İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEVRİLME DİNAMİĞİ KARARLILIĞI VE KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Barış AYKENT

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : SİSTEM DİNAMİĞİ VE KONTROL

OCAK 2007

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEVRİLME DİNAMİĞİ KARARLILIĞI VE KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Barış AYKENT
(503041607)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Aralık 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 30 Ocak 2007

Tez Danışmanı : Y.Doç.Dr. Ümit SÖNMEZ
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Levent GÜVENÇ (İ.T.Ü.)
Y.Doç.Dr. Semih SEZER (Y.T.Ü.)

OCAK 2007

ÖNSÖZ

Araç teknolojisi; yüksek yol tutuş kapasitesi, güvenli sürüş sağlama hedefleri doğrultusunda her geçen gün daha da ilerlemektedir.

Bu hedeflere ulaşmak için izlenen yollardan birisi de araç devrilme dinamiği kararlılığının kontrolüdür. Bu yüksek lisans tezinde devrilme dinamiği kararlılığı mekanizma, çift izli araç ve çok serbestlik dereceli modeller olarak ele alınmış ve sistemi sınır şartların altında tutmak için PID kontrol uygulanmıştır. Ayrıca devrilme önleyici hidrolik aktüatörlü bir Savrulma/Devrilme modeli oluşturulmuş ve TTR bazlı bir devrilme kestirimcisi oluşturulmuş ve aktüatöre kontrol uygulanarak farklılık gözlenmiştir.

Yüksek lisans tezim kapsamında kullandığım bilgisayar programlarında ve yönlendirmeleriyle bana destek olan tez danışmanım Y.Doç.Dr Sayın Ümit SÖNMEZ'e teşekkürü bir borç bilirim.

İstanbul, Ocak 2007 Makina Müh. Barış AYKENT

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR **vi**
TABLO LİSTESİ **vii**
ŞEKİL LİSTESİ **viii**
SEMBOL LİSTESİ **xiii**
ÖZET **xvi**
SUMMARY **xvii**

1. GİRİŞ **1**
1.1. Devrilme 1
1.2. Statik stabilite faktörünün (SSF) geliştirilmesi 2
1.3. Eğimli yoldaki araç 4
1.4. Sürtünme etkisi 7
1.5. Süspansiyon ve Lastik Etkileri 8
1.6. Devrilme Kaza Verileri 9
1.7. Son gelişmeler 11

2. DÖRT KOLLU MEKANİZMANIN KİNEMATİK ANALİZİ **12**
2.1. Giriş 12
2.2. Dört kollu mekanizmanın kinematik analizi 13
2.2.1. Konum analizi 13
2.2.2. Hız analizi 13
2.2.3. İvme analizi 14
2.3. Hız Analizinin Durum Uzay (Matris) Gösterimi 14
2.4. İvme Analizinin Durum Uzay (Matris) Gösterimi 15
2.5. Kuvvet Analizi 15
2.6. Kuvvet Analizinin Durum Uzay (Matris) Gösterimi 17
2.7. Kinematik Analiz ve Kuvvet Analizi Simülasyon Sonuçları 18

3. DÖRT KOLLU MEKANİZMANIN ADAMS İLE ANALİZİ **19**
. 3.1. Alınan Yol Profiline (düşey) karşı İstenilen Kamber Açısının Sağlanması için Süspansiyon Sisteminin Optimizasyonu 25
3.1.1. Kamber açısı 25
3.1.2. Katedilen mesafe 28
3.2. Ani dönme merkezi ve devrilme merkezi konumları 28

4. SÜSPANSİYON SİSTEMİ **32**
4.1. Süspansiyon Kategorileri 32
4.1.1. Pasif süspansiyonlar 32
4.1.2. Kendinden seviyeli (self-leveling) süspansiyonlar 32
4.1.3. Yarı aktif süspansiyonlar 32
4.1.4. Aktif süspansiyonlar 33
4.1.5. Aktif süspansiyonların fonksiyonları 33

4.1.6 Aktif süspansiyonların performansı 34
. 4.2. Pasif Süspansiyon 35
4.3. Aktif Süspansiyon 40

5. ARACIN VİRAJDAKİ KARARLILIĞI 48
5.1. Yanal stabilite 48
5.2. Araç Yalpa Kararlılığı/Devrilme Dinamiği 53
5.2.1. Basit rijit model 53
5.2.2. Esnek süspansiyon modeli 55
5.2.3. Eğimli yolun etkisi 57
5.2.4. Tırsız araçlar: Kararlılık ölçüsü 59
5.2.5. Tırsız araçlar: Devrilmeyi kestirme 62
5.2.6. Tırlı araçlar: Yalpa dinamiği 64
5.2.7. Tırlı araçlar: Kararlılık ölçütü (metriği) 66
5.2.7.1. Statik Yalpa Eşiği 66

6. DÖRT TEKERLEKLİ ARAÇ MODELİ 70
6.1. Yalpa Modeli 73

7. DEVRİLME MODELLENMESİ VE KONTROLÜ 76
7.1. Giriş 76
7.2. Çalışma Amaçları 77
7.3. Devrilme Önleyici Komponentler/ Araç Parametreleri 77
7.4. Sistem Modelleme 80
7.5. Sistem Modelinin Uygulanması 84
7.5.1. Sürücü ve Manevralar 84
7.5.2. Simülasyonlar 86
7.6. Analiz ve Kontroller 87
7.6.1. Kontrolcü Dizaynı 87
7.6.2. TTR Endeksine Dayanan Devrilme Kestirimcisi 87
7.6.3. Devrilme Önleyici Kontrolcü 89
7.6.4. Aktüatör Kontrolcüsü 90
7.7. Sonuçlar 92

8. ÇOK SERBESTLİK DERECELİ TAŞIT MODELİ 95
8.1. Yedi Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli 95
8.2. Dokuz Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli 99
8.3. Taşıtın Kritik Frekansları ve Rezonansın Titreşime Etkisi 103

9. PID KONTROL YÖNTEMİ 105
9.1. Giriş 105
9.2. PID Kontrolcü 106
9.2.1. PID kontrolcünün ayarı 107

10. SONUÇLAR VE TARTIŞMA 110

KAYNAKLAR 113

EKLER 114

ÖZGEÇMİŞ **138**

KISALTMALAR

SUV/UV	: Sport Utility Vehicle (Arazi aracı)
NHTSA	: National Highhway Traffic Safety Administration (Ulusal Otoyol Trafik Güvenliği İdaresi)
SSF	: Static Stability Factor (Statik stabilite faktörü)
CG	: Centre of Gravity (Ağırlık merkezi)
DOF	: Degree of freedom (Serbestlik derecesi)
TWR	: Track width ratio (İz genişliği oranı)
RCs	: Sprung mass roll centre (Asılı kütle devrilme merkezi)
LTR	: Load-Transfer Ratio (Yük transfer oranı)
TTR	: Tilt- Tilt-Table Ratio
SPR	: Side Pull Ratio
RPM	: Rollover Prevention Metric
RC	: Roll center (devrilme merkezi)
CSV	: Critical sliding velocity (kritik kayma hızı)
ABS	: Anti-lock brake system

TABLO LİSTESİ

		Sayfa No
Tablo 4.1	Çeşitli süspansiyon sistemlerinin performans potansiyelleri….....	36
Tablo 7.1	Araç parametreleri ……...	80
Tablo 9.1	Titreşim yöntemine göre kontrolcü ayar değerleri ……..	110

TABLO LİSTESİ

		Sayfa No
Tablo 4.1	Çeşitli süspansiyon sistemlerinin performans potansiyelleri….....	36
Tablo 7.1	Araç parametreleri ……...	80
Tablo 9.1	Titreşim yöntemine göre kontrolcü ayar değerleri ……..	110

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1 : Viraj dönmekte olan arabanın arkadan görünüşü ...……. 1

Şekil 1.2 : Eğimli virajı dönen araba. Devrilme sınırında……..... 4

Şekil 1.3 : Sağ yana doğru kayan arabanın arkadan görünümü..... 7

Şekil 1.4 : Binek araçları ve SUV'lerin devrilme oranları 10

Şekil 2.1 : Dört kollu süspansiyon mekanizması (aracın ön kısmı için)…… 12

Şekil 3.1: Dört kollu mekanizmaya yay ve damper eklenmesi..... 21

Şekil 3.2 : İkinci kolun açısal yerdeğiştirmesi …… 21

Şekil 3.3 : İkinci kolun açısal hızı..... 22

Şekil 3.4: Dördüncü kolun açısal yerdeğiştirmesi…….. 22

Şekil 3.5 : Dördüncü kolun açısal hızı……..... 23

Şekil 3.6 : Gövdenin ikinci kola uyguladığı kuvvetin x bileşeni……..... 23

Şekil 3.7 : Gövdenin ikinci kola uyguladığı kuvvetin y bileşeni..... 24

Şekil 3.8 : Üçüncü kolun dördüncü kola uyguladığı kuvvetin x bileşeni..... 24

Şekil 3.9 : Üçüncü kolun dördüncü kola uyguladığı kuvvetin y bileşeni……. 25

Şekil 3.10 : Birinci kolun dördüncü kola uyguladığı kuvvetin x bileşeni…….. 25

Şekil 3.11 : Birinci kolun dördüncü kola uyguladığı kuvvetin y bileşeni…….. 26

Şekil 3.12 : Kamber açısı…… 26

Şekil 3.13 : Tekerlek kapanıklığı, üstten görünüş…….. 27

Şekil 3.14 : Kamber açısı, önden görünüş……..... 28

Şekil 3.15 : Kamber ve direksiyon açılarının hesaplanması……... 28

Şekil 3.16 : Aracın orijinal düşey konumu ile tümseğe çarpma sonu konumu.. 29

Şekil 3.17 : Kamber açısı düşeydeki katedilen mesafe ilişkisi…….. 29

Şekil 3.18 : Double wishbone süspansiyonu için ani dönme ve devrilme merkezi konumları…… 30

Şekil 3.19 : YZ düzlemi tekerlek merkezindeki anlık dönme merkezi konstrüksiyon noktalarının konumu..……..... 30

Şekil 4.1 : İki serbestlik dereceli pasif süspansiyon modeli…….. 36

Sayfa No

Şekil 4.2 : Yol rastgele profilliyken, değişik C_s ve K_t'lere göre lastiğin cevabı. 38

Şekil 4.3 : Yol rastgele profilliyken, değişik C_s ve K_t'lere göre süspansiyonun cevabı……..……. 38

Şekil 4.4 : Yol rastgele profilliyken, değişik C_s ve K_t'lere göre aracın cevabı.. 39

Şekil 4.5 : Yol basamak giriş durumundayken değişik C_s ve K_t'lere göre lastiğin cevabı……..……. 39

Şekil 4.6 : Yol basamak giriş durumunda değişik C_s ve K_t'lere göre süspansiyonun cevabı…...…… 40

Şekil 4.7 : Yol basamak giriş durumunda değişik C_s ve K_t'lere göre aracın cevabı……..…….. 40

Şekil 4.8 : İki serbestlik dereceli aktif süspansiyon modeli…….. 41

Şekil 4.9 : Aktif süspansiyon sisteminin yerleşimi……... 42

Şekil 4.10 : Aktif sistemin şeması…….. 43

Şekil 4.11: Aktif ve pasif süspansiyon defleksiyonu ve U aktüatör kuvveti…. 44

Şekil 4.12 : Aktif ve pasif süspansiyon için araç yerdeğiştirmesi ve U aktüatör kuvveti……...…… 44

Şekil 4.13 : Aktif ve pasif süspansiyon için lastik yerdeğiştirmesi ve U aktüatör kuvveti……. 45

Şekil 4.14 : Filtreli aktif ve pasif süspansiyonu defleksiyonu ve U aktüatör kuvveti……..……. 45

Şekil 4.15 : Filtreli aktif ve pasif süspansiyon için araç yerdeğiştirmesi ve U aktüatör kuvveti…….…….. 46

Şekil 4.16 : Filtreli aktif ve pasif süspansiyon için lastik yerdeğiştirmesi ve U aktüatör kuvveti…….…….. 46

Şekil 4.17 : Basamak girişli yol pürüzlülüğünde aktif ve pasif süspansiyon için süspansiyon defleksiyonu ve U aktüatör kuvveti…….…… 47

Şekil 4.18 : Basamak girişli yol pürüzlülüğünde aktif ve pasif süspansiyon için araç yerdeğiştirmesi ve U aktüatör kuvveti…….. 48

Şekil 4.19 : Basamak girişli yol pürüzlülüğünde aktif ve pasif süspansiyon için lastik yerdeğiştirmesi ve U aktüatör kuvveti……. 48

Şekil 5.1 : Eğimli yoldaki araca etki eden kuvvetler…… 49

Şekil 5.2 : Her aksın aracın yalpa ekseni etrafındaki hareketi…….. 53

Şekil 5.3: Rijit Taşıt Modeli……. 54

Sayfa No

Şekil 5.4 : Süspansiyon ve lastikli araç modeli……. 58
Şekil 5.5 : Çok akslı araç süspansiyon kümesinin devrilme momenti diyagramı……. 59
Şekil 5.6 : Yanal yerdeğiştirme momentine eğimli yolun etkisi……..... 59
Şekil 5.7 : Çok akslı aracın çok süspansiyonlu yalpa momenti diyagramı ….. 66
Şekil 5.8 : Tahmin edilen statik devrilme eşiğine karşı devrilme olayı görülmesi……. 70
Şekil 6.1 : Araç Modeli…….. 71
Şekil 6.2 : Aracın izlediği yol..... 72
Şekil 6.3 : Aracın savrulma hızı..... 73
Şekil 6.4 : Aracın savrulma açısı…… 73
Şekil 6.5 : Aracın yalpa açısı..... 74
Şekil 6.6 : Yalpa modeli……. 74
Şekil 6.7 : PID kontrollü aracın yalpa açısı…… 76
Şekil 6.8 : PID kontrollü ve kontrolcüsuz aracın yalpa açısı kıyaslaması…….. 76
Şekil 7.1: Aktif devrilme çubuklu taşıt devrilme sisteminin arka görünümü…. 79
Şekil 7.2: Hidrolik Diyagramı……. 84
Şekil 7.3: Hidrolik Makara Valf Blok Diyagramı…….. 85
Şekil 7.4: İki Metre Double Lane Change Manevrası [zamana karşı (t) arzu edilen yanal yerdeğiştirme (m)]……..…….. 86
Şekil 7.5: NHSTA J-turn manevrası [Zamana karşı (s) direksiyon açısı (derece)] ……..…..... 87
Şekil 7.6: NHSTA Fishhook-1a manevrası [Zamana karşı (s) direksiyon açısı (derece)]……. 87
Şekil 7.7: TTR Analizi…… 91
Şekil 7.8: Yalpa Kontrolcü……. 92
Şekil 7.9: Hidroliğin ve makara valf dinamiğinin Root Locus analizi……. 93
Şekil 7.10: K_p = 0.5 iken basamak cevabı……... 93
Şekil 7.11: Double Lane Change…… 95
Şekil 7.12: J-turn testi sonuçları…… 95
Şekil 7.13: Fishhook testinin sonuçları……. 96
Şekil 8.1 : Yedi serbestlik dereceli sistem……... 97
Şekil 8.2 : Yedi serbestlik dereceli aracın merkezkaç etkisi altında titreşim cevapları…… 100

Sayfa No

Şekil 8.3 : Yedi serbestlik dereceli aracın merkezkaç etkisi altında frekans cevapları…… 100
Şekil 8.4: Dokuz serbestlik dereceli sistem……. 101
Şekil 8.5 : Üç akslı aracın titreşim cevapları……... 104
Şekil 8.6 : Üç akslı rijid aracın titreşim cevapları……... 104
Şekil 8.7 : Üç akslı rijit aracın merkezkaç etkisi altında titreşim cevapları… 105
Şekil 9.1 : Yedi serbestlik dereceli aracın merkezkaç etkisi altında PID kontrol cevabı……... 111
Şekil 9.2 : Yedi serbestlik dereceli aracın merkezkaç etkisi altında PID kontrollü ve kontrolsüz frekans cevabı…… 111
Şekil A: Çift İzli Araç Modeli……. 116
Şekil A.1: Araç durum modelinden kayma açıları hesabı……... 117
Şekil A.2: Doğrusal tekerlek modeli……... 117
Şekil A.3: Kuvvetlerden durum değişkeni hesabı……... 118
Şekil A.4: Küresel koordinatlara dönüştürme……. 119
Şekil B : Tasarım Algoritmasının Akış Diyagramı……. 120
Şekil C : Simulink Modeli…… 121
Şekil C.1.a: Double Lane Change…… 122
Şekil C.1.b: J-Turn ve Fish-Hook…… 122
Şekil C.1.c: Sürücü Modeli…….. 123
Şekil C.1.d: MacAdam Sürücü Modeli..... 123
Şekil C.2.a: Nonlineer Lastik Modeli……... 124
Şekil C.2.b: Ön ve Arka Lastik Modelleri…… 125
Şekil C.2.c: Savrulma Yalpa Modeli..... 125
Şekil C.2.d: Nonlineer Yol İzleme Modeli…….. 126
Şekil C.3.a: Hidrolik Aktüatör ve Kontrolör……. 126
Şekil C.3.b: Kontrolör 1…… 127
Şekil C.3.c: Valf Kontrolü……. 127
Şekil C.3.d: Hidrolik……. 128
Şekil C.3.e: Yalpa Önleyici Kontrolör…….. 128

Sayfa No

Şekil C.3.f: Devrilme Kestirimcisi…… 129

Şekil D: Yedi serbestlik dereceli araç modeli……... 130
Şekil D.1: Yedi serbestlik dereceli araç modelinin kontrolü……..... 131

Şekil E.1.a: İkinci kolun açısal yerdeğiştirmesi……..... 132
Şekil E.1.b: Üçüncü kolun açısal yerdeğiştirmesi……. 132
Şekil E.1.c: Dördüncü kolun açısal yerdeğiştirmesi……. 132
Şekil E.1.d: r5'in konum değişimi…… 132
Şekil E.2.a: İkinci kolun açısal hızı…….. 133
Şekil E.2.b: Üçüncü kolun açısal hızı…….. 133
Şekil E.2.c: Dördüncü kolun açısal hızı……... 133
Şekil E.2.d: r5'in hız değişimi…….. 133
Şekil E.3.a: İkinci kolun açısal ivmesi…….. 134
Şekil E.3.b: Üçüncü kolun açısal ivmesi…….. 134
Şekil E.3.c: Dördüncü kolun açısal ivmesi……... 134
Şekil E.3.d: r5'in ivme değişimi…… 134
Şekil F.1.a: F_{12x}'in yola bağlı değişimi……. 135
Şekil F.1.b: F_{12y}'in yola bağlı değişimi……. 135
Şekil F.1.c: F_{32x}'in yola bağlı değişimi……. 135
Şekil F.1.d: F_{32y}'in yola bağlı değişimi……. 135
Şekil F.1.e: F_{23y}'in yola bağlı değişimi……. 136
Şekil F.1.f: F_{43x}'in yola bağlı değişimi…….. 136
Şekil F.1.g: F'nin yola bağlı değişimi……..... 136
Şekil F.1.h: F_{23x}'in yola bağlı değişimi……... 136
Şekil F.1.i: F_{43y}'nin yola bağlı değişimi…….. 137
Şekil F.1.j: F_{14y}'nin yola bağlı değişimi……..... 137
Şekil F.1.k: F_{34x}'in yola bağlı değişimi……... 137
Şekil F.1.l: F_{12x}'in yola bağlı değişimi……..... 137
Şekil F.1.m: F_{14x}'in yola bağlı değişimi……..... 138
Şekil F.1.n: F_{cx}'in yola bağlı değişimi……... 138
Şekil F.1.p: F_{cy}'nin yola bağlı değişimi…….. 138
Şekil F.1.r: F_{kx}'nin yola bağlı değişimi ……. 138
Şekil F.1.s: F_{ky}'nin yola bağlı değişimi…….. 139
Şekil F.2 : M_z'nin yola bağlı değişimi……..... 139

SEMBOL LİSTESİ

m : Aracın kütlesi
g : Yerçekimi ivmesi
f : Dıştaki lastiklere etkiyen sürtünme kuvveti
N : Dıştaki lastiklere etkiyen normal kuvvet
G : Aracın ağırlık merkezi
t : Aracın iz genişliği
h : Ağırlık merkezinin yoldan yüksekliği
r : Viraj yarıçapı
ϕ : Yolun eğimi
v : Aracın hızı
f_k : Sürtünme kuvveti
$f_{s,max}$: Maksimum statik sürtünme kuvveti
μ_k : Sürtünme katsayısı
δ : Direksiyon açısı
γ : Kamber açısı
m_2,m_3,m_4 : Dört kollu mekanizmadaki kolların kütleleri
r_1,r_2,r_3,r_4 : Kolların uzunlukları
θ_2, θ_3, θ_4 : Kolların açısal yer değiştirmeleri
α_2, α_3, α_4 : Kolların açısal ivmeleri
I_{G2},I_{G3},I_{G4} : Kolların atalet momentleri
A_{G2},A_{G3},A_{G4} : Kolların ivmeleri
ΣF_x,ΣF_y : x ve y yönündeki kuvvetlerin toplamı
ΣM_z : Toplam moment
Jac : Jakobi matrisi
k : Yay sertlik katsayısı
c : Yay sönüm katsayısı
m_c : Asılı kütle
m_w : Asılı olmayan kütle
K_s : Süspansiyon yay sertliği katsayısı
K_t : Lastiğin yay sertliği katsayısı
Z_c : Aracın (asılı kütlenin) yer değiştirmesi
Z_w : Aracın lastiğinin (asılı olmayan kütlenin) yer değiştirmesi
Z_r : Yol yer değiştirmesi (yol pürüzlülüğü)
U : Aktif eleman
ϕ : Yalpa açısı
W : Araç ağırlığı
K_ϕ : Aksın toplam yalpa sertliği
F_{zfR},F_{zfL} : Ön lastiklerdeki normal yük
F_{zrR},F_{zrL} : Arka lastiklerdeki normal yük
h : Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği
A_y : Yanal ivme
2T : Lastik iz genişliği

ϕ_T : Tekerleğin yerden kesilme açısı
E_i : Aracın ilk kinetik enerjisi
E_r : Aracın engele takıldıktan sonraki dönme enerjisi
$V_{critical}$: Kararsız haldeki aracın potansiyel enerjisi
$E_{rollingKE}$: Aracın anlık devrilme kinetik enerjisi
a : Ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı
b : Ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı
V : Yanal hız
U : Boylamsal hız
r : savrulma hızı
$C_{\alpha f}$: Ön tekerleklerin dönme sertliği
$C_{\alpha r}$: Arka tekerleklerin dönme sertliği
$\delta_{f,r}$: Ön/arka direksiyon açısı
$\alpha_{f,r}$: Tekerlek ön/arka kayma açısı
$F_{lat,f,right}$: Sağ ön yanal tekerlek kuvveti
$F_{lat,f,left}$: Sol ön yanal tekerlek kuvveti
$F_{lat,r,right}$: Sağ arka yanal tekerlek kuvveti
$F_{lat,r,left}$: Sol arka yanal tekerlek kuvveti
m_b : aracın asılı kütlesi
e : asılı kütle merkezinin yalpa (roll) merkezine uzaklığı
J_x : yalpa atalet momenti
φ' : yalpa hızı
φ'' : yalpa ivmesi
ψ : savrulma açısı
K_φ : yalpa sertliği
C_φ : yalpa sönümü
$M_{roll-bar}$: devrilme çubuğunca üretilen moment
δ_f : Komutlu direksiyon açısı
$\Psi - \Psi_d$: Araç sapma açısı hatası
r_d : Yol virajı
J_2 : Kafa vurma hareketindeki atalet momenti
J_3 : Yalpalama hareketindeki atalet momenti
$k_{1,2,3,4}$: Süspansiyon sisteminin yay katsayıları
$k_{5,6,7,8}$: Tekerleklerin yay katsayıları
K_i : İntegral kontrol katsayısı
K_d : Türev kontrol kaysayısı
K_p : Orantı kontrol katsayısı
l : Tekerlek açıklığı

$\mathbf{m_1}$ **:** Taşıt gövdesinin ağırlığı
$\mathbf{m_{4,5,6,7,8,9}}$ **:** Aksların ağırlığı
R **:** Viraj yarıçapı

DEVRİLME DİNAMİĞİ KARARLILIĞI VE KONTROLÜ

ÖZET

Taşıt sürüşü ve seyri açısından daha iyi performans elde etmenin bir yolu da taşıtın yalpa (devrilme), savrulma ve kafa vurma dinamiklerini kontrol altında tutmaktır.

Bu yüksek lisans tezinde devrilme dinamiği kararlılığı ve bunun belli yalpa açısı içinde kalacak şekilde kontrolü ele alınmıştır. Bunu incelerken taşıt sistemi süspansiyon mekanizması, devrilme kontrolü olarak irdelenmiştir.

Süspansiyon mekanizması için dört kollu mekanizma seçilmiş, kinematik ve dinamik yönden incelenmiştir.

Devrilme önleyici sistem hidrolik aktüatörün kontrolüyle sağlanmıştır. Simülasyonlar için, giriş olarak devrilme çubuğu aktüatörü kullanarak modifiye edilmiş bir yalpa/devrilme araç modeli ile başlanmıştır. Sistem modellemede diğer önemli noktalar Magic Tire formülü ve yol takip etme için MacAdam sürüş modelinden oluşmaktadır.

Tasarımı geçerli kılmak için (validasyon) üç aşamalı bir yol izlenmiştir. İlk olarak, aracı devrilme çubuğu olmadan simüle edilmiş ve daha sonra pasif devrilme önleyici sistemle cevabı test edilmiştir. Son aşama, aracı aktif devrilme çubuğu ile test etmekti. Devrilme önleyici sistemimi test etmek için üç tane dönme manevrası seçilmiştir: Double Lane Change, Fishhook ve J-turn.

Devrilme eşiği TTR indeksi olarak belirlenmiş. Burada TTR aktif devrilme çubuklu araçta hidrolik aktüatörün ne zaman aktive olması gerektiğine karar verir.

Ayrıca bir binek aracı ve bir kamyon için yedi ve dokuz serbestlik dereceli araçların yol fonksiyonuna verdikleri titreşim genliği ve frekans cevapları modellenmiş ve PID kontrol kullanılarak titreşim genlikleri ve yalpa açısı vs. azaldığı gözlemlenmiştir.

ROLL STABILITY AND ITS CONTROL

SUMMARY

Controlling roll, yaw and pitch dynamics is one of the ways to achieve high performance in vehicle ride and handling.

In this study; roll stability and its control, that allows vehicle to stay within a certain limit of a roll angle, have been researched. In order to investigate these features, the vehicle system has been studied as suspension mechanism and roll control.

Fourbar mechanism has been chosen for suspension mechanism and the kinematic and dynamic aspects have been researched.

The rollover prevention system has been provided by a hydraulic actuator. For the simulations, it has been started with a modified Yaw/Roll Vehicle Model, using a roll bar actuator as the input. Other system modeling highlights include the Magic Tire Formula, and the MacAdam Driver Model for road following, and a Time-To-Roll-Over.

It has been followed a three step process for design validation. It has been first simulated the vehicle without a roll bar, and then tested the response with a passive roll over prevention system. The last step was to test the vehicle with active roll bar. It has been selected three turning maneuvers to test the rollover prevention system: the Double Lane Change, Fishhook, and J-turn.

Roll threshold has been tried to identify as TTR index. TTR (Time-To-Roll-Over) determines when the hydraulic actuator should be activated in the vehicle with active roll bar.

Furthermore, to study a car and a truck dynamics; vibration, frequency responses to road input, seven and nine degrees of freedom have been modelled. Vibration amplitudes and roll angle have been optimized with PID control.

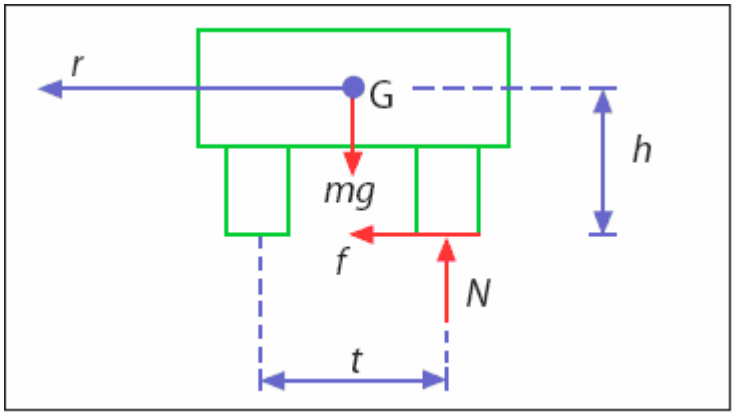
1 GİRİŞ

1.1 Devrilme

Devrilme "aracın boylamsal eksen etrafında yere temas eden gövdenin 90° ya da daha fazla döndüren herhangi bir manevra" olarak tanımlanır. [2]

Son yıllarda, PBS programı, spor nitelikli araçların(SUV) gelişme tarihini incelemiştir ve araba üreticilerine devrilme eğilimi az olan bu araçların tasarlanması için itici bir güç vermiştir. SUV devrilmelerinin tehlikeleri 2000 yılı güzünde, Ford-Firestone skandalı, Kongre'nin Ford Explorer'larda kullanılan Firestone lastiklerinin hatalı olması ile bağlantılı olarak bir dizi duyum almaları sonucu ölümler ve yaralanmalara odaklanmasına yol açmıştır. Bunun yanında, aynı 10 yıllık zaman dilimi içinde Ford-Firestone devrilme kazaları 300 kişinin ölümüyle sonuçlanmıştır, 12000 kişi ise tekerlek hatasına bağlı olmayan SUV devrilmelerinde hayatlarını kaybetmiştir.[1]

Bu konu daha sonraları medyanın önüne, Ulusal Yol Trafik Güvenlik Yönetimi'nin (NHTSA) 'yeni beş-yıldız devrilme oranı sistemi'(hem de "Devrilme Direnç Oranı" olarak adlandırılan) getirilecek. Bu sistem bir aracın Statik Stabilite Faktörünün (SSF) temelini oluşturmaktadır.



Şekil 1.1: Viraj dönmekte olan arabanın arkadan görünüşü. Devrilmeye yakın.

Burada, SSF mümkün olan en büyük hızla virajı dönme ile bağlantılıdır.SSF, aynı zamanda lastiklerle kuru beton kaldırım arasındaki maksimum statik sürtünme katsayısına da bağlıdır. Neticede, SSF küçük farkların taşıt karakteristiklerinde küçük değişimlere neden olduğu ve düz olmayan bir değişkendir. SSF'nin kritik bir değeri vardır. Şöyle ki: SSF'in kritik bir değeri vardır, kritik seviyeden düşük olan taşıtlar kararsızdır ve devrilme eğilimi fazladır, büyük SSF değerine sahip olanlar ise köşe dönerken spin atabilirler. Spor nitelikli araçları tam kapasite dolu iken (resmedilmiş) ağırlık merkezi yükselir ve bu da SSF'de ciddi bir düşüşe yol açar. Öyle ki kritik değerin bile altına düşebilir.

Temel fizik kurallarının uygulaması SSF'nin teorisini aydınlatmaktadır.

1.2 Statik Stabilite Faktörünün (SSF) Geliştirilmesi

İki tip devrilme vardır: engele bağlı ve engele bağımsız. Engele bağlı devrilme, aracın tekerleri çukur ya da çakıl gibi tümsek engellere çarptığı zaman oluşur. Bu bölümde, engele bağımsız devrilme için şartlar geliştirmek istenmektedir.

Engelsiz devrilme, yalnızca tekerlerin dışına etkiyen sürtünme kuvvetleri sonucunda oluştuğu için "sürtünme devrilmesi" de denmektedir.

Şekil 1.1 yatay viraj yörüngesinde giden bir arabanın diyagramıdır. Arabada lastik ve süspansiyon deformasyonları ne kadar çok olursa olsun bunların olmadığını dikkate alacağız. Bunun etkilerini işin içine katmak ikinci etap olacak. Aracın arkadan görünümü, viraja girerken kağıt ortamına doğrudur ve sola döner. Arabanın devrilme noktasına yakın olduğunu varsayarız, örneğin *devrilme yakın*. Bu yüzden iç kısımdaki tekerler yerden kesilmeye yakındır ve bu tekerlekler üzerindeki kuvvet sıfırdır.

Şekil 1.1'de, m = aracın kütlesi,
g = yerçekimi ivmesi,
f = dıştaki lastiklere etkiyen toplam sürtünme kuvveti
(maksimum sürtünme kuvveti olmayabilir),
N = dıştaki lastiklere etkiyen toplam normal kuvvet,
G aracın ağırlık merkezi,

t = iz genişliği ve

h = G'nin yoldan yüksekliği.Radyal yönde r Newton'un ikinci yasasını uygulayarak aşağıdaki ifadeyi verir.

$$f = \frac{m.v^2}{r} \tag{1.1}$$

Düşey yönde Newton'un ikinci kanunu aşağıdaki ifadeyi verir.

$$N = m.g \tag{1.2}$$

G etrafında momentlerin toplamını almak denklem (1.3)'ü verir.

$$N.\left(\frac{t}{2}\right) - f.h = 0 \tag{1.3}$$

Denklem (1.1)'den f ve denklem (1.2)'den N denklem (1.3)'te yerine konulursa "devrilme şartını"

$$\frac{t}{2.h} = \frac{v^2}{r.g} \tag{1.4}$$

olarak verir.

t/2h terimi Statik Stabilite Faktörü (SSF) olarak adlandırılır. Denklem (1.4)'ün sağ yanındaki terimin taşıtın hareketi ile saptanmaktayken, bu terime taşıt geometrisi tarafından karar verilir.

SSF anlayışını geliştirmek için, yolcu vanı için tipik değerler t = 1.7 m ve h = 0.8 m. Bunlar SSF olarak 1.06 değerini verir. Eğer sürücü 10 m yarıçaplı bir virajı dönmek

istiyorsa, denklem (1.4) v hızını 10.2 m/s olarak verir, o durumda devrilme olma olasılığı çoktur.

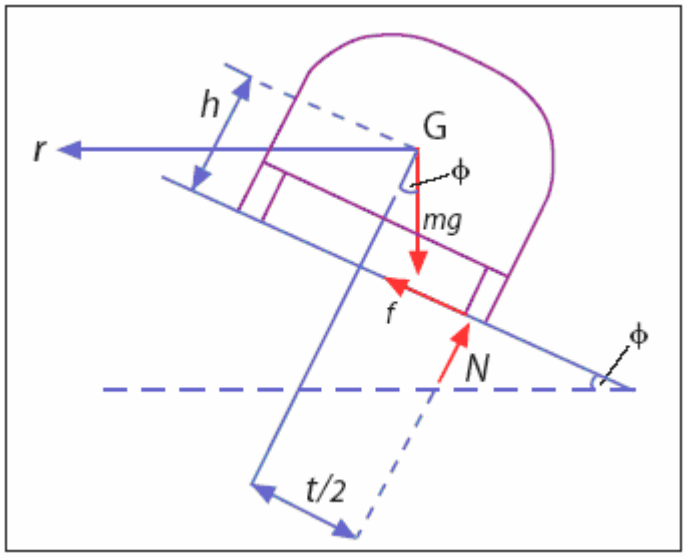
Şimdi iz genişliğini t = 1.8 m'ye çıkaralım. Şu halde bu viraj için aracın v = 10.5 m/s civarında devrileceğini görürüz. Böylece iz genişliği *t* arttığında, taşıt daha kararlı olur.

Benzer şekilde, taşıtın ağırlık merkezinin yerden yüksekliği düştükçe, daha kararlı hale gelir.

Bu tamamen sezgilerimizle örtüşür: İz genişliği *t* yükseldiğinde ya da ağırlık merkezinin yerden yüksekliği *h* azaldığında, arabanın kararlılığı tamamen artar. Böylelikle bu SSF'nin büyük değerlerini takip eder ki bu da taşıtın daha kararlı olduğu anlamına gelir.

1.3 Eğimli Yoldaki Araç

Şimdi de eğimli bir köşeden geçen bir arabaya karşılık gelen denklemleri geliştirmek istiyoruz. Yine, devrilmenin sınır şartını irdeliyoruz. Arabanın dik koninin dış yüzeyinde olduğunu ve koni çevresinde yatay çember betimleyen bir hareket yaptığını hayal edelim. Kağıt düzlemi, konin tepesinden geçen düşey düzlemdir. Şekil 1.2'de aracın arkadan görünümü verilmiştir.



Şekil 1.2: Eğimli virajı dönen araba.Devrilme sınırında.

Newton'un ikinci yasasını radyal yönde *r* uygulayarak

$$f.\cos(\phi) - N.\sin(\phi) = \frac{m.v^2}{r} \tag{1.5}$$

Newton'un ikinci yasasını düşey g yönünde uygulayarak

$$N.\cos(\phi) + f.\sin(\phi) - m.g = 0 \tag{1.6}$$

G etrafındaki momentlerin toplamını alarak

$$N.\left(\frac{t}{2}\right) - f.h = 0 \quad \text{ya da} \quad f = N.\left(\frac{t}{2.h}\right) \tag{1.7}$$

$$N = \frac{m.v^2}{r}.\frac{1}{\left[\frac{t}{2.h}.\cos(\phi) - \sin(\phi)\right]} \tag{1.8}$$

Denklem (1.7)'deki f'yi denklem (1.6)'da yerine koyup N'yi çekersek

$$N = \frac{m.g}{\left[\frac{t}{2.h}.\sin(\phi) + \cos(\phi)\right]} \tag{1.9}$$

Denklem (1.8) ve denklem (1.9)'un sağ taraflarını eşitlemek

$$\frac{\frac{t}{2.h} - \tan(\phi)}{\frac{t}{2.h}.\tan(\phi) + 1} = \frac{v^2}{r.g} \tag{1.10}$$

verir.

Bu ilginç bir denklemdir çünkü eğimin devrilme üzerindeki dramatik etkilerini gösterir. Bu araç için yoldan dik bir bayıra dönmesi halinde kritikleşir. Eğer sürücü çok hızlı bir şekilde toplamak isterse, devrilmenin meydana gelmesi kolaylaşır. SSF değeri $t/(2h)$ = 0.9, r = 10 m, and $\phi = 5°$ olan bir taşıt için denklem (1.10) devrilme sınırı hızını 8.59 m/s olarak vermektedir. Bu sıfır eğim değerinin 9.39 m/s'ye tekabül etmesiyle tezatlık gösterebilir.

Denklem (1.10)'u Gillespie'nin 311.sayfasındaki denklem (9-4) ile karşılaştırmak hatalı olarak göründüğünden ilginç olur.

Gillespie'nin denklemi $t/(2h) = 0.9$, r = 10 m, and $\phi = 5°$ için denklem (1.10)'daki 8.59 m/s yerine 9.84 m/s sonucunu verir. Bu Gillespie tarafından küçük açı yaklaşımıyla hesaba alınmayan %14.5'luk bir fark gösterir.

Denklem (1.10)'un geçerliliği aşağıdaki gözlemlerle kısmi olarak doğrulanabilir. $\phi = 0$ olduğunda, denklem (1.10) denklem (1.4)'e indirgenir. Denklem (1.10) v = 0'da çok ilginç bir sonuca indirgenir :

$$\tan(\phi) = \frac{t}{2.h} \tag{1.11}$$

Bu yana doğru kaymanın engellendiği yokuşta yanlamasına park etmiş araç için devrilme koşulunu verir.

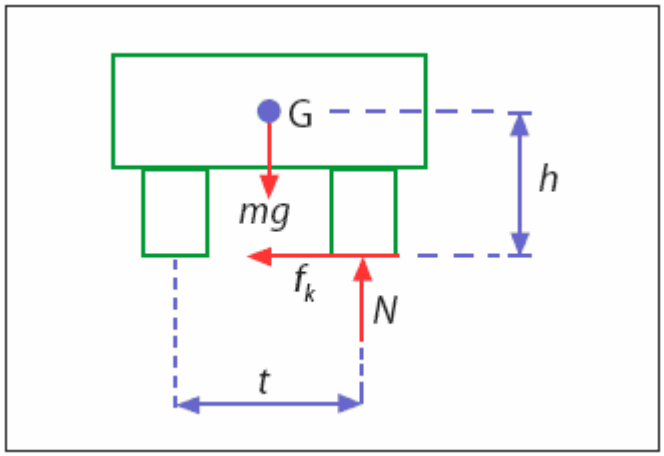
O da bize SSF'yi ölçmek için pratikte gerçek hayatta kullanılan bir yöntem sunar. Bu metod "yatık masa testi" ya da "tekerlekli kriko devrilme testi" olarak adlandırılır. Taşıt eğimli tekerlekli kriko üzerine yanlamasına park edilir ve aşağıya yakın tekerleklerin kayması önlenir.

Taşıtın devrilme sınırına kadar eğim açısı yükseltilir. Sonra SSF denklem(1.11)'den hesaplanabilir.

Taşıtın ağırlık merkezinin direkt olarak aşağı taraftaki tekerlekler ve yokuşun temas noktası üzerinde olmasına yol açan açıyı hesaba katarak denklem (1.11) bağımsız olarak (daha kolayca) türetilebilir.

1.4 Sürtünme Etkisi

Şimdi yol yüzeyi ve lastikler arasındaki sürtünmeyle SSF'in nasıl bir ilgisi olduğunu ortaya çıkarmak istiyoruz. Yukarıda, aracı çember etrafında yeterli sürtünme kuvveti olduğunu varsaydık.Ancak biliyoruz ki statik durumda bu sürtünme fs,max'ı ve kayma halinde fk'yı aşamaz. Bu bahiste fs,max= fk olduğunu farzedeceğiz.



Şekil 1.3: Sağ yana doğru kayan arabanın arkadan görünümü. Devrilme sınırında.

Arabanın yan yan kaydığını düşünelim. Şekil 1.3 sağa doğru yan yan kayan aracı göstermektedir.

Yine burada aracın görünüşü arkadandır. Sürtünme kuvveti fk'nın devrilme sınırında olduğunu varsayıyoruz.

G noktasına göre momentlerin toplamını alarak

$$N.\left(\frac{t}{2}\right) - f_k.h = 0 \qquad (1.12)$$

Sürtünme denklemi

$$f_k = \mu_k . N \tag{1.13}$$

Denklem (13)'teki *f*k'yı denklem (12)'de yerine koyarak

$$\frac{t}{2.h} = \mu_k \tag{1.14}$$

Böylece, yanlamasına kayma için, devrilme şartı denklem (1.14) ile verilmiştir.

Eğer SSF > μk ise, o zaman taşıt devrilme yerine yan yan kayar. SSF < μk ise, taşıt devrilir ve yanlamasına kaymaz.

Kolayca görebiliriz ki μk değeri ne kadar büyürse araç da devrilmeye o kadar yatkın olur. Düşük SSF'li ağır bir vasıta buzlu yolda spin atar ama kuruyolda kolayca devrilir.

Yukarıdaki her iki analiz setinden sonuç:

* Eğer SSF < μk olan bir araç artan hızda sabit yarıçaplı yatay viraj dönüyorsa, nihayetinde bu araç yanlamasına kaymadan daha çok devrilmeye haizdir.

1.5 Süspansiyon ve Lastik Etkileri

Yukarıdaki analizler arabayı rijit cisim olarak ele almaktadır. Eğer süspansiyon etkisini katarsak, köşe dönme sırasında aracın ağırlık merkezi virajın dışına doğru yer değiştirir.

Bu etkili bir şekilde denklem (1.3)'teki *N* kuvvetinin kaldıraç kolunu, *t*/2, azaltır.

Böylece, süspansiyon etkileri göz önüne alındığında, iz genişliği *t* ve ilgili SSF değerleri indirilir.

Gillespie bu azalmanın %5 olduğunu ifade ediyor. Benzer bir mekanizma dıştaki lastiklerin yanal yön değiştirmesinden meydana gelmektedir. Bu yön değiştirme normal kuvvet *N*'nin uygulama noktasının viraj alma esnasında az miktarda yer değiştirmesine, tekrar kaldıraç kolu *t*/2'yi azaltarak sebebiyet verir. Bu etki efektik SSF'e başka bir

%5'lik azalma katkısında bulunabilir. Yukarıdaki etkilerin toplamı SSF'te %10 azalmadır.

Denklem (1.14)'ten devrilme şartı şu şekilde oluşur

$$(0.9).\frac{t}{2.h} = \mu_k \qquad (1.15)$$

ya da

$$\frac{t}{2.h} = \frac{\mu_k}{0.9} \qquad (1.15.a)$$

Takılmasız devrilmenin devrilme şartı için, temiz, kuru kaldırım en tehlikeli hali temsil etmektedir. Bu durum için μk değeri yaklaşık 0.88'dir. Bunu 0.90 ile bölmek bize aşağıdaki ifadeyi verir:

Eğer bir taşıtın SSF'si yaklaşık olarak (0.88/0.9 = 0.98) 1.0'den az ise bu taşıt viraj dönerken spin atmaya nazaran devrilme eğilimindedir.

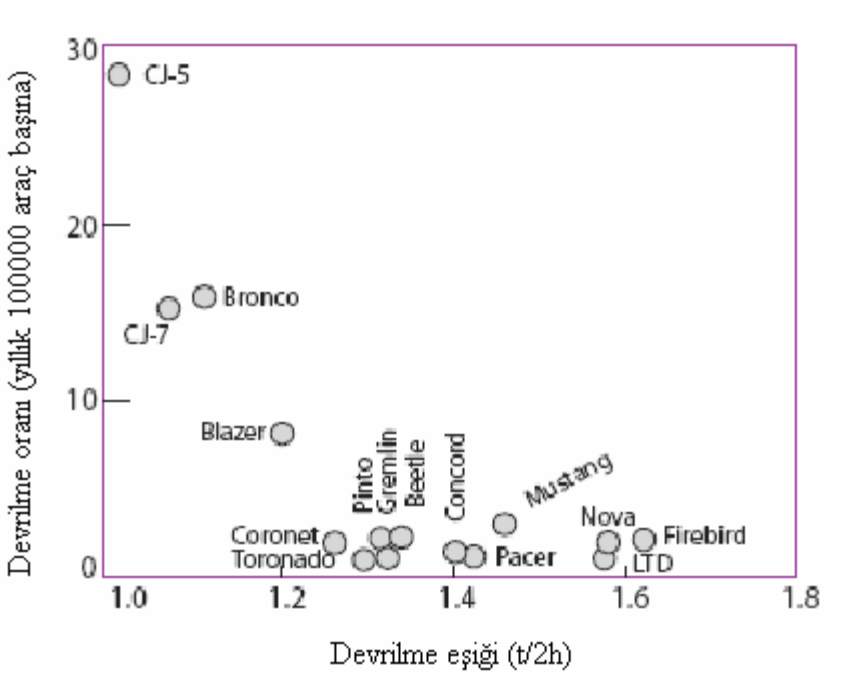
Yukarıda SSF'yi ölçmek için değindiğimiz [denklem (1.11)] pratik metod kısmen süspansiyon ve lastik deformasyon faktörlerine bağlı olarak SSF'nin azalmasını ölçer. Böylelikle, burada dinamik etkileri kısmi olarak ölçen statik test verilmiştir.

Yukardaki analiz taşıtın çukur ya da engelle karşı karşıya geldiğinde takılmalı devrilmenin etkisini hesaba katmamaktadır. Taşıtın zor bir yokuşta yoldan çıktığında ve tekrar yola girmeye teşebbüs ettiğinde de yolun eğimi göz önüne alınmaz.

Bu iki etkinin her ikisi de güvenlik için SSF'nin 1.0'den büyük olması gerektiğini belirtir. Ne kadar büyük olacağı sonraki bölümde açıklanacaktır.

1.6 Devrilme Kaza Verileri

Bir tekil araç devrilme oranları araştırması Robertson ve Kelley tarafından yürütüldü [4] Şekil 1.4, bu çalışmadan alınarak Gillespie [2] tarafından yeniden çizildi ve bu gerçekleşen kazalardaki devrilme oranının SSF'nin bir fonksiyonu olduğunu göstermektedir.(Gillespie şimdilerde "Statik Kararlılık Faktörü "olarak kabul edilen terim yerine "Devrilme Eşiği" terimini kullandı).



Şekil 1.4 : Binek araçları ve SUV'lerin devrilme oranları, 2.

Bu şeklin göze çarpan bir yönü de SSF değerleri 1.2'nin altında olan taşıtlar için SSF'deki küçük değişimlere karşı devrilme hassasiyetidir. Robertson ve Kelley'nin makalesindeki [4] kanıt düşük kararlılığa sahip araçların yoldayken yoldan ayrıldıktan sonraki duruma göre daha sık bir oranda devrildiğini göstermektedir. Bu takılmalı devrilme yüksek kararlılıklı taşıtlara nazaran düşük kararlılıklı taşıtlarda daha azdır çünkü kendilerinden daha çok yola komşu potansiyel takılmalarla karşı karşıya kalırlar.

Yukarıda gösterilmiştir ki SSF < 1.2 olan devrilmeler bu makalede engelsiz veya sürtünme tipi devrilmeler olarak ele alınmıştır. Şekil 1.4'te SSF'si 1.2'den daha küçük olan Jeep CJ-5 ve CJ-7, Ford Bronco ve Chevy Blazer şu an pazarda pek çok SUV içinde önde gelmektedir.

Halihazırda, SUV'lerin tipik SSF değerleri[2] 0.8 ile 1.2 aralığındadır. Devrilme oranının SSF ile ters ilişkili olmasını beklemek makuldür; bununla birlikte bu ilişkinin aşırı duyarlılığı dramatiktir.

Şekil 1.4'ün ikinci bir yönü de SSF değeri 1.2'den büyük olan yolcu taşıtlarının devrilme oranı SSF'ten bağımsız olarak görünmektedir. Bu yukarıdaki grafikten de görülmektedir. Gillespie[2] SSF değerleri 1.2'den büyük olanlar için devrilme oranlarını

çizmiş ve bu aralık için, artan SSF değerleri için devrilme oranlarında küçük bir düşüş olduğunu göstermiştir. SSF değerlerinin bu aralığı engelli devrilmeleri kapsamaktadır.

Bu veriler Robertson[5]'ın ABD'de yolcu kullanımı için satılan yeni araçlar için ve Jeep CJ'ler için de göz önünde tutulmuş, minimum SSF'yi 1.2 olarak önermesine önderlik etmiştir.

1.7 Son gelişmeler

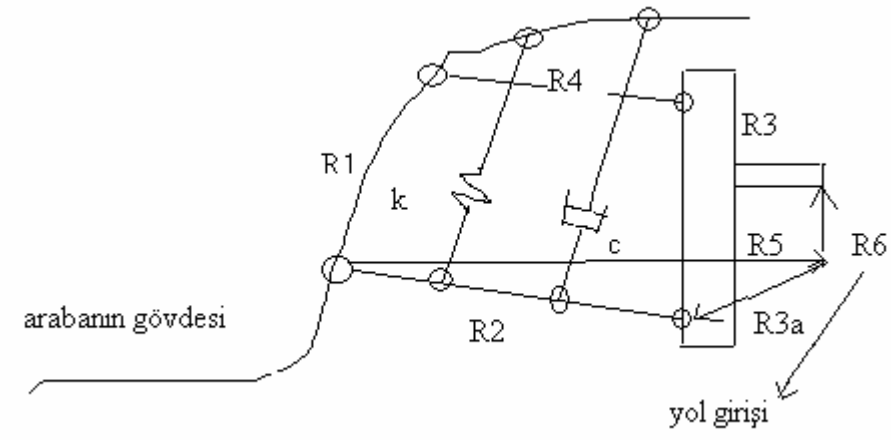
Büyük maliyetler gerektirdiğinden, çok yakın zamana kadar araba üreticileri SUV'lerin daha geniş izli olarak yeniden tasarımına kuvvetli bir şekilde direndiler. "Frontline", Ford'un Ford Explorer'ın iz genişliğini 5.08 cm artırdığını bildirmiştir. "Frontline" raporunu [1] bu yeni tasarımın güvenlik gerekçeleriyle yapılmadığını iddia eden Jacques Nasser, Ford eski CEO'su, röportajıyla bitirmiştir. Şekil 1.4'ten de anlaşıldığı gibi iz genişliğindeki küçük bir artış devrilme kazası oranını kayda değer bir ölçüde azaltmaktadır.

2 DÖRT KOLLU MEKANİZMANIN KİNEMATİK ANALİZİ

2.1 Giriş

Bu bölümde dört kollu bir süspansiyon mekanizması kinematik olarak incelenmiştir. Şekil 2.1'de verilen süspansiyon mekanizmasının, 5 cm genlikli sinüzoidal bir yol girişine (R_6 fonksiyonu) göre kinematik analizi yapılmıştır.

Ayrıca bu sisteme bir yay ve bir damper damper ilavesiyle, double wishbone süspansiyonunun davranışı modellenmek istenmiştir. Bu amaçla gerçel ve sanal kısımlar için aşağıdaki kapalı çevrimler yazılarak konum, konumun türevi alınarak hız ve onun da türevi alınarak ivme için kullanılacak eşitlikler elde edilmiştir. Matlab'de hesaplama kolaylığı açısından jakobi matrisleri oluşturulup EK E'de verilen sonuçlar elde edilmiştir. Burada R_1 arabanın şasisinin; sırasıyla R_2 ikinci kolun, R_3 üçüncü kolun (araba lastiğinin yerleştiği kol), R_4 dördüncü kolun Şekil 2.1'de görüldüğü gibi uzunluklarını göstermektedir. θ_1 araba gövdesi hareketsiz olduğundan sıfırdır; sırasıyla θ_2, θ_3 ve θ_4 ikinci, üçüncü ve dördüncü kolun açısal yerdeğiştirmeleridir.



