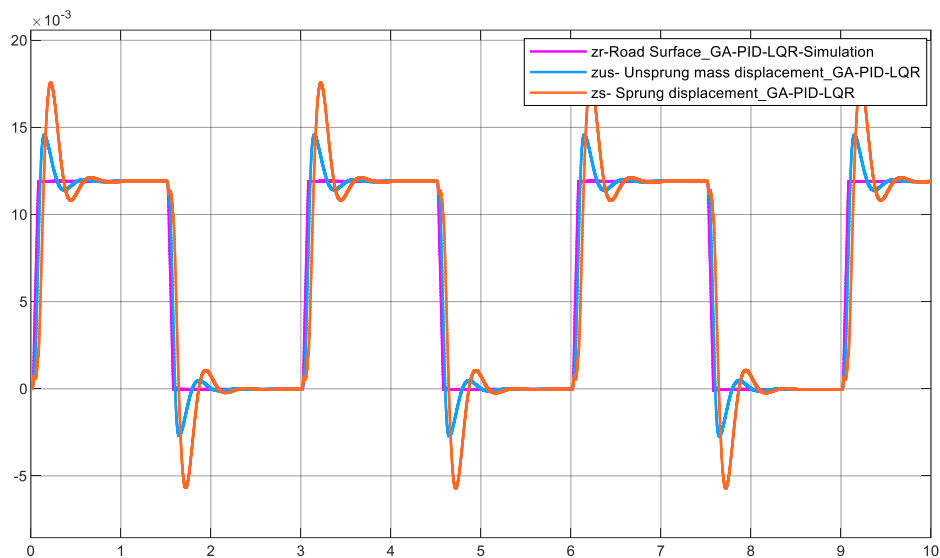


Figura 8.30. Përgjigja e zhvendosjeve të sistemit në simulim për kontrolluesin GA–PID–LQR.

Grafiku 8.31 paraqet forcën e kontrollit F_c të matur nga Active Suspension Actual Plant për kontrolluesin e kombinuar GA–PID–LQR. Nga figura 8.31 vërehet se forca e aktuatorit përshtatet në mënyrë dinamike ndaj ndryshimeve të profilit të rrugës, duke shfaqur tranziente të theksuara vetëm në momentet e ndryshimit, ndërsa në pjesën tjetër mbetet më e qëndrueshme.

Në krahasim me rastin vetëm me LQR dhe me kombinimin LQR–PID, forca e kontrollit paraqitet më e balancuar dhe më e optimizuar, me shpërndarje më efikase të amplitudës. Gjithashtu, krahasuar me GA-LQR, kjo qasje tregon një kontroll më të rafinuar të forcës, duke reduktuar luhatjet e panevojshme dhe duke ruajtur reagim të shpejtë gjatë tranzicioneve. Kjo tregon se integrimi i GA me PID dhe LQR përmirëson menaxhimin e forcës së aktuatorit dhe rrit efikasitetin e përgjithshëm të sistemit.

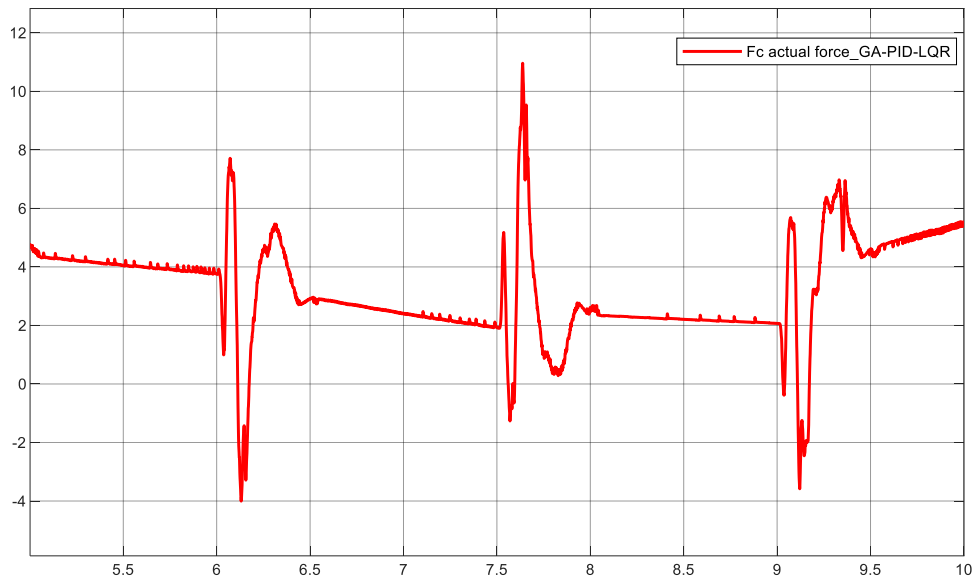


Figura 8.31. Forca e kontrollit e matur nga Active Suspension Plant për kontrolluesin GA–PID–LQR.

Grafiku 8.32 paraqet forcën e kontrollit F_c të gjeneruar në simulim për kontrolluesin e kombinuar GA–PID–LQR. Nga figura 8.32 vërehet se forca e kontrollit reagon në mënyrë të shpejtë ndaj ndryshimeve të profilit të rrugës, me kalime të theksuara, por që shuhen shpejt dhe stabilizohen në një interval të kufizuar. Në krahasim me rastin vetëm me LQR dhe me kombinimin LQR–PID, përgjigja paraqet një shpërndarje më të kontrolluar të forcës dhe një stabilizim më të shpejtë pas kalimeve. Gjithashtu, krahasuar me GA-LQR, kjo qasje e kombinuar ofron një ekuilibër më të mirë ndërmjet amplitudës së forcës dhe shpejtësisë së reagimit. Kjo tregon se integrimi i GA me PID dhe LQR përmirëson performancën e kontrollit dhe efikasitetin e sistemit në simulim.

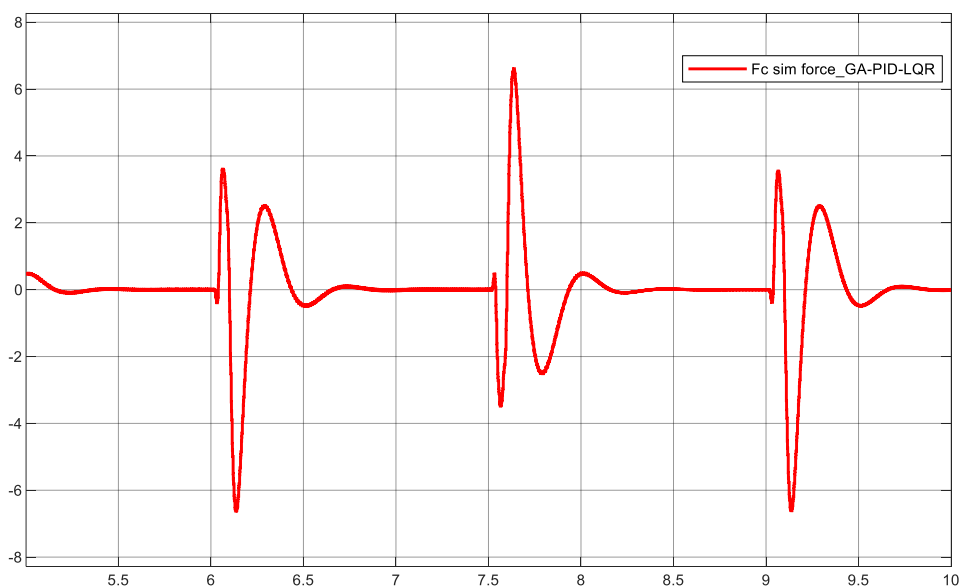


Figura 8.32. Forca e kontrollit në simulim për kontrolluesin GA–PID–LQR.

