

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TAŞITLARDA DEVRİLME DİNAMİĞİNİN EN İYİLENMESİ ve
KONTROL SİSTEMİ TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emre SERT

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Sistem Dinamiği ve Kontrol Programı**

MAYIS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TAŞITLARDA DEVRİLME DİNAMİĞİNİN EN İYİLENMESİ ve
KONTROL SİSTEMİ TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Emre SERT
(503091620)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Sistem Dinamiği ve Kontrol Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Pınar BOYRAZ

MAYIS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091620 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Emre SERT**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**AĞIR TAŞITLARDA DEVRİLME DİNAMİĞİNİN EN İYİLENMESİ ve KONTROL SİSTEMİ TASARIMI**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Pınar BOYRAZ**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ata MUGAN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Figen ÖZEN

Haliç Üniversitesi

Teslim Tarihi : **5 Mayıs 2014**

Savunma Tarihi : **29 Mayıs 2014**

Nişanlım, Annem, Kardeşim ve Babama,

ÖNSÖZ

Bana tez çalışmam süresi içerisinde desteğini ve yardımlarını esirgemeyen; değerli görüşleriyle yol gösteren saygıdeğer tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Pınar Boyraz'a, sunduğu imkânlardan dolayı Anadolu Isuzu ailesine, manevi destekleri ile hep yanımda olan ve beni pozitif anlamda hep motive eden biricik nişanlım Elif ÇELİK'e, annem Gönül SERT'e, kardeşim Cemre SERT'e ve babam Mustafa SERT'e sonsuz teşekkürlerimi borç bilirim.

Mayıs 2014

Emre SERT
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOL LİSTESİ	xiii
TABLO LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	3
1.2.1 Devrilmeyi doğrudan önleyen sistemler	3
1.2.1.1 Viraj demiri	3
1.2.1.2 Aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemi	4
1.2.1.3 Devrilme zamanı kestirimi	5
1.2.2 Devrilmeyi önleyici yardımcı sistemler	5
1.2.2.1 Diferansiyel frenleme kontrolü	5
1.2.2.2 Aktif yönlendirme kontrolü.....	6
1.2.3 Kaza analizleri.....	6
2. ARAÇ DEVRİLME DİNAMIĞININ STATİK OLARAK İNCELENMESİ ...	7
2.1. Statik Kararlılık Faktörü Hesabı.....	8
3. ADAMS/CAR ARAÇ MODELİNİN OLUŞTURULMASI	11
3.1 Arka Süspansiyon Modeli	11
3.2 Ön Süspansiyon Modeli	13
3.3 Direksiyon Sistemi Modeli.....	14
3.4 Lastik Grubu Modeli	15
3.5 Viraj Demiri Modeli	16
3.6 Gövde Modeli.....	18
3.7 Tüm Araç Modeli	18
4. ADAMS/CAR ARAÇ MODELİNİN DOĞRULANMASI	19
4.1 Sürüş Yüksekliği	19
4.2 Direksiyon ve Tekerlek Açısı.....	21
4.3 Tüm Araç Model Doğrulama Çalışması	22
5. DEVRİLME MASASI TESTİ İLE HASSASİYET ANALİZİ	25
5.1 Statik Kararlılık Faktörü Hassasiyet Analizi.....	27
5.2 Test Sonuçları.....	28
5.2.1 Test no: 1	29
5.2.2 Test no: 2.....	30

5.2.3 Test no: 3	32
5.2.4 Test no: 4	33
5.2.5 Test no: 5	34
5.2.6 Test no: 6	35
5.3 Hassasiyet Analizi Sonucu	36
6. SÜSPANSİYON GEOMETRİSİ PARAMETRE OPTİMİZASYONU.....	41
6.1 Taguchi Metodolojisi.....	43
6.2 Dönme Merkezi Yüksekliği Analizi.....	51
6.3 Süspansiyon Dönme Sertliği Analizi.....	56
6.4 Eniyileme Çalışmalarının Sonucu	62
7. ARAÇ DEVRİLME DİNAMİĞİNİN DİNAMİK OLARAK İNCELENMESİ.....	65
7.1 Araç Yalpa Modeli	65
7.1.1 Lastik yanal kayma açısı hesabı	70
7.1.2 Gövde yanal kayma açısı hesabı	71
7.1.3 Uzlamsal kayma oranı	72
7.2 Araç Devrilme Dinamiği Modeli.....	75
7.3 Direksiyon Modeli	76
8. PACEJKA LASTİK MODELİ.....	79
8.1 Lastik Uzlamsal Kuvvetleri	82
8.2 Lastik Yanal Kuvvetleri.....	84
8.3 Lastik Dikey Kuvvetleri	86
8.4 Seçilen Lastik Davranışındaki Gözlemler	86
8.5 Tüm Araç Matlab/Simulink Modeli	88
8.6 J-Turn Testi.....	90
8.6.1 Sinyal işleme	91
9. DEVRİLME DİNAMİĞİNİN KONTROLÜ.....	95
9.1 Dinamik Yük Transfer Oranı.....	95
9.2 Durum Uzay Matrisi	96
9.3 Kontrol Sistemi Tasarımı.....	98
9.3.1 Sistem analizi	98
9.3.2 Kontrol edilebilirlik.....	102
9.3.3 Doğrusal kuadratik regülatör tasarımı (DKR).....	103
9.3.4 Doğrusal zamanlı sistemlerde doğrusal kuadratik regülatör tasarımı	105
9.3.4.1 Tasarım-1.....	107
9.3.4.2 Tasarım-2.....	109
9.3.4.3 Tasarım-3.....	111
10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	115
KAYNAKLAR.....	119
ÖZGEÇMİŞ.....	123