Şekil 2.1 : Dört kollu süspansiyon mekanizması (aracın ön kısmı için)

2.2 Dört Kollu Mekanizmanın Kinematik Analizi

2.2.1 Konum Analizi

Gerçel kısım için (x);

$$r_2 * \cos(\theta_2) + r_3 * \cos(\theta_3) + r_4 * \cos(\theta_4) - r_1 * \cos(\theta_1) = 0 \quad (2.1)$$

$$r_5 * \cos(\theta_5) + r_6 * \cos(\theta_6) + r_{3a} * \cos(\theta_{3a}) - r_2 * \cos(\theta_2) = 0 \quad (2.2)$$

$$r_{2k} * \cos(\theta_2) + r_k * \cos(\theta_3) - r_{k2} * \cos(\theta_{k2}) = 0 \quad (2.3)$$

$$r_{2c} * \cos(\theta_2) + r_c * \cos(\theta_3) - r_{c2} * \cos(\theta_{c2}) = 0 \quad (2.4)$$

Sanal kısım için (y);

$$r_2 * \sin(\theta_2) + r_3 * \sin(\theta_3) + r_4 * \sin(\theta_4) - r_1 * \sin(\theta_1) = 0 \quad (2.5)$$

$$r_5 * \sin(\theta_5) + r_6 * \sin(\theta_6) + r_{3a} * \sin(\theta_{3a}) - r_2 * \sin(\theta_2) = 0 \quad (2.6)$$

$$r_{2k} * \sin(\theta_2) + r_k * \sin(\theta_3) - r_{k2} * \sin(\theta_{k2}) = 0 \quad (2.7)$$

$$r_{2c} * \sin(\theta_2) + r_c * \sin(\theta_3) - r_{c2} * \sin(\theta_{c2}) = 0 \quad (2.8)$$

2.2.2 Hız Analizi

Gerçel kısım için (x);

$$-r_2 * w_2 * \sin(\theta_2) - r_3 * w_3 * \sin(\theta_3) - r_4 * w_4 * \sin(\theta_4) = 0 \quad (2.9)$$

$$r_5' * \cos(\theta_5) + r_6' * \cos(\theta_6) - r_{3a} * w_{3a} * \sin(\theta_{3a}) + r_2 * w_2 * \sin(\theta_2) = 0 \quad (2.10)$$

$$-r_{2k} * w_2 * \sin(\theta_2) + r_k' * \cos(\theta_3) - r_{k2}' * \cos(\theta_{k2}) = 0 \quad (2.11)$$

$$-r_{2c} * w_2 * \sin(\theta_2) + r_c' * \cos(\theta_3) - r_{c2}' * \cos(\theta_{c2}) = 0 \quad (2.12)$$

Sanal kısım için (y);

$$r_2 * w_2 * \cos(\theta_2) + r_3 * w_3 * \cos(\theta_3) + r_4 * w_4 * \cos(\theta_4) = 0 \quad (2.13)$$

$$r_5' * \sin(\theta_5) + r_6' * \sin(\theta_6) + r_{3a} * w_{3a} * co\,s(\theta_{3a}) - r_2 * w_2 * \cos(\theta_2) = 0 \quad (2.14)$$

$$r_{2k} * w_2 * \cos(\theta_2) + r_k' * \sin(\theta_3) - r_{k2}' * \sin(\theta_{k2}) = 0 \quad (2.15)$$

$$r_{2c} * w_2 * \cos(\theta_2) + r_c' * \sin(\theta_3) - r_{c2}' * \sin(\theta_{c2}) = 0 \quad (2.16)$$

2.2.3 İvme Analizi

Gerçel kısım için (x);

$$-r_2 * w_2^{\,2} * \cos(\theta_2) - r_2 * \alpha_2 * \sin(\theta_2) - r_3 * w_3^{\,2} * \cos(\theta_3) - r_3 * \alpha_3 * \sin(\theta_3)... \\ ... - r_4 * w_4^{\,2} * \cos(\theta_4) - r_4 * \alpha_4 * \sin(\theta_4) = 0 \quad (2.17)$$

$$r_5'' * \cos(\theta_5) + r_6'' * \cos(\theta_6) - r_{3a} * w_{3a}^{\,2} * \cos(\theta_{3a}) - r_{3a} * \alpha_{3a} * \sin(\theta_{3a})... \\ ... + r_2 * w_2^{\,2} * \cos(\theta_2) + r_2 * \alpha_2 * \sin(\theta_2) = 0 \quad (2.18)$$

$$-r_{2k} * w_2^{\,2} * \cos(\theta_2) - r_{2k} * \alpha_2 * \sin(\theta_2) + r_k'' * \cos(\theta_3) - r_{k2}'' * \cos(\theta_{k2}) = 0 \quad (2.19)$$

$$-r_{2c} * w_2^{\,2} * \cos(\theta_2) - r_{2c} * \alpha_2 * \sin(\theta_2) + r_c'' * \cos(\theta_3) - r_{c2}'' * \cos(\theta_{c2}) = 0$$

Sanal kısım için (y);

$$-r_2 * w_2^{\,2} * \sin(\theta_2) + r_2 * \alpha_2 * \cos(\theta_2) - r_3 * w_3^{\,2} * \sin(\theta_3) + r_3 * \alpha_3 * \cos(\theta_3)... \\ ... - r_4 * w_4^{\,2} * \sin(\theta_4) + r_4 * \alpha_4 * \cos(\theta_4) = 0 \quad (2.20)$$

$$r_5'' * \sin(\theta_5) + r_6'' * \sin(\theta_6) - r_{3a} * w_{3a}^{\,2} * \sin(\theta_{3a}) + r_{3a} * \alpha_{3a} * co\,s(\theta_{3a})... \\ ... + r_2 * w_2^{\,2} * \sin(\theta_2) - r_2 * \alpha_2 * co\,s(\theta_2) = 0 \quad (2.21)$$

$$-r_{2k} * w_2^{\,2} * \sin(\theta_2) + r_{2k} * \alpha_2 * \cos(\theta_2) + r_k'' * \sin(\theta_3) - r_{k2}'' * \sin(\theta_{k2}) = 0 \quad (2.22)$$

$$-r_{2c} * w_2^{\,2} * \sin(\theta_2) + r_{2c} * \alpha_2 * \cos(\theta_2) + r_c'' * \sin(\theta_3) - r_{c2}'' * \sin(\theta_{c2}) = 0 \quad (2.23)$$

Matlab'de hesaplama kolaylığı sağlaması açısından; hız ve ivme denklemleri durum uzay modeli olarak yazılır.

2.3 Hız Analizinin Durum Uzay (Matris) Gösterimi

$$Jac = \begin{bmatrix} -r_2*\sin(\theta_2) & -r_3*\sin(\theta_3) & -r_4*\sin(\theta_4) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_2*\cos(\theta_2) & r_3*\cos(\theta_3) & r_4*\cos(\theta_4) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_2*\sin(\theta_2) & -r_{3a}*\sin(\theta_{3a}) & 0 & \cos(\theta_5) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -r_2*\cos(\theta_2) & r_{3a}*\cos(\theta_{3a}) & 0 & \sin(\theta_5) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -r_{2k}*\sin(\theta_2) & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos(\theta_3) & 0 & -\cos(\theta_{k2}) \\ r_{2k}*\cos(\theta_2) & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin(\theta_3) & 0 & -\sin(\theta_{k2}) \\ -r_{2c}*\sin(\theta_2) & 0 & 0 & 0 & \cos(\theta_3) & 0 & -\cos(\theta_{k2}) & 0 \\ r_{2c}*\cos(\theta_2) & 0 & 0 & 0 & \sin(\theta_3) & 0 & -\sin(\theta_{k2}) & 0 \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

$$B = [0 \quad 0 \quad -r_6' * \cos(\theta_6) \quad -r_6' * \sin(\theta_6) \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]' \quad (2.25)$$

$$VELMAT = inv(Jac) * B \tag{2.26}$$

2.4 İvme Analizinin Durum Uzay (Matris) Gösterimi

$$Jac1 = \begin{bmatrix} -r_2 * \sin(\theta_2) & -r_3 * \sin(\theta_3) & -r_4 * \sin(\theta_4) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_2 * \cos(\theta_2) & r_3 * \cos(\theta_3) & r_4 * \cos(\theta_4) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_2 * \sin(\theta_2) & -r_{3a} * \sin(\theta_{3a}) & 0 & \cos(\theta_5) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -r_2 * \cos(\theta_2) & r_{3a} * \cos(\theta_{3a}) & 0 & \sin(\theta_5) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -r_{2k} * \sin(\theta_2) & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos(\theta_3) & 0 & -\cos(\theta_{k2}) \\ r_{2k} * \cos(\theta_2) & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin(\theta_3) & 0 & -\sin(\theta_{k2}) \\ -r_{2c} * \sin(\theta_2) & 0 & 0 & 0 & \cos(\theta_3) & 0 & -\cos(\theta_{k2}) & 0 \\ r_{2c} * \cos(\theta_2) & 0 & 0 & 0 & \sin(\theta_3) & 0 & -\sin(\theta_{k2}) & 0 \end{bmatrix} \tag{2.27}$$

$$B1 = \begin{bmatrix} r_2 * w_2{}^2 * \cos(\theta_2) + r_3 * w_3{}^2 * \cos(\theta_3) + r_4 * w_4{}^2 * \cos(\theta_4) \\ r_2 * w_2{}^2 * \sin(\theta_2) + r_3 * w_3{}^2 * \sin(\theta_3) + r_4 * w_4{}^2 * \sin(\theta_4) \\ -r_6'' * \cos(\theta_6) + r_{3a} * w_{3a}{}^2 * \cos(\theta_{3a}) - r_2 * w_2{}^2 * \cos(\theta_2) \\ -r_6'' * \sin(\theta_6) + r_{3a} * w_{3a}{}^2 * \sin(\theta_{3a}) - r_2 * w_2{}^2 * \sin(\theta_2) \\ r_{2k} * w_2{}^2 * \cos(\theta_2) \\ r_{2k} * w_2{}^2 * \sin(\theta_2) \\ r_{2c} * w_2{}^2 * \cos(\theta_2) \\ r_{2c} * w_2{}^2 * \sin(\theta_2) \end{bmatrix} \tag{2.28}$$

$$ACCMAT = inv(Jac1) * B1 \tag{2.29}$$

ile ivme değerleri hesaplanabilir.

2.5 Kuvvet Analizi

Bağlantı 2 için:

$$I = (1/4) * M * R^2 + 1/12 * M * L^2 \tag{2.30}$$

Çap en kısa bağlantı uzunluğunun 1/10'i kadar alınabilir.

$$R = 0.15 * 2.54\,\text{cm} \tag{2.31}$$

Bağlantı 2'nin kütlesi $M = V \times d$ formülünden

d=7.8 g/cm^3, L_2=4*2.54 cm

$$V = 3.14 * R^2 * L_2 \tag{2.32}$$

$$m_2 = V * d \tag{2.33}$$

$$I_{G2} = (1/4) * m_2 * R^2 + (1/12) * m_2 * L_2^{\,2} \quad (2.34)$$

$$\sum F_x = F_{12x} + F_{32x} = m_2 * A_{G2x} \quad (2.35)$$

$$\sum F_y = F_{12y} + F_{32y} = m_2 * A_{G2y} \quad (2.36)$$

$$\sum M_z = (R_{12x} * F_{12y} - R_{12y} * F_{12x}) + (R_{32x} * F_{32y} - R_{32y} * F_{32x}) = I_{G2} * \alpha_2 \quad (2.37)$$

$$\theta_{20} = -pi/8 \quad (2.38)$$

$$R_2 = 0.15 * 2.54 \quad (2.39)$$

$$A_{G2y} = (w_2^2 * R_2)/\cos(\theta_2 + pi/2) \quad (2.40)$$

$$A_{G2x} = (\alpha_2 * R_2)/\sin(\theta_2) \quad (2.41)$$

R12x=41.69,R12y=7.13,R32x=-8.51,R32y=11.49,R23x=15.07,R23y=17.76,

R43x=-18.55,R43y=-15.08,R34x=11.06,R34y=20.40;

R14x=-21.15,R14y=-10.06,Rx=-25.9;

Bağlantı 3 için:

$$I = (1/4) * M * R^2 + 1/12 * M * L^2 \quad (2.42)$$

Çap en kısa bağlantı uzunluğunun 1/10'i kadar alınabilir.

L3=3*2.54 cm, F=4000*9.81 N, R3=R

$$V_3 = 3.14 * R^2 * L_3\,; \quad (2.43)$$

$$m_3 = V_3 * d \quad (2.44)$$

$$I_{G3} = (1/4) * m_3 * R^2 + (1/12) * m_3 * L_3^{\,2} \quad (2.45)$$

$$\sum F_x = F_{23x} + F_{43x} = m_3 * A_{G3x} \quad (2.46)$$

$$\sum F_y = F_{23y} + F_{43y} = m_3 * A_{G3y} \quad (2.47)$$

$$\sum M_z = (R_{23x} * F_{23y} - R_{23y} * F_{23x}) + (R_{43x} * F_{43y} - R_{43y} * F_{43x}) = I_{G3} * \alpha_3 \quad (2.48)$$

$$\theta_{30} = pi/3 \quad (2.49)$$

$$A_{G3y} = (w_3^2 * R_3)/\sin(\theta_3 + pi/2) \quad (2.50)$$

$$A_{G3x} = (\alpha_3 * R_3)/\cos(\theta_3 + pi/2) \quad (2.51)$$

Bağlantı 4 için:

$$I = (1/4) * M * R^2 + 1/12 * M * L^2 \quad (2.52)$$

Çap en kısa bağlantı uzunluğunun 1/10'i kadar alınabilir.

L4=4.5*2.54 cm, R4=R

$$V_4 = 3.14 * R^2 * L_4 \tag{2.53}$$

$$m_4 = V_4 * d \tag{2.54}$$

$$I_{G4} = (1/4) * m_4 * R^2 + (1/12) * m_4 * L_4{}^2 \tag{2.55}$$

$$\sum F_x = F_{14x} + F_{34x} = m_4 * A_{G4x} \tag{2.56}$$

$$\sum F_y = F_{14y} + F_{34y} = m_4 * A_{G4y} \tag{2.57}$$

$$\sum M_z = (R_{14x} * F_{14y} - R_{14y} * F_{14x}) + (R_{34x} * F_{34y} - R_{34y} * F_{34x}) = I_{G4} * \alpha_4 \tag{2.58}$$

$$\theta_{40} = 0.9 * pi\ ; \tag{2.59}$$

$$m_4 = V_4 * d \tag{2.60}$$

$$A_{G4y} = (w_4^2 * R_4) / \sin(\theta_4 + pi/2) \tag{2.61}$$

$$A_{G4x} = (\alpha_4 * R_4) / \cos(pi - \theta_4) \tag{2.62}$$

2.6 Kuvvet Analizinin Durum Uzay (Matris) Gösterimi

Bölüm 2.5'deki denklemlerden yararlanarak dört kollu süspansiyon mekanizmasını oluşturan kolların birbirlerine etkiyen kuvvetlerinin değerlerini bulmak için kolaylık açısından (2.62)'deki gibi jakobi matrisi oluşturulmuş ve süspansiyon mekanizmasının dinamik analizi gerçekleştirilmiştir.

$$Jac2 = \begin{bmatrix}
1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-R_{12y} & R_{12x} & -R_{32y} & R_{32x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & R_x & -R_{23y} & R_{23x} & -R_{43y} & R_{43x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_{14x} & -R_{34y} & R_{34x} & -R_{14y} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1
\end{bmatrix} \tag{2.63}$$

$$B2 = [m_2 * A_{G2x} \;\; m_2 * A_{G2y} \;\; I_{G2} * a_2 \;\; 0 \;\; 0 \;\; m_3 * A_{G3x} \;\; m_3 * A_{G3y} \;\; 0 \;\; I_{G3} * a_3 \;\; I_{G4} * a_4 \;\; m_4 * A_{G4x} \;\; m_4 * A_{G4y} \;\; F_{kx} \;\; F_{ky} \;\; F_{cx} \;\; F_{cy}]' \quad (2.64)$$

$$FORCEMAT = inv(Jac2) * B2 \quad (2.65)$$

ile kuvvet değerleri hesaplanabilir.

2.7 Kinematik Analiz ve Kuvvet Analizi Simülasyon Sonuçları

Konum, hız ve ivme analizi dahil bütün kinematik analizlerdeki simülasyonlarda ve kuvvet analizi simülasyonlarında 5 cm genliğinde sinüzoidal yapıda bir yol girişi kullanılmıştır. Kinematik analiz için jakobi matrisi oluşturularak çözüm yapılmıştır.
EK F'de bu simülasyonların grafikleri verilmiştir.

3 DÖRT KOLLU MEKANİZMANIN ADAMS İLE ANALİZİ

Dört kollu mekanizmanın kinematik ve dinamik analizinde ADAMS programı kullanılmıştır.

Kolların özellikleri aşağıdaki gibidir:

Kol Uzunlukları	Kütleler
R2=400mm (2.kolun uzunluğu)	m2=2.6891713258kg
R3=450mm (3.kolun uzunluğu)	m3=3.0012113258kg
R4=500mm (4.kolun uzunluğu)	m4=3.3132513258kg

2.Kolun atalet momentleri
- IXX : 4.1756324104E+004 kg-mm^2
- IYY : 441.4522158216 kg-mm^2
- IZZ : 4.2018498232E+004 kg-mm^2

Young modulü: 2.07E+005 N/mm^2
Poisson oranı: 0.29
Malzeme: Çelik

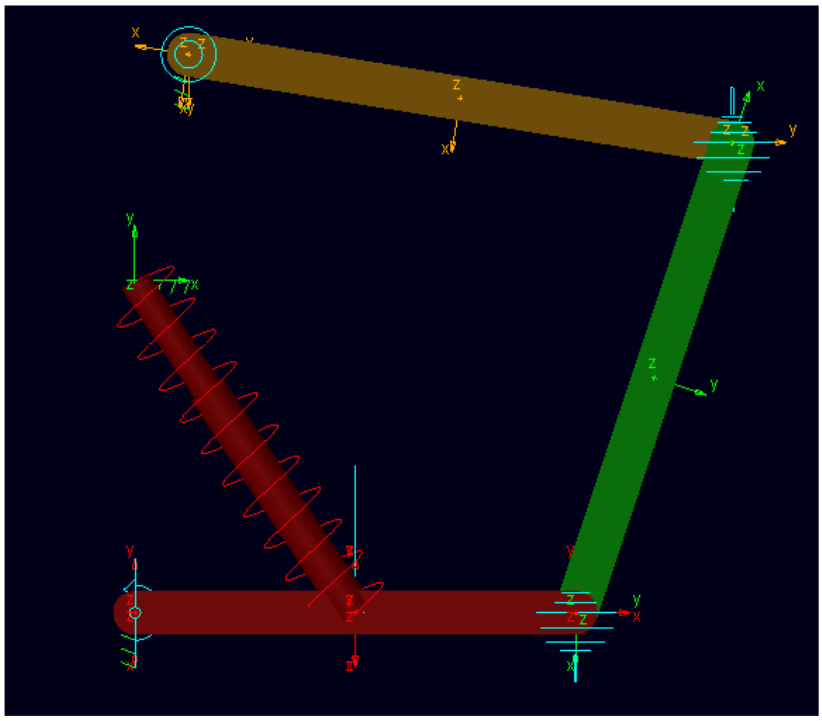
3.Kolun atalet momentleri
- IXX : 493.4588816978 kg-mm^2
- IYY : 5.8003753463E+004 kg-mm^2
- IZZ : 5.8297131592E+004 kg-mm^2

4.Kolun atalet momentleri
- IXX : 7.8002696981E+004 kg-mm^2
- IYY : 545.4655482045 kg-mm^2
- IZZ : 7.832727911E+004 kg-mm^2

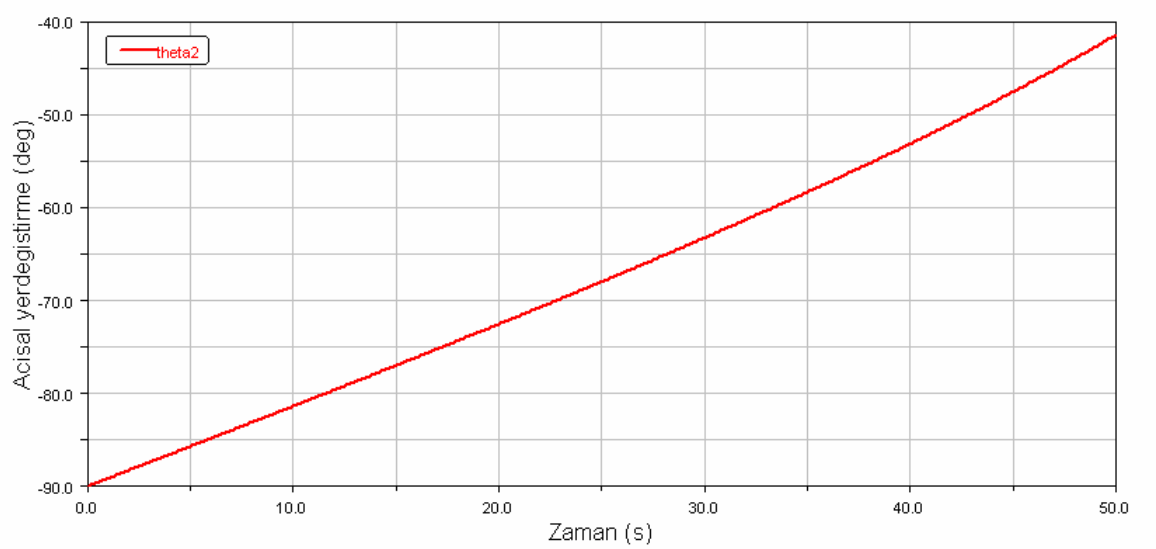
Bu mekanizmaya aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi yay ve damper elemanlarını da entegre edersek;

Yay ve damper:

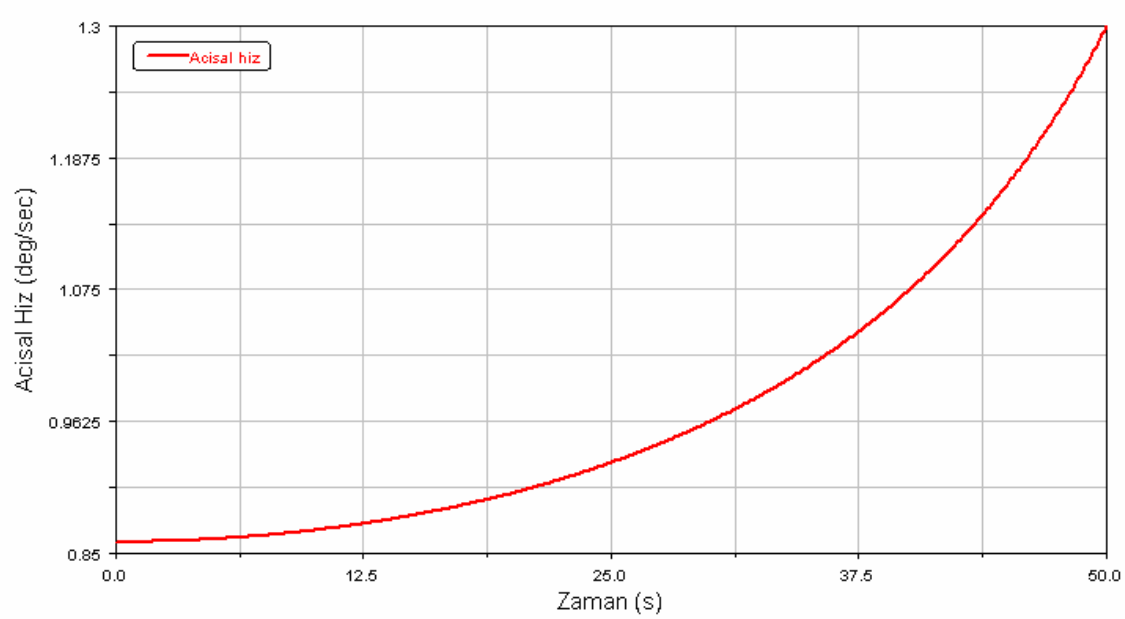
yay sertlik modu	(lineer)
yay sertlik katsayısı	(2000 (2000(N/mm)))
yay sönüm modu	(lineer)
yay sönüm katsayısı	(200 (200(Ns/mm)))
serbest uzunluk modu	(Tasarım boyu)



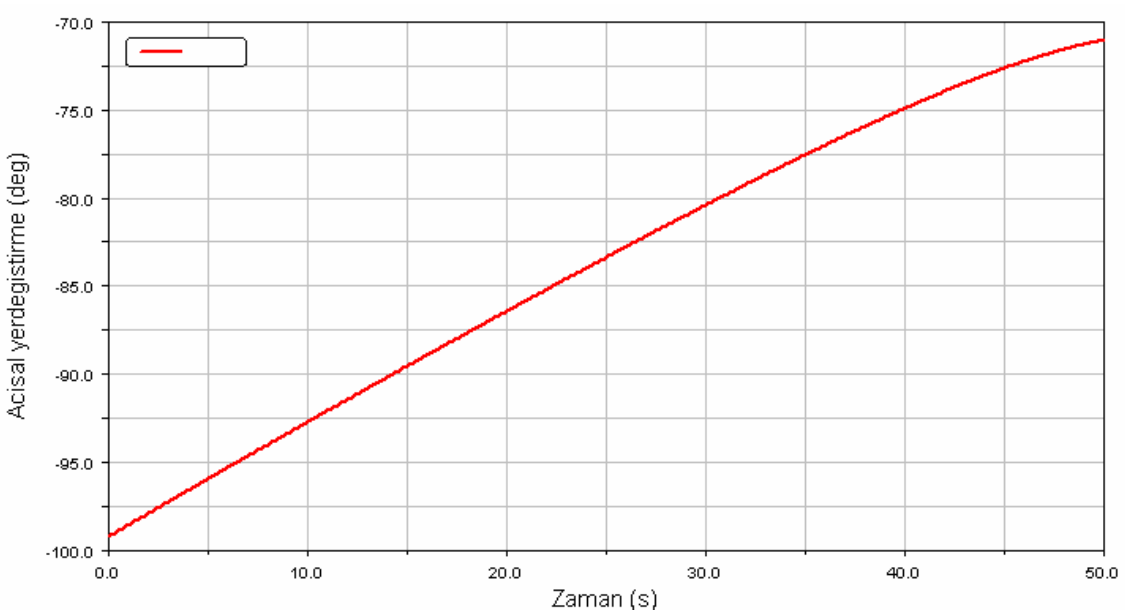
Şekil 3.1 : Dört kollu mekanizmaya yay ve damper eklenmesi



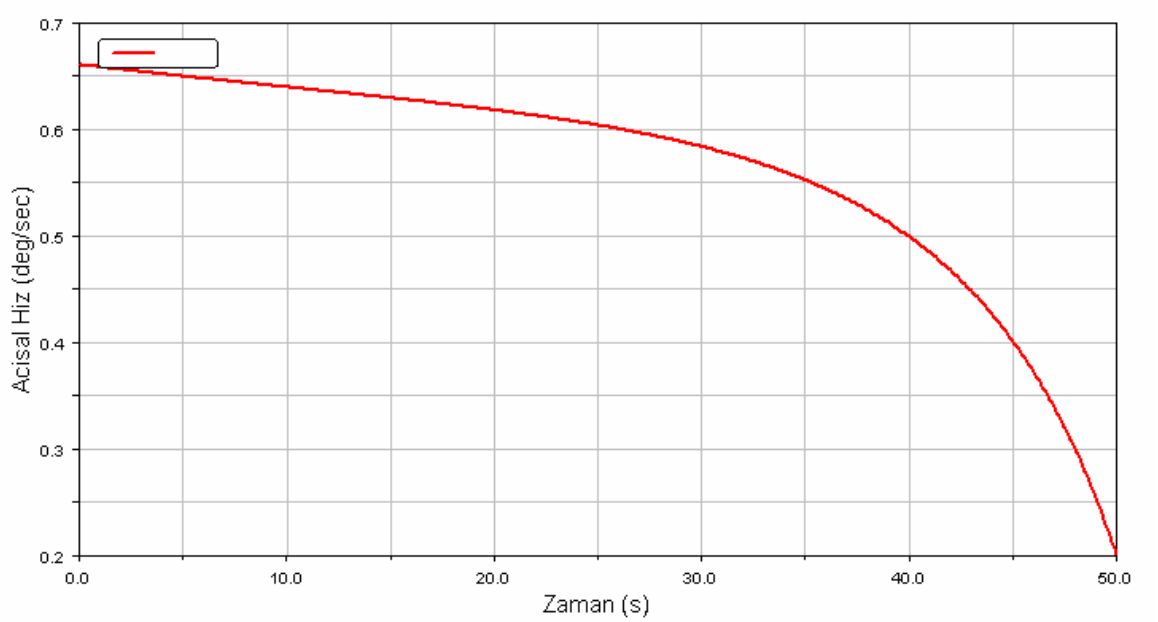
Şekil 3.2 : İkinci kolun açısal yerdeğiştirmesi



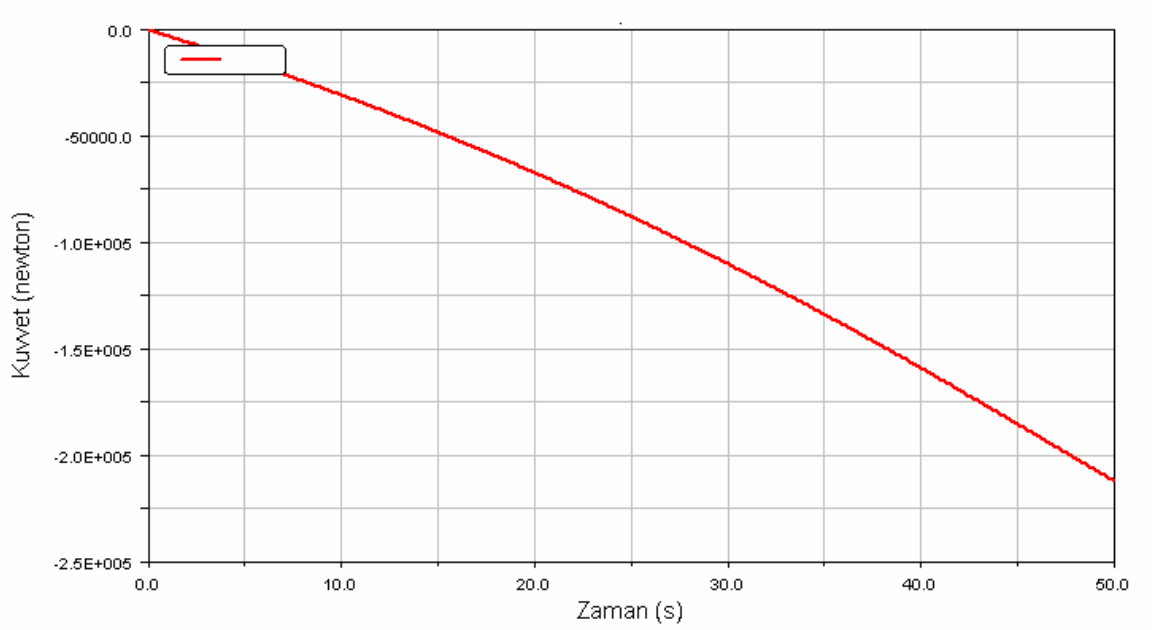
Şekil 3.3 : İkinci kolun açısal hızı



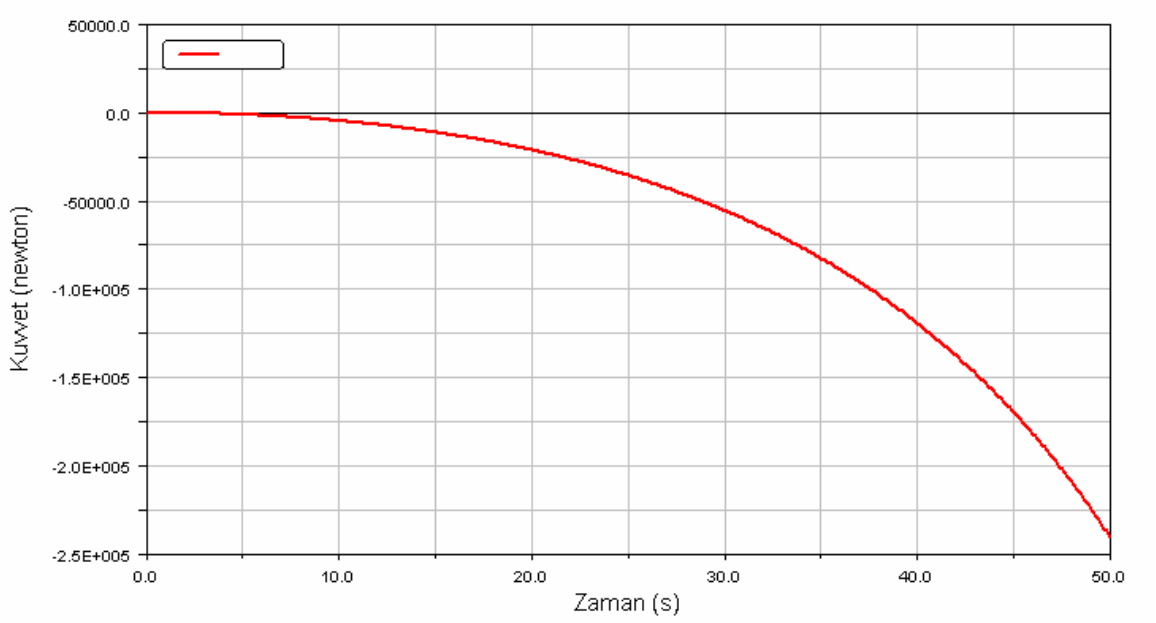
Şekil 3.4 : Dördüncü kolun açısal yerdeğiştirmesi



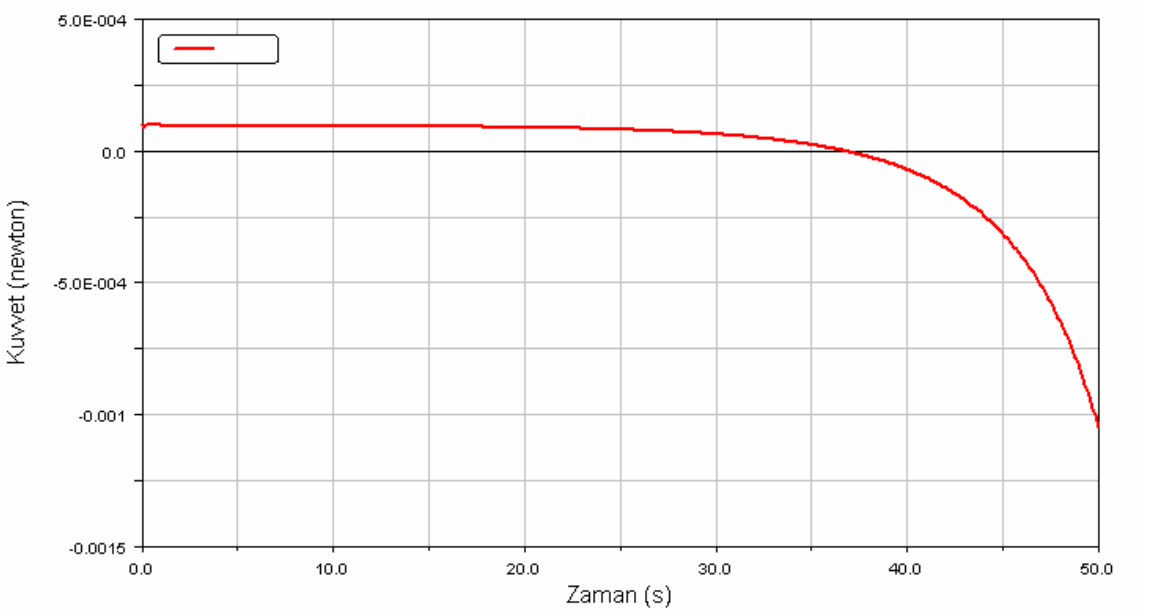
Şekil 3.5 : Dördüncü kolun açısal hızı



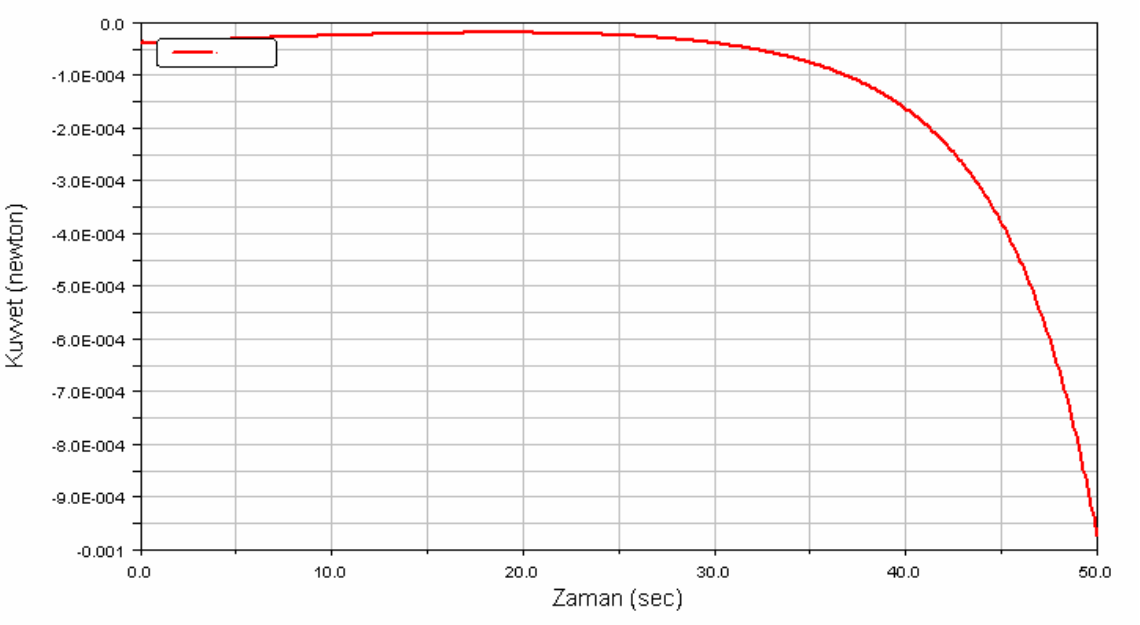
Şekil 3.6 : Gövdenin ikinci kola uyguladığı kuvvetin x bileşeni



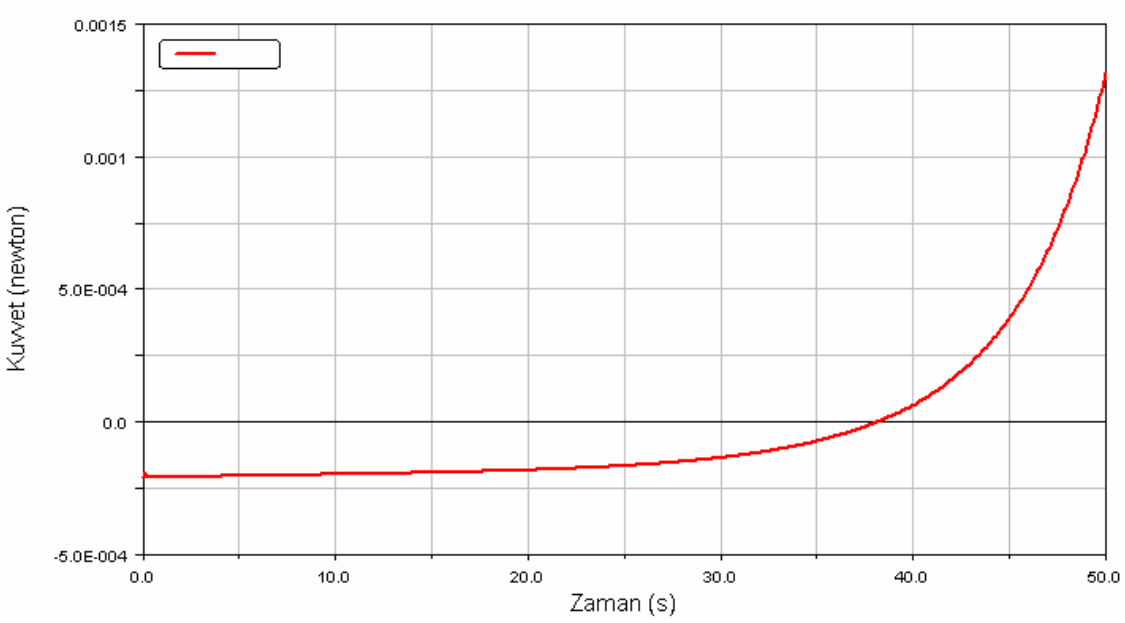
Şekil 3.7 : Gövdenin ikinci kola uyguladığı kuvvetin y bileşeni



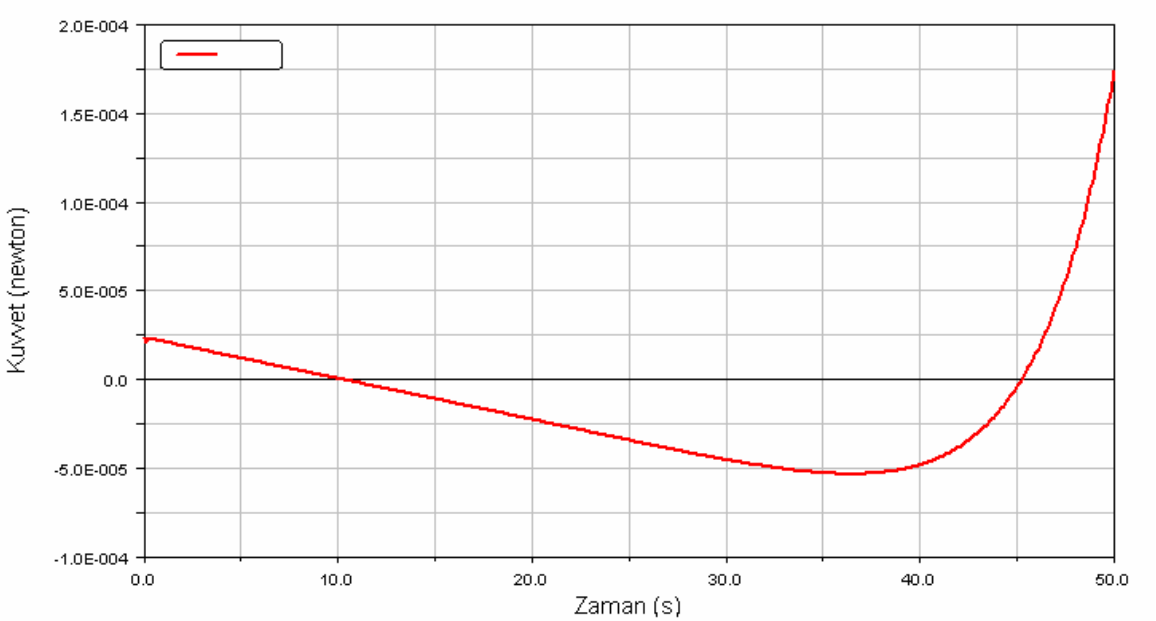
Şekil 3.8 : Üçüncü kolun dördüncü kola uyguladığı kuvvetin x bileşeni



Şekil 3.9 : Üçüncü kolun dördüncü kola uyguladığı kuvvetin y bileşeni



Şekil 3.10 : Birinci kolun dördüncü kola uyguladığı kuvvetin x bileşeni

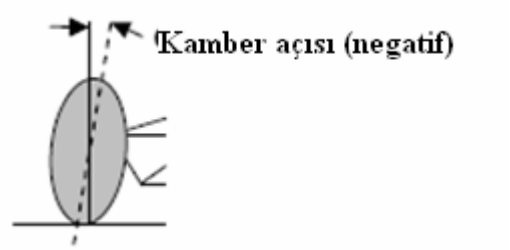


Şekil 3.11 : Birinci kolun dördüncü kola uyguladığı kuvvetin y bileşeni

3.1 Alınan Yol Profiline (düşey) Karşı İstenilen Kamber Açısının Sağlanması için Süspansiyon Sisteminin Optimizasyonu

3.1.1 Kamber Açısı

Lastiğin düşeyle yaptığı açıdır.



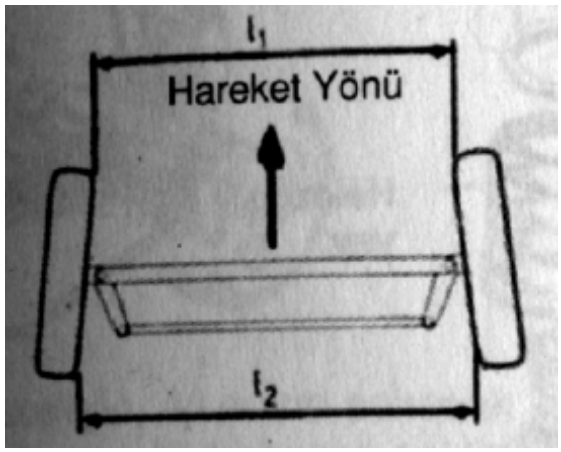
Şekil 3.12 : Kamber açısı

Otomobil bir virajı dönerken, taşıtın ağırlık merkezinde, taşıtı virajdan dışarı savurmak isteyen, normal doğrultuda bir kuvvet oluşur. Bu normal kuvvetin neticesinde taşıt ya yoldan savrulur, ya da süspansiyon sistemi vasıtasıyla bu kuvveti karşılayarak bazı açısal değişimler gösterir. Bu değişimler hem taşıt gövdesini hem tekerlekleri kapsamaktadır. Taşıt gövdesinin dönme ekseni (yalpalama hareketi için) yere ne kadar

yakınsa, hareketin kontrolü o kadar kolay olur. Dönme ekseni yükseldikçe, hareketin kontrolü zorlaşacaktır.

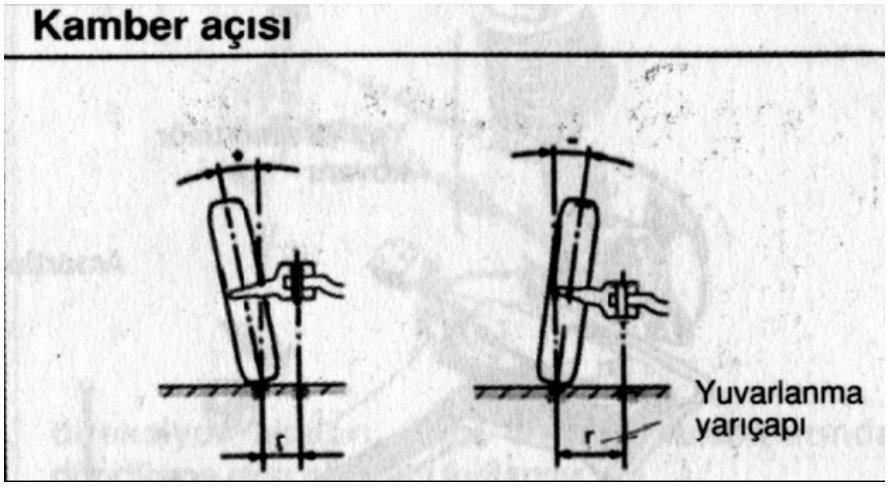
Direksiyon vasıtasıyla kumanda edilen ön tekerleklerin konumu, büyük ölçüde taşıtın hareketine etki eder. Tekerleklere olabildiğince düzgün bir hareket vermek için, tekerlekler birbirlerine paralel olarak değil, farklı düzlemlerde olacak şekilde, eğik durumda monte edilirler.

Hareketin düzgün olmasının yanısıra, tekerleklerin konumu, direksiyon emniyeti ve lastik aşınmasının azaltılması bakımından da önemlidir.



Şekil 3.13 : Tekerlek kapanıklığı, üstten görünüş [43]

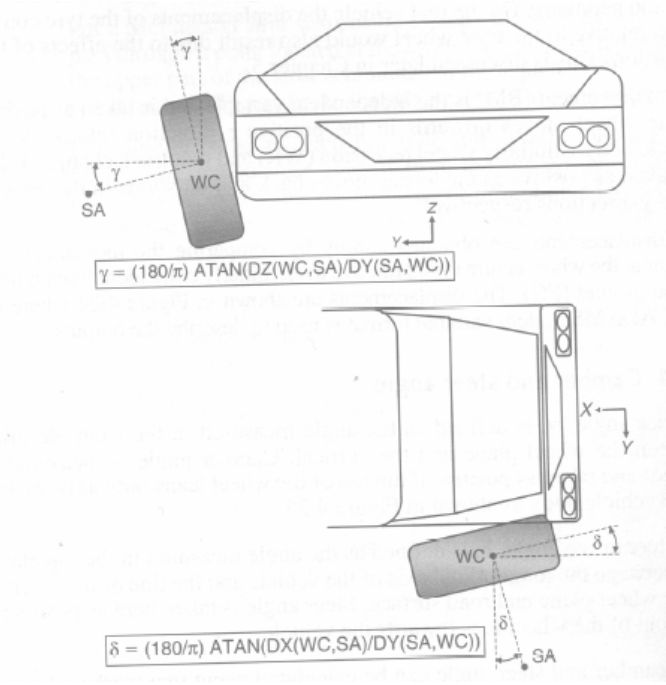
Tekerleklerin, hareket yönünde, ön kısımları arasındaki ölçü ile arka kısımları arasındaki ölçü farkına tekerlek kapanıklığı (toe-in) denir. Bu mesafe jantların ön ve arka kulaklarından, tekerlek merkezi hizasından ölçülür. Değeri yaklaşık olarak bir milimetredir. Önden çekişli taşıtlarda sıfır olmalıdır. Bu kapanıklık tekerlek sarsıntılarını azaltır ve tekerleğin yola tutunmasını iyileştirir. Ancak mesafe arttırılırsa, lastik aşınması meydana gelecektir.



Şekil 3.14 : Kamber açısı, önden görünüş [43].

Tekerlek düzleminin, düşey eksene göre eğimini veren açıya kamber açısı denir. Maksimum iki derece olmalıdır. Genel olarak öndeki tekerleklerde meydana gelen bir açısal değişimdir.

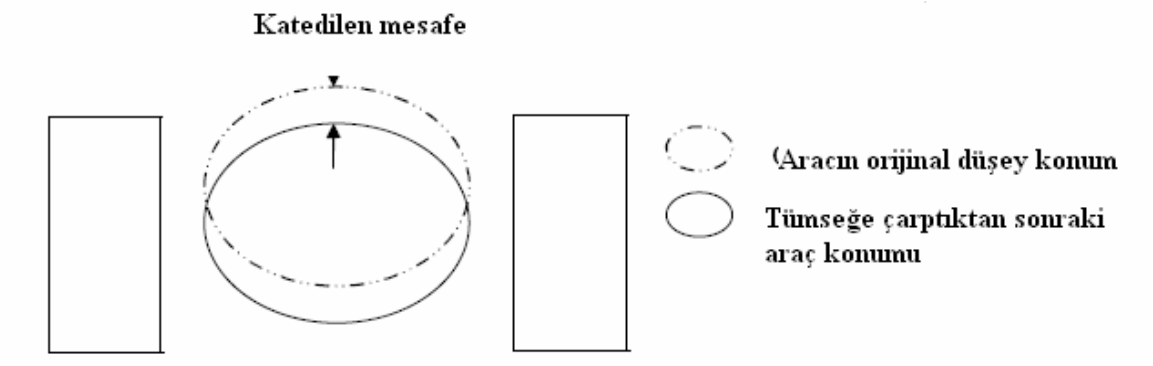
Azalan yuvarlanma yarıçapı sayesinde daha düşük bir direksiyon momenti gerektirir. Ancak çok büyük alındığı zaman, lastiklerde aşınma meydana gelecektir.