Grafiku 8.33 paraqet sinjalin e diferencimit dhe sinjalin pas aplikimit të kufizimit në simulim për kontrolluesin GA–PID–LQR. Nga figura 8.33 vërehet se sinjali pas kufizimit arrin vlera të larta vetëm gjatë momenteve të kalimit, ndërsa në pjesën tjetër mbetet i kufizuar dhe i qëndrueshëm, duke shmangur rritjet e panevojshme të amplitudës. Në krahasim me rastin vetëm me LQR dhe me kombinimin LQR–PID, sinjalet paraqiten më të kontrolluara dhe me shpërndarje më të balancuar të amplitudës. Gjithashtu, krahasuar me GA-LQR, kjo qasje e kombinuar tregon një kufizim më efektiv të sinjaleve ekstreme, duke kontribuar në stabilitet më të mirë numerik dhe në funksionim më të qëndrueshëm të sistemit gjatë simulimit.

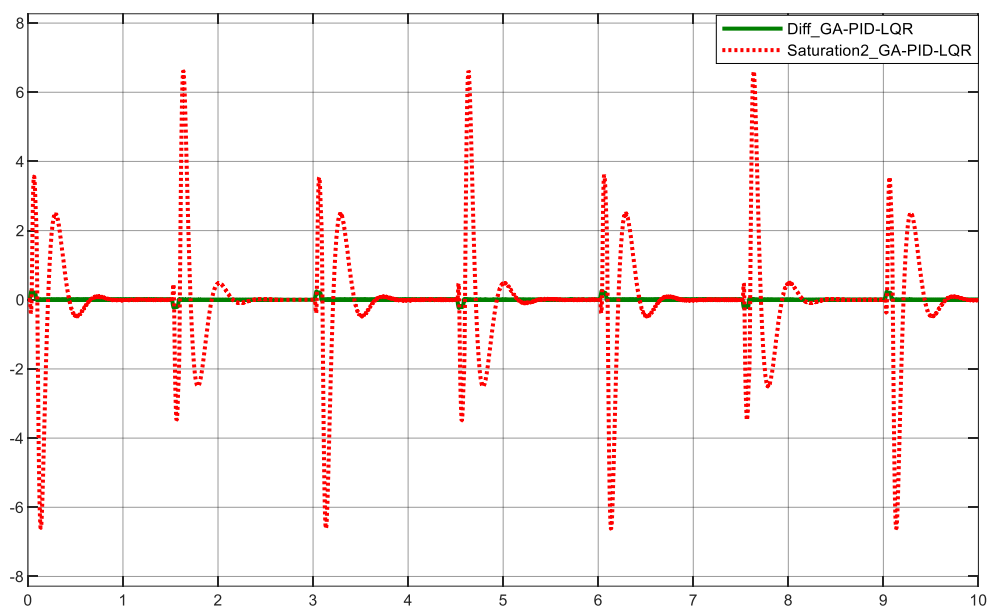


Figura 8.33. Sinjali i diferencimit dhe kufizimit (saturation) në simulim për kontrolluesin GA–PID–LQR.

Grafiku 8.34 paraqet zhvendosjet kryesore të sistemit në simulim, përfshirë zhvendosjen e masës së varur (sprung mass), zhvendosjen e masës së pavarur (unsprung mass) dhe deformimin e varjes, nën veprimin e kontrolluesit të kombinuar GA–PID–LQR. Vërehet se pas çdo ngacmimi nga profili i rrugës, sistemi reagon shpejt dhe stabilizohet në kohë të shkurtër, me amplituda të kufizuara të luhatjeve.

Në krahasim me rastet vetëm me LQR dhe LQR–PID, përgjigja është më e butë dhe me më pak mbigjuajtje, duke treguar reduktim më të mirë të lëkundjeve. Gjithashtu, krahasuar me GA-LQR, kjo qasje e kombinuar arrin një balancë më të mirë ndërmjet shpejtësisë së reagimit dhe shuarjes të lëkundjeve, duke rezultuar në performancë më të qëndrueshme dhe komoditet më të lartë të sistemit.

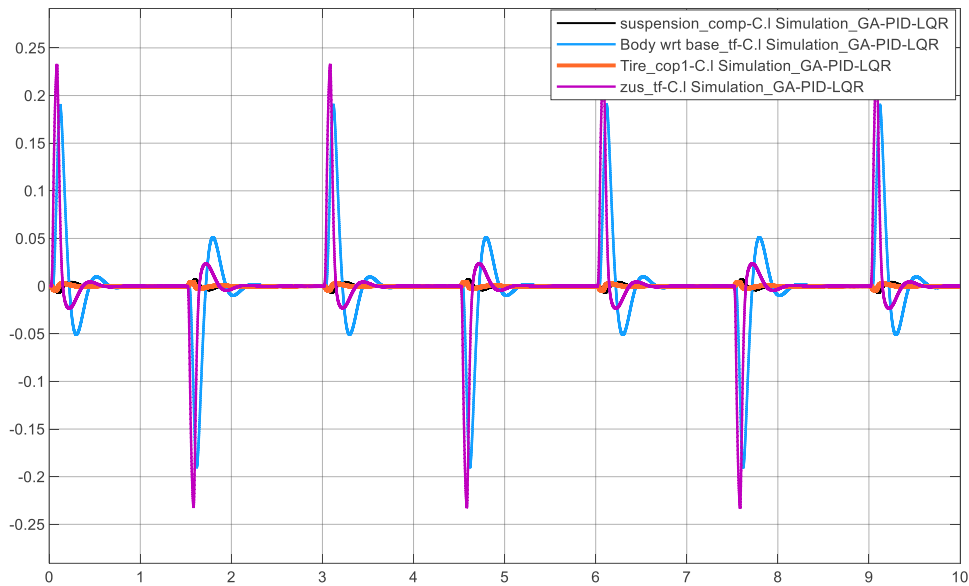


Figura 8.34. Zhvendosjet e sistemit të varjes aktive në simulim për kontrolluesin GA-PID-LQR.

Grafiku 8.35 paraqet sinjalin e nxitimit të trupit në simulim për kontrolluesin e kombinuar GA-PID-LQR, i cili lidhet drejtpërdrejt me komoditetin e udhëtimit. Vërehet se nxitimi luhatet rreth zeros me amplituda relativisht të kufizuara, pa prani të pikave ekstreme të theksuara, çka tregon një shuarje efektive të lëkundjeve. Në krahasim me rastet vetëm me LQR dhe LQR-PID, ky sinjal paraqet variacione më të vogla dhe më të shpërndara në mënyrë më të njëtrajtshme, duke reflektuar reduktim më të mirë të goditjeve të menjëhershme. Gjithashtu, krahasuar me GA-LQR, vërehet një stabilitet më i mirë në amplitudë dhe më pak shpërndarje e pikave ekstreme, duke konfirmuar se kombinimi GA-PID-LQR përmirëson ndjeshëm komoditetin dhe sjelljen dinamike të sistemit.

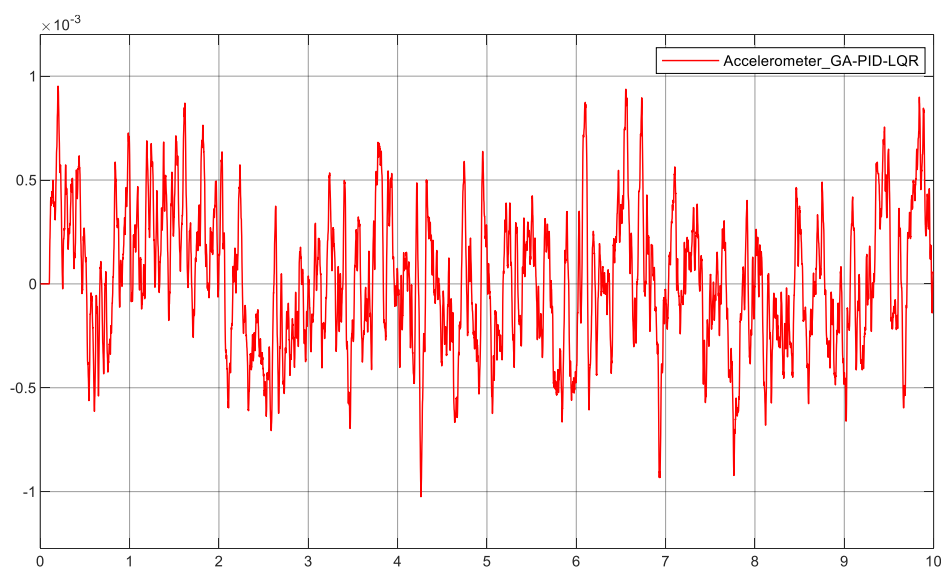


Figura 8.35. Nxitimi i trupit (accelerometer) në simulim për kontrolluesin GA-PID-LQR.

Grafiku 8.36 paraqet përgjigjen reale të sistemit (active plant / measured) për variablat kryesore të varjes aktive nën kontrollin GA-PID-LQR. Vërehet se sistemi reagon shpejt ndaj ngacmimeve dhe stabilizohet brenda një intervali të shkurtër kohe, me amplituda të kufizuara dhe pa luhatje të zgjatura.

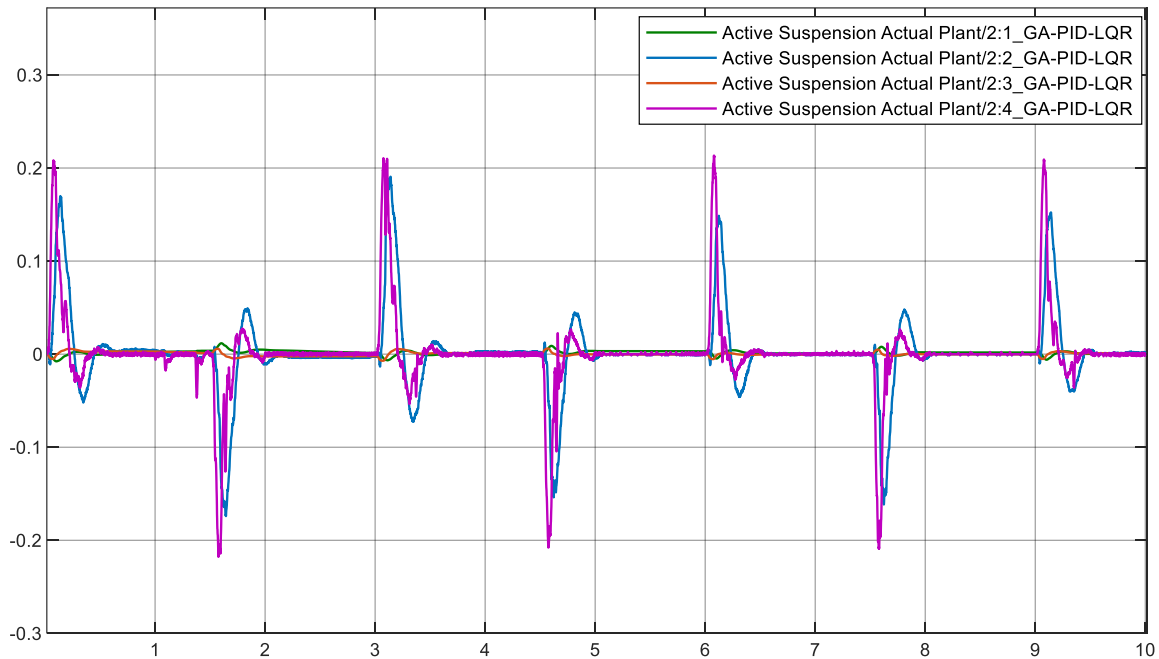


Figura 8.36. Përgjigja e sistemit të varjes aktive për kontrolluesin GA-PID-LQR.

Në krahasim me rezultatet e simulimit, përgjigja reale paraqet një nivel pak më të lartë të zhurmës dhe devijimeve, që është e pritshme për shkak të faktorëve fizikë dhe pasaktësive të modelit. Megjithatë, krahasuar me rastet vetëm me LQR, LQR-PID dhe GA-LQR, kjo qasje e kombinuar tregon performancë më të mirë, me reduktim të lëkundjeve dhe stabilizim më të shpejtë. Kjo konfirmon se optimizimi me GA dhe integrimi i kontrolluesve kontribuon në një sjellje më të qëndrueshme dhe më afër kushteve reale të funksionimit.

Në tabelën 5 paraqitet tabela e performancës së rregullatorëve, në të cilën janë përmbledhur treguesit kryesorë të sistemit të varjes aktive, të përcaktuar mbi bazën e analizës së rezultateve të simulimit dhe matjeve reale (measured), përmes interpretimit të grafikëve të zhvendosjes, nxitimit dhe forcës së kontrollit.

Tabela 5. Krahasimi i performancës së rregullatorëve PID, LQR dhe GA në sistemin e varjes aktive.

Parametri	GA-LQR	LQR	Analiza	GA-PID-LQR
Amplituda maksimale (m)	$\approx 0.016 - 0.018$	$\approx 0.050 - 0.055$	$\approx 0.015 - 0.018$	$\approx 0.018 - 0.020$
Overshoot (mm)	$\approx 1 - 2$ mm	$\approx 10 - 15$ mm	$\approx 3 - 5$ mm	$\approx 3 - 6$ mm
Oscilime (peak-to-peak)	$\approx 0.003 - 0.005$	$\approx 0.020 - 0.030$	$\approx 0.005 - 0.010$	$\approx 0.006 - 0.012$
Settling time (s)	$\approx 1.0 - 1.2$	$\approx 0.4 - 0.6$	$\approx 0.8 - 1.0$	$\approx 0.8 - 1.1$
Ndjekja e rrugës	shumë e mirë	e dobët	shumë e mirë	shumë e mirë
Stabiliteti	shumë i mirë	mesatar	shumë i mirë	shumë i mirë
Devijimi nga referenca	minimal	i madh	shumë i vogël	i vogël
RMS (vlerësim)	$\approx 0.0002 - 0.0003$	$\approx 0.001 - 0.002$	≈ 0.0003	$\approx 0.0003 - 0.0004$
Sjellja e sistemit	e butë, e kontrolluar	agresive	e balancuar	pak më agresive se GA-LQR

9 Përfundimi

Në këtë punim është realizuar një analizë e plotë teorike dhe eksperimentale e sistemit të varjes aktive të automjetit, duke u bazuar në modelin e një të katërtës së automjetit me dy shkallë lirie. Fillimisht, është zhvilluar modeli matematikor i sistemit përmes ekuacioneve diferenciale dhe paraqitjes në hapësirën e gjendjes, i cili ka shërbyer si bazë për projektimin dhe implementimin e strategjive të ndryshme të rregullimit. Ky model ka mundësuar analizën e sjelljes dinamike të sistemit dhe identifikimin e faktorëve kryesorë që ndikojnë në komoditetin dhe stabilitetin e automjetit .