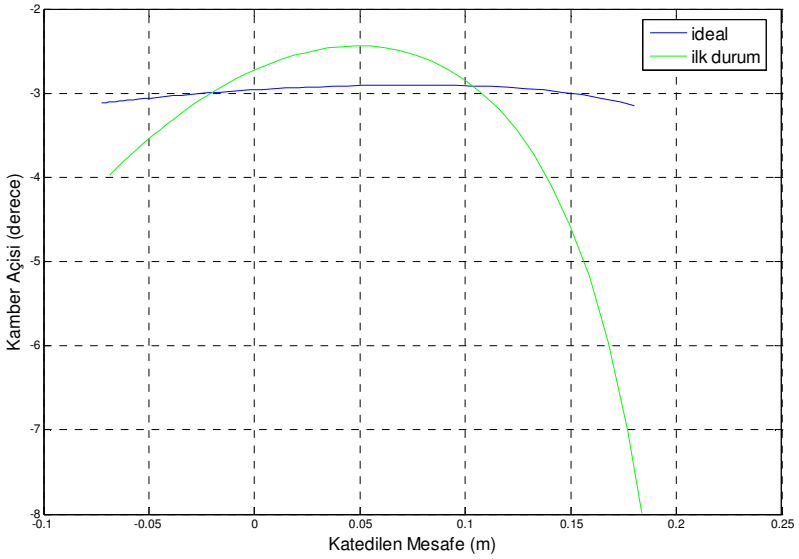
Şekil 3.15 : Kamber ve direksiyon açılarının hesaplanması [42]

3.1.2 Katedilen mesafe

Aracın tümsek ya da çukurla karşılaştıktan sonraki düşeydeki mesafe değişimi



Şekil 3.16 : Aracın orijinal düşey konumu ile tümseğe çarptıktan sonraki konumu



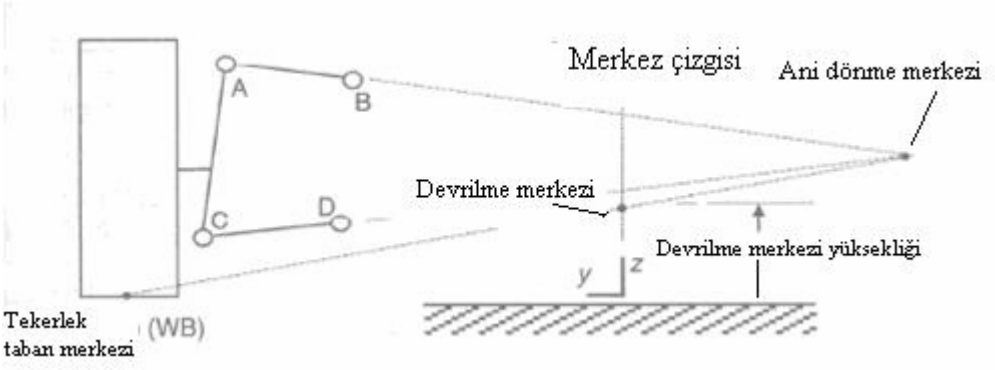
Şekil 3.17 : Kamber açısı düşeydeki katedilen mesafe ilişkisi

3.2 Ani dönme merkezi ve devrilme merkezi konumları [42]

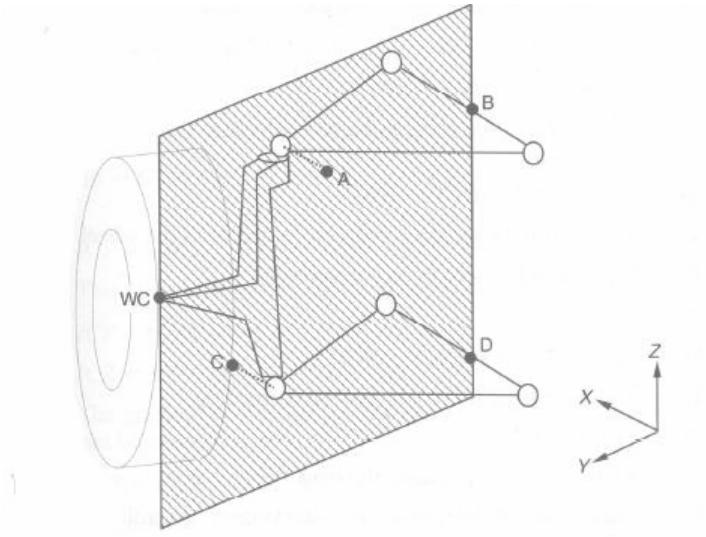
Ani dönme merkezleri ve devrilme merkezi konumunun tayini karmaşık bir iştir. Gillespie (1992) tarafından tanımlanan geleneksel grafiksel (kinematik) konstrüksiyon türlerine dayanan metodlar kullanılır. Hesaplamaları programlamakta kullanılan yaklaşım konstrüksiyonda kullanılan gradyentlerin ve çizgilerin kesişim noktalarını hesaplamakta kullanılacak cebri denklemlerin tanımlanmasını gerektirecektir. Süspansiyon türüne göre uygulanan metodlar da değişecektir. Burada double wishbone

(SLA ya da double A-arm olarak da adlandırılır.) süspansiyonu için Şekil 3.18'de görülen konstrüksiyona dayalı ön süspansiyon mekanizması için ani dönme merkezi ve devrilme merkezi konumları belirlenmiştir.

Ani dönme merkezi üst ve alt kollar boyunca uzatılan doğruların kesiştiği noktadır. Bu anlık merkez bütün süspansiyon sisteminin anlık dönme merkezidir. Süspansiyon sistemi anlık merkez etrafında dönen sallanan bir kola denk olarak düşünülebilir. Öyle ki anlık merkez bazen efektif sallanan kolun dönme ekseni olarak dahi kullanılabilir. Bu eksenin taşıt merkez eksenini kestiği nokta "devrilme merkezi" olarak alınmaktadır.



Şekil 3.18 : Double wishbone süspansiyonu için ani dönme ve devrilme merkezi konumları [42]



Şekil 3.19 : YZ düzlemi tekerlek merkezindeki anlık dönme merkezi konstrüksiyon noktalarının konumu[42]

Şekil 3.18'deki iki boyutlu gösterimin ve Şekil 3.19'da verilen tekerlek merkezinden geçen YZ düzleminde yer alan grafiksel yapının bir basitleştirmesi olduğuna dikkat edilmelidir.

Wishbone'un bağlantı noktalarından geçen aksların x eksenine paralel olduğu varsayılamadığından, B ve D noktalarının konumları tekerlek merkezinden geçen YZ düzlemine enterpolasyon yapılarak elde edilmesi gerekecektir. A ve C konumları, aynı düzlem üzerinde alt ve üst küresel mafsalların izdüşümü yoluyla kolayca bulunur.

Bu konstrüksiyon şeklini cebrik ifadeler halinde programlayabilmek için ilk adım üst ve alt kollardaki GR1 ve GR2 gradyentleri için belirli denklemler kurmaktır:

$$GR1 = (BZ - AZ)/(BY - AY) \tag{3.1}$$

$$GR2 = (DZ - CZ)/(DY - CY) \tag{3.2}$$

Buradaki AY, AZ, BY, BZ, CY, CZ, DY, DZ; A,B,C ve D noktalarının y ve z koordinatlarıdır.

Anlık merkez koordinatları ICY ve ICZ üst ve alt kolların eş zamanlı iki denkleminden elde edilebilir:

$$ICZ = AZ + GR1 \times (ICY - AY) \tag{3.3}$$

$$ICZ = CZ + GR2 \times (ICY - CY) \tag{3.4}$$

Bu iki denklemi yeniden düzenlersek:

$$AZ + GR1 \times ICY - GR1 \times AY = CZ + GR2 \times ICY - GR2 \times CY \tag{3.5}$$

$$ICY \times (GR1 - GR2) = GR1 \times AY - GR2 \times CY + CZ - AZ \tag{3.6}$$

Anlık merkezin yerleşeceği yer:

$$ICY = (GR1 \times AY - GR2 \times CY + CZ - AZ)/(GR1 - GR2) \tag{3.7}$$

$$ICZ = AZ + GR1 \times (ICY - AY) \tag{3.8}$$

Tekerlek taban merkezini anlık dönme merkezine birleştiren doğrunun gradyenti GR3 şu şekilde ifade edilebilir:

$$GR3 = (ICZ - WBZ)/(ICY - WBY) \tag{3.9}$$

WBY ve WBZ sırasıyla tekerlek taban merkezinin y ve z koordinatlarıdır.

Bu da devrilme merkezinin belirlenmesine imkan vermektedir:

$$RCY = 0.0 \tag{3.10}$$

$$RCZ = WBZ + GR3 \times (RCY - WBY) \tag{3.11}$$

Devrilme merkezi yüksekliği RCH aşağıdaki ifadeyle tanımlanabilmektedir:

$$RCH = RCZ - RZ \tag{3.12}$$

Buradaki RZ yolun z koordinatıdır.

4 SÜSPANSİYON SİSTEMİ

4.1 Süspansiyon Kategorileri

4.1.1 Pasif Süspansiyonlar

Pasif süspansiyonlar, bir yay ve sönüm elemanından oluşan, hareketi zamana bağlı olarak değiştiren elemanlardır. Bu tip süspansiyonlar, yay elemanı vasıtasıyla enerji depolarlar; sönüm elemanı vasıtasıyla da enerji uzaklaştırırlar. Dışardan bir enerji etkisi söz konusu değildir.

4.1.2 Kendinden Seviyeli (Self-leveling) Süspansiyonlar

Pasif süspansiyonlara benzerler. Kaldırma elemanı (genellikle havalı yaylar kullanılır)

değişen yüklere reaksiyon göstererek yüksekliği ayarlar. Ağır kamyonlarda ve bazı tip lüks yolcu otomobillerinde kullanılırlar. Bir yükseklik kontrol valfi, süspansiyonun yer değişimini gösterir; eğer ortalama seviye, daha önceden belirlenmiş bir sürede (beş saniye gibi), değişirse, hava basıncı değiştirilerek, yükseklik ortalama değere geri getirilir. Havalı bir süspansiyonun en belirgin özelliği, basıncın yükle birlikte değişmesidir, bu nedenle yay sabiti de değişecektir, ve bu değişim sistemin doğal frekansının sabit kalmasına neden olacaktır.

4.1.3 Yarı Aktif Süspansiyonlar

Yarı aktif süspansiyonlar da yay ve sönüm elemanlarını içerirler, ancak yay ve sönüm

sabitleri dışardan kontrol edilerek değiştirilebilir. Dışardan sisteme yollanan bir sinyal

vasıtasıyla değişim gerçekleşir.

Yavaş aktif olarak adlandırılan sistemlerde, sönüm veya yay sabitleri, sürüş koşullarına göre, daha önceden ayarlanmış seviyeler arasında değiştirilebilir. Fren basıncı, direksiyon açısı veya süspansiyon hareketleri ölçülerek, yay veya sönüm sabitlerinin hangi mertebelerde olması gerektiği belirlenir.

4.1.4 Aktif Süspansiyonlar

Aktif süspansiyonlar, kuvvet uygulayıcılar vasıtasıyla, sisteme, istenilen kuvveti uygularlar.

Kuvvet uygulayıcılar genellikle hidrolik silindirlerdir. Sistemi işletebilmek için dışardan bir güç ünitesine ihtiyaç vardır (pompa ve motoru).

4.1.5 Aktif Süspansiyonların Fonksiyonları

Aktif süspansiyonlar, taşıtın performansını arttırmak için çeşitli hareketleri kontrol ederler.

Kontrol edilen hareketler şöyle sıralanabilir:

• 'Sürüş kontrolü', aktif süspansiyonların fonksiyonlarından birisidir. Etkin bir sürüş, değişik metodlarla elde edilebilir. Kontrolcü gövdenin dikey ve kafa vurma hareketlerini algılayıp, müdahele edebilir. Ayrıca önceden belirlenmiş bazı modlarda devreye girip, sadece bu modlarda harekete müdahele edebilir (dönüş hareketleri gibi). Sürüşü optimize eden aktif süspansiyon, başka yerlerin performansını olumsuz yönde etkileyebilir. Bu yüzden tasarım aşamasında dikkatli olunmalıdır. Aktif süspansiyonlarda kontrol sadece taşıt manevra yaparken de yapılabilir, diğer durumlarda kontrolcü devre dışı kalacaktır.

• 'Yükseklik kontrolü', taşıtın yol zeminiyle arasındaki yükseklik farkı ölçülerek yapılır.

Yükseklik kontrolünün taşıtın performansı açısından birçok avantajı vardır. Yüklerin ve

aerodinamik kuvvetlerin etkisiyle değişmek isteyen yüksekliğin sabit tutulması,

süspansiyonun her zaman tasarım aralığında çalışmasını sağlayacaktır. Yükseklik kontrolü yüksek hızlarda taşıtı yere yaklaştıracaktır. Taşıtın yüksekliği, engebeli yollarda

arttırılabilir fakat bu tekerleklerin değiştirilmesiyle de mümkündür.

• 'Yalpalama kontrolü', bilhassa virajlarda çok gereklidir. Otomobil bir viraja girdiği zaman, sönüm sabiti arttırılarak veya yalpalama açısını eski haline getirmek için fazladan bir kuvvet uygulanarak, yalpalama kontrolü yapılır. Taşıtın hızı, direksiyon açısı veya normal ivme sensörleri vasıtasıyla ölçülerek, yalpalama kontrolünün etkinliği kontrol edilir.

Aktif olarak kuvvet üreten sistemler kullanılarak, virajlarda yalpalama açısı kontrolünde olumlu neticeler elde edilmiştir. Aynı zamanda yalpalamanın olumsuz neticeleri olan yön kontrolü zorluğu ve süspansiyonların devre dışı kalması sorunları da çözümlenmiş olurlar.

• 'Dalma kontrolü' veya 'pozitif kafa vurma hareketinin kontrolü', yavaşlama anlarında aktif olmalıdır. Frenleme anında, dalma hareketi, sönüm sabitinin arttırılmasıyla veya dalma yönüne zıt doğrultuda kuvvetlerin uygulanmasıyla kontrol edilir. Kontrol devresi, fren sinyalinin yanmasıyla, fren basıncının artmasıyla veya teğetsel ivmenin negatif olması durumlarında aktif hale gelecek şekilde ayarlanır. Aktif süspansiyonlarla dalma kontrolü, süspansiyon sisteminin dalma önleyici geometride tasarlanmış olmasıyla mümkündür.

• 'Şahlanma kontrolü' veya 'negatif kafa vurma hareketinin kontrolü', hızlanma anlarında aktif olmalıdır. Hızlanma anında, şahlanma hareketi, sönüm sabitinin arttırılmasıyla veya şahlanma yönüne zıt doğrultuda kuvvetlerin uygulanmasıyla kontrol edilir. Kontrol devresi, teğetsel ivmenin pozitif olduğu zamanlarda veya vites değişikliklerinde aktif hale gelecek şekilde programlanır.

• 'Yol tutuş' performansını arttırmak da aktif süspansiyonların fonksiyonlarından biridir.

Aktif süspansiyonlar, taşıt gövdesinin hareketlerini, manevralar esnasında kontrol ederken, aynı zamanda taşıtın yol tutuşunu da, dinamik tekerlek basıncını değiştirerek arttırma potansiyeline sahiptirler. Viraj alma performansı, dinamik yük değişiklikleri minimize edildiği zaman, artmış demektir. Ancak dinamik tekerlek basıncının arttırılması yol yüzeyine zarar verecektir. Bilhassa ağır kamyonlarda, dinamik tekerlek basıncı azaltılarak, yol yüzeyine zarar gelmesine engel olunur.

4.1.6 Aktif Süspansiyonların Performansı

Genelde, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemlerinin, optimum performans değerlerine ulaşma kabiliyetleri çok yüksektir, ancak ağırlık, yüksek maliyet, karmaşıklık ve güvenilirlik gibi bazı dezavantajları bulunmaktadır. Tasarımcı, aktif kontrol sistemlerini, az sayıda eleman kullanarak uygulamalıdır.

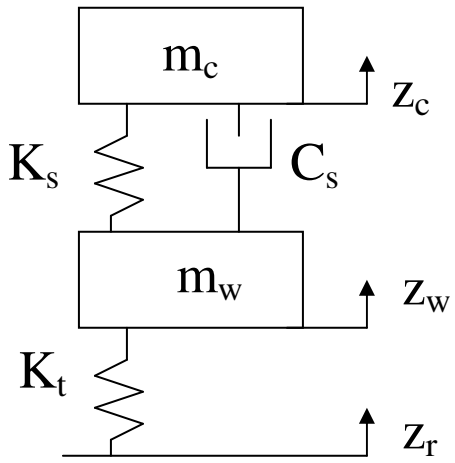
Tablo 4.1: Çeşitli süspansiyon sistemlerinin performans potansiyelleri (Gillespie,1992)

	Performans modu					
Süspansiyon tipi	Sürüş	Yükseklik	Yalpalama	Dalma	Şahlanma	Yol Tut.
Pasif	Orta	Orta	Orta	Orta	Orta	Orta
Kendinden Seviyelemeli	Yüksek	Yüksek	Yok	Yok	Yok	Yok
Yarı aktif	Orta	Yok	Düşük	Düşük	Düşük	Orta
Aktif	Yüksek	Yüksek	Yüksek	Yüksek	Yüksek	Yüksek

Yarı aktif sistemlerle, değişken sönüm değeri, yalpalama, dalma ve şahlanma hareketlerini, sürüşü ve yol tutuşu kontrol ettiği kadar iyi kontrol edememektedir. Değişken yay değeri yöntemi de aşağı yukarı aynı sonuçları verecektir. Ancak aktif sistemlerde, bütün modlarda, iyi neticeler elde edilmiştir.

Yapılan araştırmalar sonucu görülmüştür ki, yaylanan kütlenin birinci kritik frekansında, aktif süspansiyon, pasif süspansiyona göre, titreşim genliklerini daha aşağı çekmiştir. Ancak ikinci kritik frekansta genlikler arasında fark gözlenmemektedir.

4.2 Pasif Süspansiyon



Şekil 4.1 : İki serbestlik dereceli pasif süspansiyon modeli

Burada m_c aracın kütlesi, m_w aracın lastiğinin kütlesi, K_s süspansiyon yay sertliği katsayısı, K_t aracın lastiğinin yay sertliği katsayısı ve C_s süspansiyon sönüm katsayısıdır.

Denge konumunda ölçülen yerdeğiştirmeler

Z_c : Aracın (asılı kütlenin) yerdeğiştirmesi

Z_w : Aracın lastiğinin (asılı olmayan kütlenin) yerdeğiştirmesi

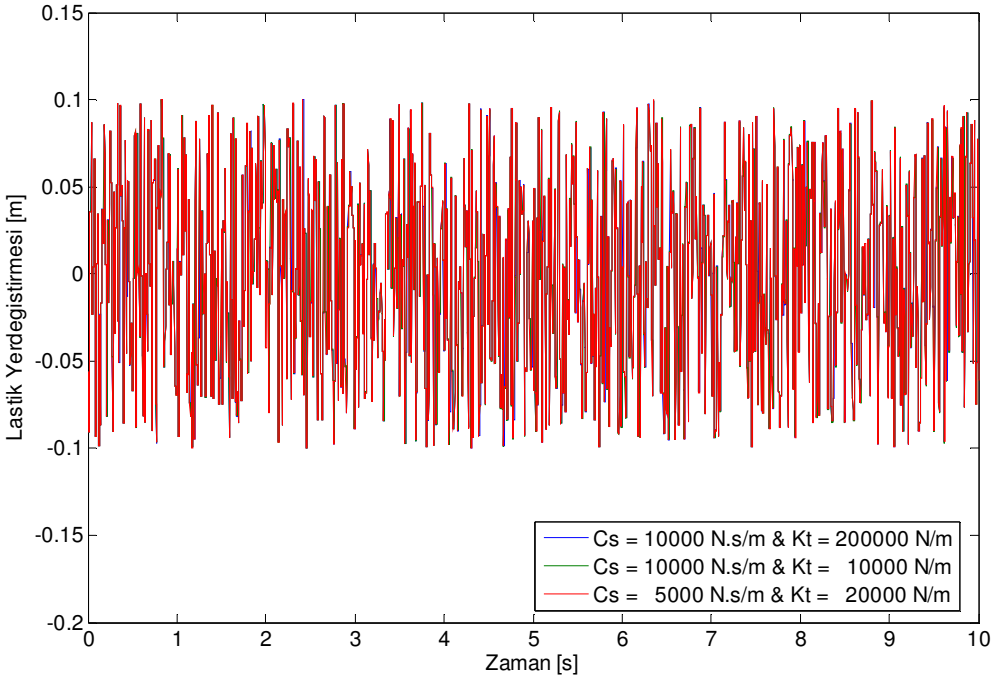
Z_r : Yol yerdeğiştirmesi (yol pürüzlülüğü)

$$\begin{bmatrix} x_1' \\ x_2' \\ x_3' \\ x_4' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\dfrac{(K_t+K_s)}{m_w} & \dfrac{K_s}{m_w} & \dfrac{-C_s}{m_w} & \dfrac{C_s}{m_w} \\ \dfrac{K_s}{m_c} & \dfrac{-K_s}{m_c} & \dfrac{C_s}{m_c} & \dfrac{-C_s}{m_c} \end{bmatrix} . \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 0 & -1 \\ \dfrac{-1}{m_w} & 0 \\ \dfrac{1}{m_c} & 0 \end{bmatrix} .u \tag{4.1}$$

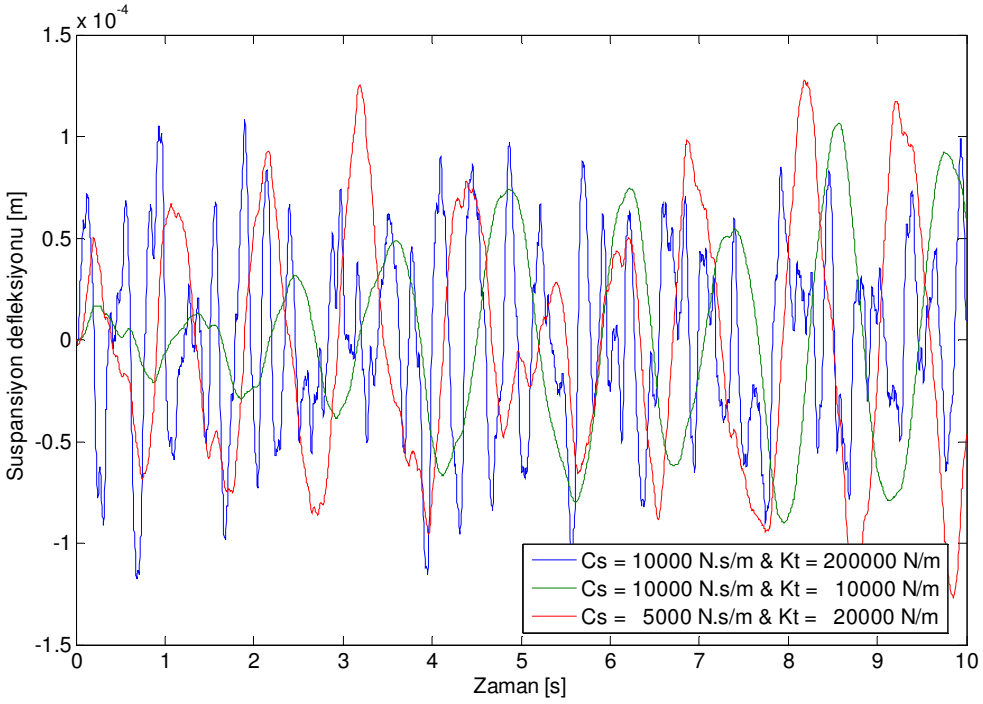
$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} . \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + [0] .u \tag{4.2}$$

Burada iki serbestlik dereceli pasif süspansiyon sistemi durum uzay olarak modellenmiştir. Yol girişine göre, denge konumu etrafında aracın, lastiğin ve süspansiyonun cevapları irdelenmiştir.

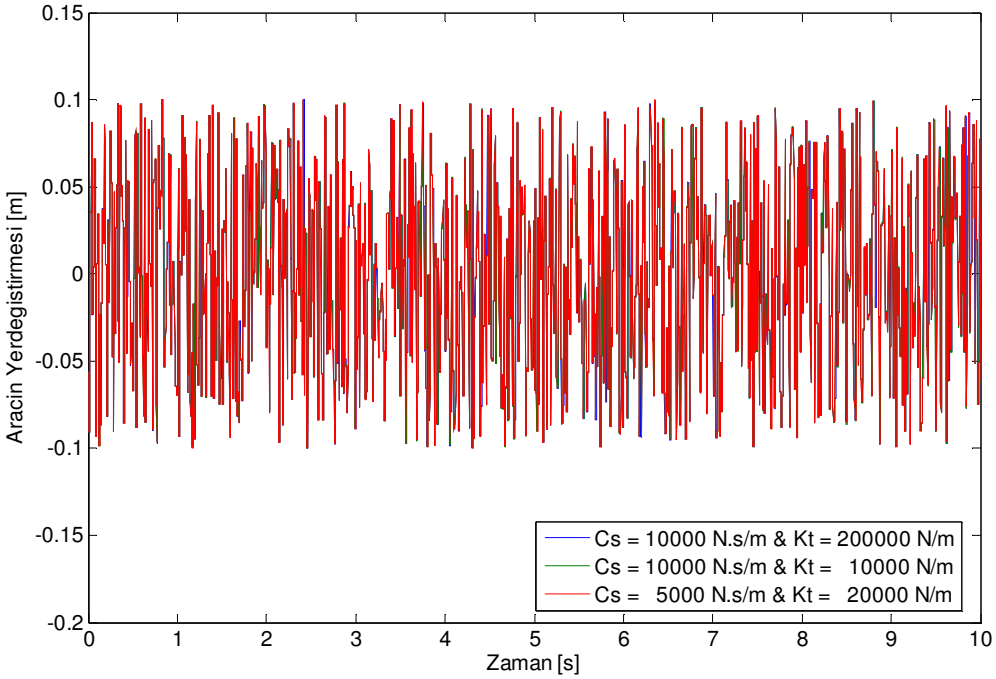
Rastgele bir yol profili uygulanırsa, Bu sistemi Matlab'de incelersek şu grafikleri elde edebiliriz:



Şekil 4.2 : Yol rastgele profilliyken, değişik C_s ve K_t'lere göre lastiğin cevabı

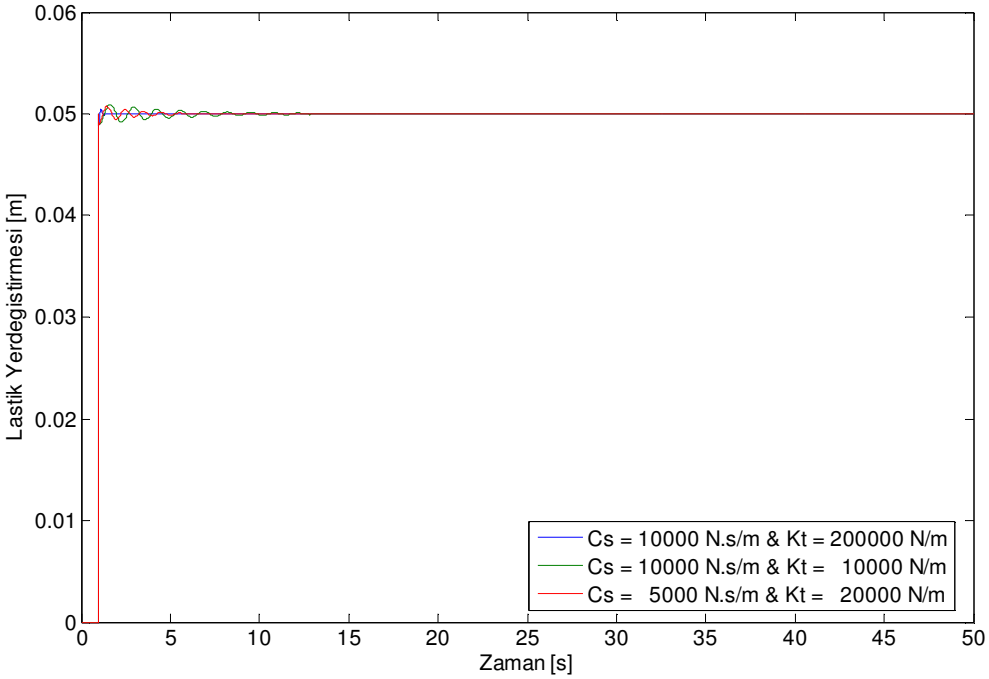


Şekil 4.3 : Yol rastgele profilliyken, değişik C_s ve K_t'lere göre süspansiyonun cevabı

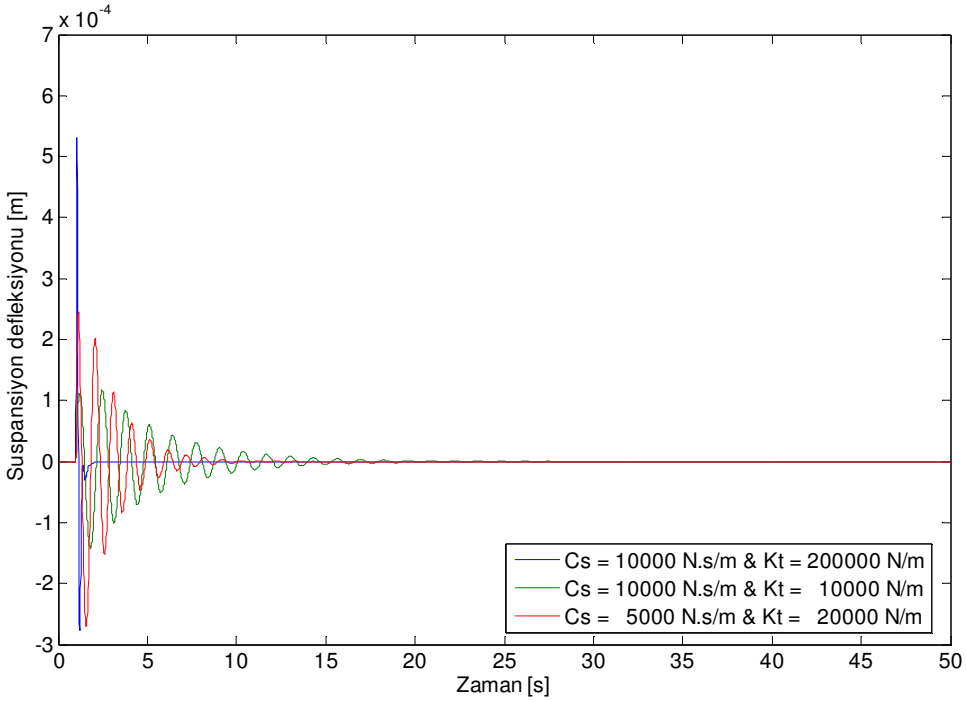


Şekil 4.4 : Yol rastgele profilliyken, değişik C_s ve K_t'lere göre aracın cevabı

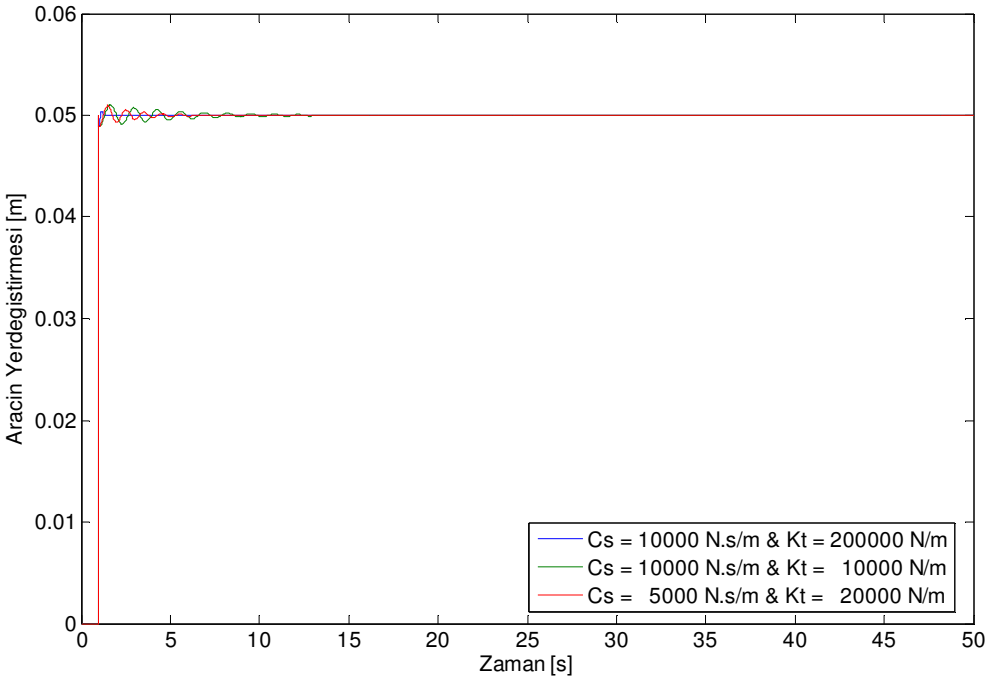
Ama yol girişi basamak fonksiyonu olursa cevaplar şu şekilde olur:



Şekil 4.5 : Yol basamak giriş durumundayken değişik C_s ve K_t'lere göre lastiğin cevabı

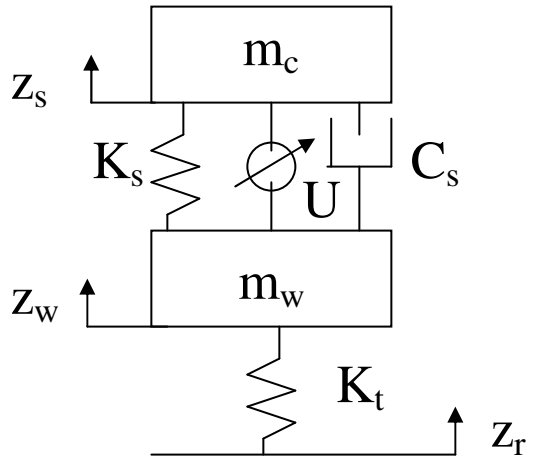


Şekil 4.6 : Yol basamak giriş durumunda değişik C_s ve K_t'lere göre süspansiyonun cevabı



Şekil 4.7 : Yol basamak giriş durumunda değişik C_s ve K_t'lere göre aracın cevabı

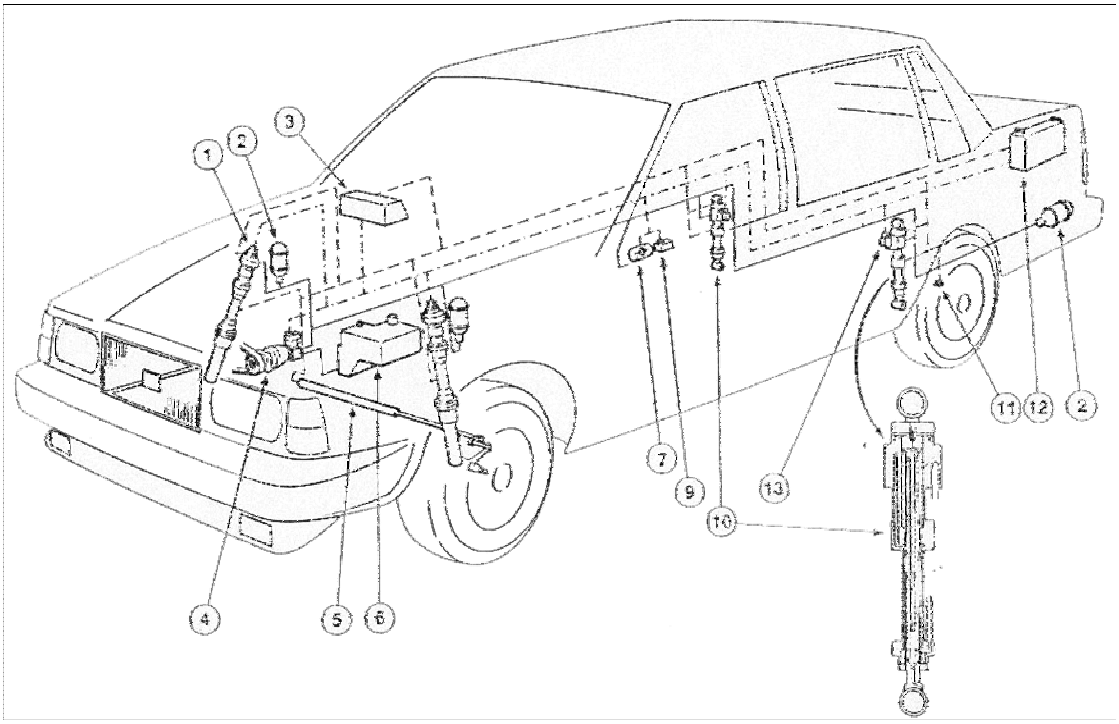
4.3 Aktif Süspansiyon



Şekil 4.8 : İki serbestlik dereceli aktif süspansiyon modeli

Yukarıda değindiğim pasif süspansiyon sistemine aktif bir eleman eklenmesiyle aktif süspansiyon sistemi oluşmaktadır. Burada aktif eleman U ile gösterilmiştir.

Aktif süspansiyon sistemi, Şekil 4.9'da görülen çok çeşitli bileşenlerden oluşmuştur. Sistemi işletebilmek için Şekil 4.10'da verilen bir güç ünitesi olarak pompa kullanılmıştır. Ayrıca burada servo valf kontrollü hidrolik aktüatör bulunmaktadır.



Şekil 4.9 : Aktif süspansiyon sisteminin yerleşimi [44]

1.Ön aktüatör

2. Akümülatör

3.Kontrol Paneli

4.Hidrolik pompa

5.Direksiyon açısı transducer

6.Yağ tankı

7.Savrulma gyrosu

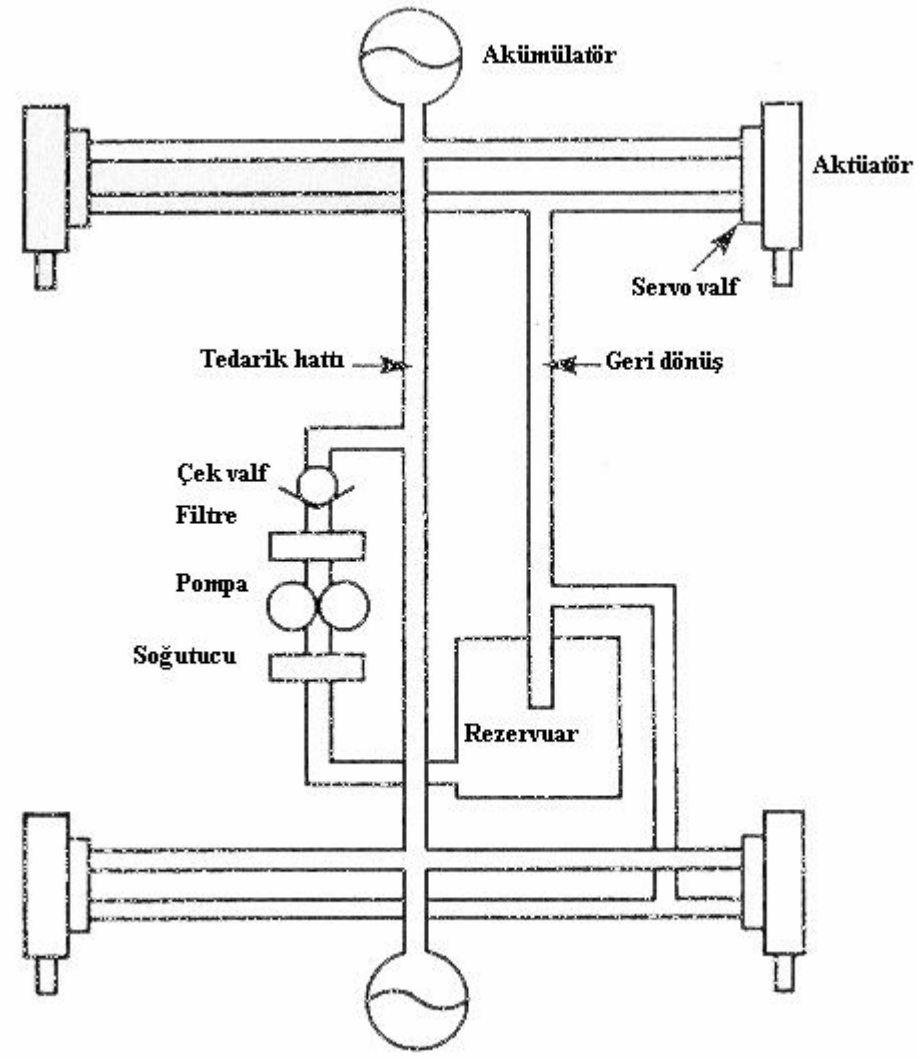
9.Boylamsal yanal Accelerometer

10.Arka aktüatör

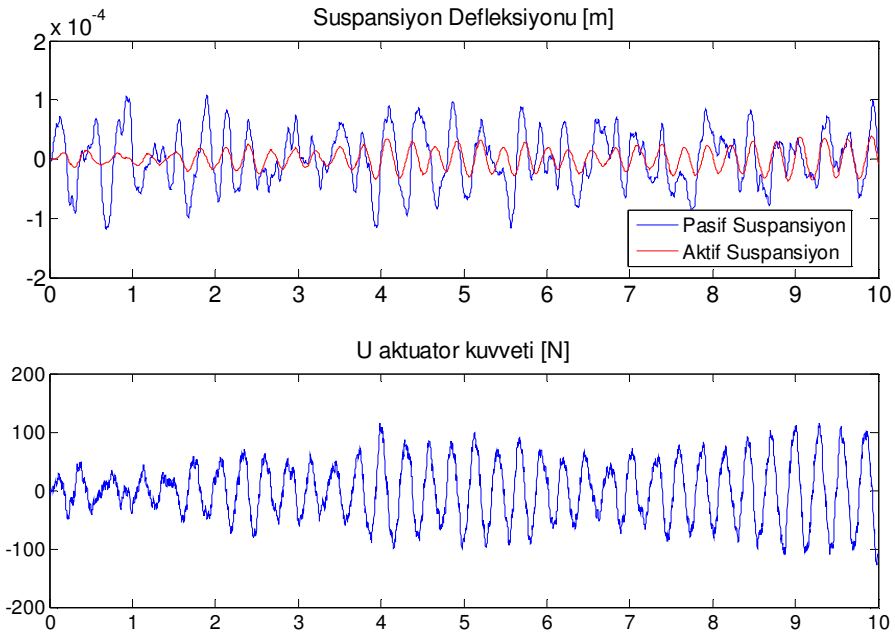
11.Hub accelerometer

12.Bilgisayar ünitesi

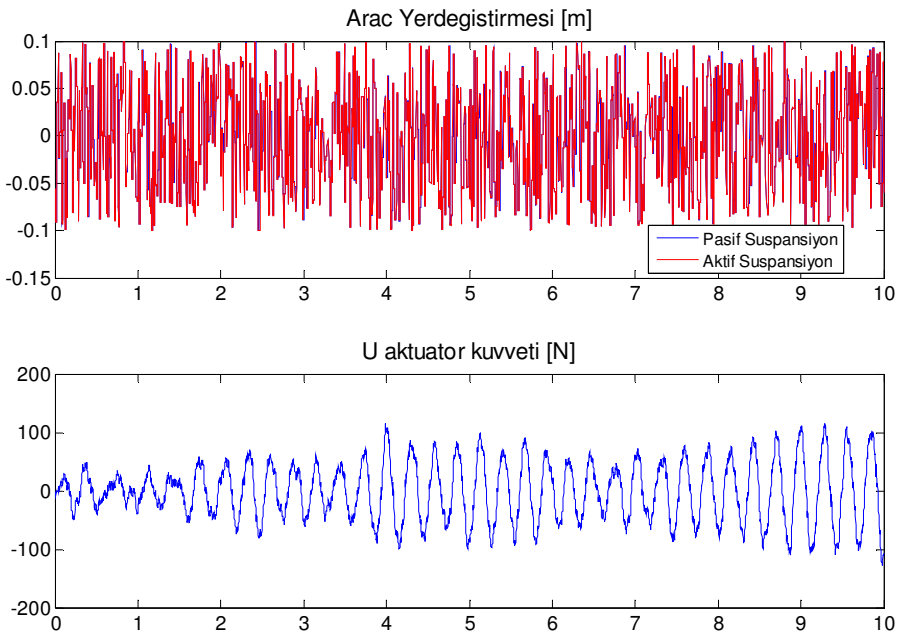
13.Servo valf



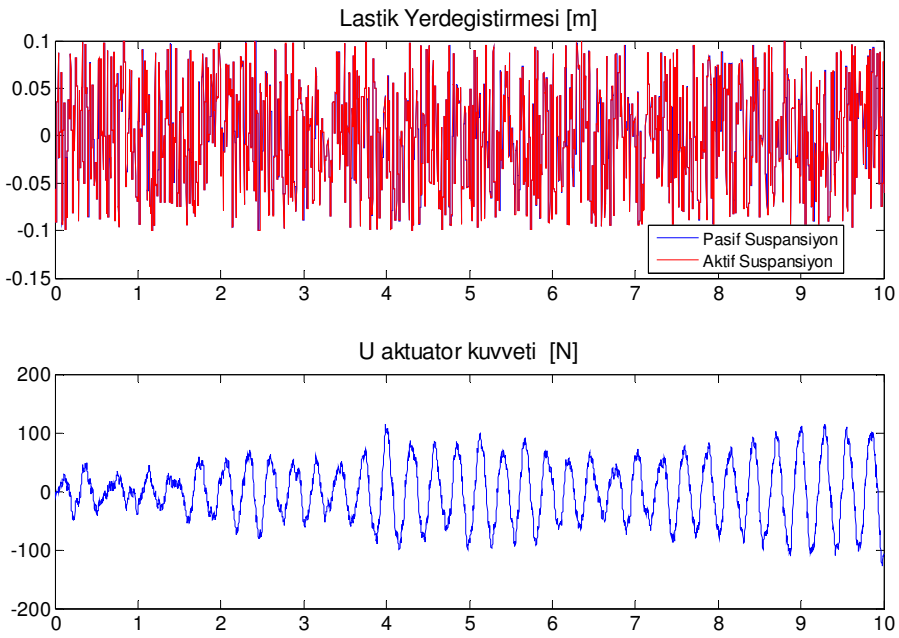
Şekil 4.10 : Aktif sistemin şeması [44]



Şekil 4.11. Aktif ve pasif süspansiyon defleksiyonu ve U aktüatör kuvveti

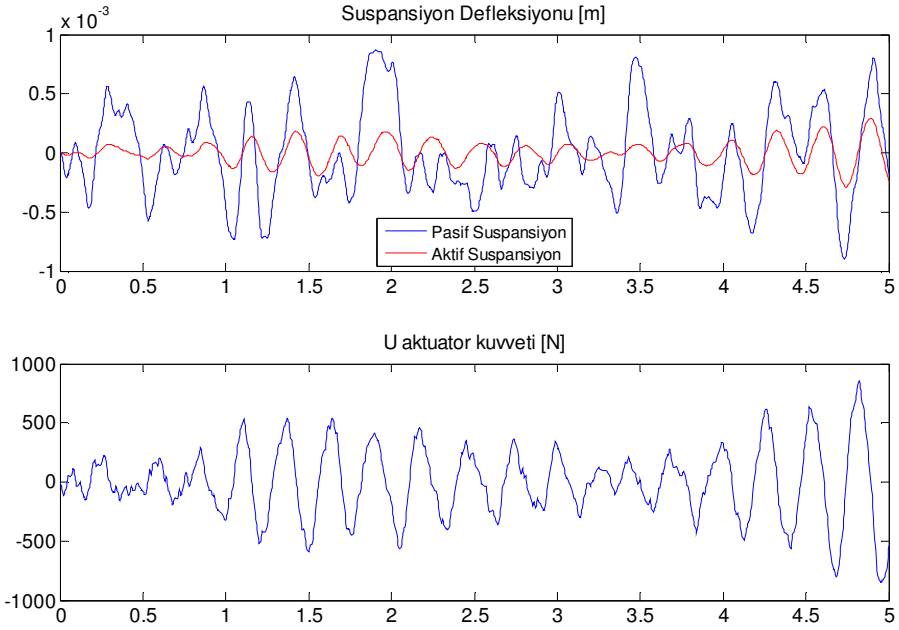


Şekil 4.12 : Aktif ve pasif süspansiyon için araç yerdeğiştirmesi ve U aktüatör kuvveti

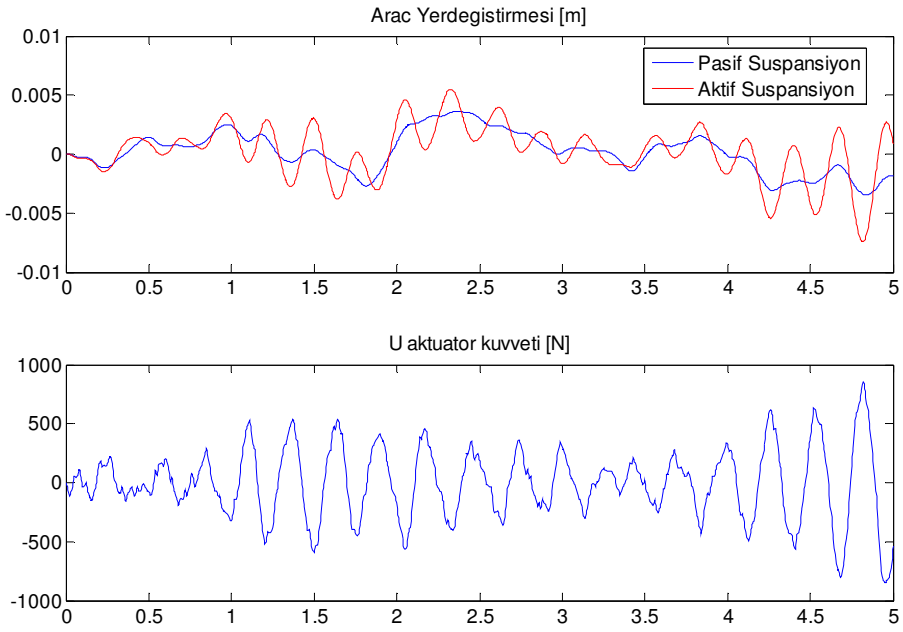


Şekil 4.13 : Aktif ve pasif süspansiyon için lastik yerdeğiştirmesi ve U aktüatör kuvveti

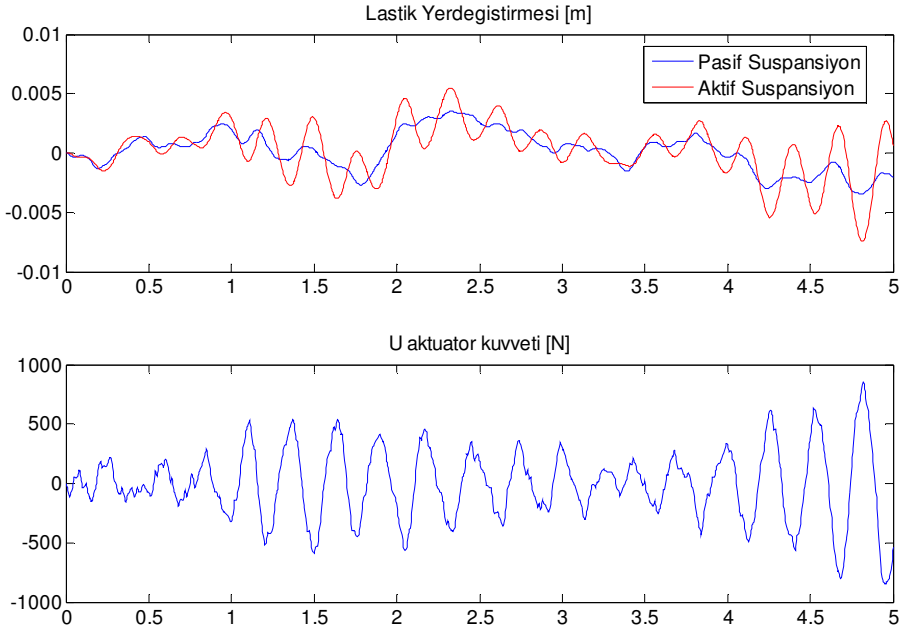
Eğer bu yol pürüzlülüğü girişli pasif ve aktif süspansiyonları kıyaslayan sistemde filtre kullanılırsa sistemlerin zamana bağlı değişimi aşağıdaki gibi olmaktadır:



Şekil 4.14 : Filtreli aktif ve pasif süspansiyonu defleksiyonu ve U aktüatör kuvveti

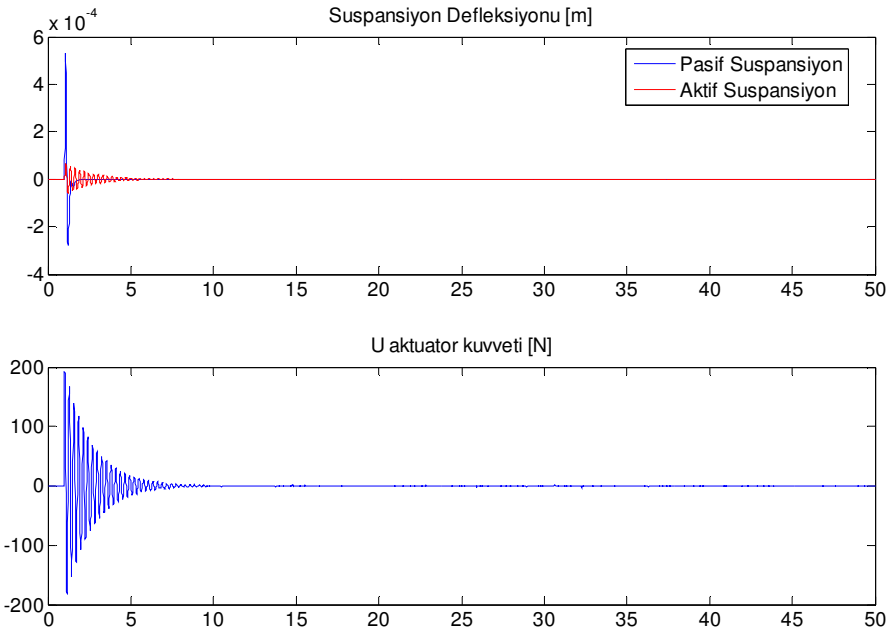


Şekil 4.15 : Filtreli aktif ve pasif süspansiyon için araç yerdeğiştirmesi ve U aktüatör kuvveti

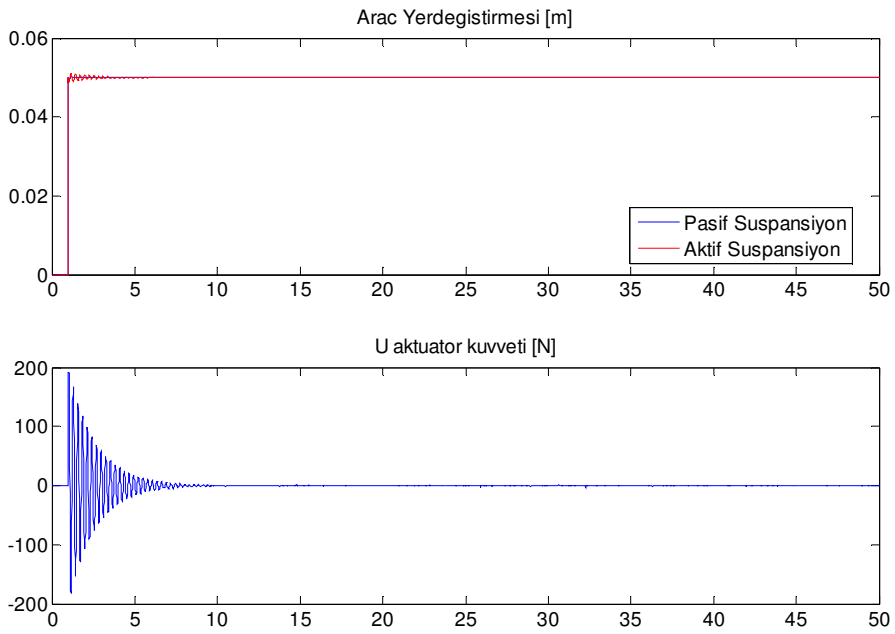


Şekil 4.16 : Filtreli aktif ve pasif süspansiyon için lastik yerdeğiştirmesi ve U aktüatör kuvveti

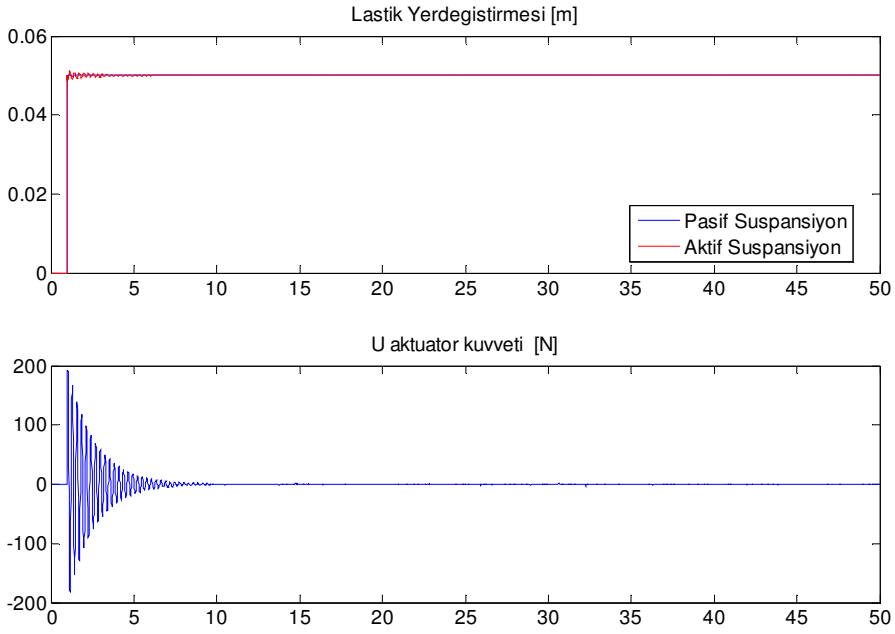
Eğer yol pürüzlülüğü girişi basamak fonksiyon olarak seçilecek olursa, pasif ve aktif süspansiyonları kıyaslayan sistemlerin zamana bağlı cevapları aşağıdaki gibi olmaktadır:



Şekil 4.17 : Basamak girişli yol pürüzlülüğünde aktif ve pasif süspansiyon için süspansiyon defleksiyonu ve U aktüatör kuvveti



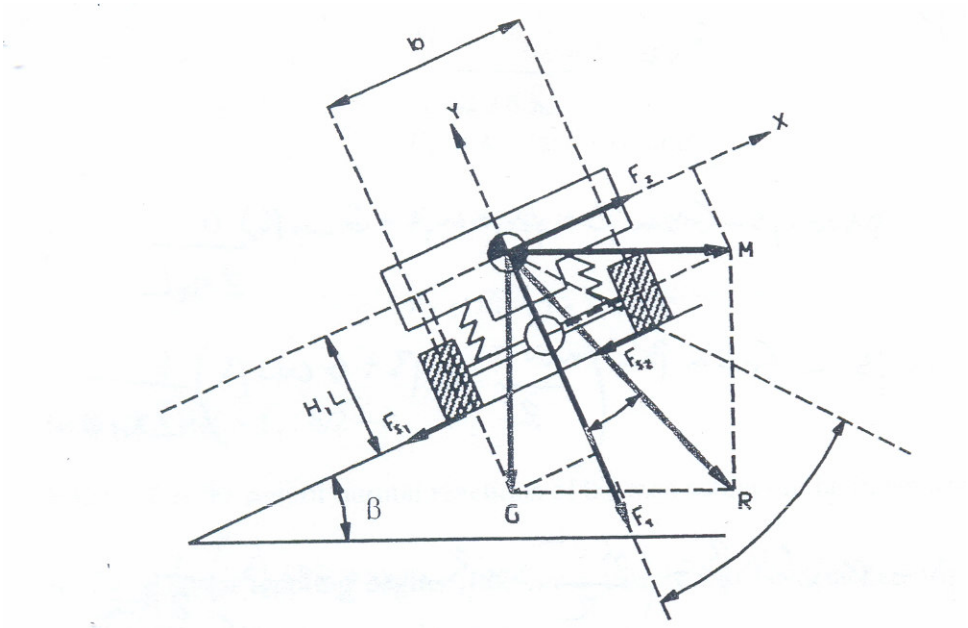
Şekil 4.18 : Basamak girişli yol pürüzlülüğünde aktif ve pasif süspansiyon için araç yerdeğiştirmesi ve U aktüatör kuvveti



Şekil 4.19 : Basamak girişli yol pürüzlülüğünde aktif ve pasif süspansiyon için lastik yerdeğiştirmesi ve U aktüatör kuvveti

5 ARACIN VİRAJDAKİ KARARLILIĞI

5.1 Yanal Stabilite



Şekil 5.1 : Eğimli yoldaki araca etki eden kuvvetler

m : aracın kütlesi

G : aracın ağırlığı

T_E, L : ön ve arka tekerlek arası mesafe

M : merkezkaç kuvveti

FR : aracın ağırlığının ve merkezkaç kuvvetinin direnç kuvveti

F_x : yol yüzeyine paralel olan kuvvetlerin toplamı

F_y : ağırlık merkezine yola dik olarak etkiyen kuvvetlerin toplamı

b : iz genişliği

β : yol eğim açısı

w : virajdaki açısal hız

R : viraj yarıçapı

$F_{s1,2}$: iç ve dış tekerleklerdeki sürtünme kuvvetleri

Virajı dönmekte olan aracın yanal kararlılığının kaybolması, merkezkaç kuvveti M'nin etkisi altında devrilmesine ya da kaymasına yol açar. Araç yola temas eden dış lastiklerinin merkezlerinden geçen eksene göre devrilebilir. Bu eksene göre kuvvet momenti denklemlerini yazalım:

$$M = m.R.w^2 \tag{5.1}$$

$$M = m.R.\frac{V^2}{R^2} = m.\frac{V^2}{R} \tag{5.1.a}$$

$$F_x = M.\cos\beta - G.\sin\beta \tag{5.2}$$

$$F_y = M.\sin\beta + G.co\,s\,\beta \tag{5.3}$$

$$F_s = F_{s1} + F_{s2} = \mu.F_y \tag{5.4}$$

$$N_1.b + F_x.H_1.L - F_y.b/2 = 0 \tag{5.5}$$

N_1, yolun aracın iç tekerleklerine normal yönde uyguladığı kuvvetlerin toplamıdır.