Në vijim, janë analizuar dhe krahasuar tre qasje të ndryshme të rregullimit: PID si metodë klasike, LQR si metodë optimale dhe algoritmi gjenetik si qasje inteligjente për optimizim. Rezultatet tregojnë qartë se rregullatori PID, megjithëse i thjeshtë dhe i lehtë për implementim, paraqet kufizime në sisteme dinamike komplekse, veçanërisht në reduktimin e lëkundjeve dhe ndjekjen e shpejtë të referencës. Nga ana tjetër, rregullatori LQR ofron performancë më të mirë në aspektin e stabilitetit dhe kontrollit të përgjigjes dinamike, por është shumë i ndjeshëm ndaj përzgjedhjes së matricave të peshimit dhe saktësisë së modelit matematik . Përdorimi i algoritmit gjenetik në këtë punim ka rezultuar si një hap i rëndësishëm drejt përmirësimit të performancës së sistemit. Duke formuluar një funksion objektiv me shumë kriterë dhe duke përfshirë kufizimet fizike të sistemit real, është arritur një optimizim efektiv i parametrave të rregullimit. Kjo qasje ka mundësuar një balancim më të mirë ndërmjet komoditetit të udhëtimit, stabilitetit dinamik dhe kërkesave energjetike të aktuatorit, duke tejkaluar kufizimet e metodave klasike .

Një kontribut i rëndësishëm i këtij punimi është validimi i rezultateve përmes platformës reale eksperimentale, i cili ka evidentuar dallimet ndërmjet simulimit dhe implementimit praktik. Faktorë si zhurma e sensorëve, jolinearitetet dhe kufizimet fizike të aktuatorit kanë ndikuar në performancën reale të sistemit, duke theksuar rëndësinë e testimit eksperimental në zhvillimin e sistemeve të kontrollit.

Në përgjithësi, rezultatet tregojnë se kombinimi i metodave optimale me algoritme inteligjente të optimizimit përfaqëson një qasje shumë efektive për përmirësimin e performancës së sistemeve të varjes aktive. Konkretisht, përdorimi i optimizimit gjenetik për përshtatjen e parametrave të LQR ose PID rezulton në reduktim të ndjeshëm të lëkundjeve, përmirësim të stabilitetit dhe përdorim më efikas të energjisë.

Në përfundim, mund të konstatohet se asnjë metodë e vetme nuk është universalisht optimale për të gjitha kushtet e operimit, por qasjet hibride dhe të optimizuara ofrojnë performancën më të mirë. Ky punim demonstroi se integrimi i metodave të avancuara të kontrollit me teknika të optimizimit global përbën një drejtim premtues për zhvillimin e sistemeve moderne të varjes aktive dhe aplikimeve të tjera në fushën e mekatronikës dhe inxhinierisë së kontrollit.

10 REFERENCAT

- [1] R. C. Dorf and R. H. Bishop, *Modern control systems*, Thirteenth edition. Hoboken: Pearson, 2016.
- [2] R. Likaj, ‘Fuzzy Logic Control of Nonlinear Vehicle Suspension System’, Prishtina, Kosovo, 2005.
- [3] Wong, J. Y., *Theory of Ground Vehicles*, 4th edn, 1 vols. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc., 2008.
- [4] T. D. Gillespie, *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale (Pa.): Society of automotive engineers, 1992.
- [5] K. Ogata, *Modern control engineering*, 5th edn. Prentice Hall, 2022.
- [6] B. D. O. Anderson and J. B. Moore, *Optimal control: linear quadratic methods*. Mineola, New York: Dover Publications, Inc, 2007.
- [7] D. E. Goldberg, *Genetic algorithms in search, optimization, and machine learning*. Reading, Mass: Addison-Wesley Pub. Co, 1989.
- [8] Quanser, ‘Active Suspension’. Quanser. Accessed: Mar. 06, 2023. [Online]. Available: <https://www.quanser.com/products/active-suspension/>
- [9] N. S. Nise, *Control systems engineering*, Seventh edition. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc., 2015.
- [10] G. Franklin, J. D. Powell, and A. Emami-Naeini, ‘Feedback Control of Dynamic Systems, 3e’, in *Dynamic Systems and Control: Volume 2 — Design and Analysis of Fluid Power Control Components/Systems; Automated Modeling; Micro-Mechanical Systems; Microsensors/Microactuators; Fabrication/Systems; Mechatronics for Manufacturing; Automatic Control Textbooks; Sensors for Identification/Control; Dynamic Systems Modeling*, Chicago, Illinois, USA: American Society of Mechanical Engineers, Nov. 1994, pp. 1053–1054. doi: 10.1115/IMECE1994-0541.
- [11] J. Apkarian and A. Abdossalami, *Laboratory Guide: Active Suspension Experiment for MATLAB*. Quanser, 2013.
- [12] Institute of Electrical and Electronics Engineers, Ed., *ELECO 2017: 10th International Conference on Electrical and Electronics Engineering: 30 November-2 December 2017, Bursa, Turkey*. Piscataway, NJ: IEEE, 2017.
- [13] A. Moreno Rocandio, ‘PID Control as a Process of Active Inference Applied to a Refrigeration System’, Master’s Thesis, Aalborg University, 2021. [Online]. Available:

https://projekter.aau.dk/projekter/files/415131289/1034_PID_Control_as_Active_Inference.pdf

- [14] M. P. Nagarkar, G. J. Vikhe, K. R. Borole, and V. M. Nandedkar, ‘Active Control of Quarter Car Suspension System Using Linear Quadratic Regulator’, *Int. J. Automot. Mech. Eng.*, vol. 3, pp. 364–372, 2011.
- [15] A. Shala, *Inteligjenca Artificiale: Fuzzy Logjikë dhe Rrjetat Neurale*. Prishtinë: EALGA, 2018.
- [16] R. Likaj, A. Shala, M. Bruqi, and M. Qelaj, ‘Optimal Design of Quarter Car Vehicle Suspension System’, in *TMT Conference*, Livorno, Italy, 2009.
- [17] R. Likaj, M. Bruqi, A. Shala, and X. Bajrami, ‘Optimal Design and Analysis of Quarter Vehicle Suspension System by Using MATLAB’, presented at the DAAAM International Symposium, Vienna, 2016.
- [18] R. Likaj, X. Bajrami, and M. Qelaj, *Modelimi, Simulimi dhe Optimalizimi i Sistemeve Mekanike*. Prishtinë, 2017.
- [19] Xhevahir Bajrami, A. Shala, Ramë Likaj, D. Krasniqi, and E. Shala, ‘Utilizing Linear Quadratic Regulator and Model Predictive Control for Optimizing the Suspension of a Quarter Car Vehicle in Response to Road Excitation’, *J. Theor. Appl. Mech.*, vol. 663, 2025.
- [20] Åström, Karl Johan and Hägglund, Tore, *Advanced PID Control*. Research Triangle Park, NC: ISA, 2006.