Devrilmenin başladığı anda, iç tekerlekler yerden kesilecek ve N_1 reaksiyon kuvvetleri sıfır olacaktır.

$$F_x = F_y.\frac{b}{2.H_1.L} \tag{5.6}$$

F_x ve F_y ifadelerini denklem (5.6)'da yerine koyarsak

$$M.\cos\beta - G.\sin\beta = (M.\sin\beta + G.co\,s\,\beta).\frac{b}{2.H_1.L} \tag{5.7}$$

$G = m.g$ ve $M = m.\frac{v^2}{R}$ olduğundan;

$$m.\frac{v^2}{R}.\cos\beta - G.\sin\beta = (m.\frac{v^2}{R}.\sin\beta + G.cos\beta).\frac{b}{2.H_1.L} \quad (5.8)$$

$$m.\frac{v^2}{R}.\cos\beta - m.g.\sin\beta = (m.\frac{v^2}{R}.\sin\beta + m.g.cos\beta).\frac{b}{2.H_1.L} \quad (5.9)$$

Denklem (5.9)'daki m'ler sadeleştirilir ve denklem düzenlenirse,

$$\frac{v^2}{R}.\cos\beta - \frac{v^2}{R}.\sin\beta.\frac{b}{2.H_1.L} = g.\sin\beta + g.cos\beta.\frac{b}{2.H_1.L}$$

$$v^2.(\cos\beta - \sin\beta.\frac{b}{2.H_1.L}) = g.R.(\sin\beta + cos\beta.\frac{b}{2.H_1.L})$$

Devrilme durumu için kritik hız V_{dk} ise;

$$v_{dk} = \sqrt{\frac{g.R.(\sin\beta + cos\beta.\frac{b}{2.H_1.L})}{(\cos\beta - \sin\beta.\frac{b}{2.H_1.L})}} \quad (5.10)$$

H_1 = 0.7 m , L = 1 m ve eğim açısı 10° için devrilme kritik hızı V_{dk}= 31.61 m/s olarak bulunur.

F_x kuvveti lastiklerin yanal yönde kaymasına neden olabilir.

Kaymama şartı; $F_x \leq F_{s1} + F_{s2} = F_s$

$$M.\cos\beta - G.\sin\beta \le \mu.F_y \tag{5.11}$$

Kayma durumu için kritik hız:

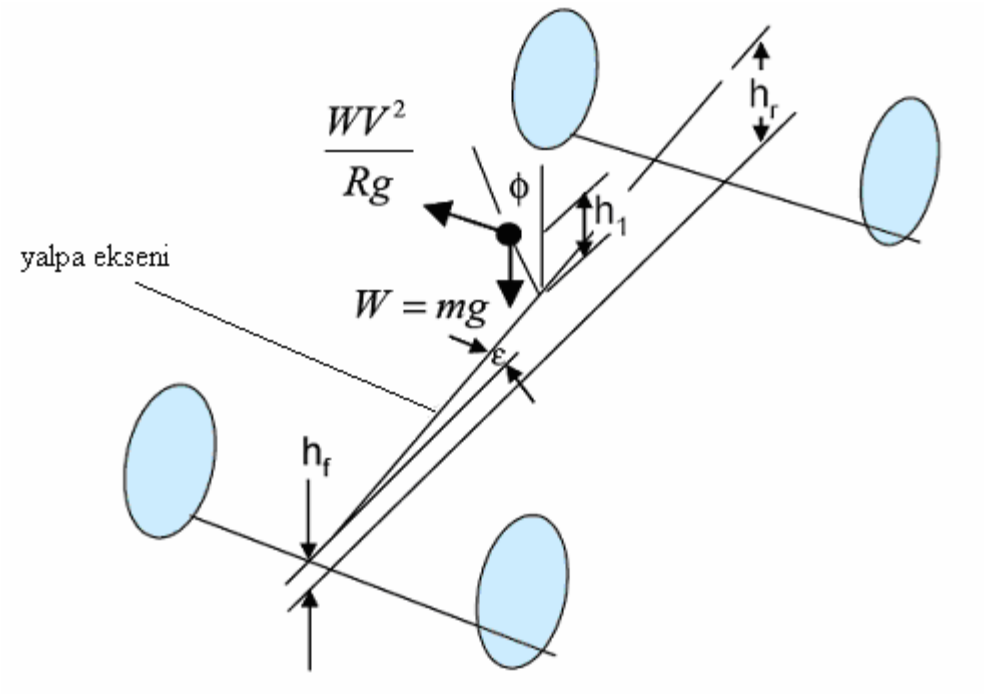
$$v_{kk} = \sqrt{R.g.\frac{(\sin\beta + \mu.\cos\beta)}{(\cos\beta - \sin\beta)}} \tag{5.12}$$

Düşey kuvvetler yalpa açısı ve savrulma hızının birer fonksiyonudur. Burada manevralar için, yalpa dinamiğinin giriş dinamiğinden yavaş olduğu varsayıldı. Böylelikle yalpa açısı yanal ivmeyle doğrudan orantılıdır. Bu nedenle , yalpa açısı yaklaşık olarak aşağıdaki ifadeyle verilir [2]:

$$\phi = \frac{W.h.V.\frac{r}{g}}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W.h} \tag{5.13}$$

Bu denklemde W araç ağırlığı, h ağırlık merkezi ile yalpa ekseni arasındaki uzaklık , g yerçekimi ivmesi ve K_ϕ aksın toplam yalpa sertlikleridir.

Geçici rejim yalpa dinamiğinin göz ardı edilmediği daha gerçekçi bir model [14]'te kullanılmıştır. Daha ileri bir varsayımla düz yolda giden araç, boylamsal ağırlık transferi ihmal edildiğinde, her bir akstaki normal kuvvet farkı yalpa eksenine göre moment alınarak ve yukarıdaki ϕ ifadesinin de eklenmesiyle yaklaşık bir sonuç elde edilir.



Şekil 5.2 : Her aksın aracın yalpa ekseni etrafındaki hareketi

$$\Delta F_{zf} = \left[\frac{W_f . V . r . h_f}{g} + \phi . K_{\phi f} \right] / t_f$$

$$\Delta F_{zr} = \left[\frac{W_r . V . r . h_r}{g} + \phi . K_{\phi r} \right] / t_r \qquad (5.14)$$

Her bir lastikteki normal yük:

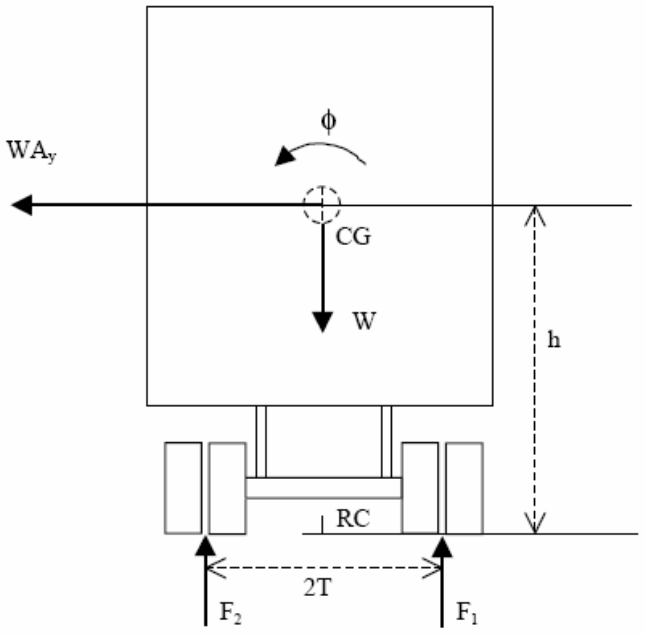
$$\begin{aligned} F_{zfR} &= F_{zf} - \Delta F_{zf} \\ F_{zfL} &= F_{zf} + \Delta F_{zf} \\ F_{zrR} &= F_{zr} - \Delta F_{zr} \\ F_{zrL} &= F_{zr} + \Delta F_{zr} \end{aligned} \qquad (5.15)$$

5.2 Araç Yalpa Kararlılığı/Devrilme Dinamiği

Teknik açıdan devrilmenin doğru tanımı aracın ağırlık merkezinin (CG) yanal olarak denge noktasını geçtiği durum olmasına karşın, araştırmacılar devrilme noktasını aracın bir yanındaki yükün diğer tarafa aktarıldığı durum şeklinde 'devrilme eşiği' olarak tanımlıyorlar. Güvenliğin başlıca nedeni gereğince literatürde devrilmenin bu koruyucu tanımı standarttır.

5.2.1 Basit Rijit Model

En basit analitik modellerde bile araç devrilmesinin nedeni açıkça belirlenebilir. Örneğin, daha karmaşık modelleri analiz etme işlemi sırasında, Ervin [21] şekilde görülen tamamen rijit taşıtın statik yalpa performansını incelemiştir. Araç tek aksla rijit olarak araç gövdesine bağlı (yani süspansiyonsuz), rijit lastikli ve düz yol üzerinde bulunmaktadır. Model tek serbestlik derecesine (DOF-degree of freedom) sahiptir (yalpa açısı φ) ve genellikle herhangi bir rijit çok akslı araç, örnek olarak, yolcu taşıtları, jipler veya ağır tırlı ya da tırsız araçları tanımlayabilmek için yeterlidir.



Şekil 5.3: Rijit Taşıt Modeli [22]

Şekil 5.3'teki gibi araç viraj alırken (bu durumda sağa doğru viraj) modellenebilen, aracın CG ağırlık merkezine uygulanan WA_y kadar yanal bir kuvvet oluşur. A_y'nin g cinsinden (birimsiz) ölçüldüğüne dikkat edelim ve o nedenle WA_y'nin birimi de kuvvet birimidir. Bunun yanında, Şekil 5.3'te görülen lastiklerde yanal sürtünme yoktur.

Aracın üzerindeki momentleri lastik/yol arayüzüne göre lastikler ve istenen denge arasında merkezli toplayarak aşağıdaki ifade ortaya çıkar (küçük açılar için):

$$W.A_y.h + (F_1 - F_2).T.h + W.h.\phi = 0 \tag{5.16}$$

Ervin soldan sağa doğru olan terimleri *birincil devirme momenti*, *geri getirme momenti* ve *yanal yerdeğiştirme momenti* yerine kullanmıştır. Bu denklem daha uygun bir forma denklem 5.17'deki gibi dönüştürülebilir.

$$W.A_y = (F_2 - F_1).T - W.\phi \tag{5.17}$$

Lastiklerdeki geri getirme momenti teriminden aracın yalpasının yol açtığı yanal yerdeğiştirme momentinin nasıl çıkarıldığına dikkat edelim. Ervin bu iki terimin toplamına *net kararlılık momenti* olarak adlandırmış ve devrilmenin denklem 1'in sol tarafının sağ tarafından daha büyük olması durumunda devrilmenin olacağına işaret etmiştir, şöyle ki birincil devirme momenti net geri getirme momentinden daha büyüktür. Bununla beraber, söz konusu aracın yalpa eşiğini incelemek için, araç rijit olduğundan, sıfır olmayan yalpa açısı gözlemlemenin tek yolu (non-zero φ) tüm ağırlık nazara alındığında bunun aracın bir tarafına taşınmasıdır.

Bu yüzden, sağa dönüşü sırasında ve Şekil 5.3'te yalpalamaya başlaması anında,

F1 = 0, *F2* = *W* and φ = 0'dır. Yalpa eşiğinin bu noktadaki yanal ivme olarak tanımlanmasından dolayı, denklem 5.17'de yanal ivmeyi çekerek

$$A_y = T / h \tag{5.18}$$

olarak bulunur.

Böylece, rijit bir aracın devrilme eşiği basit olarak yarı iz genişliğinin CG yüksekliğine oranı şeklinde genellikle *iz genişliği oranı* (TWR) olarak adlandırılır. Rijit araç modeli çok fazla kolaylaştırılmasına rağmen, TWR daha karmaşık devrilme modelleri için faydalı bir başlangıç noktası oluşturmuştur.

Değişken yol eğim açısı (superelevation) ve lastik defleksiyonlarını içeren benzer bir rijit taşıt modeli Bernard ve arkadaşlarının [23] tarafından ele alınmıştır. Yanal lastik defleksiyonları kayma açısına karşı lastik devrilme momenti grafiği eğiminden bulunabilir (genellikle lineer aralıktaki lastik verisi kullanılır). Bernard ve arkadaşları yanal lastik defleksiyonlarının önemli ölçüde yolcu taşıtları ve SUV araçların statik devrilme eşiğine katkıda bulunabileceğine ama CG yükseklikleri ve iz genişliklerinin daha büyük olduğu ağır ticari araçların analizinde çok fazla katkısı olmayacağına dikkati çekmişlerdir. Bunun yanında, Bernard ve arkadaşları daha karmaşık modelleri analizlerinden, statik olmayan ya da kısa süreli manevralar sırasında sistem üzerinde yanal lastik kuvvetlerinin daha az bir etkisinin olduğunu göstermişlerdir.

5.2.2 Esnek Süspansiyon Modeli

Ervin [21] analizine Şekil 5.4'te görülen biraz daha karmaşık olan modelle devam etmiştir.

Esnek lastiklerde olduğu gibi dingille gövde arasına bir yay süspansiyon konularak, taşıt tekil devrilme düzleminde devrilme oluşacak şekilde modellenir. Bunun bir önceki rijit modelle arasındaki başlıca farklılık aracın tüm ağırlığının bir tarafına taşınmaksızın devrilebilmesidir (düşeyden ölçülen non-zero ϕ). Burada ϕ aracın gövdesinin ya da *asılı kütlenin* yalpa açısıdır. Denklem 1 etkisindedir ve sıfır olmayan devrilme açısıyla, yanal yerdeğiştirme momenti ($Wh\phi$) çıkarılır ve böylece geri döndürme momenti azaltılır.

Bu etki aracın devrilme eşiğini

$$A_y = T / h - \phi_T \tag{5.19}$$

ifadesine düşürür.

Burada ϕ_T tekerleğin yerden kesilme açısıdır. Yani aracın bir yanının 'yerden kesilmesine' yol açan en büyük açıdır.

Ervin bu analizin birden fazla aksa sahip araçlara da yani çok dingilli araçlarda her bir dingildeki süspansiyon ve lastik sertliği aks tarafından taşınan yükle 'düzgün bir şekilde orantılı' olduğu müddetçe genişletilebileceğini savunmuştur

O nedenle, çok akslı olmasına rağmen, bu denklem 5.19'da verilen maksimum yanal ivme ile devrilme düzleminde yalpalamaya devam edecek bir süspansiyon kümesi modelidir.

Şekil 5.5 bu çok akslı süspansiyon kümesi modelinin düşey eksende yalpa momenti değeriyle, sola yanal ivme ve sağa kararlılaştırma ya da geri döndürme momenti olarak çizilir.

Net geri getirme momenti, süspansiyon momenti (dönme sırasında ağırlık taşınması nedeniyle ϕ yalpa açısına sebep olan) aracın ağırlık merkezi CG'sinin yanal hareketi sonucu oluşan yanal yerdeğiştirme momentinin bir kombinasyonu olarak düşünülebilir. ϕ arttıkça, net geri getirme momenti eğrisi devrilme eşiği ϕr değerine ulaşana kadar pozitif kalır ve taşıtın devrilmeden dayanabileceği maksimum yanal ivme olarak yani devrilme eşiği olarak tanımlanır. Burası geri getirme momentinin doyduğu (süspansiyona bağlı olarak), başka deyişle en yüksek değerinde olduğu noktadır . Bu noktayı geçince net geri getirme momenti artan yalpa açısıyla artmakta olan yanal yerdeğiştirme momentinin negatif eğim alır.

Burada bulduğumuz devrilme eşiği $(A_y)_{max}$'in rijit modelde verilen T/h devrilme eşiğinden daha düşüktür.

Ayrıca Ervin aracın *devrilme merkezi*ne etki eden faktörleri de incelemiştir – özellikle Şekil 5.4'teki gibi süspansiyon devrilme merkezi (RC_s) ve lastik devrilme merkezi (RC_t).

Süspansiyon devrilme merkezi zahiri ancak devrilmenin görülebileceği muhtemel bir nokta olarak düşünülebilir. Başka bir tanımlama ise tekerlek merkezlerinden geçen düşey düzlemdeki süspansiyon devrilmesine sebep olmayacak kuvvetin uygulandığı

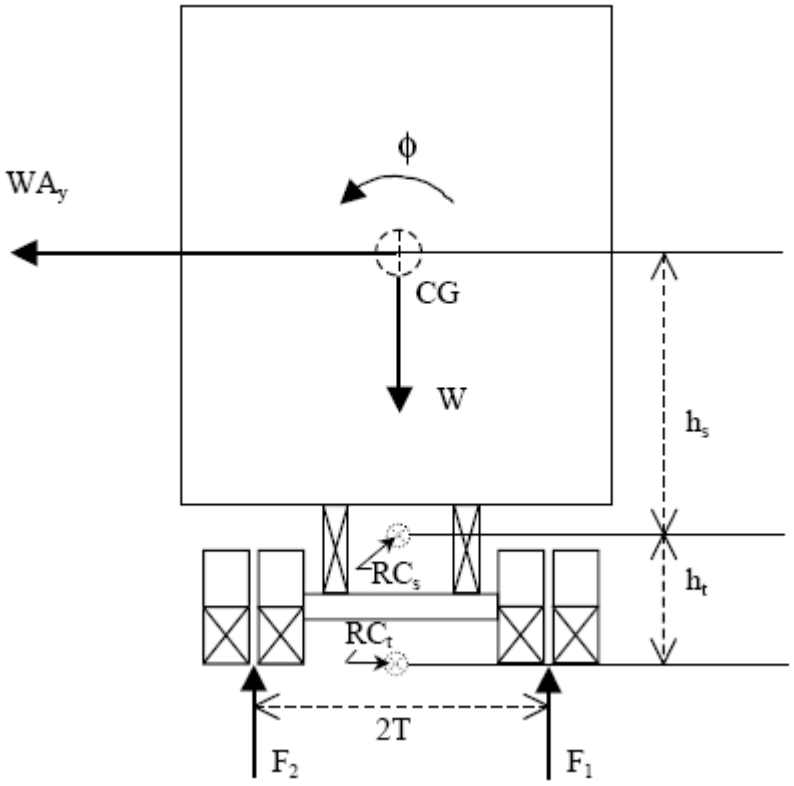
noktadır [2]. Aynı şekilde, lastik devrilme merkezi asılı olmayan kütlenin veya aksların devrilmeye yakın olarak düşünüldüğü başka bir sanal noktadır. O nedenle, büyük süspansiyon devrilme yüksekliklerine (h_s) sahip araçlar için, örneğin SUV'ler veya ağır

vasıtalar için yanal yerdeğiştirme momenti ($Wh_s\phi$), devrilme açısı ϕ derece başına daha büyüktür. Sonuç olarak, bu taşıtlarda süspansiyon devrilme yüksekliği daha küçük olanlara kıyasla devrilme eşikleri düşüktür.

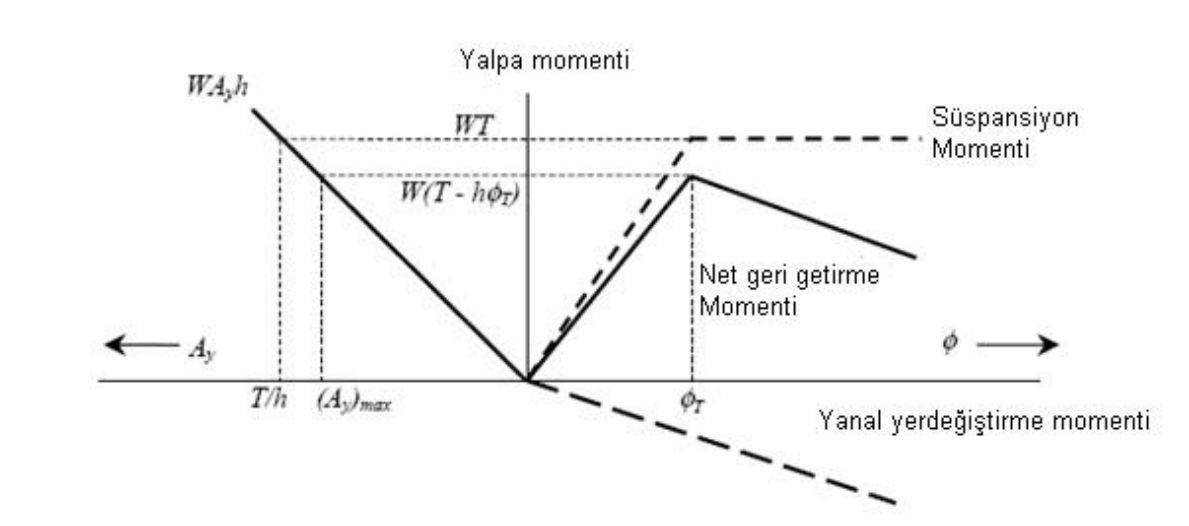
5.2.3 Eğimli Yolun Etkisi

Genellikle, otoyollarda viraj geçişlerinde, örneğin rampa , rampa çıkışları, vs.

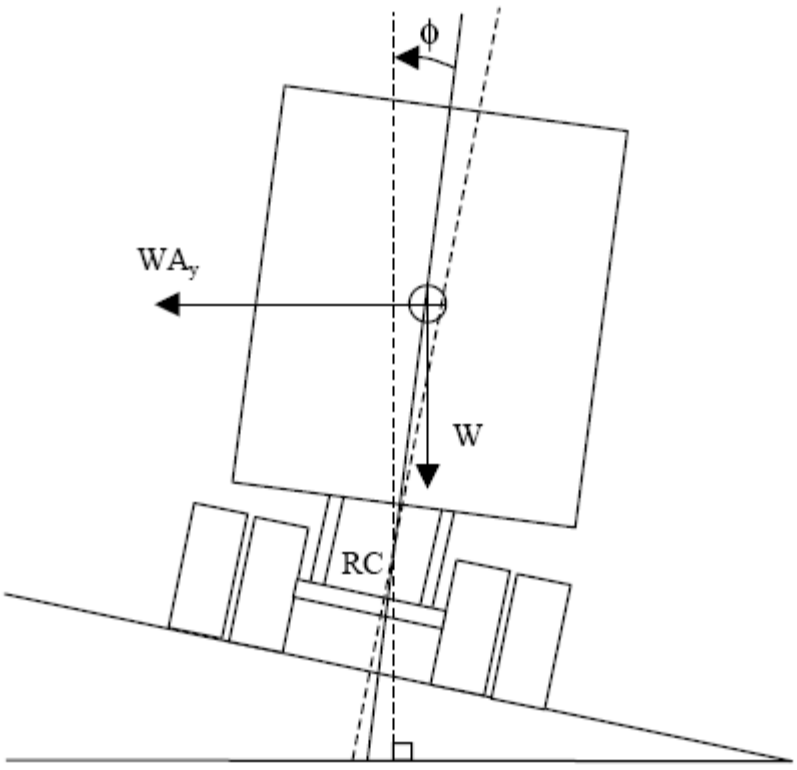
viraj geçen aracın yalpa cevabındaki yanal ivmenin etkisini azaltmak için eğimli yol olarak tasarlanırlar. Şekil 5.6'da görüldüğü gibi, eğimli yolun yanal yerdeğiştirme momentini düşürme etkisinin olması hatta bunun işareti değiştirmesinin de mümkün olması (moment kolunun düşürülmesiyle) bu sayede aracın efektif devrilme eşiğinin artması etkisine sahiptir. [24].



Şekil 5.4 : Süspansiyon ve lastikli araç modeli



Şekil 5.5. Çok akslı araç süspansiyon kümesinin devrilme momenti diyagramı([21]' den uyarlandı.)



Şekil 5.6. Yanal yerdeğiştirme momentine eğimli yolun etkisi ([24]'ten uyarlanmıştır)

5.2.4 Tırsız Araçlar: Kararlılık Ölçüsü

Genellikle, yolcu arabalarının süspansiyon devrilme merkezi yükseklikleri alçaktır ve o nedenle de yüksek devrilme eşiğine sahiptirler. Aslında, bir yolcu aracının destekleyebileceği yanal ivme değeri devrilme eşiğiyle değil, Allen ve arkadaşlarının [25] tanımladığı lastik/yol arayüzündeki sürtünme katsayısıyla idare edilir.

O nedenle, yolcu arabası devrilmeden önce daha muhtemel olarak yanal şekilde kayacaktır.(daha sonra incelenecek bir takılmalı devrilme hali olmadığı varsayılarak). Yolcu araçlarının ve arazi araçlarının (UV) devrilme kararlılığını hedef alarak Amerikan hükümet raporundan elde edilen devrilme riski verilerini kullanarak, Allen ve arkadaşları çeşitli araç parametrelerinin devrilme eğilimiyle aralarındaki ilişkiyi kurmaya çalışırken çeşitli istatisksel regresyonlar koşturmuşlardır. Beklenildiği üzere, devrilme oranı ile TWR arasında kuvvetli bir ilişki bulmuşlardır. Buna ek olarak, akslar arası mesafe oranı (akslar arası mesafenin CG yüksekliğine bölünmesi) ve TWR arasında, akslar arasındaki mesafe oranı ve devrilme frekansı arasındaki ilişkiye dolaylı bir şekilde işaret eden , kuvvetli bir bağlantı bulunmuştur. Sonuçta, yazarlar üç taşıtla arazi testlerini yürütmüşlerdir: hafif bir arazi aracı (UV), küçük bir otomobil ve 'orta büyüklükte' bir sedan. Bu vasıtalar hükümet raporu için seçilen araçları temsil eden karakteristiklere sahip olduğundan seçilmiştir.

Daha belirli bir biçimde, araştırmalarının birinci bölümünden elde edilen kararlılık ölçütü (TWR, vs.) tarafından tanımlanan devrilme eğilim seviyeleri, hükümet raporu için seçilmiş araçların sınıfını kapsamaktadır.

Araçlar çeşitli ortak düzenli hal ve süreksiz manevralar ve aşırı durumlarda aracın özelliklerini saptamak amacıyla tasarlanan limit-performans manevralarına maruz bırakılmıştır. Bigisayar simülasyonu geliştirilmiş ve arazi testi verileriyle kıyaslanmış ve geçerli kılınmıştır. Arazi testleri sonuçları ve bilgisayar simülasyonları, TWR'nin araç devrilme kararlılığı üzerinde etkisi olduğunu göstermektedir. Özellikle, hafif arazi aracı (TWR'si en düşük olan) sınır-performans manevralarının ikisiyle de devrilebilirken, yolcu arabaları 'daha kararlı' bulunmuştur. Buna ek olarak, boylamsal ve yük transfer oranının (LTR) aracın doğrultu (yön) kararlılığında etkisi vardır.

Allen ve arkadaşları tarafından bunu takip eden bir makalede [26], test araçları sayısı arazideki test ve simülasyonlar için 12'ye çıkarılmıştır (sayı daha sonra 29'a çıkarılmış, ancak bu ilave edilen taşıtlar yalnız istatistiksel analiz için kullanılmıştır). Ayrıca testlerde kullanılan araçlar arazi araçlarını, pikapları (kamyonet), vanları (minibüs), önden ve arkadan çekişli yolcu araçlarını kapsamaktadır. Bu şekliyle, sınır manevraları sırasında araç kararlılığına etki eden LTR, devrilme sertliği dağılımı ve klape ayarları daha detaylı olarak incelenmiştir. Ek olarak, 'devrilme için gerekli' yanal kuvvetin hesaplanması amacıyla 12 araç üzerinde side-pull testleri yapıldı. Bu ölçüm TWR ile bağlantılı olarak, belirli bir taşıtın devrilmeye karşı olan direncini açıklamakta kullanılan *verim(efficiency) faktörleri*ni hesaplamak niyetiyle kullanılır.

Devrilme sertliği analizinin sonuçları, incelenen araçlarda yüzde devrilme sertliği understeer kapasitelerini artırarak genellikle araçların ön aksına doğru kaydığını göstermiştir. Bu, süspansiyonda daha fazla understeer özellikler gerektiren özellikle arkadan çekişli araçlar için ön tekerleklerdeki sürüş çekişi eksikliğini gidermek amacıyla geçerliydi . Tersine, ön tekerleklerdeki mevcut çekiş ve ön akslardaki mevcut ağırlığın daha fazla olmasından dolayı, incelenen araçların devrilme sertliği yüzdesinin önden çekişlilerde arkadan çekişlilere göre daha az olduğu saptanmıştır. Bunun nedeni önden çekişli araçlar daha az süspansiyon understeer özellikleri gerektirir.

Aynı konuda, Garrott ve Heydinger [27] hem araçsal hem de çevresel birçok parametre açısından Michigan eyaletindeki trafik kazası verileri arasında ilişkilendirme yapmayı denediler. Aracın bilgisi ile ilgili eğik düzlem oranları (TTR) ve tekerlek açıklığı, önden ya da arkadan çekişli olması durumları katılmıştır. Ek olarak , yanal ivme ve savrulma hızı sürekli rejim kazancının çeşitli düzeylerindeki understeer gibi çeşitli dinamik ölçüler çeşitli direksiyon manevraları kullanarak bilgisayar simülasyonu vasıtasıyla hesaplanmıştır.

Dinamik ölçümler devrilmeleri kapsayan taşıt kaza verileriyle bağlantı kurmak istedikleri ölçümlerdi. Bununla birlikte, sonuçlar en önemli değişkenlerden altısının çevresel ve statik araç parametreleri olduğunu ve ilişkilendirmeyi umdukları dinamik ölçülerden hiçbir bağ kuramadıklarını göstermiştir. Belirli bir araç için simüle edilen

araç cevap ölçümlerinin (metrics) hiçbirinin devrilme yatkınlığı açısından iyi bir kestirimci olmadığı sonucuna varılmıştır.

Benzer şekilde, Hinch ve arkadaşları da [28] hem çevresel hem de araçsal metrik yönünden kaza verileriyle ilişki kurmaya çalıştılar. Bunun yanında, hem kaza datasını (bir eyalet yerine beş eyaletten alınan data)hem de statik araç metriğini, TTR, TWR (TWR Statik Stabilite Faktörü ya da SSF'yi kastetmektedir) ve SPR (Side Pull Ratio - yana çekme oranı)'yi dahil edecek şekilde genişletmişlerdir. Çevresel değişkenlerden bazıları kazanın kırsal alanda ya da şehirde olmasına, sürücünün alkol veya ilaç etkisi altında olmasına, kazanın virajlı yolda olmasına ve daha birçok etkene bağlı olmuştur.

Buna ilaveten, engelli devrilme durumları için tasarlanmış diğer iki dinamik ölçütler ile ilişkilendirmeye çalışmışlardır. Bunlar *Devrilme Önleme Metriği* (RPM) ve *Kritik Kayma Hızı* (CSV)'dir. RPM aracın ilk ötelenme enerjisi ile engele takılmasından sonra oluşan dönme enerjisinin arasındaki farkın ilk ötelenme enerjisine bölünmesiyle tanımlanır.(yüzde elde etmek için daha sonra 100 ile çarpılır). Matematiksel olarak şu şekilde ifade edilir

$$\%RPM = \frac{E_i - E_r}{E_i} \times 100 \tag{5.20}$$

Burada E_i ilk kinetik enerji ve E_r aracın engele takıldıktan sonraki dönme enerjisidir

(Enerji terimlerinin eksiksiz tanımlamaları için ilgili makaleye başvurunuz). Denklem 5.20 basitleştirildiğinde ilginç bir sonuç elde edilmiştir. Bu RPM'i hızdan bağımsız yalnızca aracın kütlesi, atalet momenti ve CG ağırlık merkezi yüksekliğinin bir fonksiyonu haline getirilmiştir.

CSV 'aracın takılmalı devrilmeye başlaması için gereken minimum yanal hız' olarak tanımlanır. Makalede CSV için verilen denklem sadece iz genişliği, atalet momenti, CG ağırlık merkezi ve iade (restitution) katsayısının bir fonksiyonudur. Başlangıçta, Hinch ve arkadaşları beş eyaletin kaza verilerinden engelli devrilme olayıyla CSV ve RPM arasında bağlantı kurmak istemişlerdir.

Maalesef, kaza verileri engelli devrilmeyi engelsiz devrilme durumlarından ayırt edecek kadar açık değildi ve bu yüzden tüm devrilme kazalarında etkilerini (eğer varsa) incelemek için iki metrik kullanıldı.

Tekerlek açıklığı, arka akstaki taşıt ağırlığı yüzdesi (tipik olarak oversteer ve savrulma kararlılığını etkileyen) ve arka aksın yerden kesilmesi için gerekli olan aracın yavaşlamasını ölçen bir frenleme kararlılık metriği diğer kararlılık metrikleridir.

TWR'yi referans olarak kullanarak, TWR ile yalnızca diğer iki statik kararlılık ölçüleri (TTR ve SPR) arasında değil aynı zamanda RPM ile de kuvvetli bir ilişkisi vardır. Araştırmanın ikinci fazında, en büyük numune ölçüsüne sahip olduğundan ve raporlama yöntemleri diğer eyaletlerinkinden daha tutarlı ve daha detaylı olduğu için istatistiksel korelasyon için sadece Michigan veri dosyaları kullanıldı. Hinch ve arkadaşları türlü çevresel ve kararlılık metrikleri kullanarak araçlardaki devrilme olayını *kestirme*yle ilgilenmişlerdir. En iyi model, 0.80 R^2 değeri ile korelasyonlu, TTR, araç sınıfı/sürüş konfigürasyonu, kayıtlı araç başına düşen kaza, kazanın şehirsel alanda olup olmadığı, yolun virajlı olup olmadığı, kazanın otoyolda ya da arzide meydana gelmesi, sürücünün yaşı, sürücünün alkol ya da ilaç etkisi altında olup olmadığı ve aracın ABS (anti-lock brake system) fren sistemine sahip olup olmadığına göre bulundu.

5.2.5 Tırsız Araçlar: Devrilmeyi Kestirme

Manevranın neden olduğu devrilme olayını kestirmek için, Nalecz [29] Devrilme Potansiyel Enerjisi Rezervi (RPER) olarak bilinen bir araç için kinetik ve potansiyel enerjilere dayanan bir bağlantı kullanmıştır. RPER aslında engelli devrilme durumlarını (bakınız [30]) incelemek amacıyla geliştirilmiştir ve belirli bir aracın devrilme kararlılığının anlık ölçümünü vermektedir. Bu bir aracın kararsız haldeki potansiyel enerjisi ya da devrilme konumu (*Vcritical*) ile bu aracın anlık devrilme kinetik enerjisi (*ErollingKE)* arasındaki fark olarak tanımlanmaktadır. Bu da matematiksel olarak şu ifadeyi verir;

$$RPER = V_{critical} - E_{rollingKE} \tag{5.21}$$

RPER devrilmeme için pozitif ve devrilme durumları için negatif olmalıdır. Kendisinin IMIRS yazılımını kullanarak, Nalecz değişik araç tasarım parametrelerinin RPER'i hem J-turn hem de S-turn (sinusoidal direksiyon girişi) manevralarıyla nasıl etkilediğini bir hassasiyet analizi yaparak araştırmıştır.

Her tip manevra için her iki devrilme ve devrilmeme şartları oluşturulmuş ve toplam dört test yapılmıştır. Testler sabit 40 mph araç hızında yürütülmüş ve istenilen devrilme veya devrilmeme koşullarını oluşturmak için yol sürtünmesi değiştirilmiştir. Hassasiyet analizinde kullanılan taşıt parametreleri yedi farklı kategoriye ayrılmaktadır: iki geometrik set, bir kütle/atalet seti, bir yay sertlik seti, bir sönümleme seti, bir aerodinamik set ve bir lastik sürtünme seti. Hassasiyet analizinin bir özeti ve RPER fonksiyonu üzerine etkisi [31]'den bulunabilir. Genelde, sonuçlar RPER fonksiyonunun orijinal olarak engelli devrilme durumlarını kestirmek için türetildiği kadar aracın devrilmeye neden olan manevraları da kestirmekte tutarlılık yakaladığını göstermiştir.

Nalecz ve arkadaşlarının takip eden makalelerinde [32] *engelli* devrilme haliyle RPER kullanımını araştırmalarına rağmen, burada RPER fonksiyonunun tam ölçekli testte geçerli kılındığı gerçeği de görülmüştür. İki binek aracı ve altı hafif kamyon, minibüs (van), ve SUV'lerin engelli yolda kaymak üzereyken ve diğer zamanlarda kumda (yol kenarındaki toprak zeminde simüle edilen) devrilme eğilimi test edilmiştir.

Toplam kinetik enerjideki ötelenme enerji teriminin (yalpa eksenine dik CG hızından kaynaklanan) ihmal edildiği RPER'nin modifiye edilmiş bir versiyonu ileri sürülmüştür. Hem modifiye edilmiş hem de orijinal RPER değerleri tüm araç manevraları için hesaplanmıştır. Sonuçlar modifiye edilmiş RPER'nin darbenin sertliğine daha az duyarlı olduğunu ve bu etkiden sonra yalpa hızı gibi istenmeyen dinamik etkileri süzebildiğini göstermiştir. İstenmeyen bu dinamik etkiler, orijinal RPER'nin devrilme meydana gelmediği zaman devrilmeyi yanlış kestirmesine sebep olmuşken ; ama modifiye edilmiş RPER her zaman doğru bir şekilde kestirmiştir.

Orijinal RPER'nin bir avantajı, devrilmeyi tüm durumlarda modifiye edilmiş RPER'den önce kestirmiş olmasıydı. Bu devrilme uyarı cihazı tasarlama açısından sürücüyü ikaz etmek için veya devrilme daha meydana gelmeden önce devrilmeyi önlemek maksadıyla aracın kararlılığına yardımcı olacak bir kontrol sistemi tasarımında yararlı olacaktır.

Bununla birlikte, Nalecz ve arkadaşları elde edilen tutarlı sonuçlara bağlı olarak tüm devrilme durumları için modifiye edilmiş RPER'i kullanmayı tavsiye etmişlerdir.

5.2.6 Tırlı Araçlar: Yalpa Dinamiği

Tırlı bir aracın dinamiğinin ele alınması (handling), örneğin semi-treylerli traktör, tırsız bir araçtan önemli bir şekilde farklılık gösterir. Diğer nedenler arasında, traktöre

eklenecek veya traktöre göre ekseni etrafında dönecek treyler sürücüye ilave bir kütleyle muhatap edecektir. Bunun yanında, treylerin traktörden gelen inputlara cevabı, örneğin direksiyon manevraları, tipik bir şekilde yükseltilir ve traktörün gerisinden gelmesi kontrol edilmesini zorlaştırır.

Bu çoğu zaman kararlılık sorunlarına yol açar ve treylerin haddinden fazla yalpalamaya ya da sürücü problemin farkına varmadan önce savrulma kararsızlığının başlamasına neden olabilir ve düzeltici aksiyon yapmaya zaman yetmeyebilir.

Daha önceden belirtildiği gibi, Ervin [4] denklem 5.19'da verilen maksimum yanal ivme ile devrilme ekseninde çok akslı bir aracın sürekli rejim hareket denklemlerini türetmiştir. Analizin yalnızca her akstaki yalpa sertliği aks tarafından taşınan yükle 'düzgün bir şekilde orantılı'olan araçlarda geçerli olduğuna dikkat edilmelidir.

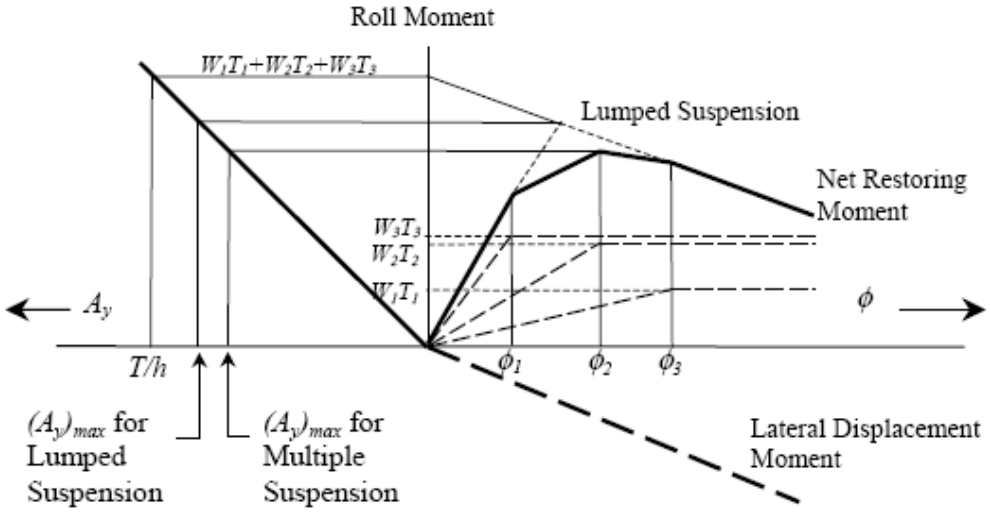
Bununla birlikte, Ervin pratikte her akstaki yalpa sertliğinin önemli bir şekilde değişebildiğini gözlemlemiştir. Bu, denklem 5.19'un bu araçlar için geçerli olmadığı anlamına gelir. O yüzden, taşınan yüke bağlı düzgün olmayan süspansiyon sertliğine sahip olan her bir aksın taşıt üzerindeki etkisini incelemiştir.

Her bir yalpa sertliğine Raxle1, Raxle2 ve Raxle3 şeklinde bakarak Raxle1 < Raxle2 < Raxle3 (tipik olarak bu durumdur), Şekil 5.7'de üç akslı bir semi-treyler için sonuçlar grafiksel olarak gösterilmiştir. Kamyon *Ay* yanal ivmesine maruz kaldığında, yerden ilk kesilecek olan tekerlek treyler aksının (aks 3) iç tarafındaki $\varphi 3$ yalpa açısına sahip tekerlektir. Burası arka aksın maksimum geri getirme momenti *W3T3*'i ürettiği noktadır. Burada *W3* ve *T3* sırasıyla aks 3'ün ağırlık ve iz genişlikleridir.

Aks 3'ün geri getirme momentinin doyması net geri getirme momentinin eğimini efektif bir şekilde azaltmaktadır. *Ay* daha fazla arttığında, aks 2'nin iç tarafındaki tekerlek yalpa sertliği Raxle2'nin ara seviyesine bağlı olarak $\varphi 2$ yalpa açısıyla yerden kesilmeye başlar.

Bu da geri getirme momentini daha fazla düşürme etkisine sahiptir ve bu zaman eğimin negatif olmasına izin verir. φ*2* yalpa açısı net geri getirme momentine karşılık veremeyecek kadar artan yanal ivmeden ötürü tam aracın kararsızlık noktasıdır ve sonuç olarak devrilme olayının gerçekleşmesi yakındır.

Bu nedenle, φ*2* yalpa açısı aracın devrilme eşiği *(Ay)max*'i tanımlamaktadır. Sonuç olarak, traktör aksı aks 1'deki süspansiyon net geri getirme momenti eğimini daha çok azaltarak φ*1* yalpa açısında doymaktadır. Ayrıca analizden, farklı yalpa sertliklerine sahip aksların maruz kaldığı muamele aracın daha önceden yapılmış kümelenmiş süspansiyon modeli ile muamele edilmesi halinden daha düşük bir yalpa eşiği *(Ay)max*'i vermektedir. Bunun yanında, her iki devrilme eşiği de rijit modelin devrilme eşiğinden daha düşüktür.



Şekil 5.7 : Çok akslı aracın çok süspansiyonlu yalpa momenti diyagramı ([21]'den adapte edildi.)

Yükün boylamsal ve yanal dağılımının traktör yarı treylerin devrilme kararlılığı üzerinde önemli bir etkisi vardır. Ervin araç üzerindeki yükün ön tarafa doğru kaymasıyla devrilme eşiğinin azaldığını göstermiştir. Bununla beraber, önceki araştırmalarda öne sürüldüğü üzere, bunun kamyonların savrulma kararlılığını arttırabileceğini işaret etmiştir [33]. Ayrıca, yük taşıtın merkez çizgisine göre yanal olarak ofsetlenirse, yükün hangi tarafta ofsetlendiğine ve kamyonun hangi yöne döndüğüne bağlı olarak kamyonların devrilme eşiğini artıracak ya da azaltacak bir statik moment oluşturulur.

Örneğin, sol tarafına ofsetlenmiş yükle sağa dönen bir kamyon (o suretle sola doğru statik moment oluşmasına neden olan) yanal yerdeğiştirme momentini ($Wh\varphi$) arttıracak, net geri getirme momentini azaltacak ve bu nedenle aracın yalpa eşiği düşecektir.

Karşıt şekilde, eğer kamyon sol tarafındaki yükle sola doğru dönerse, statik moment net geri getirme momentini artıracak şekilde etki eder ve bu yüzden aracın yalpa eşiğinde bir artış sağlamaktadır.

5.2.7 Tırlı Araçlar: Kararlılık Ölçütü (Metriği)

5.2.7.1 Statik Yalpa Eşiği

Ağır vasıtaların otomobiller, hafif kamyonlar ve SUV'lere göre çeşitli taşıt parametreleri ve kararlılık metriği ile devrilme kaza datasının arasında ilişki kurmak daha zordur.

Bu sadece ağır kamyon devrilme kazalarındaki detayların tutarsız bir şekilde raporlanmasından kaynaklanmaktadır. Kamyonunun tipine, taşınan yüke, süspansiyon özelliklerine vs., has özellikler her zaman iyi bir şekilde kaydedilemez ve bu nedenle ağır kamyon parametreleriyle kaza datası arasında bağlantı kurmayı zorlaştırır. Fakat, tırlı bir araç ile tırsız bir aracın TWR'sinin devrilme kararlılığı üzerine birinci dereceden etkisinin aynı olması beklenebilir. Tırsız araçlarda da görüldüğü gibi TWR ile statik devrilme eşiği arasında (SRT) güçlü bir korelasyon varsayılabilinir. SRT, eğik düzlem (Tilt-Table) veya yana çekme (Side-Pull), sürekli rejime yakın viraj testi ya da son olarak matematiksel bir şekilde statik devrilme modeli ([34]; [35]) yahut savrulma/devrilme modeli [36] gibi simülasyon yazılımı kullanılarak çeşitli şekillerde ölçülebilmektedir. Aslında, SRT belirli bir aracın devrilme kararlılığı açısından en iyi ölçüm metodu olarak düşünülebilir. Statik devrilme modeli kullanım kolaylığı yüzünden diğer modeller içinden, Michigan Üniversitesi Ulaştırma Araştırma Enstitüsü (UMTRI) tarafından geliştirilen SRT'nin hesaplanması tercih edilmektedir.

Sonuçlar daha kompleks yazılımla elde edilenler kadar doğru olmamasına rağmen, örneğin savrulma/yalpa modeli, daha az input parametresi gerektirmektedir ve birinci dereceden SRT'ye yaklaşmaktadır.

Tipik olarak, input parametrelerinin yanlışsız toplanması zor ve/veya pahalıdır.

Bu nedenle, El-Gindy ve Hosamel-deen [37] sonuçlara önemli etkisi olan araç parametrelerini, önemli etkisi olmayan araç parametrelerinden ayırmak amacıyla statik devrilme modelinin hassasiyet analizini yönetmişlerdir. Daha az önemli parametrelere, sonuçları etkilemeden ve masrafların çoğundan kurtularak yaklaşılabilir.

Hassasiyet analizi 'Baseline' bir aracın, beş akslı bir traktör yarı treylerin çözümlenmesini ve çok sayıdaki parametreyi diğerlerini baseline değerlerinde sabit tutarken 'makul bir yüzdeyle' teker teker ayarlanmasını içermekteydi. İncelenen parametreler aşağıdaki gibidir:

Traktör Gövdesi: Torsiyonel sertlik ve coulomb sürtünmesi
Treyler: Birleşik yapısal ve beşinci tekerlek sertliği
Beşinci-Tekerlek: Sıkıca bağlanmış
Lastikler: Düşey sertlik, yanal sertlik ve devrilme sertliği
Süspansiyon:
Traktör: Yay katsayıları (ön ve arka), ve bağlanmış (ön ve arka)
Treyler: Yay katsayıları, bağlanma, yardımcı devrilme sertliği ve devrilme merkezi yükseklikleri
Boyutlar: Asılı kütlelerin CG ağırlık merkezi yükseklikleri ve iz genişlikleri
El-Gindy ve Hosamel-deen hassasiyet analizi sonuçlarını üç parametre grubuna ayırmayı yararlı bulmuşlardır (A, B ve C).

Grup A'nın sonuçlar üzerine hemen hemen hiç etkisi olmayan parametreleri içerdiği ve sistemin gerçek modelinden çıkarılabildiği kabul edilmiştir.

Grup B modelde gerekli olan parametreleri barındırmaktadır, fakat parametrelerin doğruluğu çok önemli değildir. Son olarak, Grup C yalnızca model için önemli olan parametreler değil aynı zamanda bu parametreler için ölçülen değerlerin doğruluğu da önemlidir. Sonuçlar aşağıdaki gibidir:

Grup A (modelde göz ardı edilebilir)
• traktör gövdesi torsiyonel sertlik
• traktör gövdesi coulomb sürtünmesi
• lastiklerin devrilme sertliği
• beşinci tekerlek lechasına bağlantı

Grup B (modellenmesi önemli/ölçüm doğruluğu *çok önemli değil*)

• traktör ön yay katsayıları

• treyler birleşik yapısal ve beşinci tekerlek sertliği

• lastiklerin yanal sertliği

Grup C (modellenmesi önemli/ölçüm doğruluğu *çok* önemli)

• lastik düşey sertliği

• traktör arka yay katsayıları

• treyler yay katsayıları

• traktör ön ve arka süspansiyon ve treyler süspansiyonundaki bağlanma

• yardımcı devrilme sertliği

• devrilme merkezi yüksekliği

• asılı kütle ağırlık merkezi yüksekliği

• tekerlek iz genişlikleri

Ervin [38] tarafından geliştirilen ağır kamyon devrilmesi ve SRT arasındaki en çok bahsedilen ilişkilerden biri Şekil 5.8'de görülmektedir. Kaza verileri Bureau of Motor Carrier Safety'den alınmıştır ve tekil araç kazalarında (SVA) devrilme gözlenmesini tanımlamaktadır.

Statik devrilme modelinin habercisi olan UMTRI'da geliştirilen yazılımı kullanarak, Ervin rapor edilen brüt araç ağırlığını (GVW) ve lastiklerin tipik değerlerini, süspansiyon ve geometrik parametreleri kullanarak her bir ağır vasıta için bir SRT tahmin etmiştir. Grafikten ağır bir kamyonun devrilme eşiği ile tekil araç kazalarında (SVA) devrilme gözlenmesi arasında güçlü bir bağlantı vardır.

En önemli gözlemlerden biri devrilme eşiği 0.40 ila 0.45 g arasında olan tam yüklü bir kamyon, devrilme eşiği 0.65 g olan boş bir taşıttan beş ila yedi kat daha fazla devrilmeye yakındır.

Preston-Thomas ve El-Gindy [39] Kanada'da ve muhtemelen tüm Kuzey Amerika'daki ağır kamyonlar için gereken minimum SRT değeri fizibilitesini incelemişlerdir.

Preston-Thomas [40] tarafından yapılmış eğik düzlem testinden (tilt-table) toplanan data ve Woodrooffe [41] çok sayıda araçlar için özetlemiştir; çöp kamyonları, çimento mikserleri, traktör yarı treylerleri ve B-train tanklı kamyonları.

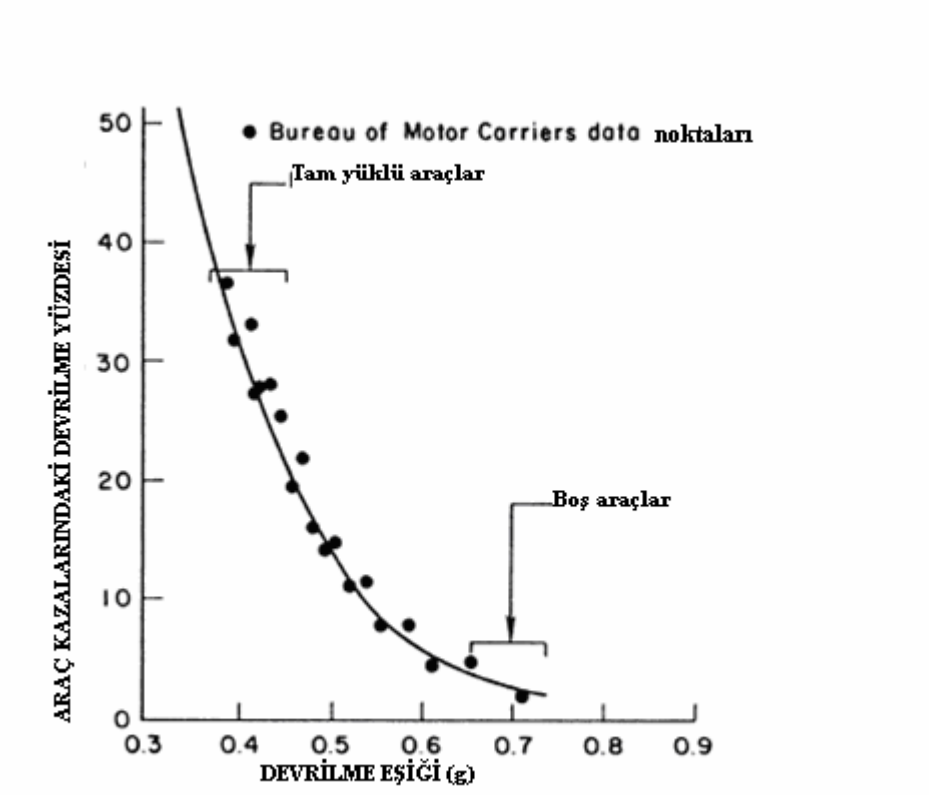
Sonuçlar ağır vasıtanın türüne bağlı olarak, minimum SRT 0.38 ila 0.42 g aralığında önceki önerileri desteklemektedir.

Bununla beraber, yazarlar ağır araçlar ve yükler ve 'özel ilgi gruplarının gücü'ne bağlı olarak minimum SRT'yi uygulamakta zorluk baş gösterdiğini işaret etmişlerdir.

Preston-Thomas ve El-Gindy petrol tankerleri gibi ağır vasıtalarda minimum bir SRT gereksinimi politikasını önermişlerdir.

Petrol tankerleri göreceli olarak tank tasarımları benzer olduğundan başlangıç için pratik olduklarına inanılır.Tipik olarak, ağır kamyonların devrilme eşiği daha düşüktür ve bu kamyonların devrilmesi tehlikeli yük taşıdıklarından dolayı özellikle risklidir.

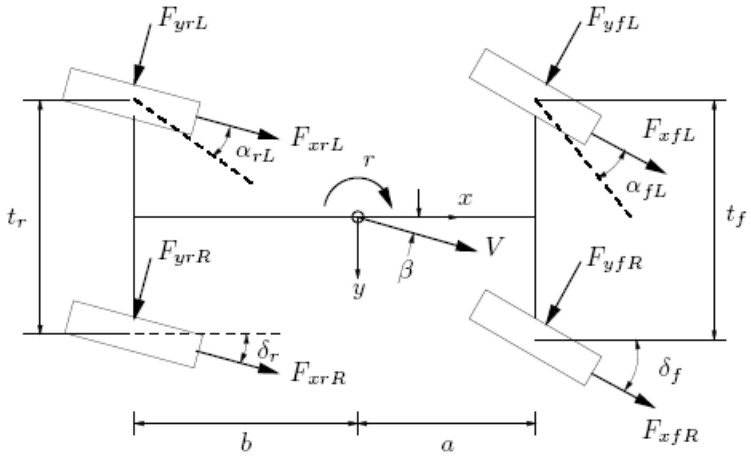
Ek olarak, üreticilerin ve operatörlerin bu araçların güvenliğinini geliştirmek için para harcadıkları görülmektedir.



Şekil 5.8 : Tahmin edilen statik devrilme eşiğine karşı devrilme olayı görülmesi [38]

6 DÖRT TEKERLEKLİ ARAÇ MODELİ

Lineer tek izli araç modelinden bahsi geçen araç için dört tekerlekli olarak modellerken Aşağıdaki denklemlerden faydalanırız:



Şekil 6.1 : Araç Modeli

m: Aracın kütlesi

a : Ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı

b : Ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı

V: Yanal hız

U: Boylamsal hız

r : savrulma hızı

$C_{\alpha f}$: Ön tekerleklerin dönme sertliği

$C_{\alpha r}$: Arka tekerleklerin dönme sertliği

$\delta_{f,r}$: Ön/arka direksiyon açısı

$\alpha_{f,r}$: Tekerlek ön/arka kayma açısı

$F_{lat,f,right}$: Sağ ön yanal tekerlek kuvveti

$F_{lat,f,left}$: Sol ön yanal tekerlek kuvveti

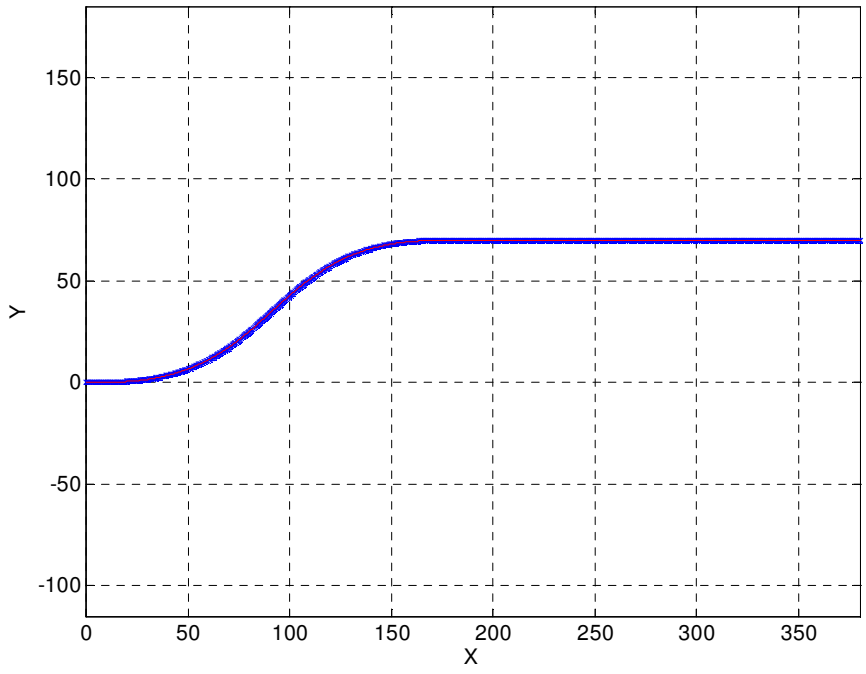
$F_{lat,r,right}$: Sağ arka yanal tekerlek kuvveti

$F_{lat,r,left}$: Sol arka yanal tekerlek kuvveti

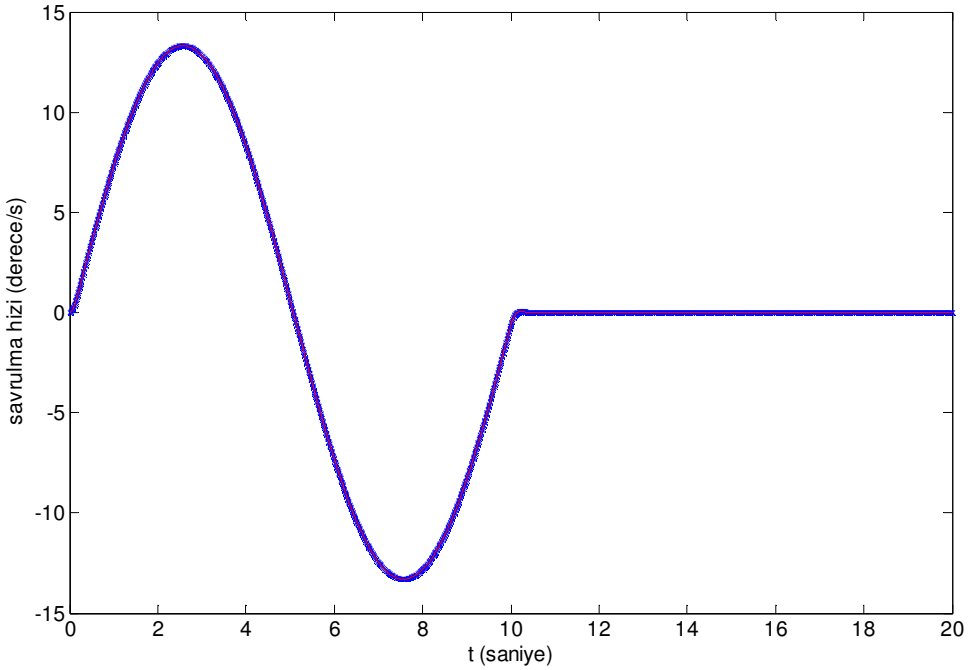
$$\sum F_y = m\left(\dot{V} + Ur\right) = -F_{lat,f,right} - F_{lat,f,left} - F_{lat,r,right} - F_{lat,r,left}$$
$$\sum M_z = I_z \dot{r} = -\left(F_{lat,f,right} + F_{lat,f,left}\right)a + \left(F_{lat,r,right} + F_{lat,r,left}\right)b \tag{6.1}$$

$$-F_f = C_{\alpha f}\alpha_f\,,\ -F_r = C_{\alpha r}\alpha_r \tag{6.2}$$

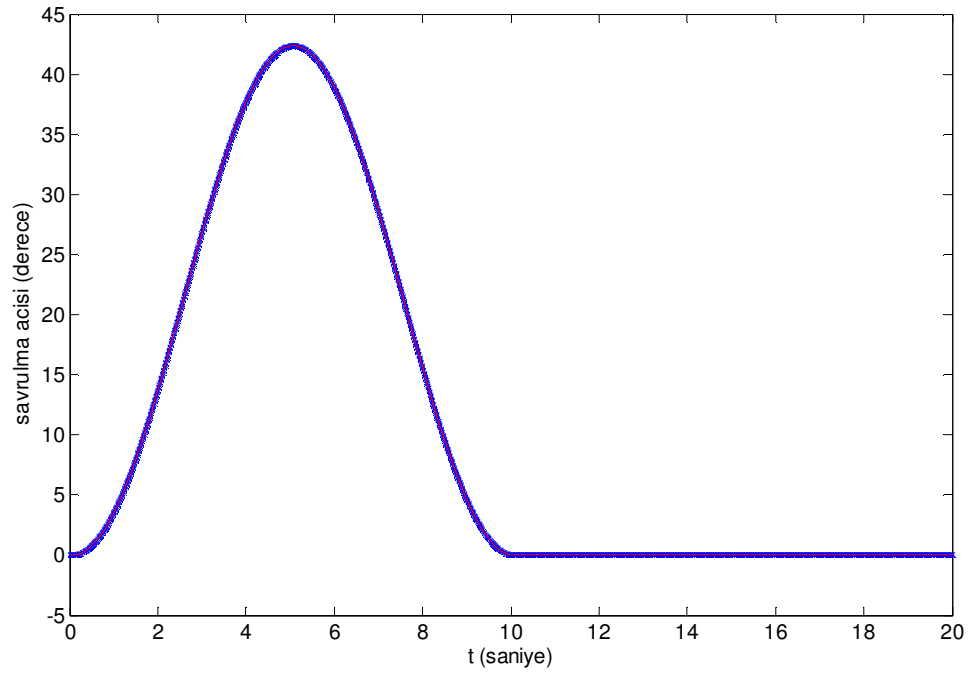
$$\alpha_f = \frac{V + ar}{U} - \delta_f\,,\ \alpha_r = \frac{V - br}{U} - \delta_r \tag{6.3}$$



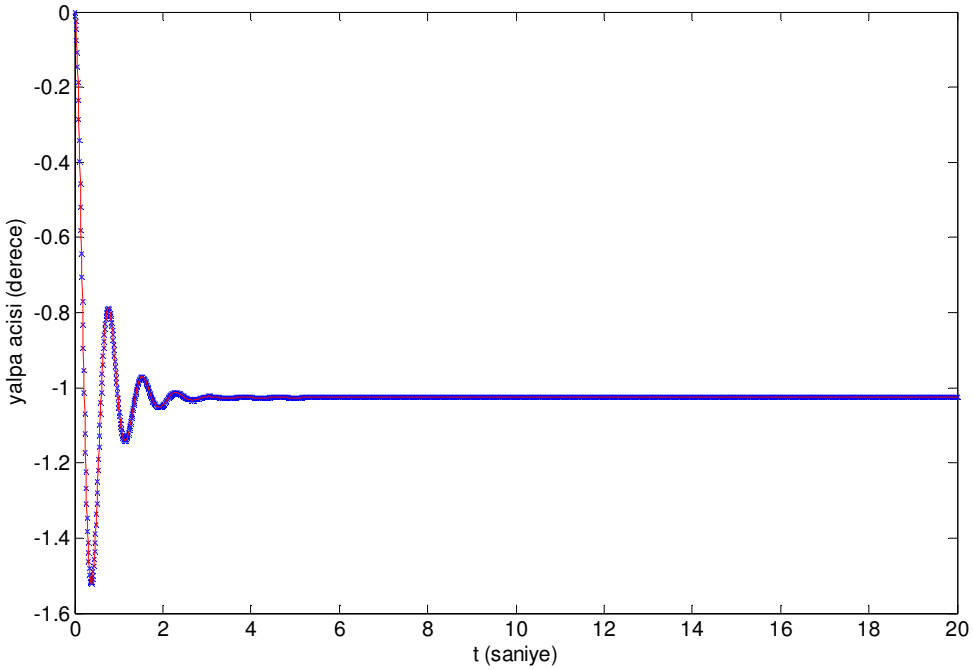
Şekil 6.2 : Aracın izlediği yol



Şekil 6.3 : Aracın savrulma hızı

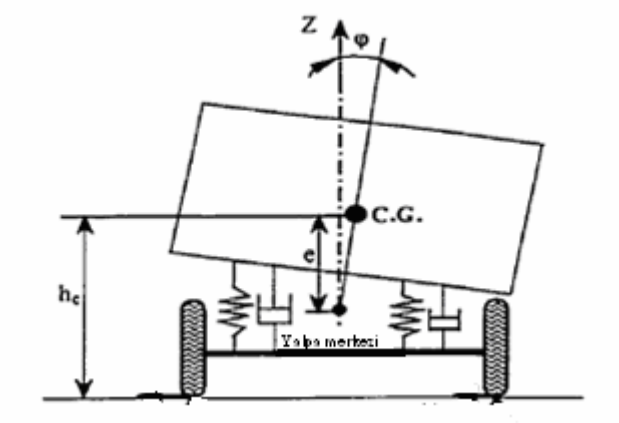


Şekil 6.4 : Aracın savrulma açısı



Şekil 6.5 : Aracın yalpa açısı

6.1 Yalpa Modeli



Şekil 6.6 : Yalpa modeli [14]

Bir aracın statik yalpa kararlılığı (stabilitesi) sınırı genelde, kararlı viraj manevrasıyla aracın devrilmeye dayanabilen maksimum yanal ivmesi olarak tanımlanan devrilme eşiğiyle karakterize edilir.

Yalpa moduyla ilgili denklem:

$$J_x\varphi'' + m_b e(V_y' + V_x\psi) = \sum M_x \tag{6.4}$$

m_b = aracın asılı kütlesi

e = asılı kütle merkezinin yalpa (roll) merkezine uzaklığı

J_x = yalpa atalet momenti

φ = yalpa açısı

φ' = yalpa hızı

φ'' = yalpa ivmesi

ψ= savrulma açısı

Süspansiyon tarafından üretilen yalpa momenti şu şekilde açıklanabilir [19]:

$$\sum M_x = -K_\varphi.\varphi - C_\varphi.\varphi' + m_b.g.e.\sin\varphi \tag{6.5}$$

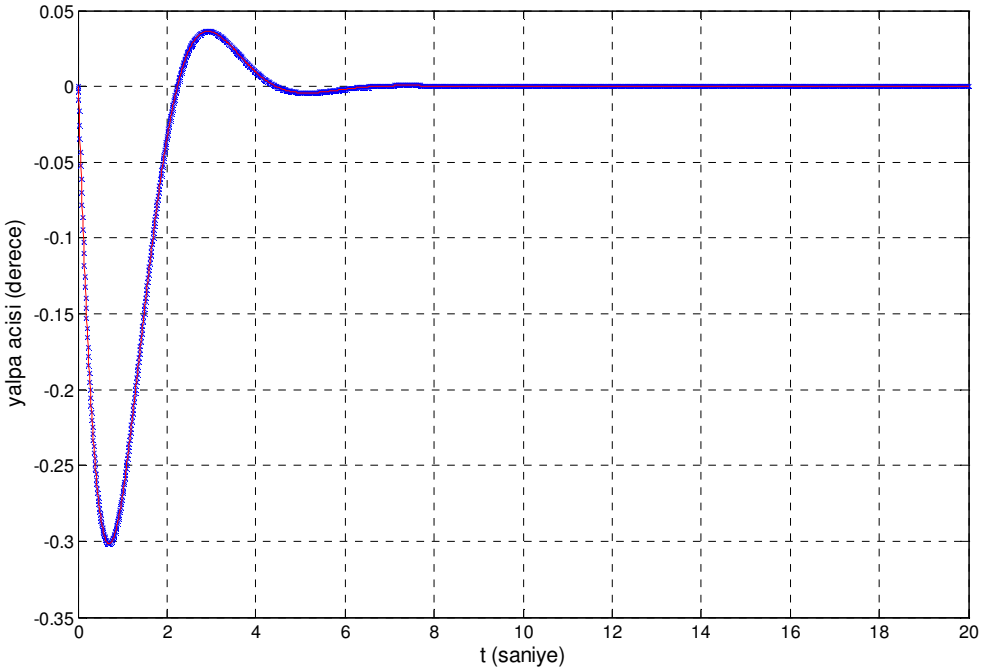
K_φ = yalpa sertliği

C_φ = yalpa sönümü

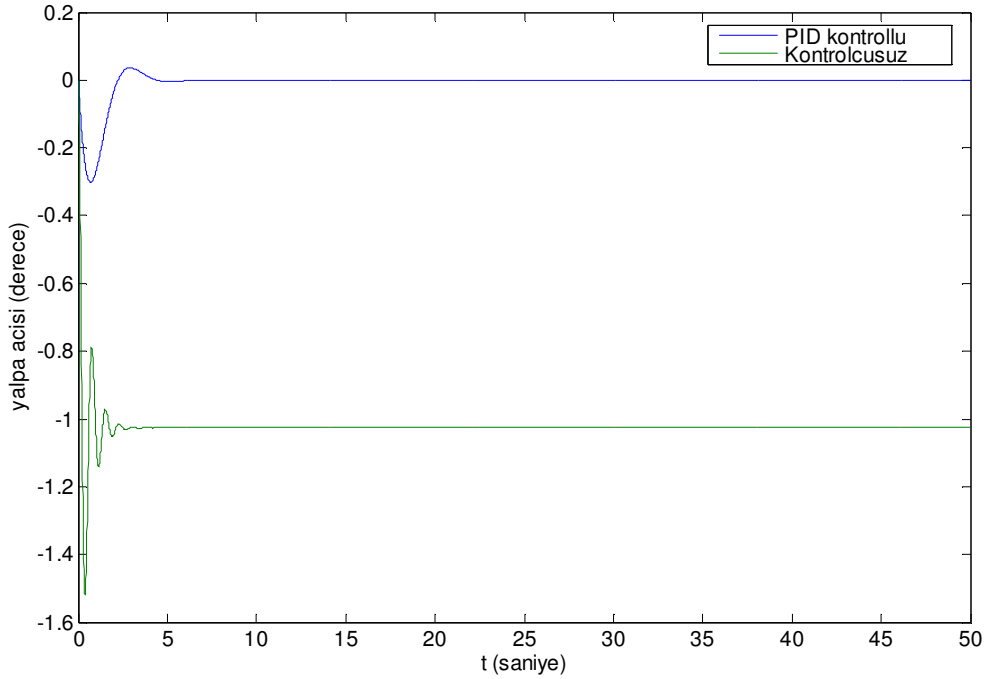
Böylelikle , yalpa hareketi denklemi aşağıdaki hali alır:

$$J_x + m_b.e.(V_y' + V_x.\psi) = -K_\varphi - C\varphi' + m_b.g.e.\sin\varphi \tag{6.6}$$

Şekil 6.1'deki araç modeli, Ek A'da Şekil A'da gösterilmiştir. Daha detaylı simulink modelleri Şekil A.1, Şekil A.2, Şekil A.3, Şekil A.4'te verilmiştir.



Şekil 6.7 : PID kontrollü aracın yalpa açısı



Şekil 6.8 : PID kontrollü ve kontrolcüsuz aracın yalpa açısı kıyaslaması

7 DEVRİLME MODELLENMESİ VE KONTROLÜ

7.1 Giriş

Birleşik Devletler'de daha büyük araçlara doğru artan bir eğilim vardır, daha küçük araçlar yeterli olsa bile, aracın ortalama kütle merkezi yüksekliğindeki artışa yol açmaktadır. Aynı zamanda, bazı sürücüler artan taşıt boyutlarıyla daha fazla agresif sürüş tarzına sebebiyet veren artan güvenliği ilişkilendirmektedir. Buna ek olarak, tüketiciler çoğunlukla SUV'lerin kabiliyetleri ile ilgili olarak yanıltıcı reklamlara maruz bırakılmaktadır. Diğerleri arasından bu faktörler, özellikle SUV'lerde devrilme olaylarının meydana gelme sayısını artırmaktadır. Bu nedenle aktif denge çubuğu (active roll bar) modelleme ve tasarımıyla kontrol etme yolu seçildi.

Denge çubukları sert viraj ve dönüş manevraları sırasında yük transferini azaltmak ve böylelikle devrilmeyi azaltmak, yol tutuş karakteristikleri ve güvenliği geliştirmek için kullanılır. Aktif devrilme önleme sistemi aracın devrilme yay sabitinin aktif olarak ayarlanması esasına göre geliştirilmiştir. Simülasyonlar için, giriş olarak denge çubuğu aktüatörü kullanarak modifiye edilmiş bir yalpa/devrilme araç modeli ile başlandı. Sistem modellemede diğer önemli noktalar Magic Tire formülü ve yol takip etme için MacAdam sürüş modelinden oluşmaktadır.

Tasarımı geçerli kılmak için (validasyon) üç aşamalı bir yol izlendi. İlk olarak, araç denge çubuğu olmadan simüle edildi ve daha sonra pasif devrilme önleyici sistemle cevabı test edildi. Son aşama, aracı aktif denge çubuğu ile test etmekti. Devrilme önleyici sistemi test etmek için üç tane dönme manevrası seçildi: Double Lane Change , Fishhook ve J-turn.

7.2 Çalışma Amaçları

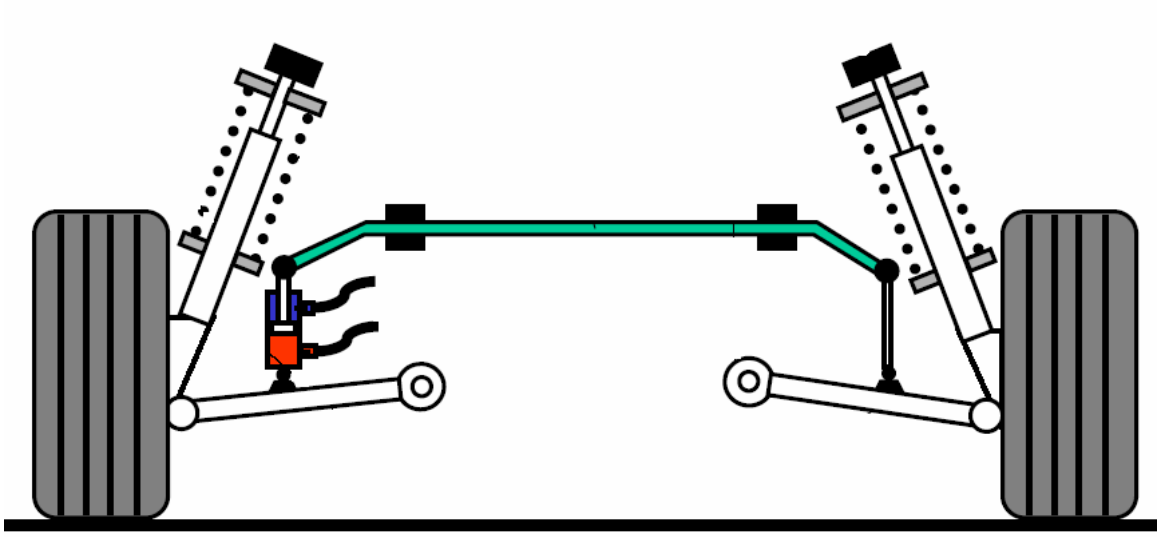
Çalışmanın amacı taşıtın olağan işleyişini engellemeyen aktif devrilme önleme sistemi dizayn etmektir. Bu amaç için, yanal/devrilme performans ve sürücü karakteristiklerini doğru olarak resmeden modeller modifiye edilip oluşturuldu ve modeller birleştirildi. Bu çalışma tasarım yönünden pasif denge çubuğu, hidrolik aktüatörün ve kontrol sisteminin performansı artırmak için eklenmesini içermektedir. Bu amaçla, gerekli olduğu zaman aktif denge çubuğu sistemini aktive etmeye karar veren ve TTR'yi kapsayan bir kestirimci tasarlandı.

Çalışmada, aktif devrilme çubuğu sisteminin yararları gözlendi. Pasif denge çubuğu kullanılmasıyla aracın devrilme performansı gelişmiş ve aktüatörün de dahil edilmesiyle sistem performansı daha da artırılmıştır.

7.3 Devrilme Önleyici Komponentler/ Araç Parametreleri

Aktif devrilme önleyici sistem bir pasif denge çubuğu ve bir aktüatörden oluşmaktadır. Pasif denge çubuğu devrilmeyi yük transferi ile azaltır. Denge çubuğu aracın şasisine monte edilir ve akstaki tekerleklerin düşey hareketini entegre eden üç temel kısımdan oluşur. Taşıtın devrilmesi sırasında, yük aracın bir tarafından öbürüne transfer edilir. Örneğin, artan yüklü taraftaki süspansiyon sıkışacaktır. Süspansiyon sıkıştırılırken, denge çubuğunun ucu kaldırılacaktır. Meydana gelen hareket boyunca, denge çubuğunun diğer ucu da diğer süspansiyonu sıkışmaya zorlayarak ve böylece devrilmeyi azaltarak yükselecektir.

Pasif denge çubuğuna etkinliğini artıran, takılmak üzere hidrolik bir aktüatör tasarlandı. Araç şiddetli devrilme yaşadıkça, aktüatör konumu aracın efektif devrilme sertliğini artıracak şekilde ayarlanacaktır. Aktüatör sadece belirli durumlarda etkin hale geçecektir, böylece sürücü hala geri besleme alır ve araç 'doğal' görünür. TTR'yi kapsayan, aktüatör cevabını saptayacak olan birkaç faktör belirlendi. Şekil 7.1'de devrilme önleme sistemle donanımlanmış bir taşıt süspansiyonu çizimi görülmektedir. Araç ağırlığı ve masrafını minimize etmek için yalnızca bir adet aktüatör yerleştirildiğine dikkat edelim.



Şekil 7.1: Aktif denge çubuklu taşıt devrilme sisteminin arka görünümü

Bu simülasyonlarda modellenen aracın özellikleri Ford Explorer ve Volvo XC90'ın her ikisinden de alınmıştır. Ford Explorer'ı popüler bir SUV olduğu ve aynı zamanda devrilme konuları açısından bilindiği için seçildi. Aracın teknik özellikleri açısından ve sınırlı elde edilebilirlik yüzünden geri kalan data Volvo XC90'dan alındı. Aktüatör ve denge çubuğu özelliği gibi bazı datalar yaklaşık olarak alındı. Magic Tire modelinde kullanılan tekerlek özellikleri ME 654E : Taşıt Kontrol Sistemleri Bahar 2005'te kullanılan örnekler ve ders notlarından alındı [13]. Araç teknik özellikleri, denge çubuğu özellikleri ve tekerlek özellikleri Tablo 7.1'de görülmektedir.

Tablo 7.1: Araç Parametreleri

Araç Teknik Özellikleri	
Araç Kütlesi, m_R	2584 kg
Yalpalamayan Kütle, m_{NR}	136.36 kg
Uzunluk, l	4.8 m
Yükseklik, h	1.4 m
Kütle Merkezi Yüksekliği, h_{cg}	0.733 m
Genişlik, w	1.9 m
Araç Yalpa Sertliği, K_r	1500 N*m/radyan
Araç Yalpa Sönüm Katsayısı, C_r	121 N*m*sec/radyan
Aracın x yönündeki ataleti, I_{xx}	856 kg-m^2
Aracın z yönündeki ataleti,I_{zz}	4100 kg-m^2
İlerleme Hızı, u_o, m/s	20 m/s
Yerçekim sabiti	9.81 m/s^2
Kontrol Sistemi Parametreleri	
Piston Alanı, $A_{pistion}$	0.011 m^2
Denge Çubuğu Sertliği	N-m/derece
Yağın yoğunluğu, ρ_{oil}	8.76 kg/m^3
K_1	10
V	585
a_{valve}	1000
Eşik devrilme açısı	5^o
Magic Tire Formulü Katsayıları	
Sertlik Faktörü, B_y	0.27
Şekil Faktörü, C_y	1.2
Pik Faktörü, D_y	2921
Eğrilik Faktörü, E_y	-1.6
Düşey Kayma Faktörü, S_{vy}	0
Yatay Kayma Faktörü, S_{vx}	0

7.4 Sistem Modelleme

Aktif devrilme önleyici bir sistem tasarlandığı için, öncelikle devrilmeyi tanımlayan bir model seçildi. Bu yüzden, analize modifiye edilmiş bir yarım araç Savrulma/Devrilme Modeli ile başlandı. Model aktüatörden sağlanan devrilme momentini ve pasif denge çubuğundan temin edilen devrilme sertliğini içerecek şekilde değiştirildi. Aracı idare eden durum uzay denklemleri denklem 7.1'deki gibidir:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & m_R.h & 0 \\ 0 & I_z & I_{xz} & 0 \\ m_R.h & I_{xz} & I_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} v' \\ r' \\ p' \\ \phi' \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} 0 & m.u_0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_R.h & -L_p & -L_\phi - K_{roll} \\ 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} v \\ r \\ p \\ \phi \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} F_{yf} \\ F_{yr} \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}.M_{roll-bar}$$

$$\vec{x}' = A.\vec{x} + B.\begin{bmatrix} F_{yf} \\ F_{yr} \end{bmatrix} + G.M_{roll-bar}$$

$$M = K_{rollbar} * aktüatör_yerdeğiştirmesi \qquad (7.1)$$

Bu model üç input gerektirir: her bir aksa etkiyen yanal kuvvetler ve denge çubuğunca üretilen devrilme momenti. Yalpa momenti $M_{roll\text{-}bar}$, kontrol parametresi; yanal kuvvetler F_{yf} and F_{yr} inputlardır. Bu denklemin çıkışları: yanal yerdeğiştirme, v; savrulma, r; yalpa hızı, p; ve yalpa, ϕ.

Savrulma Yalpa Modeline yanal kuvvet giriş olarak denklem 7.2'de görüldüğü gibi Magic Tire formulü kullanılarak hesaplandı:

$$\begin{aligned} F_y &= D_y * \sin(C_y * \tan^{-1}(B_y * \phi_y)) + S_{vy} \\ \phi_y &= (1 - E_y) * (\alpha + S_{hy}) + \frac{E_y}{B_y} * \tan^{-1}(By * (\alpha + S_{hy})) \end{aligned} \qquad (7.2)$$

Katsayılar Tablo 7.1'de tanımlanmıştır.

Aracın yanal hareketini belirlemek için, sürücü modeli ile birleşmiş bir yol izleme modeli oluşturma yolu seçildi. Yol takip modeli sürücünün ilerki direksiyon girişlerini tahmin etmesine yardım eden halihazırdaki taşıt durum değişkenlerini kullanır. Bu model aşağıdaki durum denklemlerini içermektedir:

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} \underline{\mathbf{x}} \\ \mathbf{y} \\ \boldsymbol{\Psi}-\boldsymbol{\Psi}_{\mathbf{d}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & \begin{matrix} 0 & 0 \end{matrix} \\ \begin{bmatrix} u_o & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} & \begin{matrix} 0 & u_o \end{matrix} \\ \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} & \begin{matrix} 0 & 0 \end{matrix} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{\mathbf{x}} \\ \mathbf{y} \\ \boldsymbol{\Psi}-\boldsymbol{\Psi}_{\mathbf{d}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \delta_f + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} r_d \tag{7.3}$$

$\underline{x}$ ve A daha önceden Savrulma/Yalpa Modelinde tanımlanmıştır.

δ_f = Komutlu direksiyon açısı
$\Psi-\Psi_d$ = Araç sapma açısı hatası
r_d = Yol virajı

Girişler direksiyon açısı ve yol virajıdır. Çıkışlar önceden tanımlandığı gibi $\underline{x}$ vektörü , yanal yerdeğiştirme, y; ve sapma açısı hatası, Ψ-Ψ_d.

Direksiyon girişini saptamak için kullanılan sürücü modeli MacAdam sürücü modelidir. Bu insan sürücü davranışında oldukça doğru olduğu görünen en küçük kareler kontrol algoritmasıdır. MacAdam modeli çift şerit değiştirme gibi manevralar sırasında araç davranışını simüle etmek için kullanıldı. Bununla birlikte, sürüş manevralarının bazıları direkt direksiyon girişi gerektirerek MacAdam sürücüsünü baypas eder. MacAdam sürücü modeli denklem 7.4'te görülmektedir:

$$\dot{x} = A'x + B'u$$

$$y = C'x$$

$$A' = \begin{bmatrix} & A & & 0 & 0 \\ [u & 0 & 0 & 0] & 0 & u \\ [0 & 1 & 0 & 0] & 0 & 0 \end{bmatrix},\ B' = \begin{bmatrix} B \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$C' = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1 \quad 0],\ x_o = \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ p \\ \phi \\ y \\ \psi - \psi_d \end{bmatrix} \tag{7.4}$$

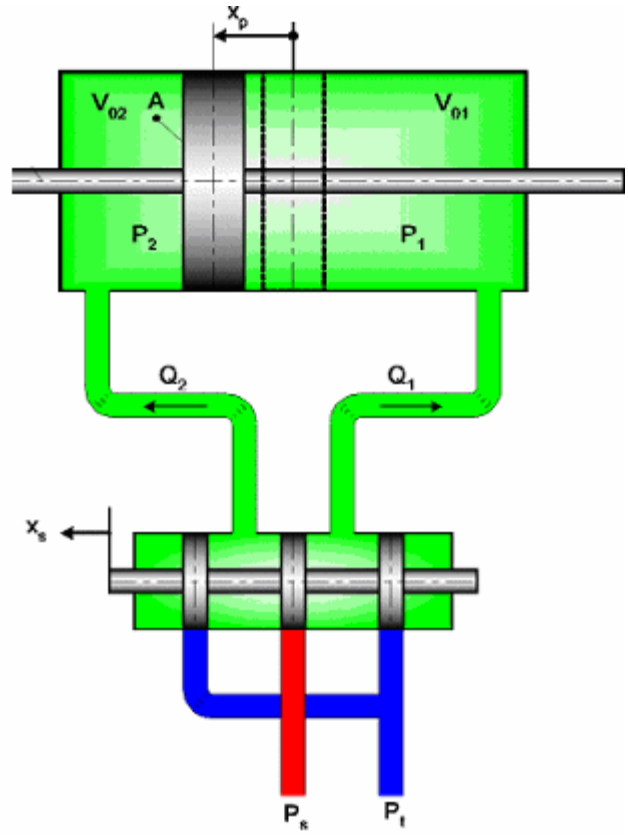
$$F(t) = C * e^{At}; \qquad g(t) = C\left[\int_0^t e^{A\eta} d\eta\right]B, \qquad y(t) = F(t) * x_o + g(t) * u$$

$$J = \frac{1}{T}\int_o^T [y(t) - y_d(t)]^2 dt, \qquad T = 1\,Second$$

$$u_{opt} = \frac{\sum_{i=i}^{N} [y_d(i) - F(i) * x_o] g_i}{\sum_{i=1}^{N} g(i)^2}$$

u_{opt} optimal direksiyon çıkışı [A] ve [B] kontrol bölümünde tanımlanmıştır.

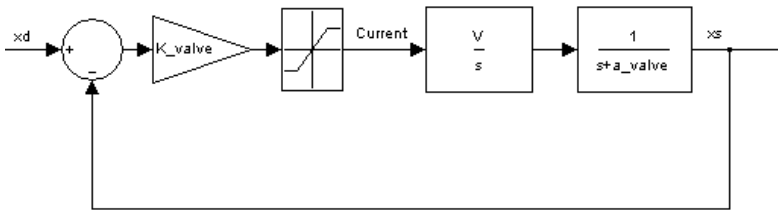
Bir makara valf ve çift odalı hidrolik aktüatörden oluşan bir hidrolik aktüatör uygulandı. Şekil 7.2'de hidrolik model diyagramı görülmektedir.



Şekil 7.2: Hidrolik Diyagramı [9]

Aktüatör hareketi piston kafasına etki eden basınç farkı ile belirlenir. Makara valf aktüatöre giren ve aktüatörden çıkan akışkan miktarını düzenler. Şekil 7.2'de görüldüğü gibi, makara valfin pozitif yönde yerdeğiştirmesi akışkan dönüşüne sağ kısmı ve akışkan tedarik hattına sol kısmı gösterecektir. Bu, negatif piston yerdeğiştirmesine sebep olan basınç farkını oluşturur.

MOOG tip hidrolik makara valf için SISO bir model uygulandı [9] . Model, Şekil 7.3'te görülen blok diyagramdaki gibidir:



Şekil 7.3: Hidrolik Makara Valf Blok Diyagramı

K_{valve} sisteme giren akım ile konum hatası arasında ilişki kuran bir kazançtır; V ve a_{valve} sistem dinamiğini tanımlayan sabitlerdir. Giriş istenilen makara valf konumu ve çıkış gerçek makara valf konumudur.

Debi ile valf konumunun doğru orantılı olduğu yerde basit bir hidrolik model geliştirildi[6].Tıpkı aktif süspansiyon sistemlerindeki gibi hidrolik de yüksek frekans hareketi gerektirmez, piston ve aktüatör ataletlerinin modeli valf konumu entegratörüne indirgemediği varsayılır. Sonuçlanan transfer fonksiyonu makara valfi konumu ile piston konumu ile ilgili olarak aşağıdaki şekli alır:

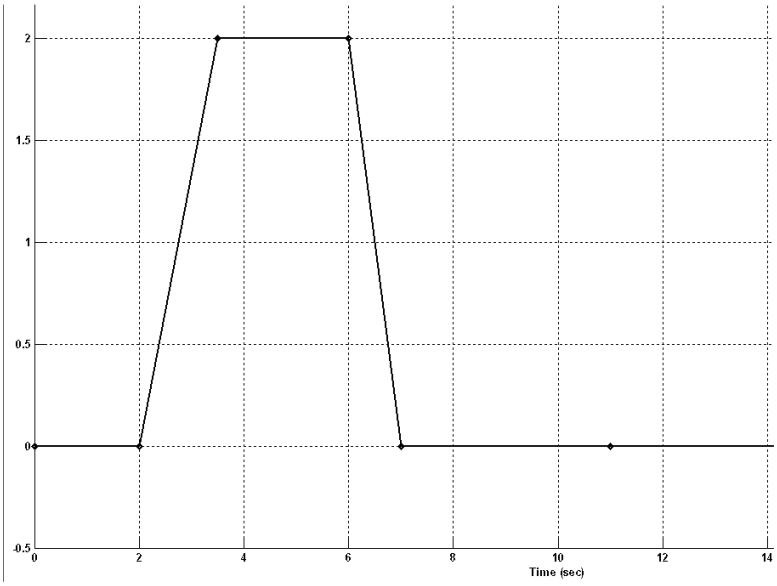
$$\frac{X_p(s)}{X_s(s)} = \frac{K_1}{\rho_{oil} * A_{piston} * s} \tag{7.5}$$

Burada K_1 makul cevap karakteristikleri üretmek için ayarlanan keyfi olarak seçilen sabit bir değerdir.

7.5 Sistem Modelinin Uygulanması

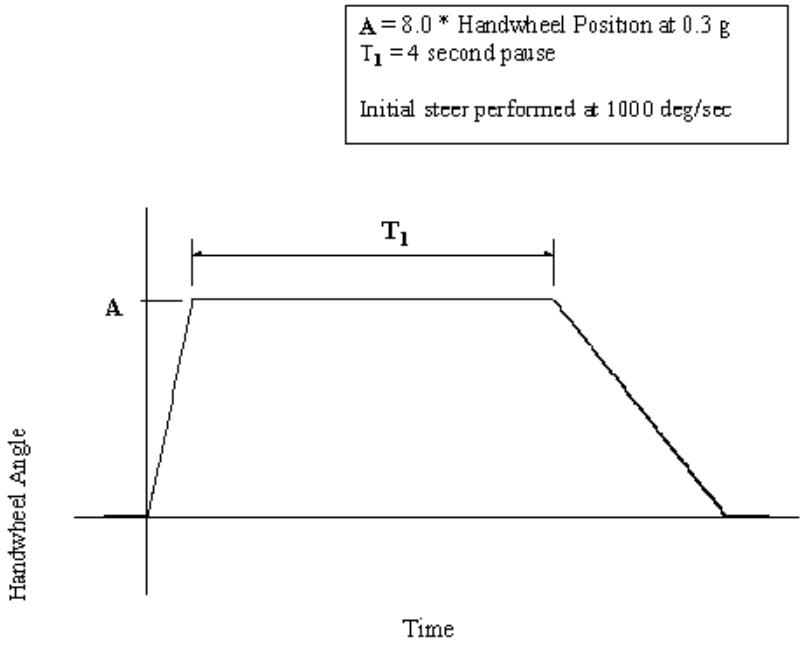
7.5.1 Sürücü ve Manevralar

Aktif devrilme çubuğumun etkinliğini test etmek için üç değişik manevra seçildi; double lane change, fish-hook ve J-turn. Double lane change manevrası devrilmenin yüksek bir şekilde meydana gelebileceğinden seçildi. Direksiyon girişlerini saptamak için MacAdam sürücü modelini kullanarak, istenilen hız ve yol belirleyip double lane change manevrası uygulandı. Double lane change manevrası sürücünün engelden sakınmak amacıyla karşı şeride girip geri dönmesiyle simüle edilir. Aşağıda Şekil 7.4'te istenilen yol konumlaması görülmektedir:

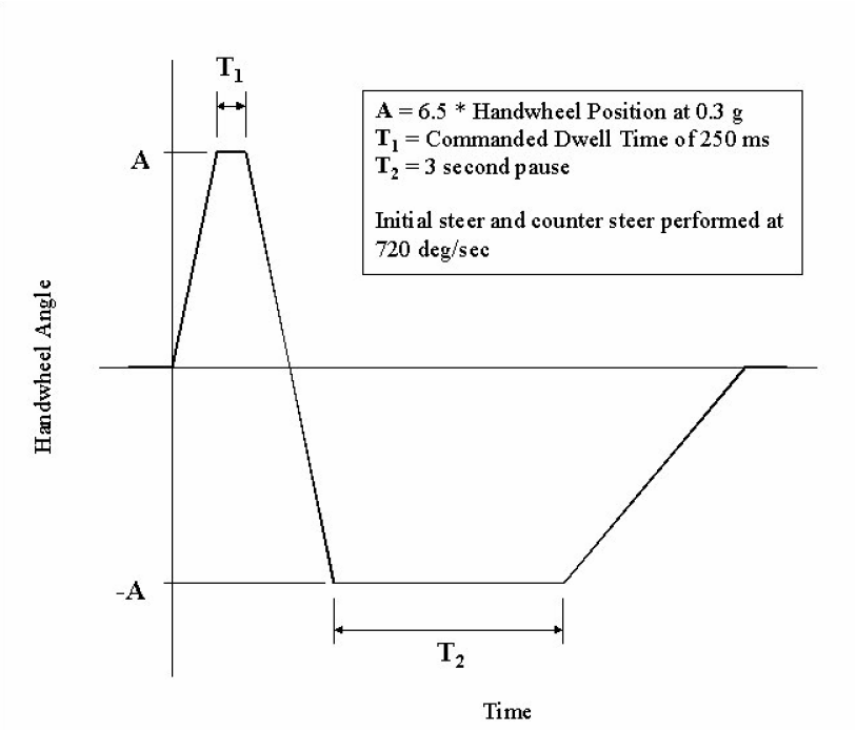


Şekil 7.4: İki Metre Double Lane Change Manevrası [zamana karşı (t) arzu edilen yanal yerdeğiştirme (m)]

Ayrıca NHTSA raporu [10] tarafından önerilen iki dönüş manevrası daha kullanıldı. Double lane change manevrasının aksine, bunlar direct direksiyon açısı girişleridir. NHTSA J-turn ve the Fishhook-1a'nın her bir manevra için direksiyon açısı girişi tanımları Şekil 7.5 ve 7.6'da görülmektedir.



Şekil 7.5: NHTSA J-turn manevrası [Zamana karşı (s) direksiyon açısı (derece)]



Şekil 7.6: NHTSA Fishhook-1a manevrası [Zamana karşı (s) direksiyon açısı (derece)] .

δ_f direksiyon sürücü girişlerini göstermek amacıyla bir sinyal kaynağı oluşturuldu. Bu sinyal her dönüş için sürekli rejimde 0.3g yanal ivme sinyal şiddetine ayarlandı.

7.5.2 Simülasyonlar

Simülasyonlarda, seçilen dönüş manevralarında üç farklı durumda aracın performansını modellemek için Simulink kullanıldı: Devrilme önleyici sistemi olmayan araç, pasif devrilme çubuklu araç ve aktif devrilme önleyici sistemli araç. Bu çalışmadaki modellerin entegrasyonunu tanımlayan akış diyagramı Ek B'de verilmiştir ve asıl sistem modelleri Ek C.1, Ek C.2 ve Ek C.3'te verilmektedir.

Analizde, aşağıdakileri monitor edildi:

Yalpa açısı - doğrudan yalpa performansını kıyaslamak ve hidrolik sistemin uygunsuz aktivasyonunu belirleyebilmek için.

Yanal ivme – Aracın viraj dönüş performansını belirlemek için. Bu ayrıca araç yalpalamasına neden olan başlıca nedendir.

Direksiyon açısı – Aktif devrilme çubuğu sistemine sürücünün cevabını izlemek için.

Yanal yerdeğiştirme – manevrayı daha iyi gözlemek için.
TTR – Aktüatörün ne zaman aktive olması gerektiğine ve aracın güvenli bir yalpa miktarı geçirmesine karar vermek için.

7.6 Analiz ve Kontroller

7.6.1 Kontrolcü dizaynı

Devrilme önleme kontrolcüsü devrilme kazasını önlemek, düzgün aksiyonları oluşturmak ve hidrolik sistemi kumanda etmek suretiyle kontrol sinyalleri üretmek maksadıyla tasarlanır. Hidrolik aktüatörü sürekli çalıştırmak gerekli olmadığı gibi ekonomik de değildir (aktüatör yalnızca devrilme hadisesinin oluşmasına çok yakın olduğu zamanlarda aktive edilmelidir). Başka bir deyişle, yalpa hareketi güvenli aralıktayken, aktif yalpa önleme çubuğu pasif gibi davranış gösterir. Bu nedenle, aracın yalpasını saptamak ve gerekli zamanlarda aktüatörü aktif hale getirmek için devrilme kestirimci veya uyarı sistemi gerekir.