11 . Apendiksi A: Kodi MATLAB për optimizimin e sistemit të varjes aktive

A.1 Kodi për përcaktimin e parametrave të modelit të varjes aktive

Përgatitja e ambientit

Ambientet e simulimit përfshijnë parametrat fizikë të sistemit të varjes aktive, modelin matematikor në hapësirën e gjendjes, sinjalin e ngacimit nga rruga, si dhe variablat e nevojshme për projektimin dhe analizën e kontrolluesve. Kodi MATLAB në vijim përdoret për të përcaktuar parametrat kryesorë të modelit të një të katërtës së automjetit dhe për të ndërtuar matricat e sistemit që shërbejnë si bazë për analizën dhe optimizimin e performancës së tij.

```
% ===== 1. MODEL PARAMETERS =====  
ks = 900; kt = 2500; ms = 2.45; mu = 1; bs = 7.5; bus = 5;  
  
A = [0 1 0 -1;  
     -ks/ms -bs/ms 0 bs/ms;  
     0 0 0 1;  
     ks/mu bs/mu -kt/mu -(bs+bus)/mu];  
  
B = [0 0;  
     0 1/ms;  
     -1 0;  
     bus/mu -1/mu];  
  
C = [1 0 0 0;  
     -ks/ms -bs/ms 0 bs/ms];  
  
D = zeros(2,2); D(2,2) = 1/ms;  
  
% Verifikimi i kontrollueshmerise  
if rank(ctrb(A, B(:,2))) < size(A,1)  
    warning('Sistemi nuk eshte plotesisht i kontrollueshem!');  
end
```

Kodi për gjenerimin e profilit të rrugës

Në këtë seksion paraqitet kodi MATLAB për gjenerimin e profilit të rrugës, i cili përdoret si hyrje për sistemin e varjes aktive. Profili është modeluar si një sinjal periodik pulsues me amplitudë të caktuar dhe kohëzgjatje të impulsit, duke simuluar pengesa të njëpasnjëshme në rrugë. Gjenerimi realizohet përmes një strukture përsëritëse for dhe kushteve if, të cilat përcaktojnë momentin kur aplikohet ngacmimi.

```
% ===== 2. ROAD PROFILE GENERATOR =====  
fprintf('\n=== ROAD PROFILE GENERATOR ===\n');  
  
% Parametrat nga fotografia  
road_params = struct();
```

```

road_params.amplitude = 0.02;      % 2 cm
road_params.period = 3;           % 3 sekonda
road_params.pulse_width = 50;     % 50% e periodes
road_params.phase_delay = 0.1;    % 0.1 sekonda vonesa

fprintf('Parametrat e rruges:\n');
fprintf('  Amplitude: %.3f m (%.1f cm)\n', road_params.amplitude,
road_params.amplitude*100);
fprintf('  Period: %.1f s\n', road_params.period);
fprintf('  Pulse Width: %.0f%% (%.1f s)\n', road_params.pulse_width, ...
road_params.period * road_params.pulse_width/100);
fprintf('  Phase Delay: %.2f s\n', road_params.phase_delay);

% Gjenerimi i profilit
t_road = 0:0.01:15; % 15 sekonda simulim
road_profile = zeros(size(t_road));
pulse_duration = road_params.period * road_params.pulse_width/100;

for i = 1:length(t_road)
    t = t_road(i);
    if t >= road_params.phase_delay
        time_in_period = mod(t - road_params.phase_delay, road_params.period);
        if time_in_period <= pulse_duration
            road_profile(i) = road_params.amplitude;
        end
    end
end
end

```

Kodi për projektimin e rregullatorit LQR me zgjedhje manuale

Ky seksion paraqet zgjedhjen manuale të matricave të peshimit Q dhe R , si dhe llogaritjen e fitimit të kontrolluesit LQR. Ky kontrollues përdoret si rast referues për ta krahasuar më pas me kontrolluesin e optimizuar përmes algoritmit gjenetik.

```

%% ===== 3. LQR STANDARD (Manual Tuning) =====
fprintf('\n=== LQR STANDARD (Manual Tuning) ===\n');

% LQR manual - i balancuar mire
Q_manual = diag([800, 200, 100, 50]); % Q2 = 200 (e rendesishme!)
R_manual = 0.008; % R me e vogel per kontroll me aktiv
K_manual = lqr(A, B(:,2), Q_manual, R_manual);
fprintf('Q_manual = diag([800, 200, 100, 50])\n');
fprintf('R_manual = 0.008\n');
fprintf('K_manual = [%4f, %4f, %4f, %4f]\n', K_manual);

```

Kodi për optimizimin e parametrave me algoritëm gjenetik

Në këtë pjesë paraqitet implementimi i algoritmit gjenetik për optimizimin e matricave të peshimit të rregullatorit LQR. Janë përcaktuar variablat e optimizimit, kufijtë minimalë dhe maksimalë, kufizimet lineare dhe opsionet kryesore të algoritmit. Pas ekzekutimit të optimizimit, ndërtohen matrica Q_{ga} , vlera R_{ga} dhe fitimi optimal K_{ga} .

```
%% ===== 4. GA OPTIMIZATION (I PERMIRESUAR)
=====
fprintf('\n=== GA OPTIMIZATION (I PERMIRESUAR) ===\n');

nVar = 5; % q1, q2, q3, q4, R

% Kufijte e rinj - Q2 minimalisht 50!
VarMin = [100 50 10 10 0.0001]; % Q2 >= 50, Q3 >=10, Q4 >=10
VarMax = [2000 800 500 500 0.05];

% Kufizimet lineare - sigurojne qe q1 dhe q2 jane dominante
Aineq = [1 -1 0 0 0; % q1 >= q2
         1 0 -1 0 0; % q1 >= q3
         1 0 0 -1 0; % q1 >= q4
         0 -1 0 0 0; % -q2 <= -50 => q2 >= 50
         0 0 0 0 1]; % R <= 0.05
bineq = [0; 0; 0; -50; 0.05];

% Fitness function e permiresuar
fitness = @(q) FitnessFunc_Balanced(q, ks, kt, ms, mu, bs, bus, road_profile,
t_road);

% GA Options
options = optimoptions('ga', ...
    'PopulationSize', 200, ...
    'MaxGenerations', 300, ...
    'MaxStallGenerations', 50, ...
    'FunctionTolerance', 1e-8, ...
    'ConstraintTolerance', 1e-6, ...
    'CrossoverFraction', 0.8, ...
    'MutationFcn', {@mutationadaptfeasible}, ...
    'Display', 'iter', ...
    'UseParallel', false, ...
    'PlotFcn', @gaplotbestf);

% Ekzekutimi i GA
[BestSol, BestCost, exitflag] = ga(fitness, nVar, Aineq, bineq, ...
    [], [], VarMin, VarMax, [], options);

Q_ga = diag(BestSol(1:4));
R_ga = BestSol(5);
K_ga = lqr(A, B(:,2), Q_ga, R_ga);

fprintf('\n=== REZULTATET E GA ===\n');
fprintf('Q_ga = diag([%.4f, %.4f, %.4f, %.4f])\n', BestSol(1:4));
fprintf('R_ga = %.6f\n', R_ga);
fprintf('K_ga = [%.4f, %.4f, %.4f, %.4f]\n', K_ga);
```