7.6.2 TTR Endeksine dayanan Devrilme Kestirimcisi

Geleneksel devrilme önleyici algoritmalarının çoğu belli bir zaman aralığı içindeki verilerden tahmin edilen ivme, yalpa açısı veya enerji eşiğine dayanmaktadır. Bu daha uzun bir zaman aralığı içindeki faktörleri, özellikle gelecekte, kapsayan metoda dönüşür, daha iyi bir perspektif sağlar. Chen ve diğerleri [11] TTR endeksine dayanan devrilme olayını engelleyecek zamanı ölçen gerçek zamanlı bir devrilme uyarı metodu ileri sürdüler. TTR şu şekilde tanımlanabilir: girişin (direksiyon açısı) öngörülebilir gelecekte halihazırdaki değerinde kaldığı varsayılarak, aracın devrilme açısı eşiğine ulaşması için geçen zaman TTR olarak tanımlanır. Açıkça, normal araç çalışması altında, TTR genellikle oldukça büyüktür ve sonsuza yaklaşabilir.Uygulama göz önüne alındığında, TTR'yi 1 saniyede doyacak şekilde tasarlandı. Devrilme açısı eşiği, hem güvenlik hem de araç performansı açısından 5° kabul edildi.

Bir TTR algoritması oluşturmak için, gerçek zamanlı araç modelinden daha hızlı bir araç modeli gerekmektedir böylece gelecekteki araç cevabı gerçek zamanlı olarak tahmin edilebilir. Bu çalışmada, aracın ilerki performansını kestirmek için aşağıdaki lineer Savrulma/Yalpa modeli kullanıldı:

$$\dot{x} = Ax + B\delta_f$$
$$y = Cx$$

$$x = \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ p \\ \phi \end{bmatrix}$$

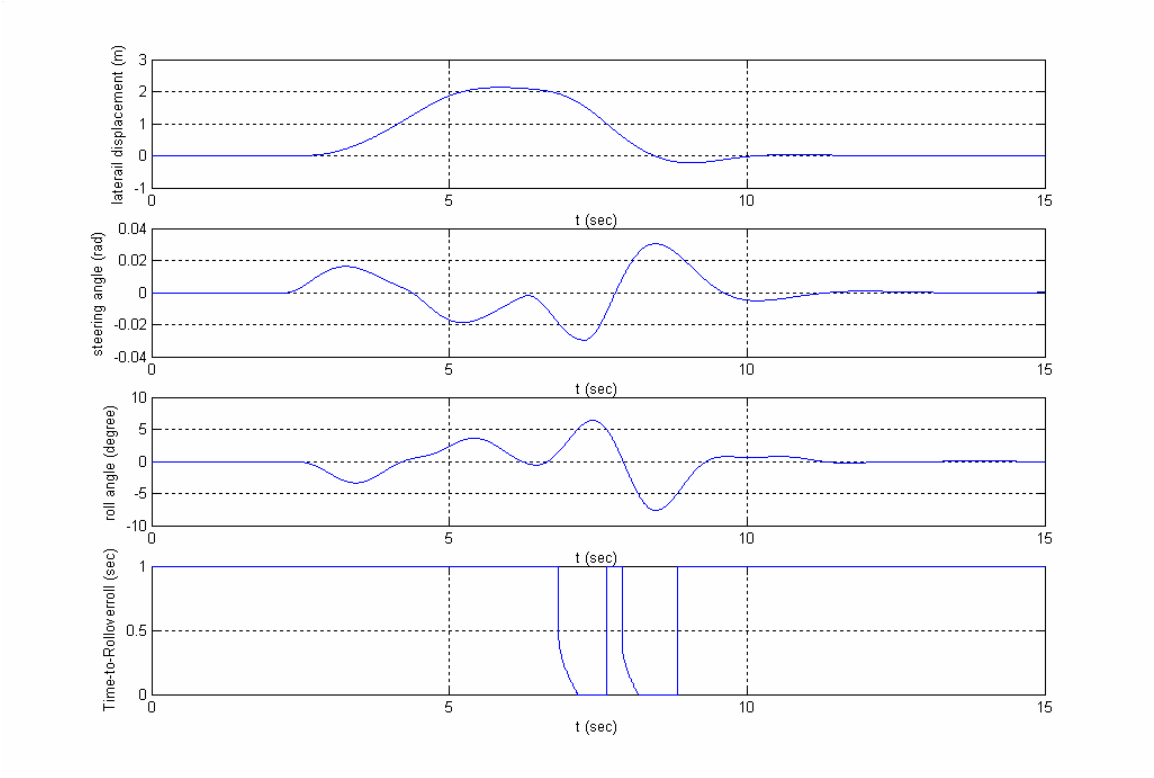
$$A = -E^{-1}F, \qquad B = E^{-1}H, \qquad C = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 1] \tag{7.6}$$

$$E = \begin{bmatrix} mu & 0 & m_R h & 0 \\ 0 & I_z & I_{xz} & 0 \\ m_R hu & I_{xz} & I_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \qquad F = \begin{bmatrix} -Y_\beta & mu - Y_r & 0 & -Y_\phi \\ -N_\beta & -N_r & 0 & -N_\phi \\ 0 & m_R hu & -L_p & -L_\phi \\ 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}, \qquad H = \begin{bmatrix} Y_\delta \\ N_\delta \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Sistem lineer olduğu için, eğer başlangıç koşulu x_o ve giriş zamanla sabit kalıyorsa , [0, t], o zaman

$$y(t) = Ce^{At} * x_o + C\left[\int_0^t e^{A\eta} d\eta\right] Bu \tag{7.7}$$

Denklem 7.7 aracın gelecekteki cevabını hesaplamakta kullanılabilir. Eğer kestirimci alan ve integral aralığı düzgün seçilirse, tahminsel hesaplama gerçek zamanlıdan daha hızlı çalışan yeteri kadar hızlı bir işlemcide gerçekleştirilebilir. Böylece, TTR çevrimiçi devrilme kestirimcisi olarak kullanılabilir. Simülasyonda, kestirimsel alan ve integral aralığı sırasıyla 1 ve 0.01 saniyeye ayarlanmıştır. Şekil 7.7 hidrolik aktüatör aktive olmamışken aracın double lane change manevrasını yaptığı zamandaki TTR endeksini göstermektedir. TTR temelli devrilme algılayıcı kestirimci modelde devrilmenin meydana gelmesinden 0.2 - 0.4 saniye önce ikaz sinyali oluşturur. Bu devrilme kazasını engelleyecek aksiyonu yapmak için yeterli zamanı sağlar.



Şekil 7.7: TTR Analizi

7.6.3 Devrilme Önleyici Kontrolcü

TTR devrilme uyarısı oluştururken, kontrolcünün hidrolik aktüatörü aktive etmesi amacıyla bir kontrol girişi üretmesi gerekir. Taşıt modelinde, yalpa doğrultusundaki dinamiği kullanarak:

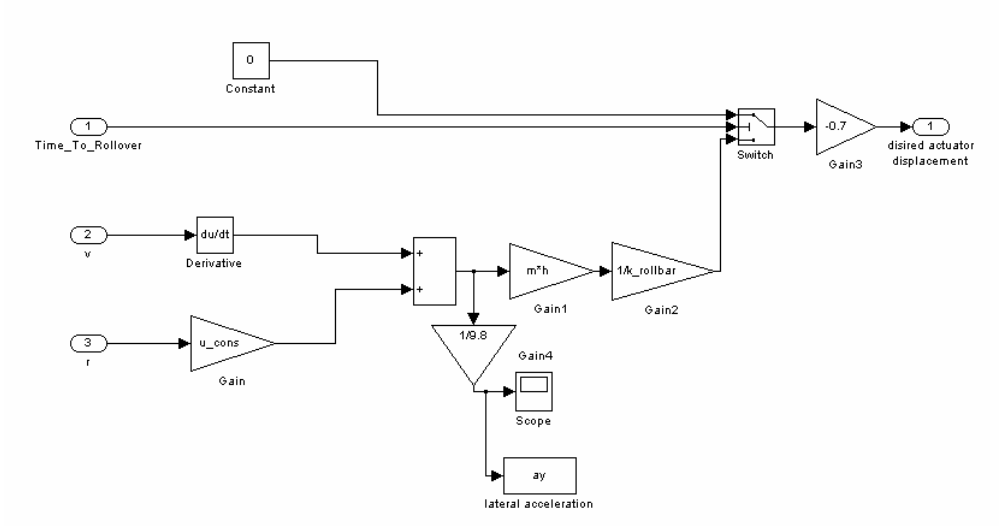
$$L_{\phi}\phi + L_{p}p = m_{R}h(\dot{v} + ur) + I_{z}\dot{p} + I_{xz}\dot{r} + M_{roll-bar} \tag{7.8}$$

Devrilmeye yol açan dominant terim yanal ivmedir: $m_{R}h(\dot{v}+ur)$, bu yüzden, eğer hidrolik sistem bu terimi azaltacak hatta sıfırlayacak yalpa momenti üretebilirse, yalpa açısı önemli bir şekilde azaltılabilir. Pratik uygulamalarda, güvenli sınırdaki yalpa hareketi sürücünün aracın doğal yalpalama hareketini sürüş geri beslemesi olarak algılamasına sebep olur.

Bu yüzden, yalpa açısını tamamen sıfırlamaktansa güvenlik sınırları içinde bir değere indirmek için çaba harcanmıştır. Kontrolör için kazanç olarak 0.7 seçildi:

$$M_{roll-bar} = 0.7 m_R h(\dot{v} + ur) \tag{7.9}$$

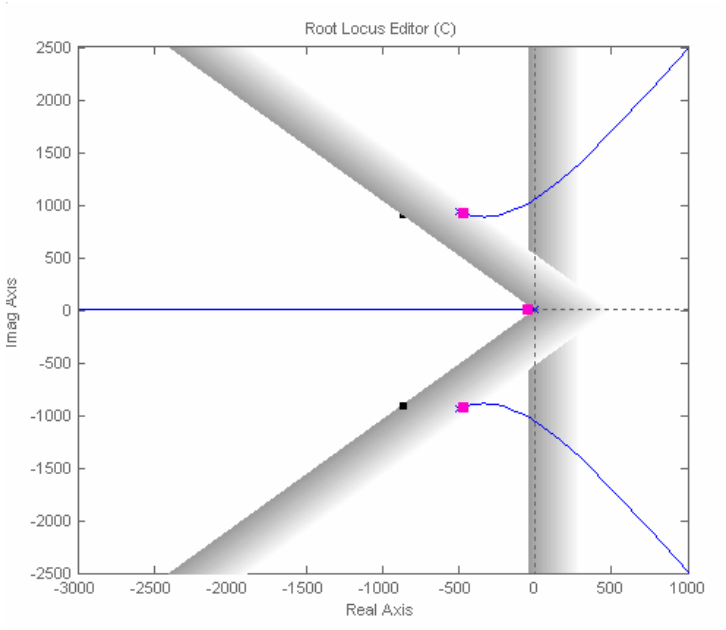
Kontrolcünün yapısı Şekil 7.8'de görülmektedir.



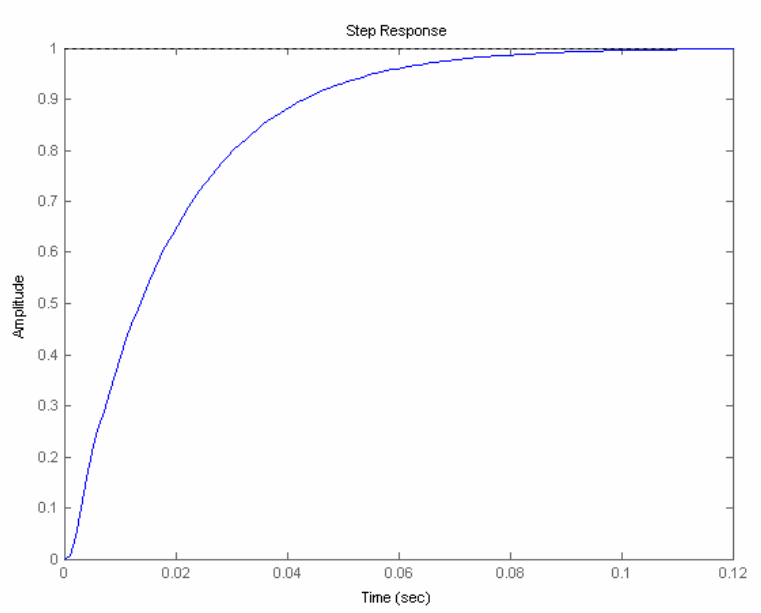
Şekil 7.8: Yalpa Kontrolcü

7.6.4 Aktüatör Kontrolcüsü

Aktüatörün tahmin edilen zamanda üretilen komut sinyaline yeterli çabuklukta tepki verebileceği devrilme kestirimci oluşturmak istenmiştir. Basamak cevabı oturma zamanını kontrolcü şartlarını makul tutarken mümkün olan en küçük overshootlu 0.1 saniye olarak amaçlanmıştır. Simulink LTI tasarım aracını kullanarak, valf ve aktüatör sistemi için lineer model elde edilmiştir. Bundan transfer fonksiyonu kullanarak Matlab 'rltool' komutunu ile root locus grafiği oluşturulmuştur. Değişik kontrolcü tipleri denedikten sonra basit bir oransal kontrolcünün uygun olarak işlediği görülmüştür. Kontrolör kazancı 0.5 olarak kullanıldı. Root Locus ve basamak cevabı aşağıda Şekil 7.9 ve 7.10'da görülmektedir. Hidrolik aktüatör ve kontrolör için blok diyagramları EK C.3'te verilmiştir.



Şekil 7.9: Hidroliğin ve makara valf dinamiğinin Root Locus analizi



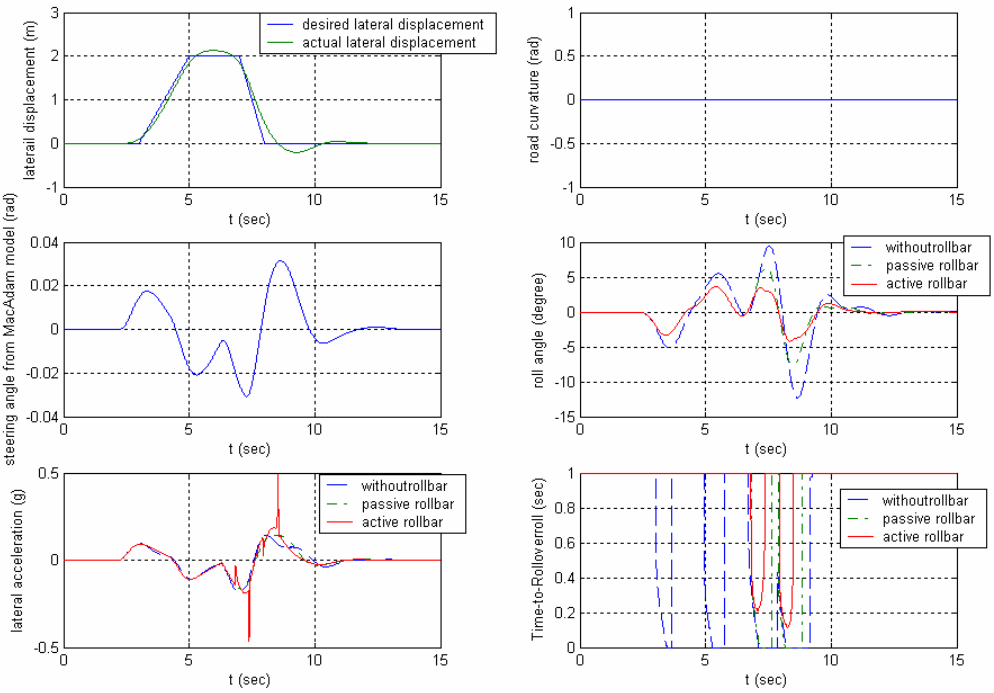
Şekil 7.10: $K_p = 0.5$ iken basamak cevabı

7.7 Sonuçlar

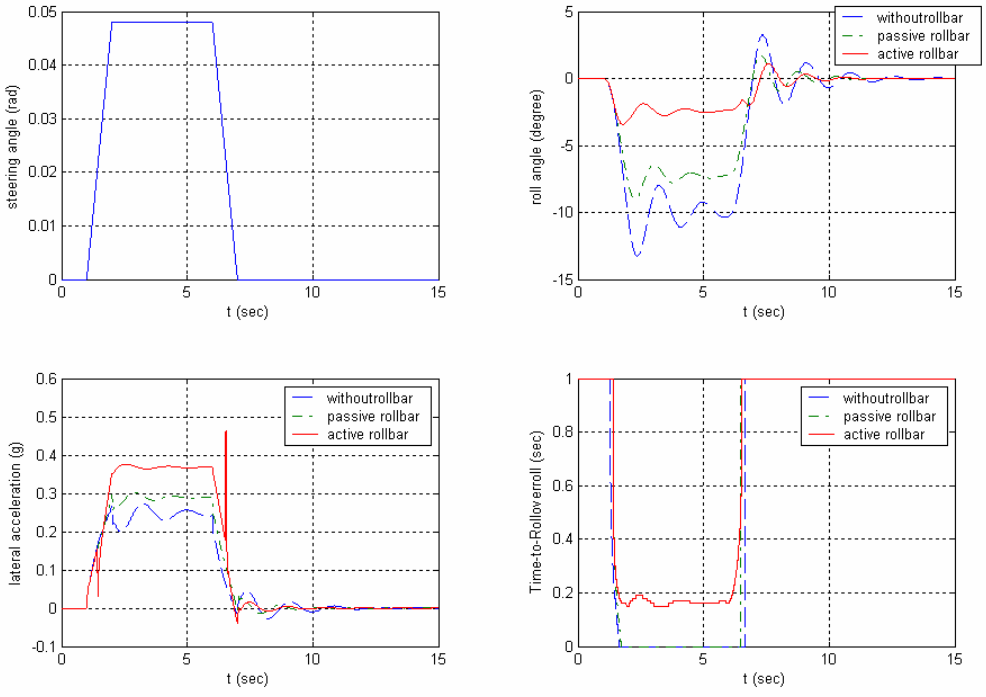
Tüm simülasyonlar tamamlandı ve beklenen sonuçlar elde edildi. Her bir test manevrasında, aracın genel yalpa davranışı pasif denge çubuğunun eklenmesiyle geliştirilmiş ve aktif sistemle daha da iyileştirilmiştir. Bu kısımdaki yanal ivme şekillerinde görüldüğü gibi, ayrıca araç viraj performansı denge çubuğu sistemi ile artırılır. Şekil 7.11, 7.12 ve 7.13 sırasıyla double lane change, J-turn, Fish-hook viraj manevralarını göstermektedir.

Şekil 7.11 double lane change manevrasından sonuçları göstermektedir. Üstteki iki şekil yanal konumu (tahmin edilen MacAdam'a karşı istenen) ve yolun virajını (bu durumda yol virajlı değil) göstermektedir. Ortadaki iki grafik direksiyon açısını ve sonuçtaki yalpa açısını göstermektedir ve son sıradaki grafikler sırasıyla yanal ivme ve TTR kestirimini göstermektedir. Taşıt yalpa grafiğinde bazı zaman segmentleri boyunca, pasif denge çubuklu ve aktif denge çubuklu aracın performansı hemen hemen aynı olduğuna dikkat edelim. Bu kontrol algoritmasının bir sonucudur. Viraj manevralarının bu segmentleri için, müdahele edilecek yeterli yalpa yaşamaz.

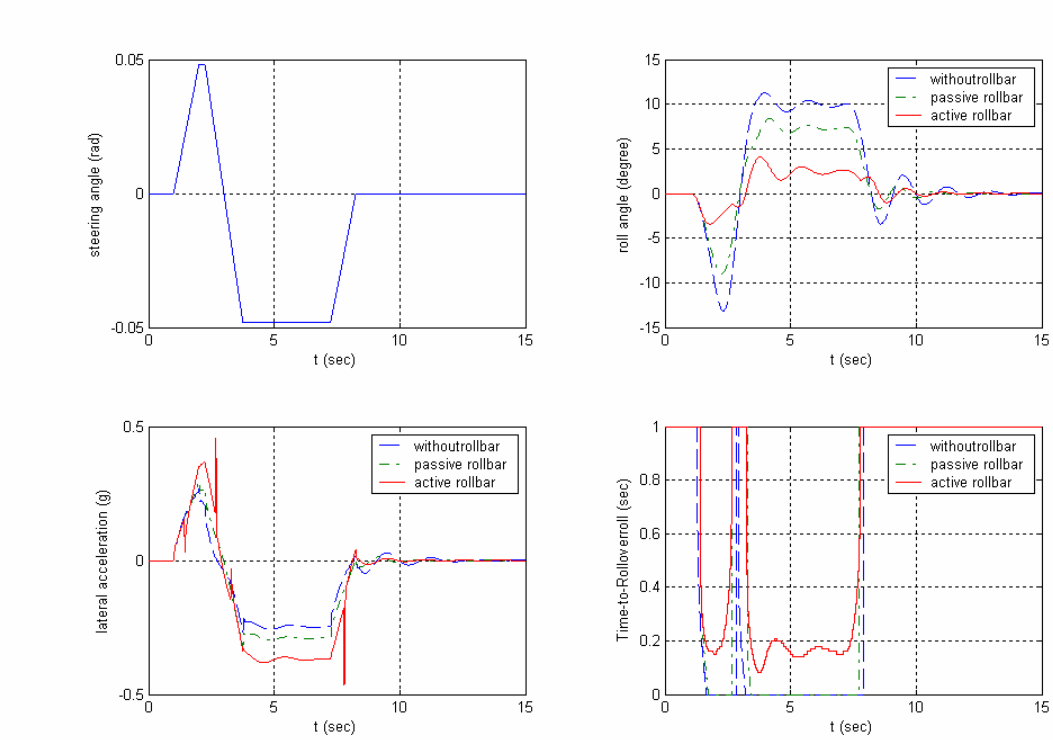
Şekil 7.12 ve 7.13'te, üstteki iki grafik kumanda direksiyon açısı ve yalpa açısını göstermektedir. İkinci sıradaki grafikler yanal ivme ve TTR kestirimcisini göstermektedir. Denge çubuğunun bu iki manevranın çoğunda, başlıca her iki durumda da TTR'nin küçük olması nedeniyle, dikkat edelim.



Şekil 7.11: Double Lane Change



Şekil 7.12: J-turn testi sonuçları



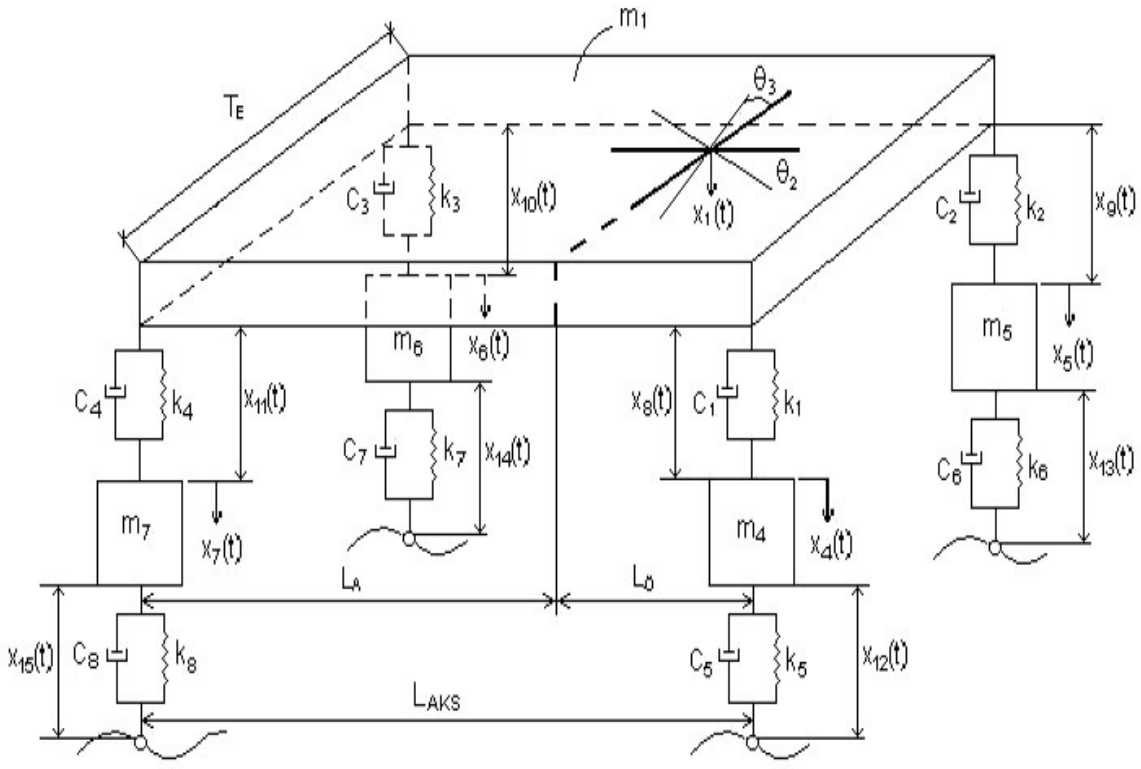
Şekil 7.13: Fishhook testinin sonuçları

8 ÇOK SERBESTLİK DERECELİ TAŞIT MODELLERİ

8.1 Yedi Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli

Literatürde tam taşıt modeli olarak da geçmektedir. Gövdenin üç (düşey hareket, kafa vurma hareketi ve devrilme hareketi), her bir aksın ise birer adet olmak üzere (düşey hareket) toplam yedi serbestlik derecesi söz konusudur. Haliyle diferansiyel denklem sayısı da yedi olacaktır.

Yedi serbestlik derecesine sahip aracın merkezkaç kuvveti etkisi altındaki dinamik davranışlarını inceleyelim:



Şekil 8.1 : Yedi serbestlik dereceli sistem[45]

Diferansiyel denklemler çıkartılırken yine Lagrange Yönteminden yararlanılacaktır. Diferansiyel denklemleri çıkartmadan önce $x_{y1}>x_4>x_1$, $x_{y2}>x_5>x_1$, $x_{y3}>x_6>x_1$, $x_{y4}>x_7>x_1$ kabullerini yapıyoruz.

$$E_k = \frac{1}{2}.\left(m_1.\dot{x}_1^{\,2} + J_2.\dot{\theta}_2^{\,2} + J_3.\dot{\theta}_3^{\,2} + m_4.\dot{x}_4^{\,2} + m_5.\dot{x}_5^{\,2} + m_6.\dot{x}_6^{\,2} + m_7.\dot{x}_7^{\,2}\right) \tag{8.1}$$

$$E_p = \frac{k_1}{2}.\left(x_4 - x_1 - l_{ö}.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right)^2 + \frac{k_2}{2}.\left(x_6 - x_1 - l_{ö}.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right)^2 + \frac{k_3}{2}.\left(x_5 - x_1 + l_a.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right)^2$$
$$+\frac{k_4}{2}.\left(x_7 - x_1 + l_a.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right)^2 + \frac{k_5}{2}.\left(x_{y2} - x_5\right) + \frac{k_6}{2}.\left(x_{y1} - x_4\right) + \frac{k_7}{2}.\left(x_{y3} - x_6\right) + \frac{k_8}{2}.\left(x_{y4} - x_7\right) \tag{8.2}$$

$$E_D = \frac{c_1}{2}.\left(\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - l_{ö}.\dot{\theta}_2 + \frac{l}{2}.\dot{\theta}_3\right) + \frac{c_2}{2}.\left(\dot{x}_6 - \dot{x}_1 - l_{ö}.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) + \frac{c_3}{2}$$
$$\left(x_5' - x_1' + l_a.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right)^2 + \frac{c_4}{2}.\left(x_7' - x_1' + l_a.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right)^2 + \frac{c_5}{2}.\left(x_{y2}' - x_5'\right)$$
$$+\frac{c_6}{2}.\left(x_{y1}' - x_4'\right) + \frac{c_7}{2}.\left(x_{y3}' - x_6'\right) + \frac{c_8}{2}.\left(x_{y4}' - x_7'\right) \tag{8.3}$$

Buradan;

$$m_1.x_1'' - k_1.\left(x_4 - x_1 - l_{ö}.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_2.\left(x_6 - x_1 - l_{ö}.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_3$$
$$\left(x_5 - x_1 + l_a.\theta_2 + \frac{l}{2}\theta_3\right) - k_4.\left(x_7 - x_1 + l_a.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) - c_1.\left(x_4' - x_1' - l_{ö}.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right)$$
$$-c_2.\left(x_6' - x_1' - l_{ö}.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_3.\left(x_5' - x_1' + l_a.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_4.\left(x_7' - x_1' + l_a.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) = 0 \tag{8.4}$$

$$J_2.\theta_2'' - l_{ö}.k_1.\left(x_4 - x_1 - l_{ö}.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right) - l_{ö}.k_2.\left(x_6 - x_1 - l_{ö}.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) + l_a.k_3$$
$$\left(x_5 - x_1 + l_a.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right) + l_a.k_4.\left(x_7 - x_1 + l_a.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) - l_{ö}.c_1.\left(x_4' - x_1' - l_{ö}.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right)$$
$$-l_{ö}.c_2.\left(x_6' - x_1' - l_{ö}.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) + l_a.c_3.\left(x_5' - x_1' + l_a.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) + l_a.c_4.\left(x_7' - x_1' + l_a.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) = 0 \tag{8.5}$$

$$J_3.\theta_3'' + \frac{l}{2}.k_1.\left(x_4 - x_1 - l_{ö}.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right) - \frac{l}{2}.k_2.\left(x_6 - x_1 - l_{ö}.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) + \frac{l}{2}.k_3.\left(x_5 - x_1 + l_a.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right)$$
$$- \frac{l}{2}.k_4.\left(x_7 - x_1 + l_a.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) + \frac{l}{2}.c_1.\left(x_4' - x_1' - l_{ö}.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - \frac{l}{2}.c_2.\left(x_6' - x_1' - l_{ö}.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) +$$
$$\frac{l}{2}c_3.\left(x_5' - x_1' + l_a.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - \frac{l}{2}.c_4.\left(x_7' - x_1' + l_a.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) + m.\frac{v^2}{R}.H_1 = 0 \qquad (8.6)$$

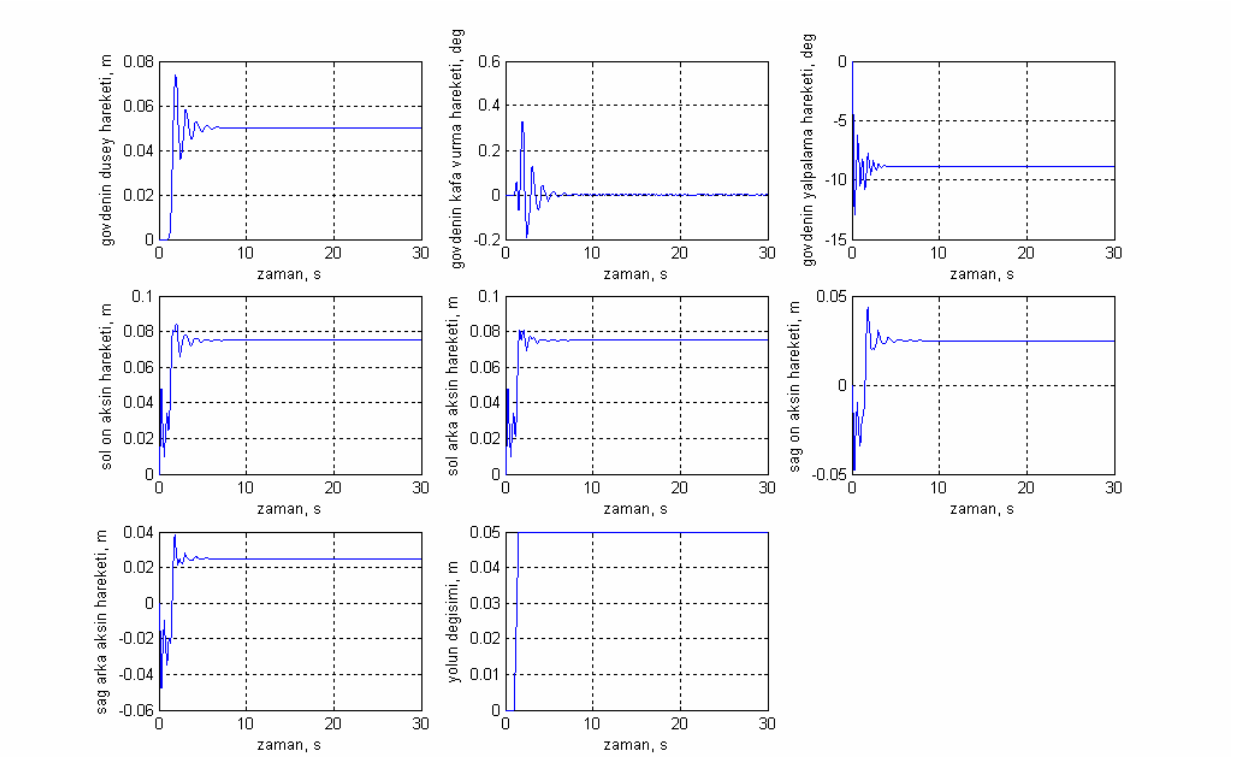
$$m_4.x_4'' + k_1.\left(x_4 - x_1 - l_{ö}.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_6.\left(x_{y1} - x_4\right) + c_1.\left(x_4' - x_1' - l_{ö}.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_6.\left(x_{y1}' - x_4'\right) = 0 \qquad (8.7)$$

$$m_5.x_5'' + k_3.\left(x_5 - x_1 + l_a.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_5.\left(x_{y2} - x_5\right) + c_3.\left(x_5' - x_1' + l_a.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_5.\left(x_{y2}' - x_5'\right) = 0 \qquad (8.8)$$

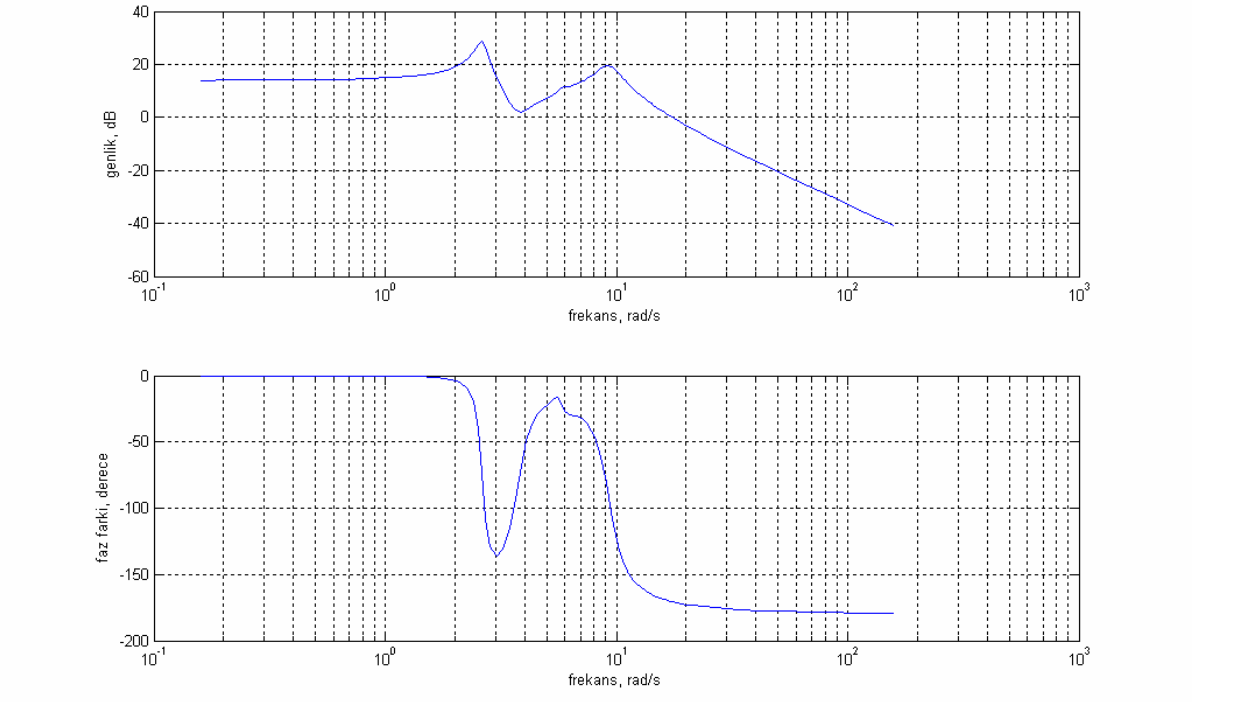
$$m_6.x_6'' + k_2.\left(x_6 - x_1 - l_{ö}.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_7.\left(x_{y3} - x_6\right) + c_2.\left(x_6' - x_1' - l_{ö}.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_7.\left(x_{y3}' - x_6'\right) = 0 \qquad (8.9)$$

$$m_7.x_7'' + k_4.\left(x_7 - x_1 + l_a.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_8.\left(x_{y4} - x_7\right) + c_4.\left(x_7' - x_1' + l_a.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_8.\left(x_{y4}' - x_7'\right) = 0 \qquad (8.10)$$

Aktif kontrol durumunda ilgili denklemlere kontrolcü kuvveti eklenir. Burada m_1, taşıt gövdesinin kütlesini; J_2, taşıt gövdesinin y eksenine göre alınmış atalet momentini; J_3, taşıt gövdesinin x eksenine göre alınmış atalet momentini, m_4, m_5, m_6 ve m_7, aksların kütlelerini; $l_{ö}$, ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığını; l_a, ağırlık merkezinin arka aksa olan uzaklığını; l, tekerlek açıklığını; k_1, k_2, k_3 ve k_4, süspansiyon sisteminin yay sabitlerini; c_1, c_2, c_3 ve c_4, süspansiyon sisteminin sönüm sabitlerini; k_5, k_6, k_7 ve k_8, tekerleklerin yay sabitlerini; c_5, c_6, c_7 ve c_8, tekerleklerin sönüm sabitlerini temsil etmektedirler.



Şekil 8.2 : Yedi serbestlik dereceli aracın merkezkaç etkisi altında titreşim cevapları



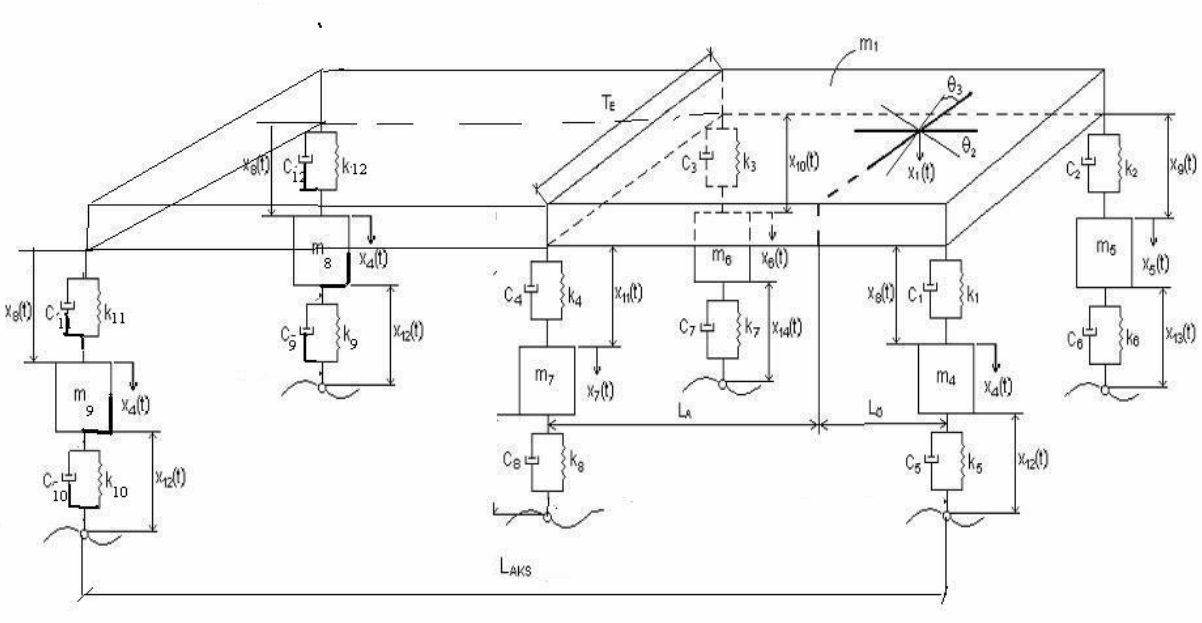
Şekil 8.3 : Yedi serbestlik dereceli aracın merkezkaç etkisi altında frekans cevapları

8.2. Dokuz Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli

Bir de dokuz serbestlik dereceli üç akslı araç için irdeleyelim:

Diferansiyel denklemler çıkartılırken yine Lagrange Yönteminden yararlanılacaktır.

Diferansiyel denklemleri çıkartmadan önce $x_{y1}>x_4>x_1$, $x_{y2}>x_5>x_1$, $x_{y3}>x_6>x_1$, $x_{y4}>x_7>x_1$, $x_{y5}>x_8>x_1$, $x_{y6}>x_9>x_1$ kabullerini yapıyoruz.



Şekil 8.4: Dokuz serbestlik dereceli sistem

$$E_k = \frac{1}{2}.\left(m_1.\dot{x}_1^{\,2} + J_2.\dot{\theta}_2^{\,2} + J_3.\dot{\theta}_3^{\,2} + m_4.\dot{x}_4^{\,2} + m_5.\dot{x}_5^{\,2} + m_6.\dot{x}_6^{\,2} + m_7.\dot{x}_7^{\,2} + m_8.\dot{x}_8^{\,2} + m_9.\dot{x}_9^{\,2}\right) \qquad (8.11)$$

$$E_p = \frac{k_1}{2}.\left(x_4 - x_1 - l_{\ddot{o}}.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right)^2 + \frac{k_2}{2}.\left(x_6 - x_1 - l_{\ddot{o}}.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right)^2 + \frac{k_3}{2}.\left(x_5 - x_1 + l_a.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right)^2$$
$$+ \frac{k_4}{2}.\left(x_7 - x_1 + l_a.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right)^2 + \frac{k_{11}}{2}.\left(x_8 - x_1 + l_s.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right)^2 + \frac{k_{12}}{2}.\left(x_9 - x_1 + l_s.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right)^2$$
$$+ \frac{k_5}{2}.\left(x_{y2} - x_5\right) + \frac{k_6}{2}.\left(x_{y1} - x_4\right) + \frac{k_7}{2}.\left(x_{y3} - x_6\right) + \frac{k_8}{2}.\left(x_{y4} - x_7\right) + \frac{k_9}{2}\left(xy_5 - x_8\right) + \frac{k_{10}}{2}\left(xy_6 - x_9\right) \qquad (8.12)$$

$$E_D = \frac{c_1}{2}.\left(\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - l_{\ddot{o}}.\dot{\theta}_2 + \frac{l}{2}.\dot{\theta}_3\right) + \frac{c_2}{2}.\left(\dot{x}_6 - \dot{x}_1 - l_{\ddot{o}}.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) + \frac{c_3}{2}$$
$$\left(x_5' - x_1' + l_a.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right)^2 + \frac{c_4}{2}.\left(x_7' - x_1' + l_a.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right)^2$$
$$+\frac{c_{11}}{2}.\left(x_8' - x_1' + l_s.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right)^2 + \frac{c_{12}}{2}.\left(x_9' - x_1' + l_s.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right)^2 + \frac{c_5}{2}.\left(x_{y2}' - x_5'\right)$$
$$+\frac{c_6}{2}.\left(x_{y1}' - x_4'\right) + \frac{c_7}{2}.\left(x_{y3}' - x_6'\right) + \frac{c_8}{2}.\left(x_{y4}' - x_7'\right) + \frac{c_9}{2}.\left(x_{y5}' - x_8'\right) + \frac{c_{10}}{2}.\left(x_{y6}' - x_9'\right) \qquad (8.13)$$

$$m_1.x_1'' - k_1.\left(x_4 - x_1 - l_{\ddot{o}}.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_2.\left(x_6 - x_1 - l_{\ddot{o}}.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_3$$
$$\left(x_5 - x_1 + l_a.\theta_2 + \frac{l}{2}\theta_3\right) - k_4.\left(x_7 - x_1 + l_a.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_{11}\left(x_8 - x_1 + l_s.\theta_2 + \frac{l}{2}\theta_3\right)$$
$$-k_{12}.\left(x_9 - x_1 + l_s.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) - c_1.\left(x_4' - x_1' - l_{\ddot{o}}.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_2.\left(x_6' - x_1' - l_{\ddot{o}}.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right)$$
$$-c_3.\left(x_5' - x_1' + l_a.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_4.\left(x_7' - x_1' + l_a.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_{11}\left(x_8' - x_1' + l_s.\theta_2' + \frac{l}{2}\theta_3'\right)$$
$$-c_{12}.\left(x_9' - x_1' + l_s.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) = 0 \qquad (8.14)$$

$$J_2.\theta_2'' - l_{\ddot{o}}.k_1.\left(x_4 - x_1 - l_{\ddot{o}}.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right) - l_{\ddot{o}}.k_2.\left(x_6 - x_1 - l_{\ddot{o}}.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) + l_a.k_3$$
$$\left(x_5 - x_1 + l_a.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right) + l_a.k_4.\left(x_7 - x_1 + l_a.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) +$$
$$l_s.k_{11}\left(x_8 - x_1 + l_s.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right) + l_s.k_{12}.\left(x_9 - x_1 + l_s.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right)$$
$$-l_{\ddot{o}}.c_1.\left(x_4' - x_1' - l_{\ddot{o}}.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - l_{\ddot{o}}.c_2.\left(x_6' - x_1' - l_{\ddot{o}}.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right)$$
$$+l_a.c_3.\left(x_5' - x_1' + l_a.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) + l_a.c_4.\left(x_7' - x_1' + l_a.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right)$$
$$+l_s.c_{11}.\left(x_8' - x_1' + l_s.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) + l_s.c_{12}.\left(x_9' - x_1' + l_s.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) = 0 \qquad (8.15)$$

$$J_3.\theta_3'' + \frac{l}{2}.k_1.\left(x_4 - x_1 - l_{ö}.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right) - \frac{l}{2}.k_2.\left(x_6 - x_1 - l_{ö}.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) + \frac{l}{2}.k_3.\left(x_5 - x_1 + l_a.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right)$$
$$- \frac{l}{2}.k_4.\left(x_7 - x_1 + l_a.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) + \frac{l}{2}.k_{11}.\left(x_8 - x_1 + l_s.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right) - \frac{l}{2}.k_{12}.\left(x_9 - x_1 + l_s.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right)$$
$$+ \frac{l}{2}.c_1.\left(x_4' - x_1' - l_{ö}.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - \frac{l}{2}.c_2.\left(x_6' - x_1' - l_{ö}.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right)$$
$$+ \frac{l}{2}c_3.\left(x_5' - x_1' + l_a.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - \frac{l}{2}.c_4.\left(x_7' - x_1' + l_a.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right)$$
$$+ \frac{l}{2}c_{11}.\left(x_8' - x_1' + l_s.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - \frac{l}{2}.c_{12}.\left(x_9' - x_1' + l_s.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) + \underbrace{m.\frac{v^2}{R}.H_1}_{\text{Merkezkaç momenti}} = 0 \qquad (8.16)$$

$$m_4.x_4'' + k_1.\left(x_4 - x_1 - l_{ö}.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_6.\left(x_{y1} - x_4\right) + c_1.\left(x_4' - x_1' - l_{ö}.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_6.\left(x_{y1}' - x_4'\right) = 0 \qquad (8.17)$$

$$m_5.x_5'' + k_3.\left(x_5 - x_1 + l_a.\theta_2 + \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_5.\left(x_{y2} - x_5\right) + c_3.\left(x_5' - x_1' + l_a.\theta_2' + \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_5.\left(x_{y2}' - x_5'\right) = 0 \qquad (8.18)$$

$$m_6.x_6'' + k_2.\left(x_6 - x_1 - l_{ö}.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_7.\left(x_{y3} - x_6\right) + c_2.\left(x_6' - x_1' - l_{ö}.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_7.\left(x_{y3}' - x_6'\right) = 0 \qquad (8.19)$$

$$m_7.x_7'' + k_4.\left(x_7 - x_1 + l_a.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_8.\left(x_{y4} - x_7\right) + c_4.\left(x_7' - x_1' + l_a.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_8.\left(x_{y4}' - x_7'\right) = 0 \qquad (8.20)$$

$$m_8.x_8'' + k_{11}.\left(x_8 - x_1 - l_s.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_9.\left(x_{y5} - x_8\right) + c_{11}.\left(x_8' - x_1' - l_s.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_9.\left(x_{y5}' - x_8'\right) = 0 \qquad (8.21)$$

$$m_9.x_9'' + k_{12}.\left(x_9 - x_1 - l_s.\theta_2 - \frac{l}{2}.\theta_3\right) - k_{10}.\left(x_{y6} - x_9\right) + c_{12}.\left(x_9' - x_1' - l_s.\theta_2' - \frac{l}{2}.\theta_3'\right) - c_{10}.\left(x_{y6}' - x_9'\right) = 0 \qquad (8.22)$$

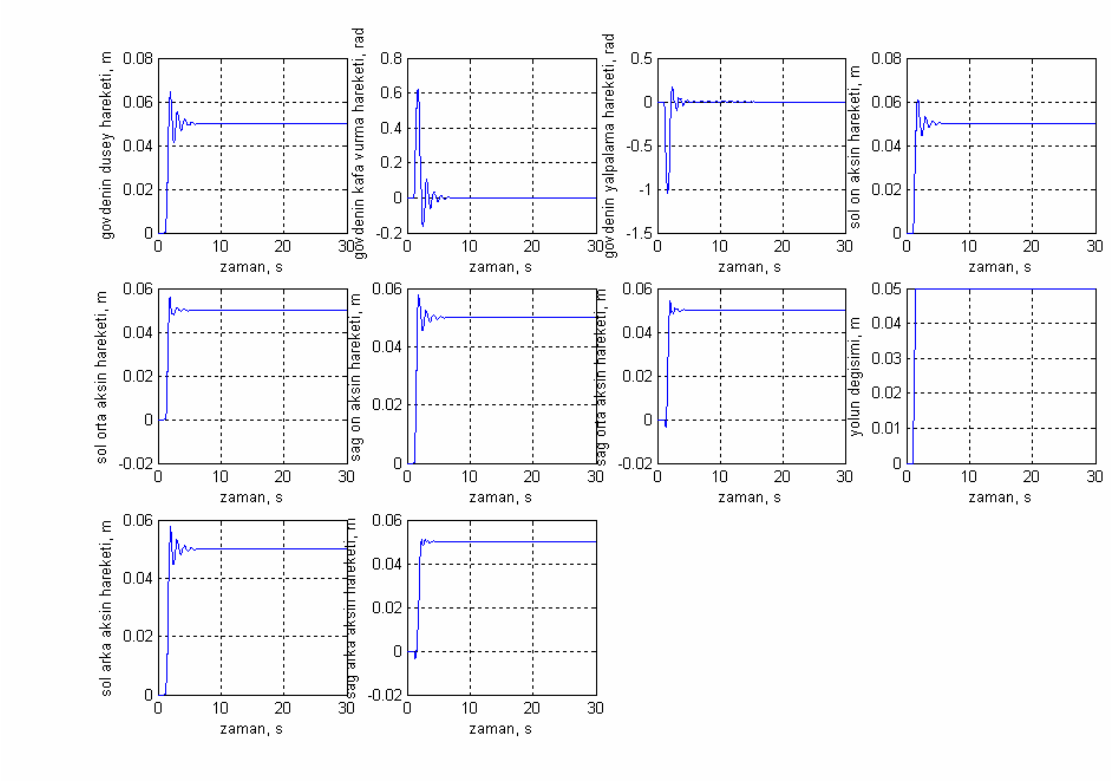
Bu kamyonun kütlesi m=1680 kg ve H_1=1 m olarak alınmıştır.

Bu üç akslı rijit kamyon modelindeki her bir aks için kütle merkezlerinin hareketleri ve yalpalamaları aşağıdaki gibidir:

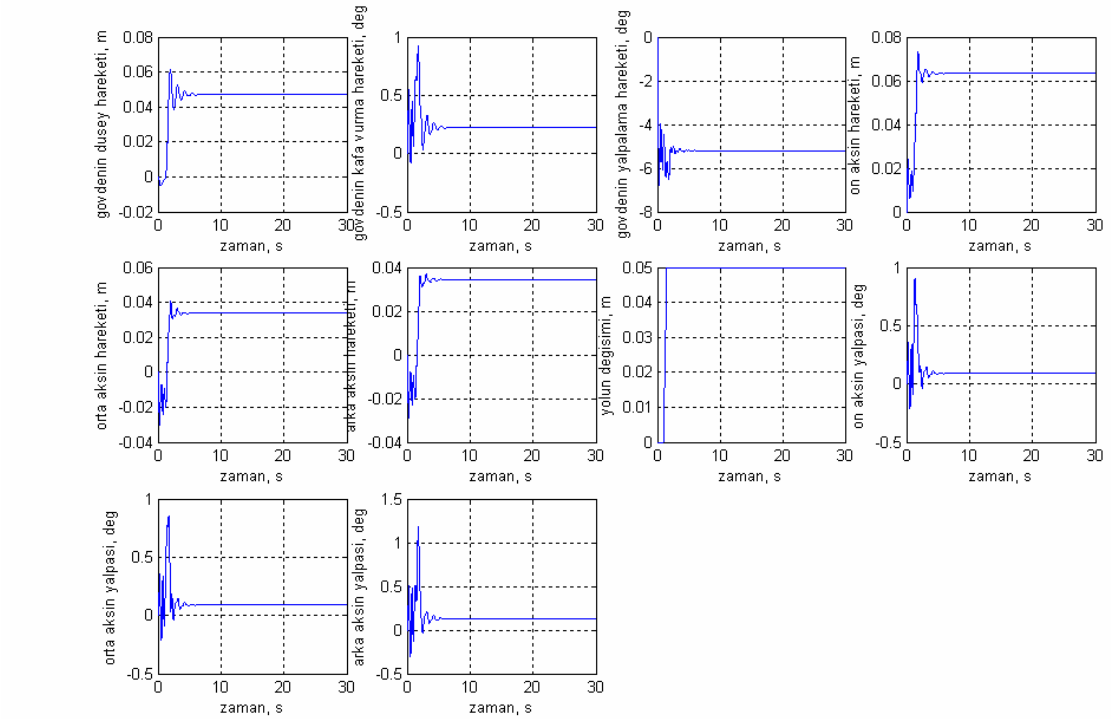
Ön aksın hareketi $X_{g1} = (x_4 + x_5)/2$, Ön aksın yalpalaması $\theta = \frac{x_4 - x_5}{2.T_E}$

Orta aksın hareketi $X_{g2} = (x_6 + x_7)/2$, Orta aksın yalpalaması $\theta_1 = \frac{x_6 - x_7}{2.T_E}$

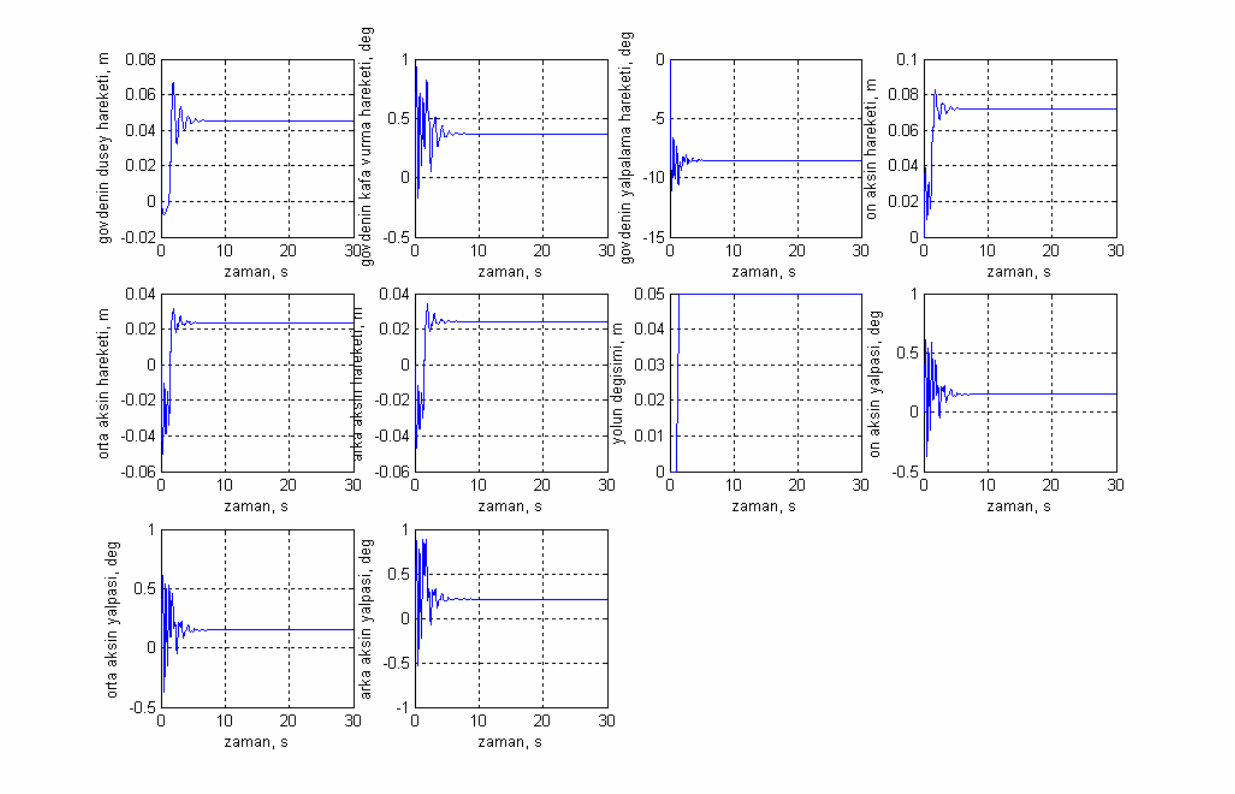
Arka aksın hareketi $X_{g3} = (x_8 + x_9)/2$, Arka aksın yalpalaması $\theta_3 = \frac{x_8 - x_9}{2.T_E}$



Şekil 8.5 : Üç akslı aracın titreşim cevapları



Şekil 8.6 : Üç akslı rijid aracın titreşim cevapları



Şekil 8.7 : Üç akslı rijit aracın merkezkaç etkisi altında titreşim cevapları

Yedi ve dokuz serbestlik dereceli denklemlerin hepsinde 5cm bir tümsek yol girişi ile birlikte modellenmiştir.

8.3. Taşıtın Kritik Frekansları ve Rezonansın Titreşime Etkisi

Taşıtın kritik frekansları, çıkartılan diferansiyel denklemlerde $x_i = X_i.\sin(\Omega_i.t + \varphi)$ dönüşümü yapılmak suretiyle, ortaya çıkan denklem sisteminin kökleridir. Burada i, serbestlik derecesi sayısını; X ise maksimum genliği temsil etmektedir. Taşıtın kaç tane serbestlik derecesi varsa, o kadar kritik frekansı vardır. Dönüşüm yapıldıktan sonra, sadeleştirme işlemleri esnasında sinüslü terimler kaybolacaklarından, geriye kritik frekansları içeren denklem kalacaktır.

Bu denklemin pozitif kökleri de sistemin kritik frekanslarıdır.

Kritik frekansları hesaplamanın bir başka yolu da frekans cevabı analizidir. Sistemin frekans cevabı, sisteme sinüs girişi yapılarak bulunur. Sistem üstüne etki eden bu sinüs

girişine, frekans değiştikçe değişen bir genlik ve faz farkıyla cevap verecektir. Genlik eğrisinin yön değiştirdiği noktalar, kritik frekanslara tekabül etmektedirler.

Bütün mekanik sistemlerde olduğu gibi taşıtlarda da rezonans hem taşınan yük, hem de taşıtı oluşturan elemanlar için problem teşkil etmektedir. Çünkü rezonans durumunda, salınım hareketinin genlikleri teorik olarak sonsuza, pratik olarak ise zararlı mertebelere ulaşmaktadır.

Hareket eden ilk taşıttan günümüze kadar bu problemin çözülmesi için çeşitli sistemler tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Yol yapımı, taşıt üretim teknikleri ve kullanılan teknolojiler ilk zamanlara göre büyük gelişme göstermiş, bu gelişme taşıtların hızlarına da yansımıştır.

Dolayısıyla ortaya çıkan titreşim problemleri de karmaşıklaşmışlardır. Taşıtların seyahat ettikleri yol profilleri gerçekte çok düzensizdir. Fakat analizler sırasında genellikle belirli basit girişler (basamak, rampa, darbe gibi) kullanılmakta veya bu düzensiz gerçek yol profilleri matematiksel işlemlerle zamana, konuma veya frekansa göre değişen tipik fonksiyonlar şeklinde ifade edilerek, taşıta giriş olarak uygulanmaktadırlar. Gerçeğe en uygun sonuçların elde edilmesi için, yol profili bütün özellikleriyle ifade edilmeli ve bu gerçek profile taşıtın verdiği cevap bulunmalıdır. Aslında zorlama girdileri ve taşıtın dinamik tepki elemanlarının özellikleri birbirinden ayrı düşünülemez, çünkü bir parametrenin değişimi diğer parametreyi bazen iyi, bazen de kötü yönde etkiler. Fakat taşıtın belirli yönlerdeki titreşimleri göz önüne alınarak uygun modeller kullanıldığında ve incelenen titreşim frekans spektrumu uygun seçildiğinde, yapılan hatalar azaltılabilirler.

Teorik çalışmalarda ilk aşama sistem modelinin çıkarılmasıdır. Bir önceki konuda iki ve yedi serbestlik dereceli taşıt modellerinin diferansiyel denklemleri çıkarılmıştır. Sistemin çok serbestlik dereceli olarak kabul edilmesi, çalışmayı ve temel sonuçları oldukça karmaşık hale getireceğinden, titreşim analizi açısından yedi serbestlik dereceli taşıt modeli idealdir.

9 PID KONTROL YÖNTEMİ

9.1 Giriş

Kapalı çevrimli bir kontrol sistemi, kontrol edilen sistem ve kontrol eden sistem olmak üzere iki adet alt sistemden oluşmaktadır. Kontrol eden sistem ya da kısaca kontrolcü, karşılaştırıcı, kontrol organı ve ölçme elemanı gibi alt bölümlere ayrılır.

Kapalı çevrimli kontrol sistemi içinde kontrolcünün görevi, ölçme elemanı üzerinden geribeslenen çıkış büyüklüğünü, giriş büyüklüğü ile karşılaştırmak ve ortaya çıkan hata değerinin yapısına ve kendi kontrol etkisine bağlı olarak uygun bir kumanda veya kontrol sinyali üretmektir.

Karşılaştırıcı, arzu edilen giriş değeri ile çıkış büyüklüğünün ölçülen gerçek değerini karşılaştırır ve aradaki farkı bir hata sinyali olarak verir. Kontrolcü, bu hatayı giriş olarak alır ve hatanın şekline ve kendi kontrol etkisine bağlı olarak bir karar hazırlar. Hazırlanan bu karar bir kumanda sinyali şeklinde son kontrolcü birimine gönderilir. Son kontrolcü sistemde, bir kumanda sinyali ile hareket eden bir kuvvet uygulayıcı olup, bir valfin veya şalterin açılması veya kapanması yönünde bir hareket meydana getirir. Bu hareket sonucu ise kapalı çevrimli kontrol sisteminde hatayı küçültecek bir değişim meydana gelmiş olur.

Karşılaştırıcıda, giriş büyüklüğü ile sistemin kontrol edilen çıkış büyüklüğünün birimlerinin aynı olması gerekir.

Geri besleme yolu üzerinde yer alan ölçme elemanı, çıkış büyüklüğünü giriş büyüklüğü ile karşılaştırılabilecek uygun bir elektriksel yer değiştirme, basınç veya bunlar gibi bir sinyale dönüştürür. Bu şekli ile ölçme elemanı, çıkış büyüklüğünü hem ölçen hem de uygun bir sinyale dönüştüren elemandır. Ölçme elemanı ise kendi içinde sensör, kuvvetlendirme, sinyal şartlandırma ve gösterge gibi işlevsel kısımlardan ibarettir.

Sensör kısmı, ölçülen fiziksel büyüklüğü algılayan ve bunu uygun bir sinyale dönüştüren elemandır.

Genellikle düşük güçlü olan bu sinyal kuvvetlendirilip uygun şekle sokulduktan sonra karşılaştırıcıya ulaştırılır.

Ayrıca gerekli görüldüğü takdirde, ölçülen sinyal bir gösterge üzerinde değerlendirilir.

Kontrolcülerde kullanılan belli başlı dört temel kontrol etkisi vardır.

Bunlar:

• İkili veya aç – kapa (on – off) kontrol etkisi,
• Orantı (P) kontrol etkisi,
• İntegral (I) kontrol etkisi,
• Türev (D) kontrol etkisi.

Bu temel kontrol etkilerinin bir veya birkaçının bir arada uygun şekilde kullanılmasıyla

değişik kontrol etkilerinde çalışan kontrolcüleri oluşturulur. Bu çalışmada orantı, integral ve türev etkilerinin beraber kullanıldığı PID kontrolden bahsedilecektir.

9.2 PID Kontrolcü

PID kontrol, üç temel kontrol etkisinin birleşiminden meydana gelmiştir. PID kontrolcü lineer bir kontrolcüdür. Hata sinyalini kontrol sinyaline çevirir. Lineer bir kontrolcü olduğundan zaman ve frekans bazında incelenebilir. Zaman bazında sinyal şu şekildedir:

$$u(t) = K_p.e(t) + \frac{K_i}{K_p}\int_0^t e(t).dt + \frac{K_d}{K_p}.\frac{de}{dt} \tag{9.1}$$

veya

$$u(t) = K_p.\left(e(t) + \frac{1}{T_i}\int_0^t e(t).dt + T_d.\frac{de}{dt}\right) \tag{9.2}$$

Buradan transfer fonksiyonu

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p.\left(1+\frac{1}{T_i.s}+T_d.s\right) \tag{9.3}$$

olarak elde edilir.

PID kontrol, üç temel kontrol etkisinin üstünlüklerini tek bir birim içinde birleştiren bir kontrol etkisidir. Orantı etkide, orantı kazancı K_P'nin ayarı ile kontrolcünün kontrol duyarlılığı ayarlanır. Orantı etkide, herhangi bir anda kontrolcü çıkışı, hatanın büyüklüğüne bağlıdır ve hata miktarı kadar düzeltici kontrol sinyali üretir. Ancak hata çok küçük olduğunda kontrolcü yeteri kadar etkili düzeltici sinyal üretemez ve kalıcı durum hatası oluşur.

İntegral etki kontrol edilen çıkış büyüklüğünde meydana gelecek kalıcı durum hatalarını ortadan kaldırır. Kontrolcü çıkışında, sürekli artan kontrol etkisi elde edileceğinden, motor elemanının, hatanın ortadan kalkmasını sağlayacak kadar hareket etmesi sağlanır. Bu işlem sonucu kontrol edilen çıkış büyüklüğünde ortaya çıkan sapma sıfırlanmış olur.

Türev etki, hatanın büyümesini önceden kestirerek büyük bir hata çıkmadan bir düzeltme etkisi sağlar. Türev etki hatanın değişim hızına duyarlıdır ve hata başlar başlamaz harekete geçer. Türev etki, sistemin cevap hızını arttırırken kalıcı durum hatasına duyarsızdır.

9.2.1 PID Kontrolcünün Ayarı

PID kontrolcü diğerlerine göre daha karmaşık olup, o oranda da pahalıdır. Burada K_p, T_i ve T_d parametrelerinin uygun bir ayarı ile ideal kontrol sağlanabilir. Bunun için deneysel ve teorik birçok yöntem geliştirilmiştir.

Kapalı çevrimli kontrol sisteminin başvuru girişinde bir basamak fonksiyonu uygulanması halinde sistem cevabının yeni kalıcı durum değerine en kısa zamanda ve kararlı bir şekilde erişmesini sağlayan kontrolcü ayarı en uygun ayar kabul edilir.

Bu amaçla Ziegler ve Nichols tarafından bir ölçüt geliştirilmiş olup bu ölçüte gore zaman alanı cevap eğrisinin ikinci aşama genliğinin, birinci aşama genliğine oranının ¼ olması gerekir. Bu ölçütün matematiksel bir dayanağı olmamakla birlikte, hızlı cevap ve çabuk sönümleme sağladığı deneysel olarak saptanmıştır. Bu ölçüte göre bulunacak kontrolcü ayarının tek olmayacağı aşikardır.

Ziegler ve Nichols tarafından geliştirilen sürekli titreşim yöntemi deneysel yöntemlerin en tanınmış olanlarından birisidir. Bu yöntemin öngördüğü ayarlar hemen hemen kontrol sistemi alanında standartlar olarak kabul görmektedir.

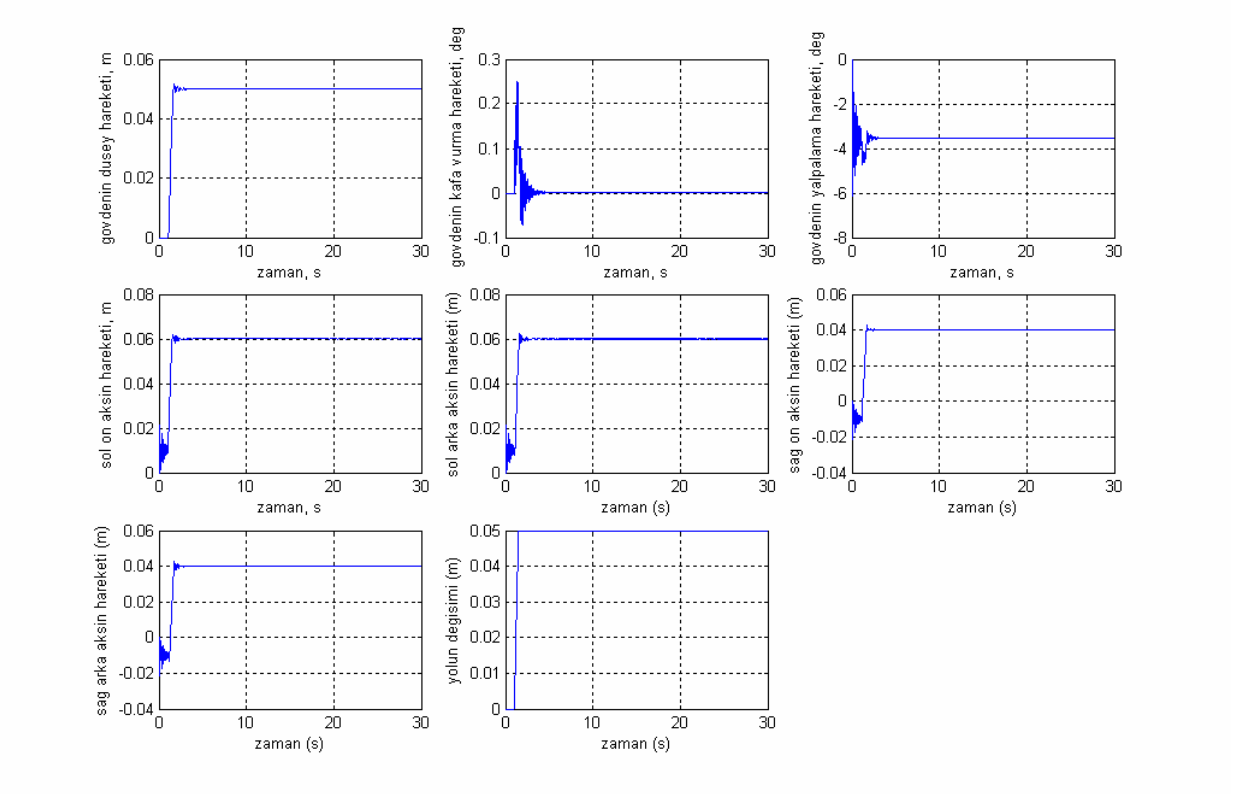
Bu yöntemin esası başlangıçta integral ve türev etkilerini devre dışı bırakıp kontrolcünün sadece orantı etki ile deneye tabi tutulmasına dayanır. Deney başlangıcında integral zaman sabiti sonsuza, türev zaman sabiti de sıfıra ayarlanır. Böylece kontrolcü üzerinde sadece orantı etki kalır. Bu durumda kapalı çevrimli sistemin başvuru girişine bir basamak değişimi uygulanır ve orantı etki kazancı K_p değiştirilerek bu işlem birkaç kez tekrarlanır.

Sistem cevabı sürekli sinusoidal titreşim yapan bir eğri haline erişene kadar orantı kazancı K_p arttırılır. Bu duruma karşılık gelen orantı kazancına K_{pmax} ve titreşim peryoduna P_u denir. Bu kazanç değeri K_{pmax} sistemin kararsızlık sınırına erişmeden önce ulaşabileceği en yüksek değerdir. Daha sonra tablodan yararlanılarak T_i ve T_d değişkenleri hesaplanır ve kontrolcü bu değerlere göre ayarlanır. Ziegler ve Nichols pek çok deney yaparak tabloda verilen sonuçların doğruluğunu kanıtlamışlardır.

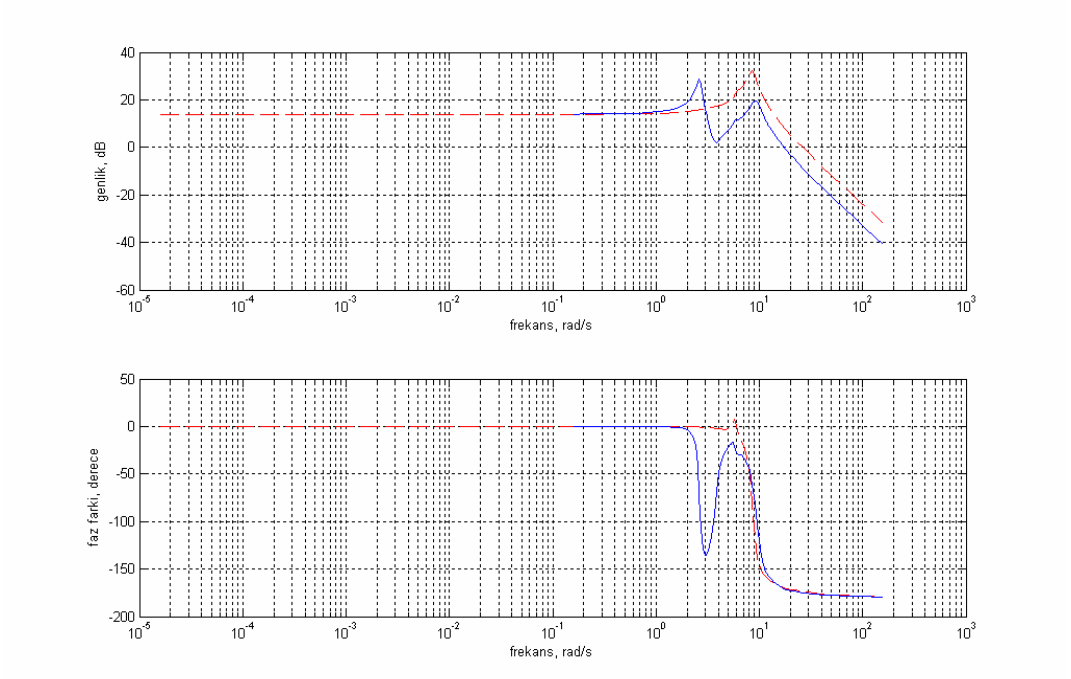
Tablo 9.1: Titreşim yöntemine göre kontrolcü ayar değerleri (Ogata, 2001)

Etki Türü	K_p	Ti	T_d
P	$0.5\ K_{pmax}$	-	-
PI	$0.45\ K_{pmax}$	$0.825\ P_u$	-
PID	$0.6\ K_{pmax}$	$0.5\ P_u$	$0.125\ P_u$

Ziegler ve Nichols tarafından geliştirilen sürekli titreşim yöntemi bir veya iki serbestlik dereceli sistemler için uygundur. Daha fazla serbestlik dereceli sistemlerde kontrolcüler birbirini etkilediğinden, bu çalışmada olduğu gibi, deneme yanılma yöntemi tercih edilir.



Şekil 9.1 : Yedi serbestlik dereceli aracın merkezkaç etkisi altında PID kontrol cevabı



Şekil 9.2 : Yedi serbestlik dereceli aracın merkezkaç etkisi altında PID kontrollü ve kontrolsüz frekans cevabı

10 SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada bir SUV için bir aktif devrilme önleyici çubuk sistemi tasarlandı. Taşıt dinamiğini açıklamak amacıyla nonlineer tekerlekli bir savrulma/yalpalama modeli kullanıldı. MacAdam sürücü modeli sürücü davranışını simüle etmek için kullanıldı. Araç devrilmesi TTR algoritmasına dayanan kestirmeciyle algılandı. Araç güvenli aralıktayken, kontrolcü hidrolik aktüatörü aktive etmez ve devrilme önleyici çubuk pasif devrilme çubuğu gibi davranır. Kestirimci devrilmenin yakın olduğunu sezerse, aracın kararlılığına yardım eden karşı moment sağlayıp aktüatöre komut edecek düzgün bir sinyal üretir ve yalpa açısını güvenli sınıra indirir.

Üç tip manevra: Double lane change, J turn ve Fish hook Simulink'te sistemi test etmek için kullanıldı. Aktif devrilme önleyici sisteme sahip aracın davranışlarında iyi sonuçlar gözlendi. Bu tasarımla, araç yalpa açısı düşürüldü ve güvenli aralıkla sınırlandı.

Ayrıca yedi serbestlik dereceli (tam binek) ve dokuz serbestlik dereceli (kamyonet) taşıt modelleri oluşturuldu ve basamak fonsiyonu yol girişine göre titreşim ve yalpalama, kafa vurma, düşey hareket cevapları incelendi, frekans cevapları genlik ve faz farkı açısından irdelendi. Üstelik bu yedi ve dokuz serbestlik dereceli sistemlere PID kontrol uygulanarak yine aynı kriterler açısından irdeleme yapıldı. Aktif kontrol uygulanan sistemlerde titreşim ve genliklerin düştüğü gözlendi.

KAYNAKLAR

[1] "Frontline," broadcast on PBS stations on Feb. 21, 2002. Full transcript available at: http://www.pbs.org/frontline/shows/rollover/etc/script.html

[2] **Gillespie,Thomas D.,** 1992 "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers,USA,

[3] **J. Bernard, J. Shannan, M. Vanderploeg,** 1989 "Vehicle Rollover on Smooth Surfaces," SAE Paper No. 891991

[4] **L.S. Robertson and A.B. Kelley,**1988."Static stability as a predictor of overturn in fatal motor vehicle crashes," *J. Trauma* **29** (3), 313–319 .

[5] **Leon S. Robertson,** *The Expert Witness Scam*, 2000. View this at http://www.nanlee.net .

[6] "SUV Safety Update," March 2001.*Consumer Reports* **66**, 62

[7] **Katsuhiko Ogata,** "System Dynamics", Third Edition

[8] **Gene Franklin, J. David Powell,** "Feedback Control of Dynamic Systems", Third Edition

[9] http://icosym-nt.cvut.cz/odl/partners/jku/ Theory/Control/HTML/control.html#x1-170003

[10] **Garrick J. Forkenbrock and W. Riley Garrott,** NTHSA; **Mark Heitz and Bryan C. O'Harra,** Oct., 2002. Transportation Research Center; "A Comprehensive Experimental Evaluation of Test Maneuvers That May Induce On-Road, Untripped, Light Vehicle Rollover".

[11] **Chen, B. and Peng, H.,** Nov.1999."Rollover Warning For Articulated Vehicles Based on A Time-To-Rollover Metric," Proceedings of the 1999 International Mechanical Engineering Congress and Exposition.

[12] **Chen, B. and Peng, H.,** June. 1999. "A Real-time Rollover Threat Index for Sports Utility Vehicles", Proceedings of the American Control Conference.

[13] **Güvenç, L** Spring Semester, 2005.Lecture Notes from ME 654E: Vehicle Control Systems.

[14] **Tiank, Fu,** September 2000. "Modeling and Performance Analysis of ABS Systems with nonlineer Control", M.Sc. Thesis Concordia University Montreal Quebec.

[15] **Norton, R.,** "Design of Machinery"

[16] **Bevly,D.M., Plumlee, J.H.,** Department of Mechanical Engineering, **Hodel,A.S.,** Department of Electrical and Computer Engineering, "Control of a Ground Vehicle Using Quadratic Programming Based Control Allocation Techniques", Auburn University.

[17] **Gardner, J.F.,** 2001.Boise State University, "Simulations of Machines Using Matlab® and Simulink®", Bookware Companion Series.

[18] **Christian Gerdes Christopher R. Carlson, J**., November 2003. Optimal rollover prevention with steer by wire and differential braking. In *Proceedings of IMECE 2003*. ASME.

[19] **Jong, H. P., and Chan, Y. K.,** 1999.*"Wheel slip control in traction control system for vehicle stability",* Vehicle System Dynamics, vol. 31, pp. 263-278,

[20] **Whitehead R., Travis W., Bevly D.M., and Flowers G.,** 2004. "A Study of the Effect of Various Vehicle Properties on Rollover Propensity", SAE Paper No.2004-01-2094.

[21] **Ervin, R. D.,** 1986. "The Dependence of Truck Stability on Size and Weight Variables", Int. J. of Vehicle Design, Special Issue on Vehicle Safety, pp.192- 208

[22] **Goldman, R., W.,** December 2001. "Development of Rollover-Warning Device for Road Vehicles", Phd Thesis The Pennsylvania State University

[23] **Bernard, J., Shannan J., Vanderploeg, M.,** 1989. "Vehicle Rollover on Smooth Surfaces", SAE paper No. 891991

[24] **Blue, D. W. and Kulakowski, B. T.,** 1991. "Effects of Horizontal-Curve Transition Design on Truck Roll Stability", J. of Tran.Engineering, Vol. 117, No. 1, January/February, pp. 91-102.

[25] **Allen, R. W., Szostak, H. T., Rosenthal, T. J., Klyde, D. H.,** 1990. "Field Testing and Computer Simulation Analysis of Ground Vehicle Dynamic Stability", SAE paper No. 900127

[26] **Allen, R.W., Szostak, H. T., Rosenthal, T. J., Klyde, D. H., Owens, K.J.,** 1991. "Characteristics Influencing Ground Vehicle Lateral/Directional Stability", SAE paper No. 910234

[27] **Garrott, W. R., Heydinger, G. J.,** 1992. Investigation, via Simulation, of Vehicle Characteristics that Contribute to Steering Maneuver Induced Rollover". SAE paper No. 920585

[28] **Hinch, J., Shadle, S., Klein, T.M.,** 1992. "NHTSA's Rollover Rulemaking Program – Results of Testing and Analysis", SAE paper No. 920581

[29] **Nalecz, A. G.,** 1989. "Intermediate Maneuver Induced Rollover Simulation (IMIRS) and Sensitivity Analysis", TSC-U.S. DOT Contract No. DTRS 57- 88-P-82668, Final

[30] **Nalecz, A. G.,** 1989. "Influence of Vehicle and Roadway Factors on the Dynamics of Tripped Rollover", Int. J. of Vehicle Design, Vol. 10, No. 3, pp. 321-346

[31] **Goldman, R.W., El-Gindy, M., Kulakowski, B.T.,** 2001. "Rollover Dynamics of Road Vehicles: Literature Survey", *Int. J. of Heavy Vehicle Systems*, Vol. 8, No. 1

[32] **Nalecz, A. G.,Lu, Z., d'Entremont K. L.,** 1993. "An Investigation into Dynamic Measures of Vehicle Rollover Propensity", SAE paper No. 930831

[33] **Ranganathan, R., Rakheja, S., Sankar, S.,** 1989. "Steady Turning Stability of Partially Filled Tank Vehicles with Arbitrary Tank Geometry", J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 111, pp. 481-489

[34] **MacAdam, C. C.,** 1982. "A Computer-Based Study of the Yaw/Roll Stability of Heavy Trucks Characterized by High Centers of Gravity", SAE paper No. 821260

[35] **Wong, J. Y., El-Gindy, M.,** 1985. "Computer Simulation of Heavy Vehicle Dynamics Behaviour – User Guide to UMTRI Models", Vehicle Weights and Dimensions Study, Road and Transport Association of Canada, Report No. 3, 1985

[36] **Mallikarjunarao, C.,** 1981. "Road Tanker Design: Its Influence on the Risk and Economic Aspects of Transporting Gasoline in Michigan", Ph.D. Dissertation, The University of Michigan

[37] **El-Gindy, M., Hosamel-deen, Y.H.,** 1989. "Sensitivity Parametric Analysis of UMTRI Static Roll Model", Int. J. of Vehicle Design, Vol. 10, No. 2,pp.187- 209

[38] **Ervin, R. D.,** 1983. "The Influence of Size and Weight Variables on the Roll Stability of Heavy Duty Trucks", SAE paper No. 831163

[39] **Preston-Thomas, J., El-Gindy, M.,** 1992. "Static Rollover Thresholds of Heavy Vehicles", CSME Forum, Symposium on Transportation Technology, Montreal, June 1-5.

[40] **Preston-Thomas, J.,** 1991. "Measured Rollover Thresholds of Three-Axle and Four-Axle Cement Mixers and Dump Trucks", NRC Report IME-GTT- CAT-001, National Resource Council Canada

[41] **Woodrooffe, J. H.,** 1990. "Accident Reconstruction Report Involving a Fuel Tanker and a Bus at Merivale and Baseline Roads, Ottawa, Ontario, 21 September 1989", NRC Report TR-VDL-001. NRC No. 31199, National Resource Council Canada

[42] **Blundell, M. and Harty Damian,** 2006. "The Multibody Systems Approach Vehicle Dynamics", Elsevier.

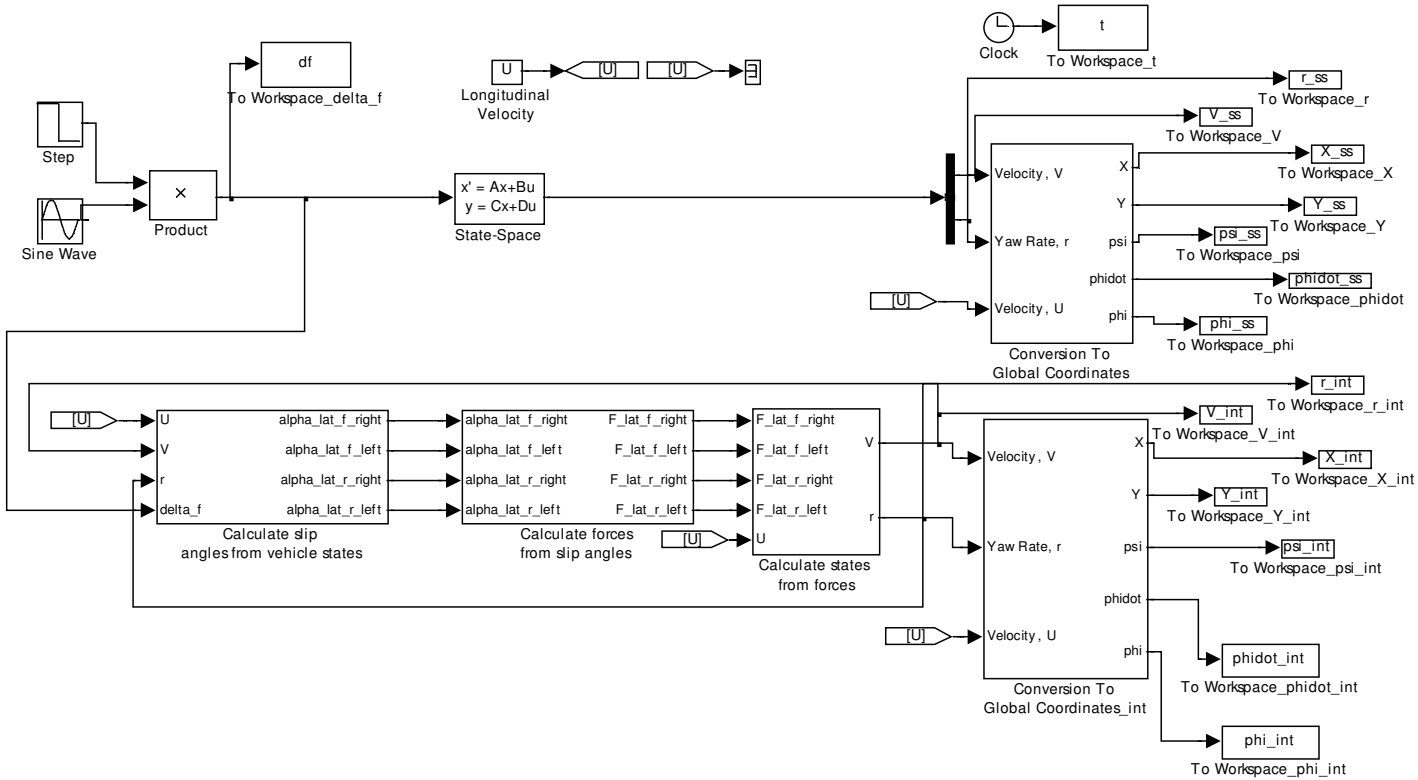
[43] **Staudt, W.,** 2000. ''Motorlu Taşıt Tekniği'', M.E.B., İstanbul.

[44] **Alleyne, A.,** 2000. "ME 452- Automotive Vehicle Dynamics",UIUC.

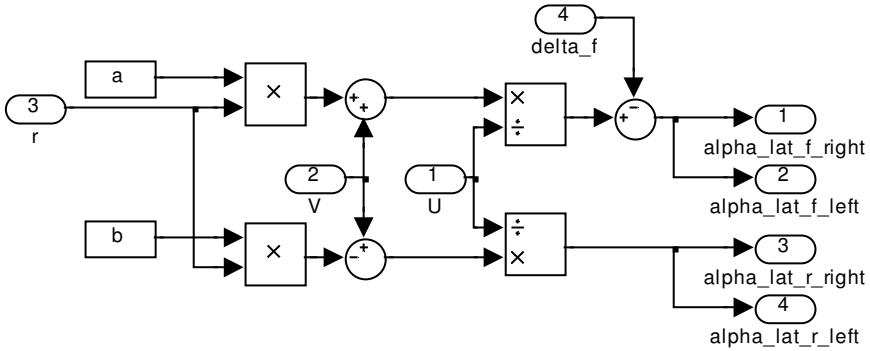
[45] **Tahralı, N., Kaya, F., Yüksek, İ., Güçlü, R.,** 2005. "Makine Dinamiği", Yıldız Teknik Üniversitesi Basım-Yayın Merkezi, İstanbul

EKLER

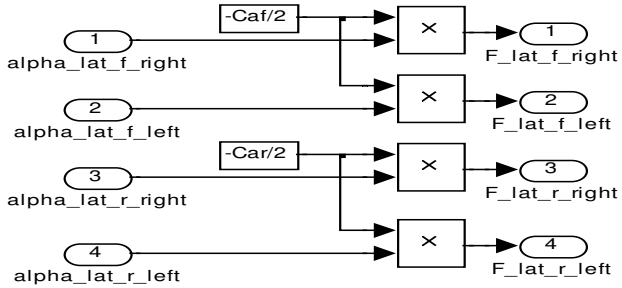
EK A



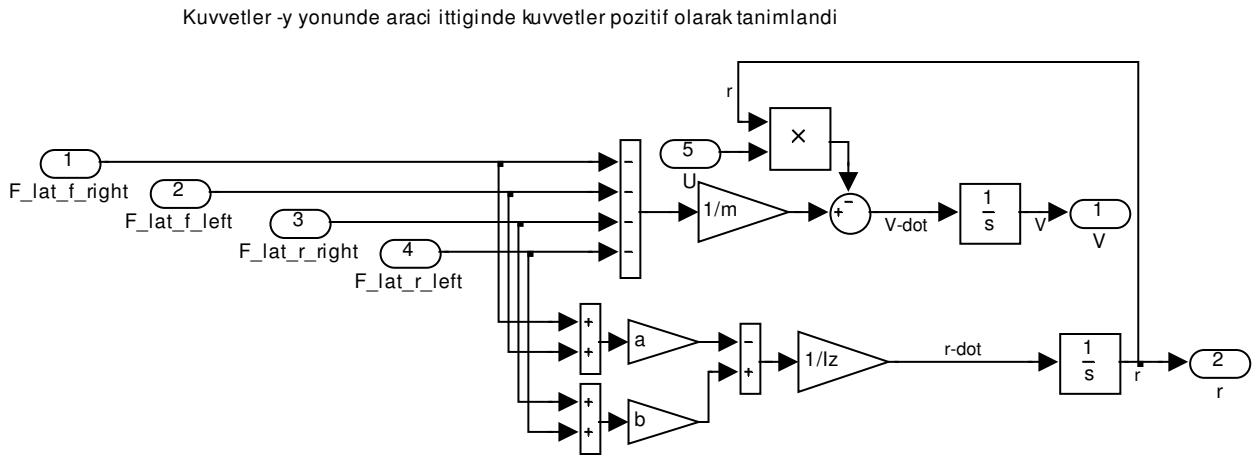
Şekil A: Çift İzli Araç Modeli



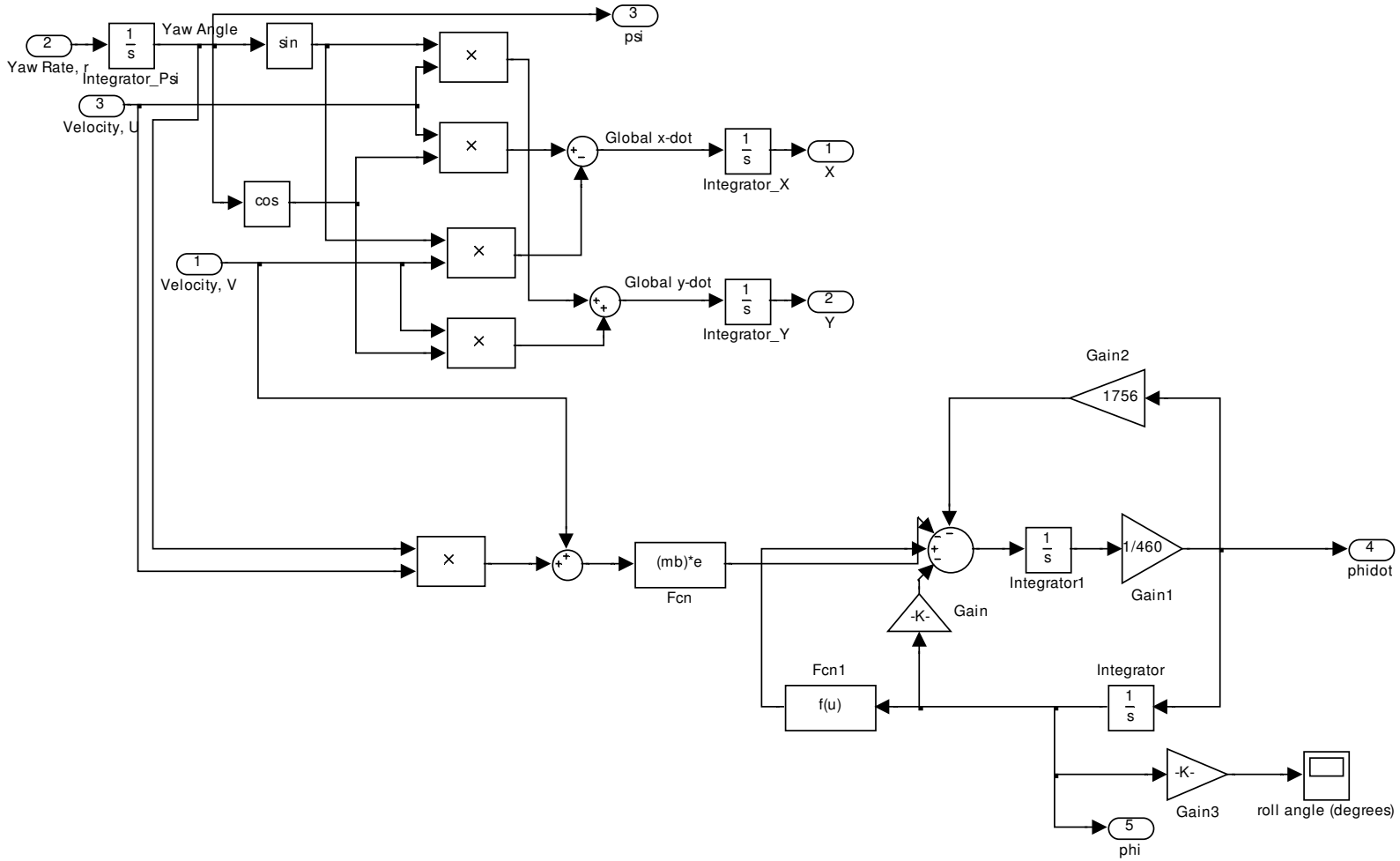
Şekil A.1: Araç durum modelinden kayma açıları hesabı



Şekil A.2: Doğrusal tekerlek modeli

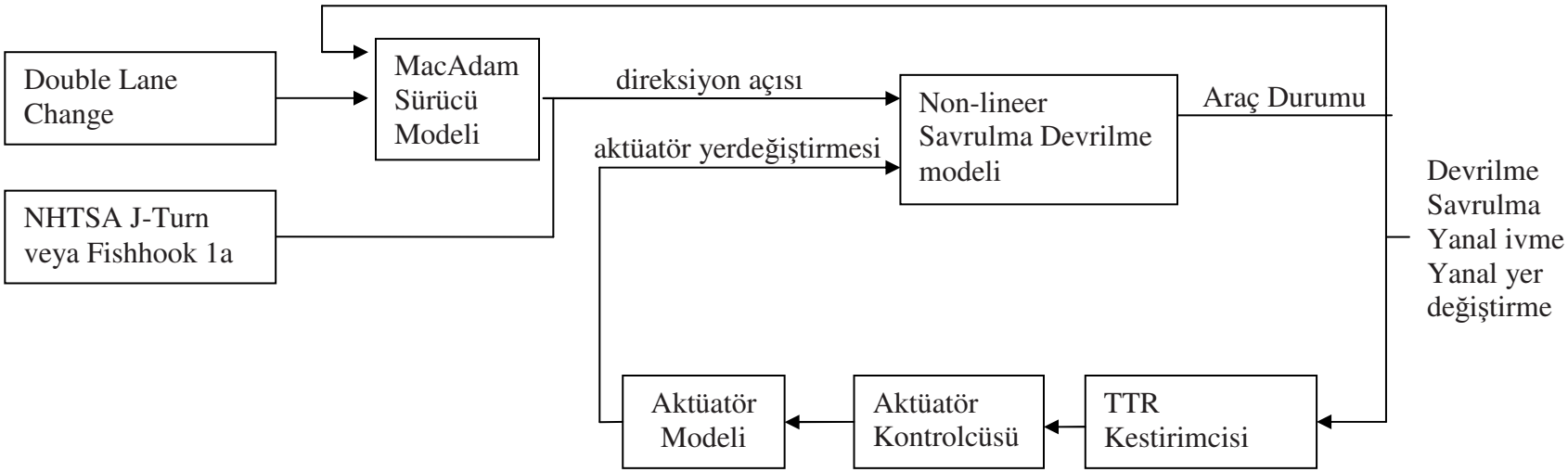


Şekil A.3: Kuvvetlerden durum değişkeni hesabı



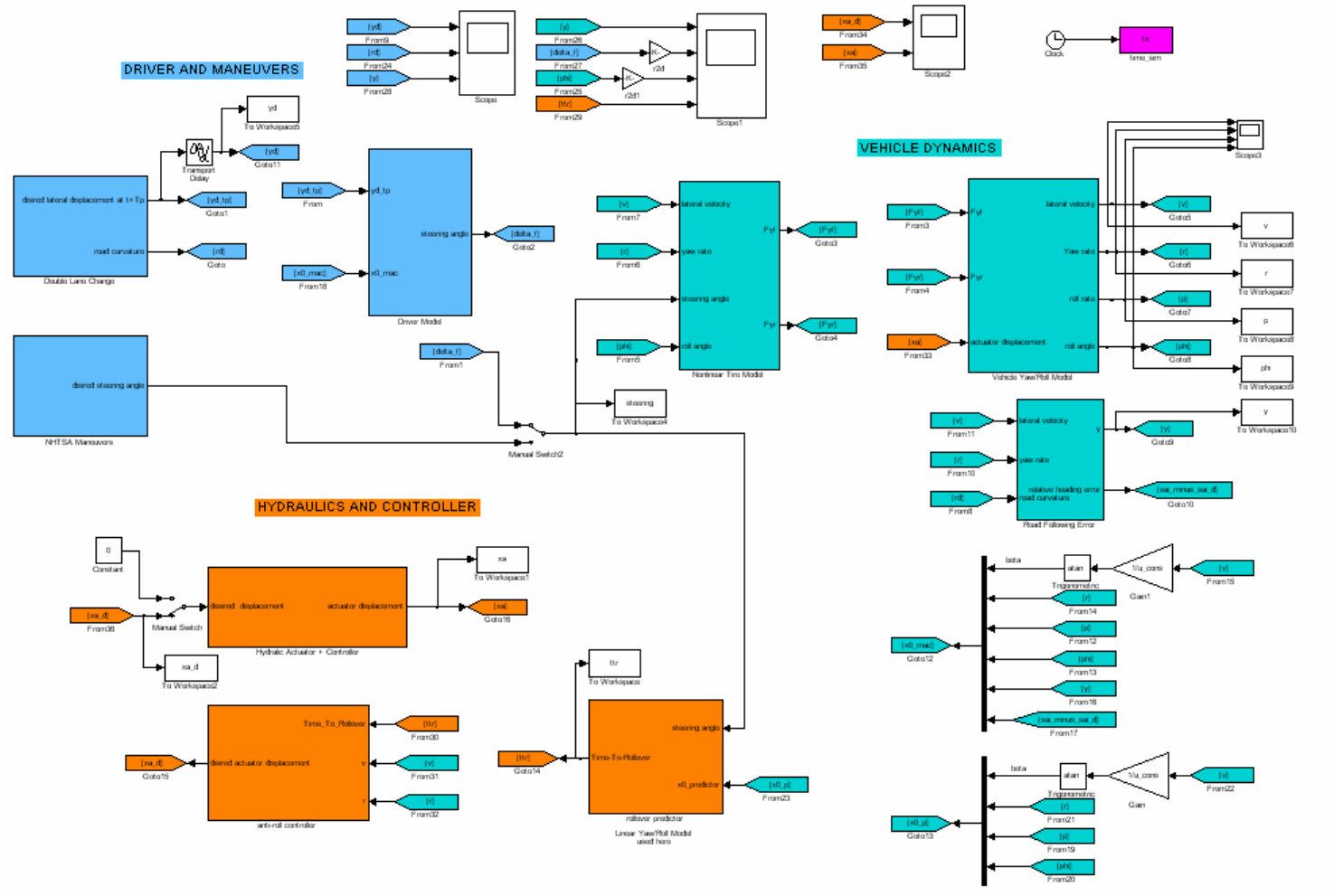
Şekil A.4: Küresel koordinatlara dönüştürme

EK B



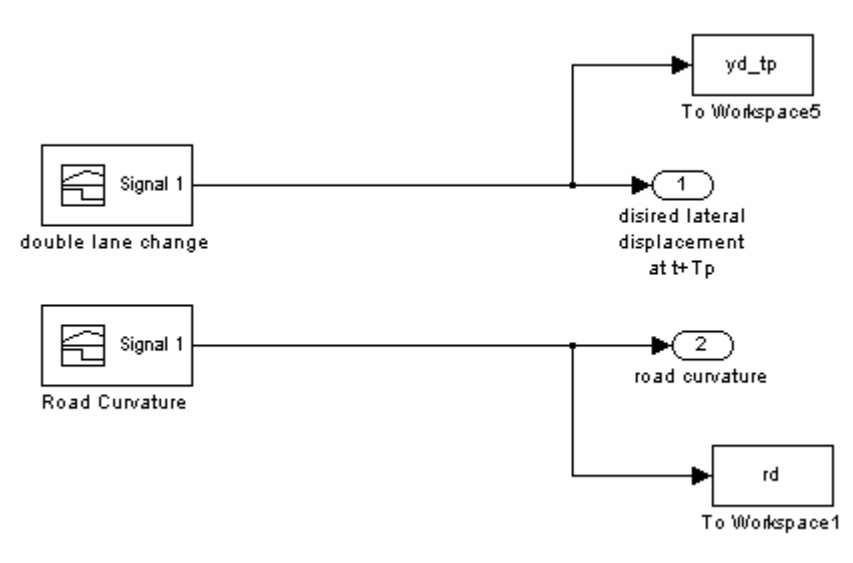
Şekil B : Tasarım Algoritmasının Akış Diyagramı