Kodi për simulimin e sistemeve dhe llogaritjen e forcës së kontrollit

Ky seksion përfshin ndërtimin e sistemit pa kontroll, sistemit me LQR manual dhe sistemit me GA-LQR. Më pas realizohet simulimi i tyre në prani të profilit të rrugës dhe llogariten forcat e kontrollit për secilin rast.

```
%% ===== 5. KRAHASIMI I PERGJIGJES =====
% Krijimi i sistemeve
sys_ol = ss(A, B, C, zeros(2,2));
sys_manual = ss(A - B(:,2)*K_manual, B, C, zeros(2,2));
sys_ga = ss(A - B(:,2)*K_ga, B, C, zeros(2,2));
% Simulimi me profilin e rruges
U_road = [road_profile' zeros(size(road_profile'))];
[y_ol, ~, x_ol] = lsim(sys_ol, U_road, t_road);
[y_manual, ~, x_manual] = lsim(sys_manual, U_road, t_road);
[y_ga, ~, x_ga] = lsim(sys_ga, U_road, t_road);
% Forcat e kontrollit
u_manual = -K_manual * x_manual';
u_ga = -K_ga * x_ga';
```

Kodi për llogaritjen e metrikave të performancës me strukturë përsëritëse

Në këtë pjesë bëhet llogaritja e treguesve kryesorë të performancës, si RMS, vlerat maksimale dhe overshoot-i për disa pengesa të njëpasnjëshme. Për analizën e pengesave përdoret struktura përsëritëse for, e cila lejon trajtimin e secilit interval në mënyrë sistematike. Kjo është pikërisht pjesa ku duhet me i lanë edhe loop-at në appendiks, sepse janë pjesë reale e metodologjisë së kodit.

```
%% ===== 6. LLOGARITJA E METRIKAVE =====
% RMS values
rms_ol = rms(y_ol(:,1));
rms_manual = rms(y_manual(:,1));
rms_ga = rms(y_ga(:,1));

% Max values
max_ol = max(abs(y_ol(:,1)));
max_manual = max(abs(y_manual(:,1)));
max_ga = max(abs(y_ga(:,1)));

% Overshoot per cdo pengese
overshoots_manual = [];
overshoots_ga = [];

for i = 1:5 % Analizojme 5 pengesat e para
    t_start = (i-1)*3 + 0.5;
    t_end = t_start + 1.5;
```

```

        idx = t_road >= t_start & t_road <= t_end;

        if any(idx)
            overshoots_manual = [overshoots_manual, max(y_manual(idx,1)) -
road_params.amplitude];
            overshoots_ga = [overshoots_ga, max(y_ga(idx,1)) -
road_params.amplitude];
        end
    end

avg_overshoot_manual = mean(max(overshoots_manual, 0));
avg_overshoot_ga = mean(max(overshoots_ga, 0));

% Settling time (pergjigja step ne fund)
step_response_manual = step(sys_manual, 0:0.01:5);
step_info_manual = stepinfo(step_response_manual(:,1,1), 0:0.01:5);
step_response_ga = step(sys_ga, 0:0.01:5);
step_info_ga = stepinfo(step_response_ga(:,1,1), 0:0.01:5);

```

Kodi për vizualizimin kryesor të rezultateve

Në këtë seksion paraqitet kodi MATLAB i përdorur për vizualizimin grafik të rezultateve të simulimit. Përmes një figure të përbërë nga disa nën-grafikë (subplot), bëhet krahasimi ndërmjet sistemit pa kontroll, rregullatorit LQR me rregullim manual dhe rregullatorit GA-LQR të optimizuar. Grafikët përfshijnë profilin e rrugës, zhvendosjen dhe shpejtësinë e sistemit, forcën e kontrollit, analizën e zmadhimit për një pengesë të veçantë, si dhe treguesit kryesorë të performancës si RMS, vlera maksimale, overshoot-i mesatar, koha e vendosjes dhe parametrat optimalë të gjetur nga algoritmi gjenetik.

```

%% ===== 7. VIZUALIZIMI KRYESOR =====
figure('Position', [50 50 1800 1000]);

% 7.1 Profili i rruges
subplot(3,4,1);
plot(t_road, road_profile, 'k-', 'LineWidth', 2);
xlabel('Koha (s)'); ylabel('Lartesia (m)');
title('Profili i Rrugës (Pulse Generator)');
grid on; xlim([0 12]);

% 7.2 Krahasimi i zhvendosjes
subplot(3,4,2);
plot(t_road, y_ol(:,1), 'k-', 'LineWidth', 1.5); hold on;
plot(t_road, y_manual(:,1), 'b-', 'LineWidth', 1.5);
plot(t_road, y_ga(:,1), 'r-', 'LineWidth', 2);
xlabel('Koha (s)'); ylabel('Zhvendosja (m)');
title('Zhvendosja e Mases se Sustes');
legend('Open Loop', 'LQR Manual', 'GA-LQR', 'Location', 'best');
grid on; xlim([0 12]);

% 7.3 Krahasimi i shpejtesise
subplot(3,4,3);
plot(t_road, y_ol(:,2), 'k-', 'LineWidth', 1.5); hold on;

```

```

plot(t_road, y_manual(:,2), 'b-', 'LineWidth', 1.5);
plot(t_road, y_ga(:,2), 'r-', 'LineWidth', 2);
xlabel('Koha (s)'); ylabel('Shpejtesia (m/s)');
title('Shpejtesia e Mases se Sustes');
legend('Open Loop', 'LQR Manual', 'GA-LQR', 'Location', 'best');
grid on; xlim([0 12]);

% 7.4 Forca e kontrollit
subplot(3,4,4);
plot(t_road, u_manual, 'b-', 'LineWidth', 1.5); hold on;
plot(t_road, u_ga, 'r-', 'LineWidth', 2);
xlabel('Koha (s)'); ylabel('Forca (N)');
title('Forca e Kontrollit');
legend('LQR Manual', 'GA-LQR', 'Location', 'best');
grid on; xlim([0 12]);

% 7.5 Zoom per nje pengese
subplot(3,4,5);
zoom_t = [2.5 5.5];
zoom_idx = t_road >= zoom_t(1) & t_road <= zoom_t(2);

plot(t_road(zoom_idx), road_profile(zoom_idx), 'k-', 'LineWidth', 2); hold on;
plot(t_road(zoom_idx), y_manual(zoom_idx,1), 'b-', 'LineWidth', 2);
plot(t_road(zoom_idx), y_ga(zoom_idx,1), 'r-', 'LineWidth', 2);
xlabel('Koha (s)'); ylabel('Zhvendosja (m)');
title('Detaj (Zoom ne nje pengese)');
legend('Road', 'Manual', 'GA-LQR', 'Location', 'best');
grid on;

% 7.6 Krahasimi i RMS dhe Max
subplot(3,4,6);
bar_data = [rms_ol, rms_manual, rms_ga; max_ol, max_manual, max_ga];
bar(bar_data);
xlabel('Metrika'); ylabel('Vlera (m)');
title('Statistikat e Performances');
xticklabels({'RMS', 'Max'});
legend('Open Loop', 'LQR Manual', 'GA-LQR', 'Location', 'best');
grid on;

% 7.7 Krahasimi i Overshoot
subplot(3,4,7);
bar([avg_overshoot_manual*1000, avg_overshoot_ga*1000]);
xlabel('Kontrolleri'); ylabel('Overshoot (mm)');
title('Overshoot Mesatar');
xticklabels({'LQR Manual', 'GA-LQR'});
grid on;

% Shto vlerat
text(1, avg_overshoot_manual*1000+0.5, sprintf('%.2f mm',
avg_overshoot_manual*1000), ...
'HorizontalAlignment', 'center');
text(2, avg_overshoot_ga*1000+0.5, sprintf('%.2f mm', avg_overshoot_ga*1000),
...
'HorizontalAlignment', 'center');

```

```

% 7.8 Krahasimi i Settling Time
subplot(3,4,8);
bar([step_info_manual.SettlingTime, step_info_ga.SettlingTime]);
xlabel('Kontrolleri'); ylabel('Settling Time (s)');
title('Koha e Vendosjes');
xticklabels({'LQR Manual', 'GA-LQR'});
grid on;
text(1, step_info_manual.SettlingTime+0.1, sprintf('%.2f s',
step_info_manual.SettlingTime), ...
    'HorizontalAlignment', 'center');
text(2, step_info_ga.SettlingTime+0.1, sprintf('%.2f s',
step_info_ga.SettlingTime), ...
    'HorizontalAlignment', 'center');

% 7.9 Parametrat e GA
subplot(3,4,9);
text_data = {
    '=== PARAMETRAT GA ===', '';
    sprintf('Q1 = %.2f', BestSol(1)), '';
    sprintf('Q2 = %.2f', BestSol(2)), '';
    sprintf('Q3 = %.2f', BestSol(3)), '';
    sprintf('Q4 = %.2f', BestSol(4)), '';
    sprintf('R = %.6f', R_ga), '';
    sprintf('Cost = %.2e', BestCost), '';
};
text(0.1, 0.9, text_data, 'FontSize', 10, 'VerticalAlignment', 'top');
axis off;

```

Kodi për paraqitjen grafike të rezultateve

Ky seksion përfshin gjenerimin e grafikëve krahasues për zhvendosjen, statistikat e performancës, përmirësimet në përqindje dhe krahasimin e gain-eve. Grafikët ndihmojnë në interpretimin vizual të rezultateve dhe në identifikimin e dallimeve ndërmjet qasjes manuale dhe asaj të optimizuar.

```

% 7.10 Përmirësimi ne përqindje
subplot(3,4,10);
improvement_rms = (rms_manual - rms_ga)/rms_manual * 100;
improvement_max = (max_manual - max_ga)/max_manual * 100;
improvement_overshoot = (avg_overshoot_manual -
avg_overshoot_ga)/avg_overshoot_manual * 100;
improvement_settling = (step_info_manual.SettlingTime -
step_info_ga.SettlingTime)/step_info_manual.SettlingTime * 100;

improve_data = [improvement_rms, improvement_max, improvement_overshoot,
improvement_settling];
bar(improve_data);
xlabel('Metrika'); ylabel('Përmirësimi (%)');
title('Përmirësimi GA-LQR vs Manual');
xticklabels({'RMS', 'Max', 'Overshoot', 'Settling'});
grid on;
ylim([-20 60]);
yline(0, 'k--');

```

```

% 7.11 Krahasimi i Gain-ave
subplot(3,4,11);
gain_data = [norm(K_manual), norm(K_ga)];
bar(gain_data);
xlabel('Kontrolleri'); ylabel('Norma e Gain-ave');
title('Krahasimi i Gain-ave');
xticklabels({'Manual', 'GA-LQR'});
grid on;
text(1, norm(K_manual)+2, sprintf('%.2f', norm(K_manual)),
'HorizontalAlignment', 'center');
text(2, norm(K_ga)+2, sprintf('%.2f', norm(K_ga)), 'HorizontalAlignment',
'center');

```

Kodi për vendimin final me strukturë kushtore

Në këtë pjesë përdoret struktura kushtore if, elseif dhe else për të dhënë një vendim përfundimtar në bazë të përmirësimeve të arritura nga kontrolluesi GA-LQR. Kjo pjesë duhet me u përfshi normalisht në apendiks, sepse tregon logjikën e interpretimit automatik të rezultateve.

```

% 7.12 Vendimi final
subplot(3,4,12);
if mean(improve_data(improve_data > -10)) > 5
    verdict = '? GA-LQR ESHTË ME I MIRE';
    color = 'green';
elseif mean(improve_data) > -5
    verdict = '?? GATI I BARABARTE';
    color = 'orange';
else
    verdict = '? LQR MANUAL ESHTË ME I MIRE';
    color = 'red';
end

text(0.1, 0.5, verdict, 'FontSize', 16, 'Color', color, 'FontWeight', 'bold');
text(0.1, 0.3, sprintf('RMS Imp: %.1f%%', improvement_rms), 'FontSize', 12);
text(0.1, 0.2, sprintf('Overshoot Imp: %.1f%%', improvement_overshoot),
'FontSize', 12);
text(0.1, 0.1, sprintf('Settling Imp: %.1f%%', improvement_settling),
'FontSize', 12);
axis off;

```

Kodi për raportin përfundimtar të rezultateve

Ky seksion paraqet raportin tekstual përfundimtar, i cili shfaq në Command Window treguesit kryesorë të performancës dhe përfundimin e krahasimit ndërmjet dy kontrolluesve.

```

%% ===== 8. RAPORTI PERFUNDIMTAR =====
fprintf('\n%s\n', repmat('=', 1, 80));
fprintf('          RAPORTI PERFUNDIMTAR I KRAHASIMIT\n');
fprintf('%s\n', repmat('=', 1, 80));

fprintf('\nMETRIKAT KRYESORE:\n');

```

```

fprintf(' RMS Zhvendosja:\n');
fprintf('   Open Loop: %.4f m\n', rms_ol);
fprintf('   LQR Manual: %.4f m\n', rms_manual);
fprintf('   GA-LQR: %.4f m (%.1f%% me mire)\n', rms_ga, improvement_rms);

fprintf('\n Overshoot Mesatar:\n');
fprintf('   LQR Manual: %.2f mm\n', avg_overshoot_manual*1000);
fprintf('   GA-LQR: %.2f mm (%.1f%% me mire)\n', avg_overshoot_ga*1000,
improvement_overshoot);

fprintf('\n Settling Time:\n');
fprintf('   LQR Manual: %.3f s\n', step_info_manual.SettlingTime);
fprintf('   GA-LQR: %.3f s (%.1f%% me mire)\n', step_info_ga.SettlingTime,
improvement_settling);

fprintf('\n Forca e Kontrollit (RMS):\n');
fprintf('   LQR Manual: %.2f N\n', rms(u_manual));
fprintf('   GA-LQR: %.2f N\n', rms(u_ga));

fprintf('\nPERFUNDIMI: ');
if improvement_rms > 5 && improvement_overshoot > 5
    fprintf('GA-LQR eshte me i mire ne te gjitha aspektet!\n');
elseif improvement_rms > 0
    fprintf('GA-LQR ka permiresim te lehte, por jo dramatik.\n');
else
    fprintf('LQR Manual mbetet me i mire per kete rast.\n');
end

fprintf('%s\n', repmat('=', 1, 80));