EK C

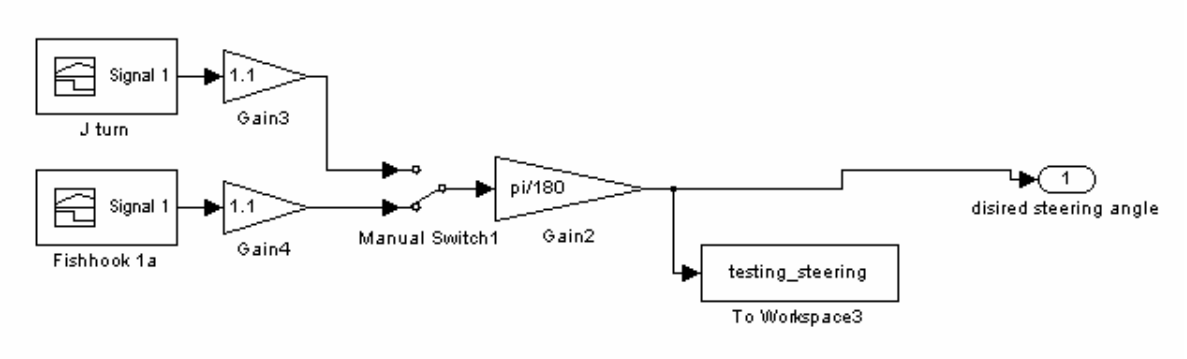


Şekil C: Simulink Modeli

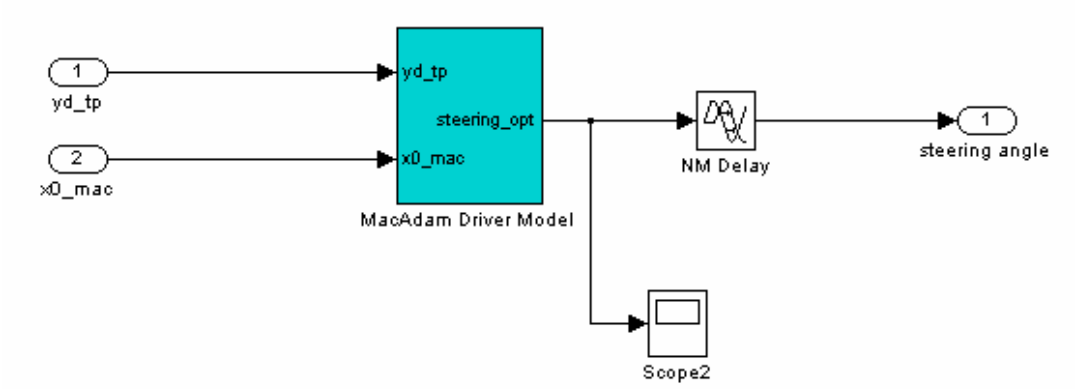
EK C.1: Sürücü ve Manevralar



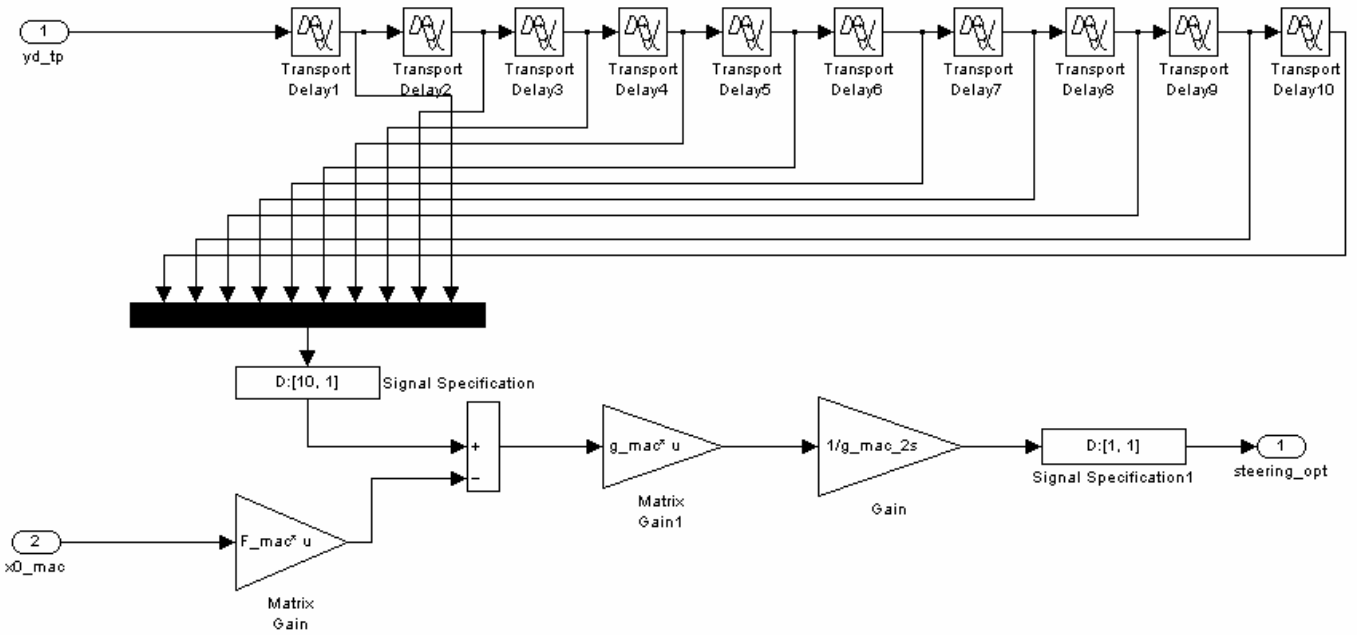
Şekil C.1.a: Double Lane Change



Şekil C.1.b: J-Turn ve Fish-Hook

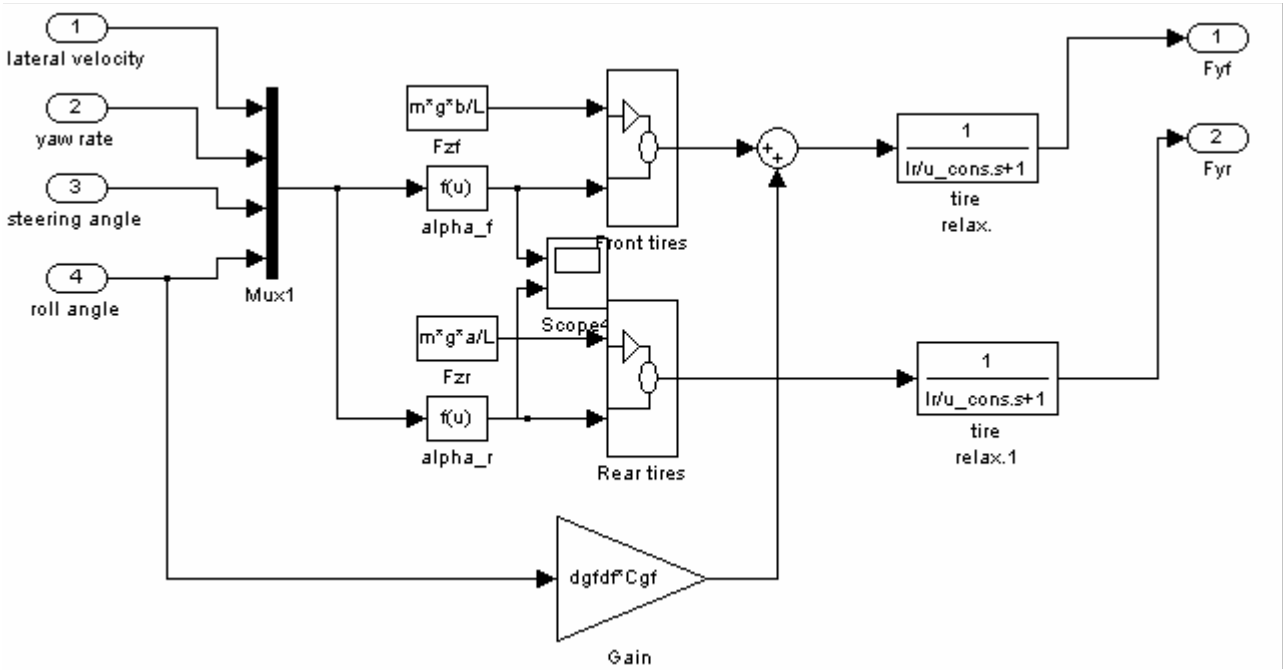


Şekil C.1.c: Sürücü Modeli



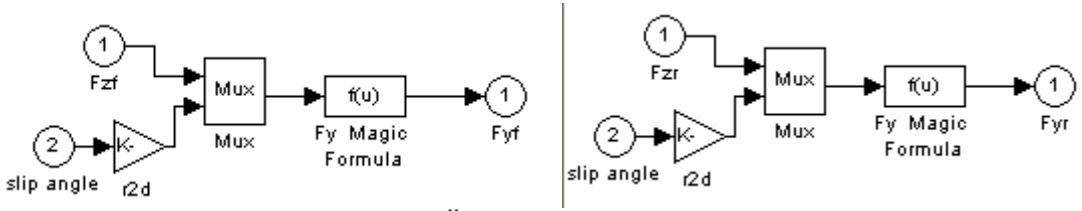
Şekil C.1.d: MacAdam Sürücü Modeli

EK C.2: Araç Dinamiği

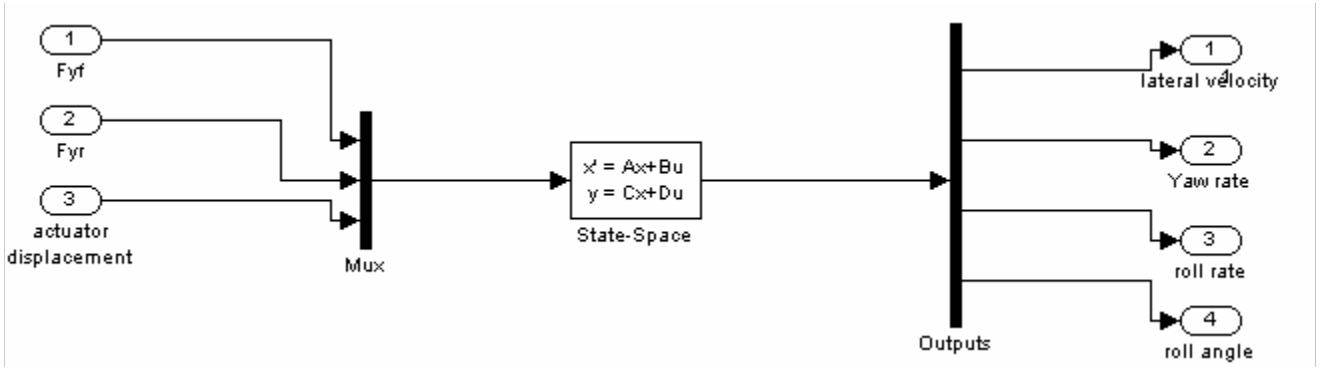


Şekil C.2.a: Nonlineer Lastik Modeli

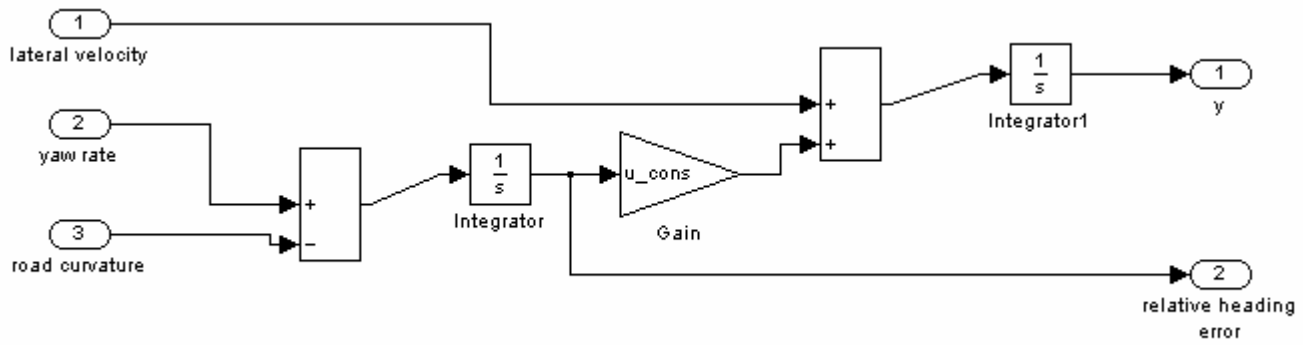
Ön ve Arka Lastik Modelleri



Şekil C.2.b: Ön ve Arka Lastik Modelleri

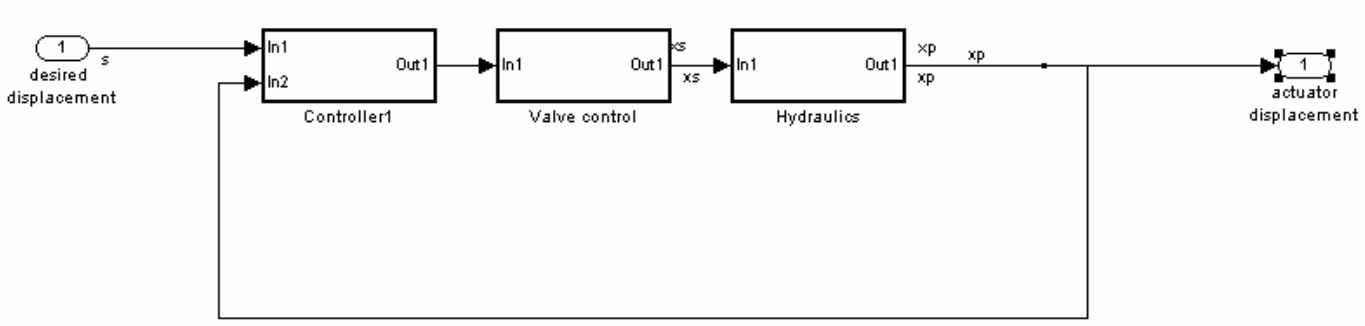


Şekil C.2.c: Savrulma Yalpa Modeli

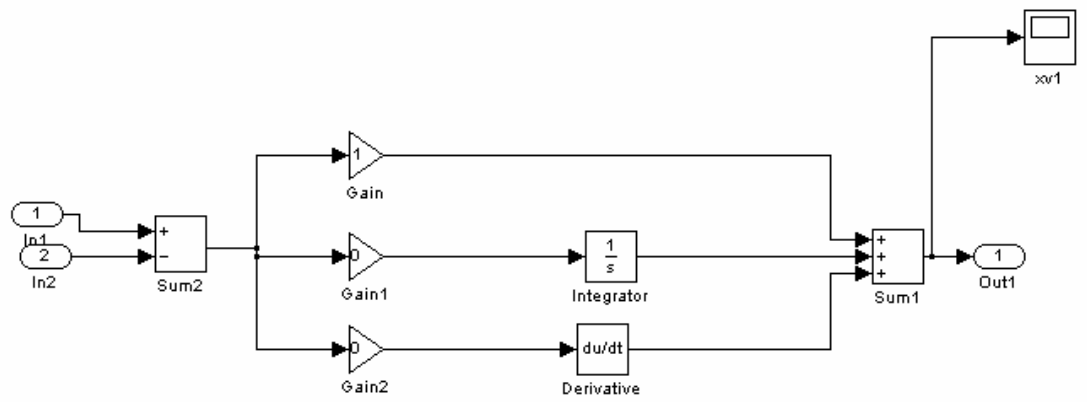


Şekil C.2.d: Nonlineer Yol İzleme Modeli

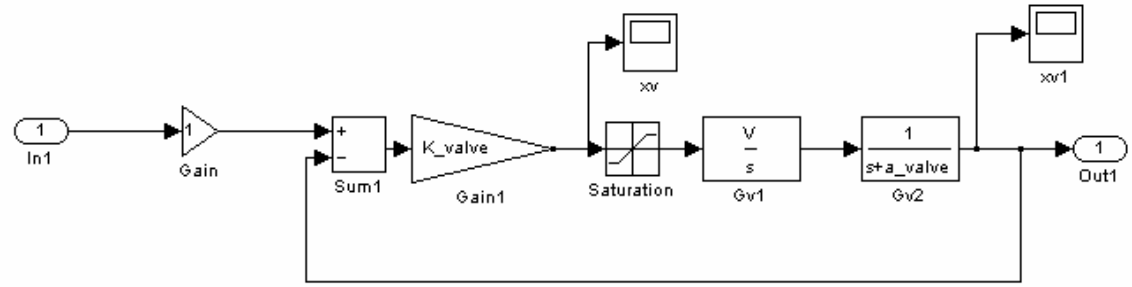
EK C.3: Hidrolik ve Kontrolör



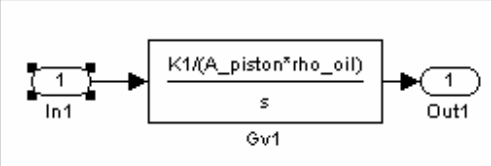
Şekil C.3.a: Hidrolik Aktüatör ve Kontrolör



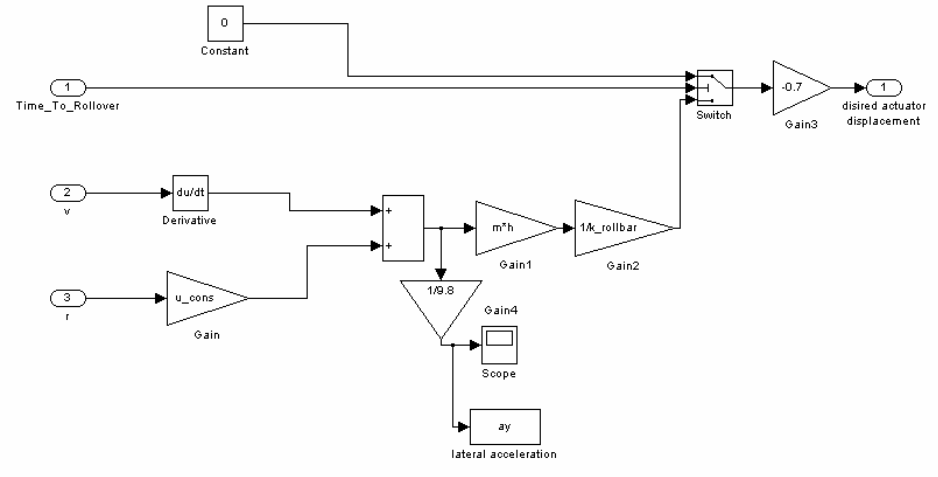
Şekil C.3.b: Kontrolör 1



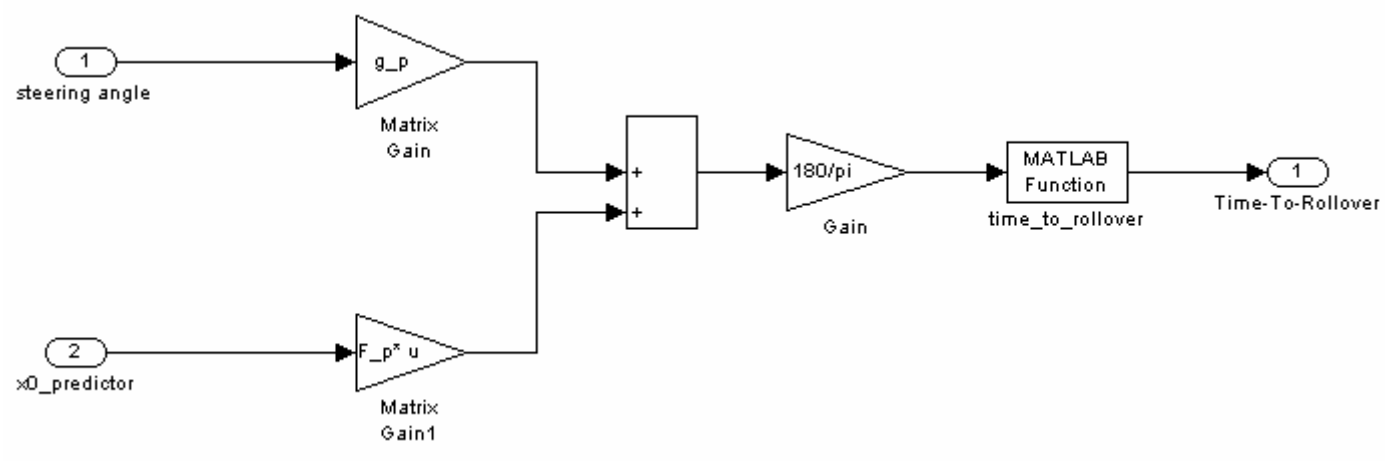
Şekil C.3.c: Valf Kontrolü



Şekil C.3.d: Hidrolik

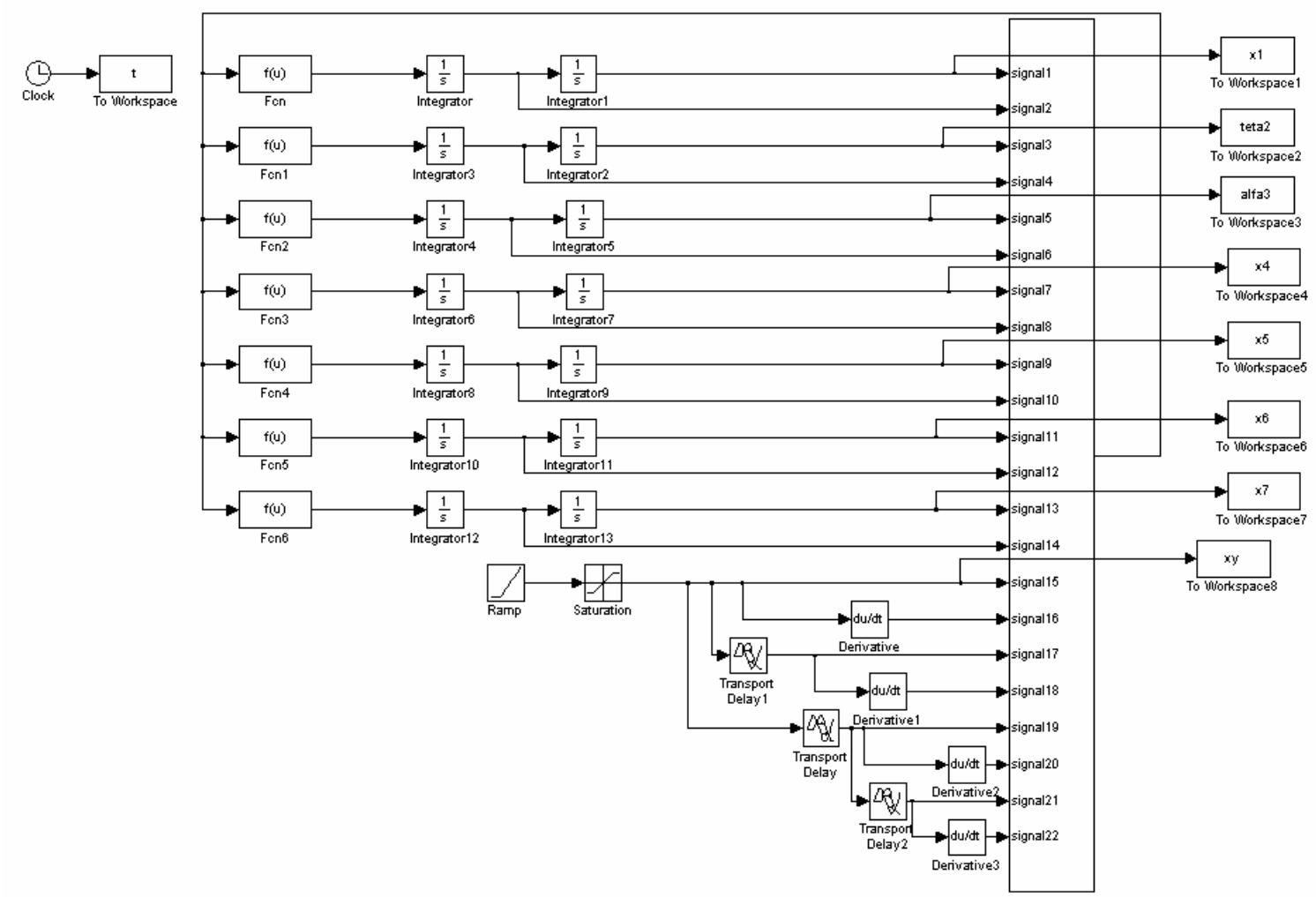


Şekil C.3.e: Yalpa Önleyici Kontrolör



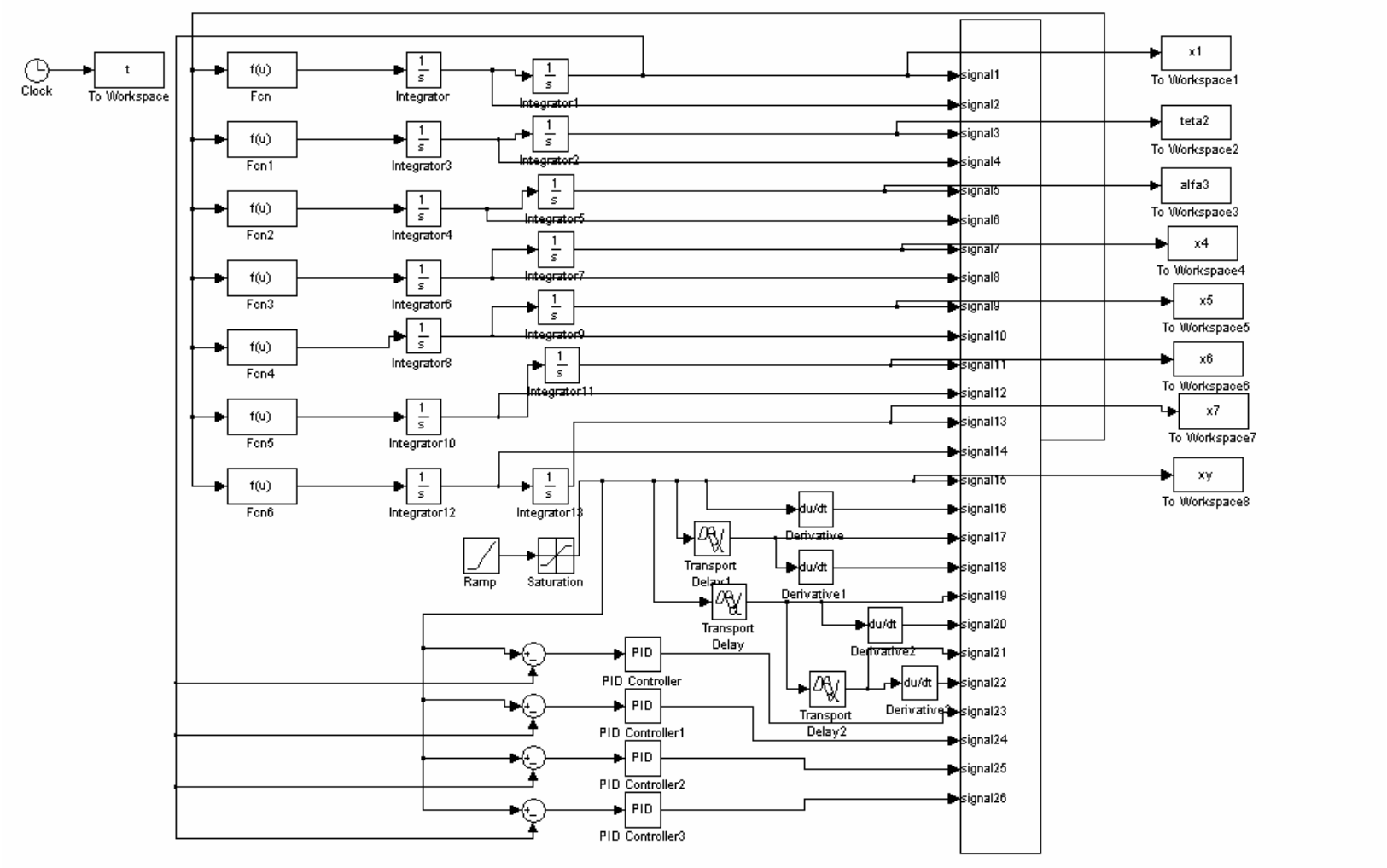
Şekil C.3.f: Devrilme Kestirimcisi

EK D



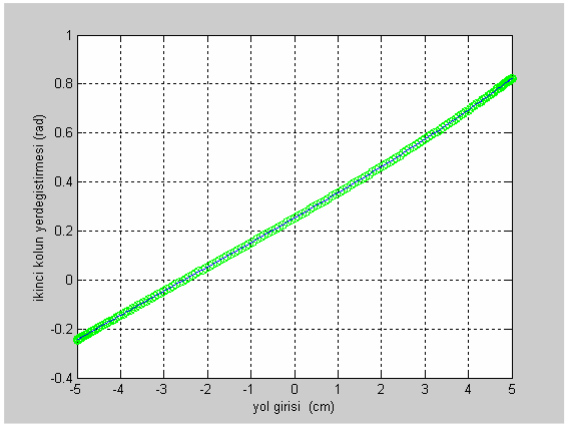
Şekil D: Yedi serbestlik dereceli araç modeli

EK D.1: Yedi Serbestlik Dereceli Araç Modelinin Kontrolü

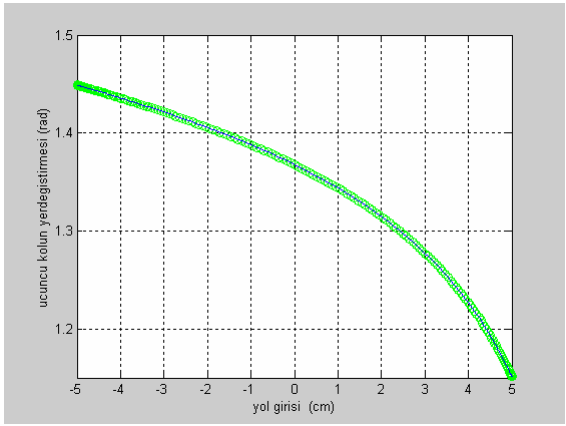


Şekil D.1: Yedi serbestlik dereceli araç modelinin kontrolü

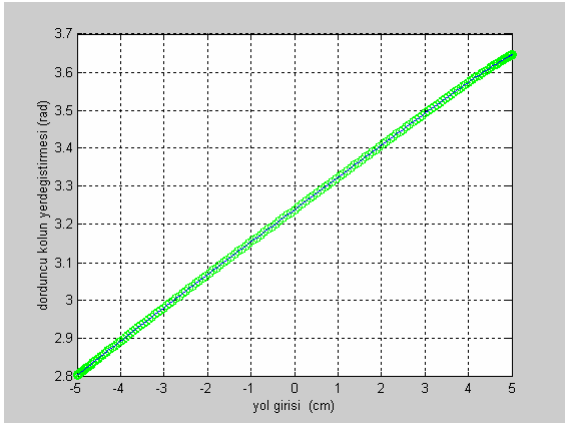
EK E.1: Konum Grafikleri



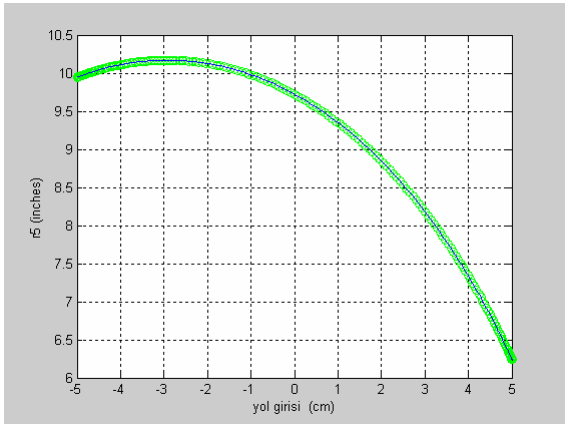
Şekil E.1.a: İkinci kolun açısal yerdeğiştirmesi



Şekil E.1.b: Üçüncü kolun açısal yerdeğiştirmesi

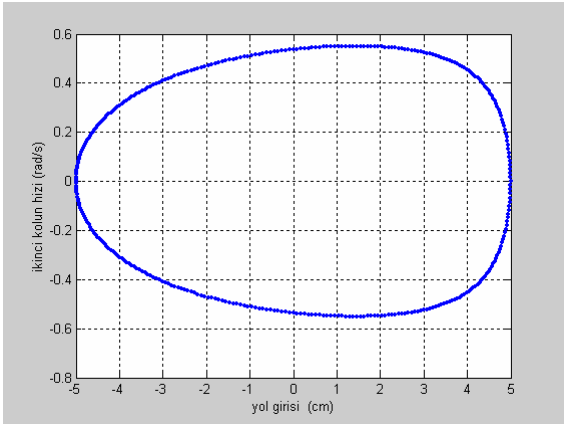


Şekil E.1.c: Dördüncü kolun açısal yerdeğiştirmesi

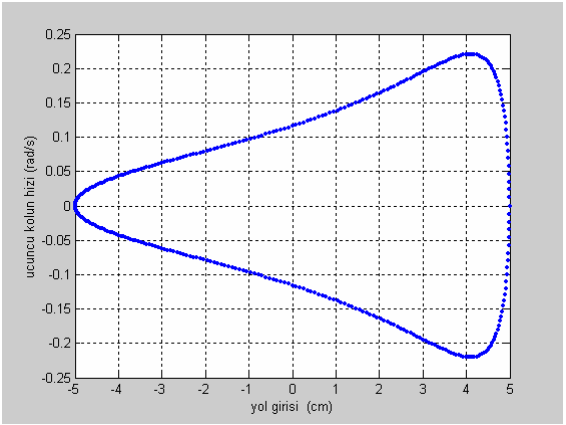


Şekil E.1.d: r5'in konum değişimi

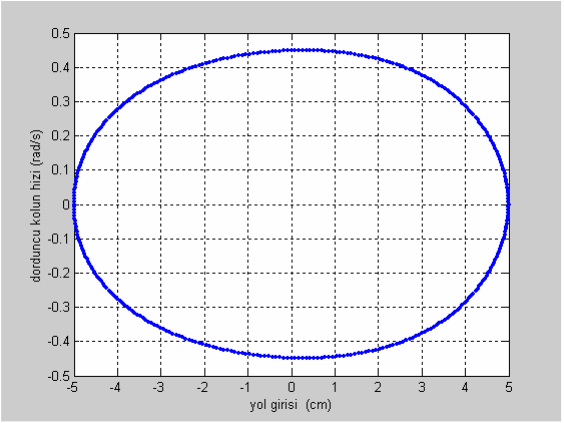
EK E.2: Hız Grafikleri



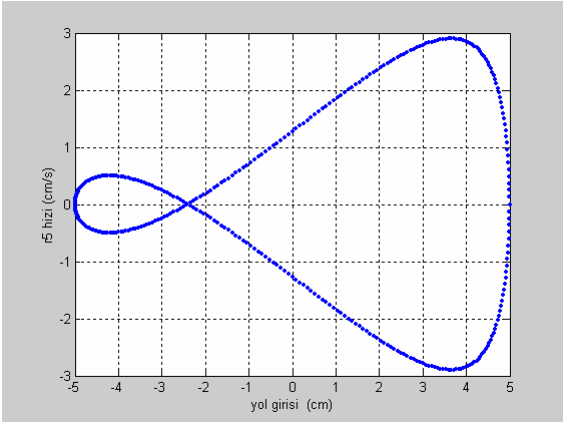
Şekil E.2.a: İkinci kolun açısal hızı



Şekil E.2.b: Üçüncü kolun açısal hızı

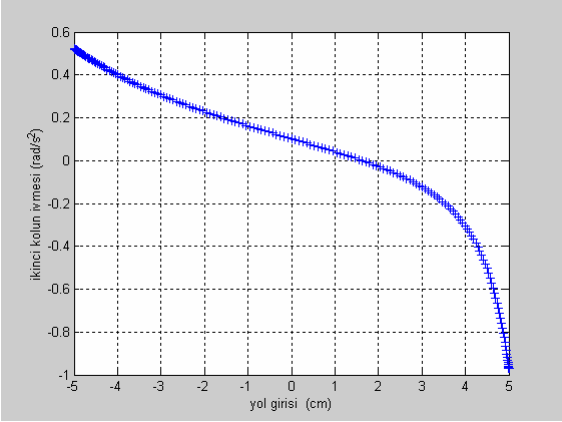


Şekil E.2.c: Dördüncü kolun açısal hızı

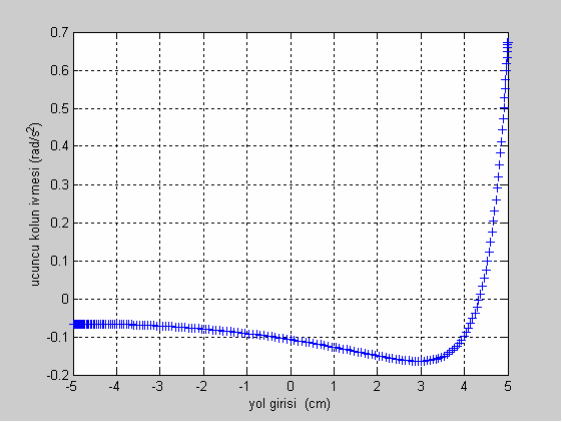


Şekil E.2.d: r5'in hız değişimi

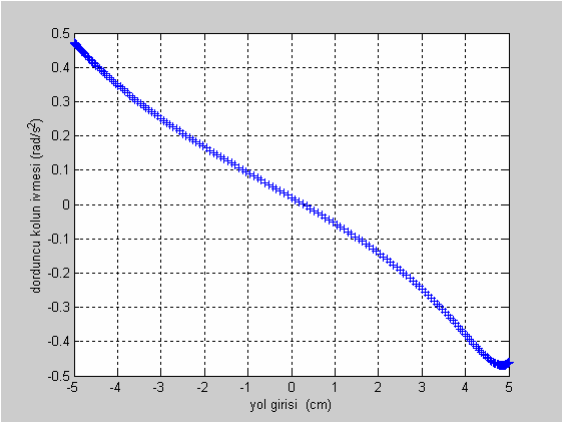
EK E.3: İvme Grafikleri



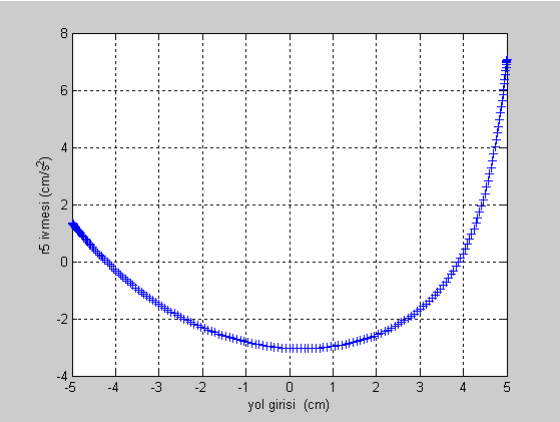
Şekil E.3.a: İkinci kolun açısal ivmesi



Şekil E.3.b: Üçüncü kolun açısal ivmesi

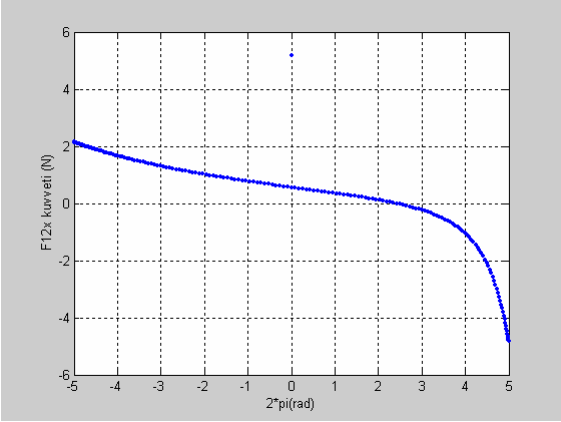


Şekil E.3.c: Dördüncü kolun açısal ivmesi

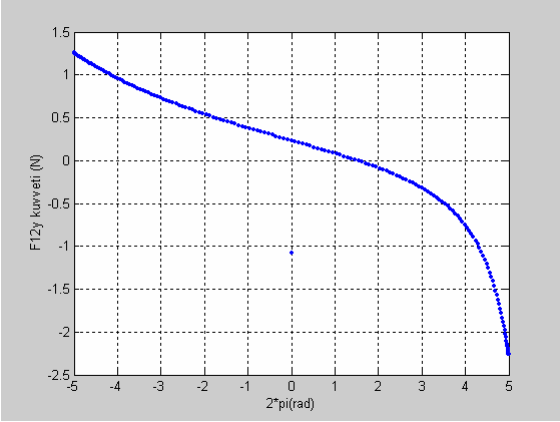


Şekil E.3.d: r5'in ivme değişimi

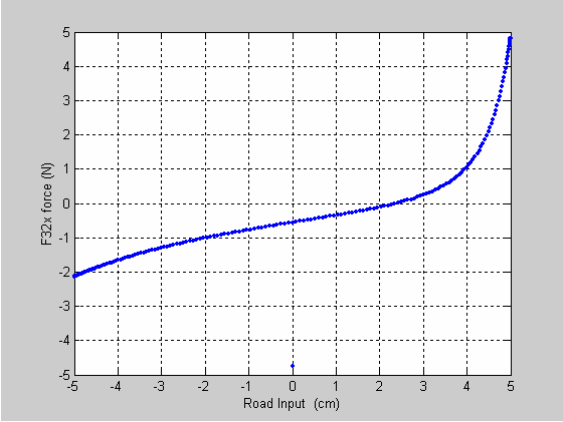
EK F : Dinamik Analiz Sonuçları



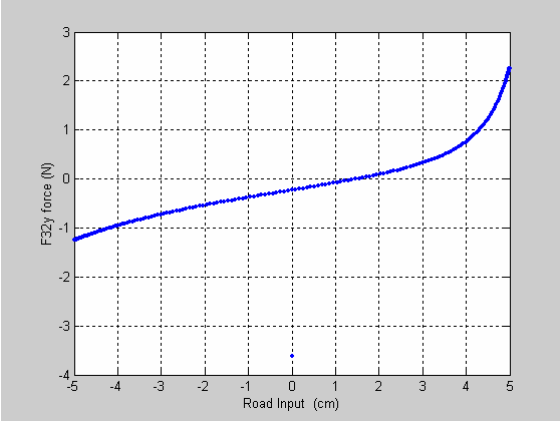
Şekil F.1.a: F_{12x}'in yola bağlı değişimi



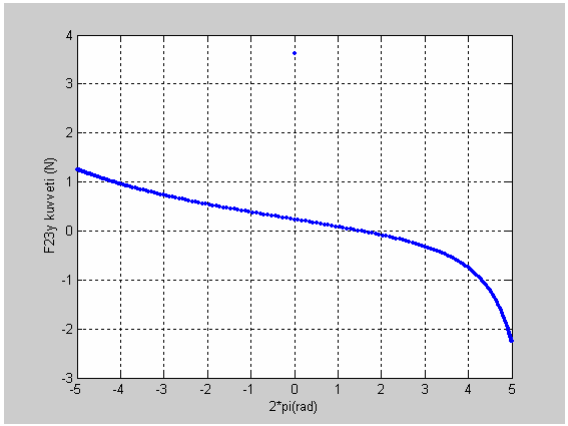
Şekil F.1.b: F_{12y}'in yola bağlı değişimi



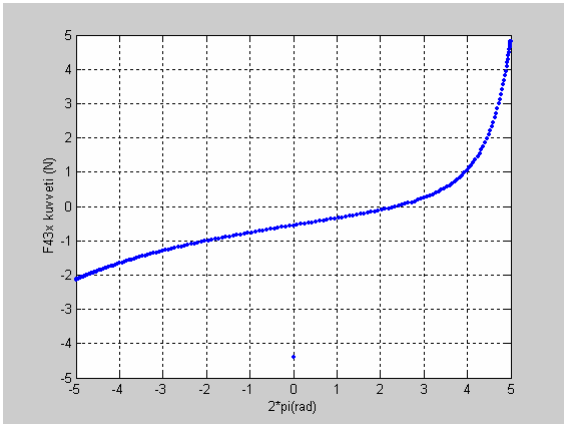
Şekil F.1.c: F_{32x}'in yola bağlı değişimi



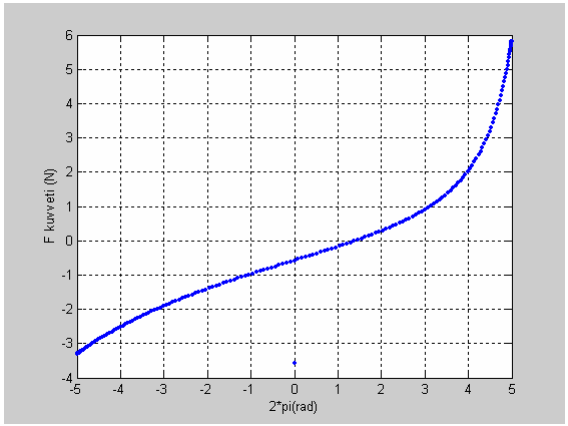
Şekil F.1.d: F_{32y}'in yola bağlı değişimi



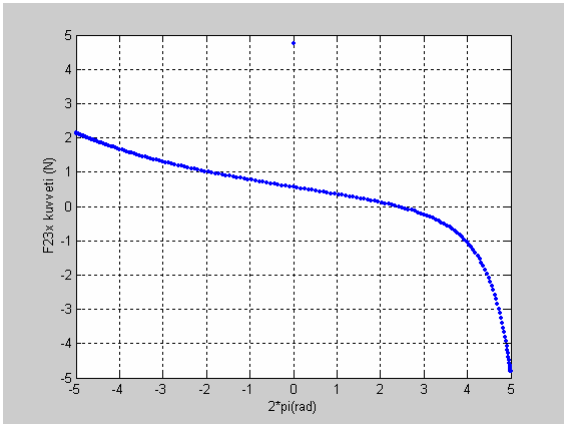
Şekil F.1.e: F_{23y}'in yola bağlı değişimi



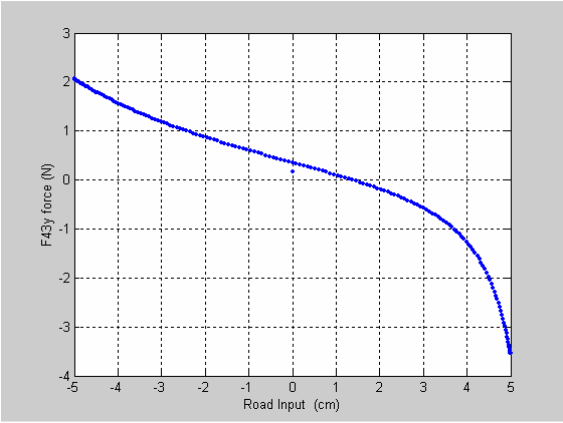
Şekil F.1.f: F_{43x}'in yola bağlı değişimi



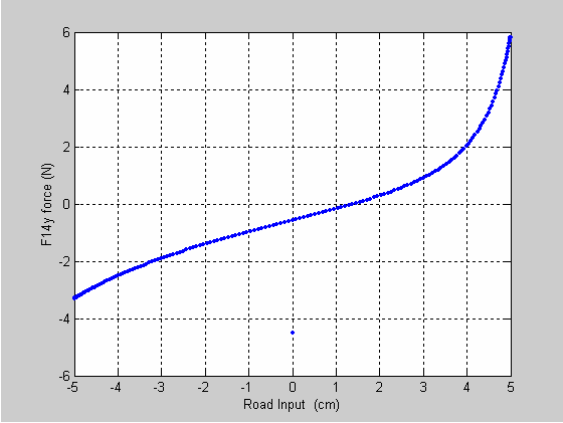
Şekil F.1.g: F'nin yola bağlı değişimi



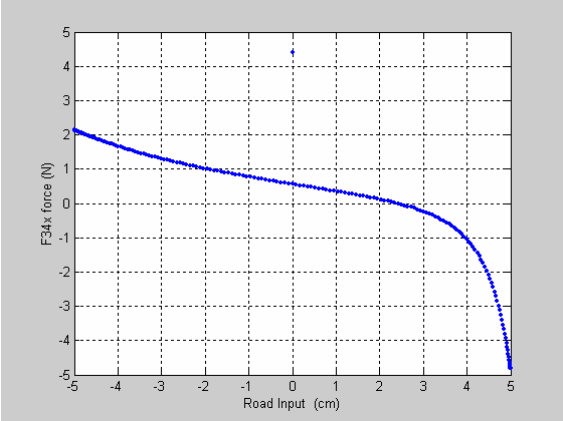
Şekil F.1.h: F_{23x}'in yola bağlı değişimi



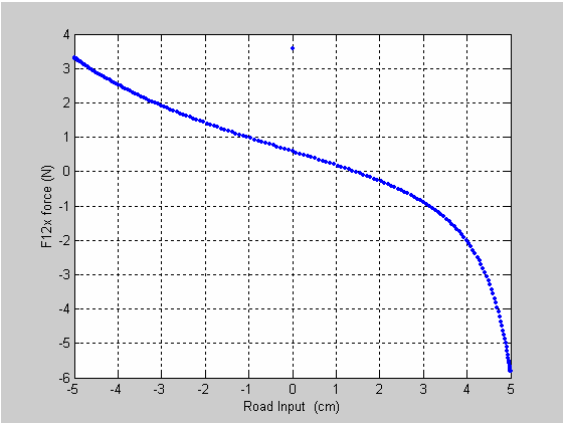
Şekil F.1.i: F_{43y}'nin yola bağlı değişimi



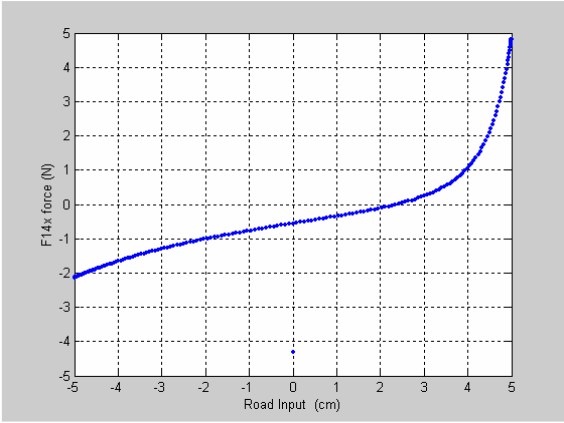
Şekil F.1.j: F_{14y}'nin yola bağlı değişimi



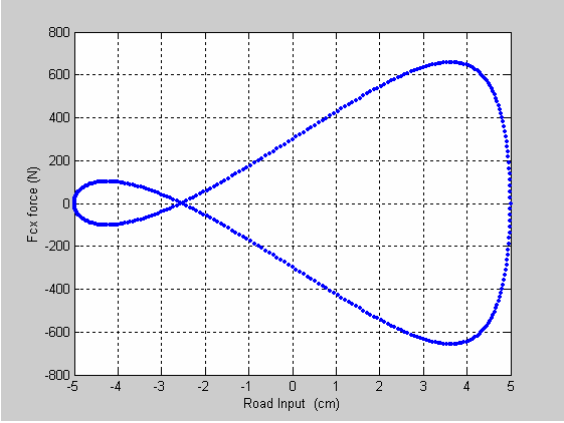
Şekil F.1.k: F_{34x}'in yola bağlı değişimi



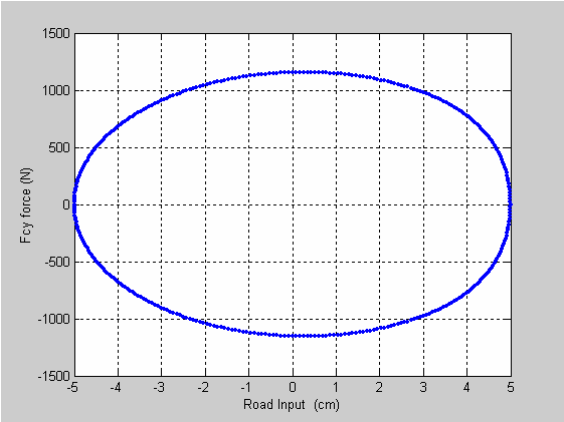
Şekil F.1.l: F_{12x}'in yola bağlı değişimi



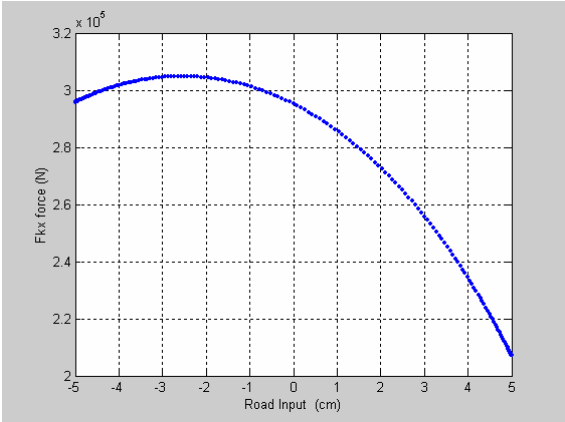
Şekil F.1.m: F_{14x}'in yola bağlı değişimi



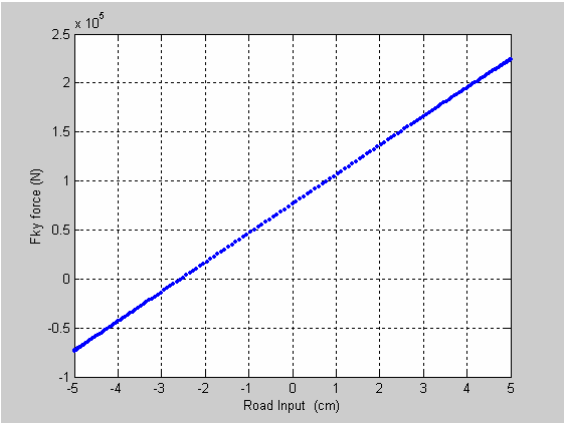
Şekil F.1.n: F_{cx}'in yola bağlı değişimi



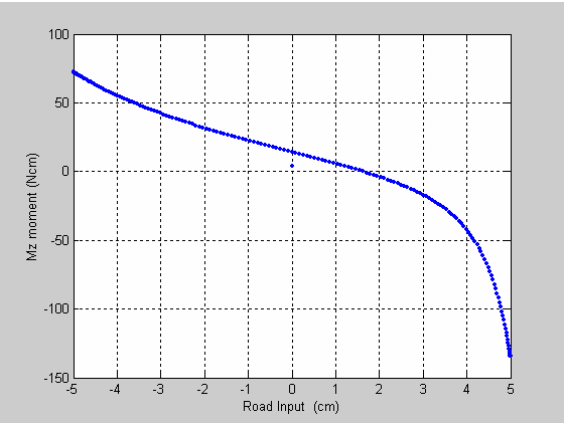
Şekil F.1.p: F_{cy}'nin yola bağlı değişimi



Şekil F.1.r: F_{kx}'in yola bağlı değişimi



Şekil F.1.s: F_{ky}'in yola bağlı değişimi



Şekil F.2: M_z'nin yola bağlı değişimi

ÖZGEÇMİŞ

07.05.1981 Zonguldak doğumluyum. İlkokul eğitimimi Yayla İlkokulu'nda, orta okul eğitimimi Zonguldak Atatürk Anadolu Lisesi'nde, lise eğitimimi Zonguldak Fen Lisesi'nde tamamladım. 2000 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünü kazandım. 2004 yılında mezun olduktan sonra İstanbul Teknik Üniversitesi Sistem Dinamiği ve Kontrol programında yüksek lisans eğitimime başladım. Eylül 2005 tarihinden Nisan 2006 tarihine kadar Arion CNC Makine firmasında arge mühendisi olarak çalıştım. Nisan 2006'dan bu yana TÜBİTAK MAM Enerji Enstitüsü'nde araştırmacı olarak çalışmaktayım.