```

Funksioni ndihmës i përdorur në optimizim

Në këtë pjesë paraqitet funksioni FitnessFunc_Balanced, i cili përdoret nga algoritmi gjenetik për të vlerësuar secilin kandidat. Funksioni përmban kontroll kushtor me if, si dhe trajtim të gabimeve me try-catch.

```

%% ===== 9. FUNKSIONET NDIHMESE =====
function cost = FitnessFunc_Balanced(q, ks, kt, ms, mu, bs, bus, road_profile,
t)

% Fitness function e balancuar - merr parasysh disa metrika
% System matrices
A = [0 1 0 -1;
     -ks/ms -bs/ms 0 bs/ms;
     0 0 0 1;
     ks/mu bs/mu -kt/mu -(bs+bus)/mu];
B = [0 0;
     0 1/ms;
     -1 0;
     bus/mu -1/mu];
C = [1 0 0 0;

```

```

    -ks/ms -bs/ms 0 bs/ms];
Q = diag(q(1:4));
R = q(5);
if any(eig(Q) <= 0) || R <= 0
    cost = 1e10;
    return;
end
try
    K = lqr(A, B(:,2), Q, R);
    sys_cl = ss(A - B(:,2)*K, B, C, zeros(2,2));
    % Simulo
    U = [road_profile' zeros(size(road_profile'))];
    [y, t_sim, x] = lsim(sys_cl, U, t);
    % Llogarit metrikat
    e_disp = y(:,1);
    e_vel = y(:,2);
    u = -K * x';
    % Cost components
    cost_disp = trapz(t_sim, e_disp.^2);           % ISE zhvendosje
    cost_vel = trapz(t_sim, e_vel.^2);           % ISE shpejtesia
    cost_control = trapz(t_sim, sum(u.^2, 1)); % Energjia e kontrollit
    % Overshoot penalty
    overshoot_penalty = 0;
    for i = 1:5
        t_start = (i-1)*3 + 0.5;
        t_end = t_start + 1.5;
        idx = t_sim >= t_start & t_sim <= t_end;
        if any(idx)
            overshoot = max(y(idx,1)) - 0.02;
            if overshoot > 0
                overshoot_penalty = overshoot_penalty + 1000 * overshoot^2;
            end
        end
    end
end
% Peshat
w_disp = 1;
w_vel = 0.7;      % Shpejtesia merret seriozisht!
w_control = 0.01;
w_overshoot = 2;

```

```

% Combined cost
cost = w_disp * cost_disp + ...
      w_vel * cost_vel + ...
      w_control * cost_control + ...
      w_overshoot * overshoot_penalty;

catch

    cost = 1e10;

end

end

```

12 . Arkitektura e modelit Simulink për sistemin e varjes aktive

Kjo pjesë paraqet arkitekturën e modelit Simulink të sistemit të varjes aktive, e cila përfshin modelin fizik të sistemit, kontrolluesin dhe komponentët e simulimit. Struktura është ndërtuar në mënyrë të tillë që të mundësojë analizën dhe krahasimin ndërmjet sjelljes reale të sistemit dhe modelit matematik në kushte të njëjta hyrëse. Përmes integritimit të blloqeve kryesore, si modeli fizik (*Actual Plant*), kontrolluesi i kombinuar GA–LQR–PID dhe modeli në hapësirën e gjendjes (*Open-loop Simulation*), realizohet një platformë e plotë për vlerësimin e performancës së sistemit dhe validimin e strategjive të kontrollit.

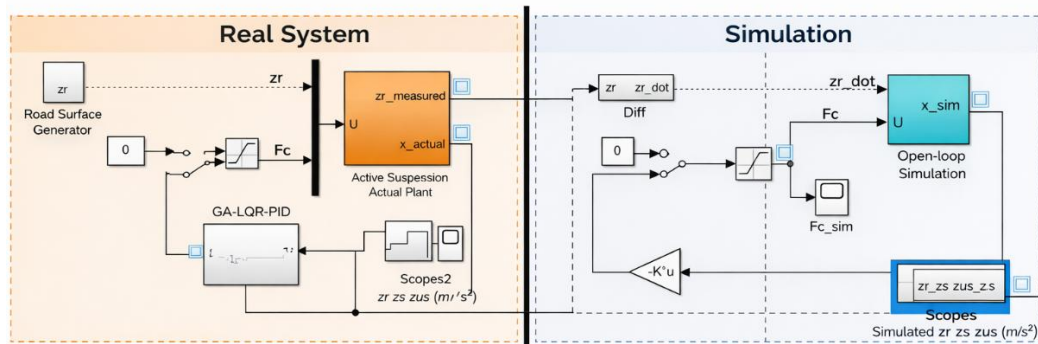


Figura 12.1. Krahasimi ndërmjet sistemit real dhe simulimit.

Figura 12.1 paraqet krahasimin ndërmjet përgjigjes së sistemit real dhe modelit të simulimit për të njëjtat kushte hyrëse, duke shërbyer si bazë për verifikimin e modelit matematik dhe vlerësimin e saktësisë së tij.

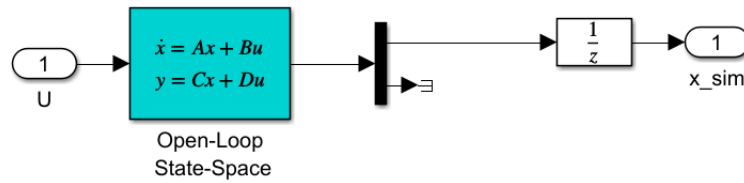


Figura 12.4. Modeli Open-Loop në hapësirën e gjendjes (State-Space).

Nën-sistemi i paraqitur në figurën 12.4 përfaqëson modelin matematik në hapësirën e gjendjes në regjim të qarkut të hapur, ku hyrja aplikohet pa lidhje kthyesë të kontrollit. Ai përdoret për të analizuar sjelljen natyrore të sistemit dhe për të krahasuar rezultatet me modelin real, duke mundësuar verifikimin e performancës së kontrolluesve.

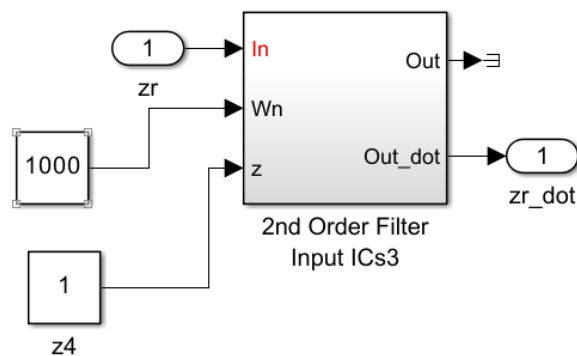


Figura 12.5. Blloku i derivimit të profilit të rrugës përmes filtrit të rendit të dytë.

Blloku i paraqitur në figurën 12.5 përdoret për të gjeneruar derivatin e profilit të rrugës \dot{z}_r duke përdorur një filtër të rendit të dytë, në vend të derivimit direkt. Përdorimi i këtij filtri mundëson një vlerësim më të qëndrueshëm dhe më realist të derivatit, duke shmangur ndjeshmërinë e lartë ndaj zhurmës që karakterizon derivatorët ideal. Përmes parametrave të filtrit, si frekuenca natyrore, përcaktohet sjellja dinamike e sinjalit të përpunuar. Dalja \dot{z}_r përdoret më pas si hyrje në modelin matematik të sistemit, duke kontribuar në përmirësimin e saktësisë së simulimit dhe stabilitetit numerik të përgjithshëm.