KISALTMALAR

DMY	: Dönme Merkezi Yüksekliği
DS	: Dönme Sertliği
NHTSA	: National Highway Traffic Safety Administration
SKF	: Statik Kararlılık Faktörü
S/N	: Signal/Noise Ratio (Sinyal/Gürültü Oranı)
DMT	: Devrilme Masası Testi
DKR	: Doğrusal Kuadratik Regülatör

SEMBOL LİSTESİ

- M : Aracın Kütlesi (kg)
g : Yerçekimi İvmesi (m/s^2)
 F_y : Lastiklere Etki Eden Yanal Kuvvet(N)
 R_z : Lastiklere Düşey Yönde Etki Eden Kuvvet (N)
CG : Aracın Ağırlık Merkezi
TW : İz Genişliği (mm)
 H_{CG} : CG' nin Zeminden Yüksekliği (mm)
V : Aracın Hızı (m/s)
R : Yol Dönüş Yarıçapı (mm)
k : Yay Sertliği Katsayısı(N/mm)
C : Amortisör Sönümlenme Katsayısı (Nsn/mm)
 M_s : Viraj Demiri Burulma Katılığı (Nmm/derece)

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1 : 1996-1999 yıllarındaki kaza analizleri.	6
Tablo 3.1 : 7 m'lik otobüsün teknik özellikleri.	11
Tablo 3.2 : Lastik geometrik ölçüleri.	15
Tablo 4.1 : Süspansiyon yükleri karşılaştırma tablosu.	23
Tablo 4.2 : Devrilme masası testi gövde açısı karşılaştırma tablosu.	24
Tablo 5.1 : Fiziksel test/Adams benzetimi karşılaştırma.	29
Tablo 5.2 : Fiziksel test/Adams benzetimi karşılaştırma.	31
Tablo 5.3 : Fiziksel test/Adams benzetimi karşılaştırma.	32
Tablo 5.4 : Fiziksel test/Adams benzetimi karşılaştırma.	33
Tablo 5.5 : Fiziksel test/Adams benzetimi karşılaştırma.	34
Tablo 5.6 : Fiziksel test/Adams benzetimi karşılaştırma.	36
Tablo 5.7 : Hassasiyet analizi sonuçları.	37
Tablo 6.1 : Tasarım faktörleri tablosu.	43
Tablo 6.2 : Taguchi matrisi.	45
Tablo 6.3 : Her faktörün minimum ve maksimum durumdaki DMY sonuçları.	46
Tablo 6.4 : Her parametrenin minimum ve maksimum seviyesindeki SDS sonuçları.	47
Tablo 6.5 : Taguchi metot matrisi çözüm adımları.	50
Tablo 6.6 : DMY ve S/N değişimi.	51
Tablo 6.7 : Faktörlerin S/N oranına göre DMY ağırlık etkileri.	52
Tablo 6.8 : Faktörlerin DMY ağırlık etkileri.	53
Tablo 6.9 : DS ve S/N değişimi.	57
Tablo 6.10 : Faktörlerin S/N oranına göre DS ağırlık faktörleri.	58
Tablo 6.11 : Faktörlerin DS ağırlık faktörleri.	59
Tablo 6.12 : Minimum devrilme açısı için seçilen faktör seviyeleri.	63
Tablo 6.13 : Gövde devrilme açısı çözüm matrisi.	64
Tablo 8.1 : Lastik modeli karakteristiği parametreleri.	80
Tablo 10.1 : Devrilme açısı iyileşme oranları karşılaştırma tablosu.	117

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Statik kararlılık faktörünün devrilme olasılığı ile değişimi [25'ten alınmıştır].	7
Şekil 2.2 : Statik haldeki araca etki eden kuvvetler.	8
Şekil 3.1 : Arka süspansiyon cad modeli.	12
Şekil 3.2 : Arka süspansiyon Adams/Car modeli.	12
Şekil 3.3 : Ön süspansiyon cad modeli.	13
Şekil 3.4 : Ön süspansiyon Adams/Car modeli.	13
Şekil 3.5 : Direksiyon sistemi cad modeli.	14
Şekil 3.6 : Direksiyon sistemi Adams/Car modeli.	14
Şekil 3.7 : Ön lastik Adams/Car modeli.	15
Şekil 3.8 : Arka lastik Adams/Car modeli.	15
Şekil 3.9 : Arka viraj demiri cad modeli.	16
Şekil 3.10 : Arka viraj demiri Adams/Car modeli.	16
Şekil 3.11 : Ön viraj demiri cad modeli.	16
Şekil 3.12 : Ön viraj demiri cad modeli.	17
Şekil 3.13 : Viraj demiri katılık hesabındaki geometri gösterimi [27'den alınmıştır].	17
Şekil 3.14 : Tüm araç Adams/Car modeli.	18
Şekil 4.1 : Ön süspansiyon yarım araç testi.	19
Şekil 4.2 : Sol ön tekerlek sürüş yüksekliği.	20
Şekil 4.3 : Sağ ön tekerlek sürüş yüksekliği.	20
Şekil 4.4 : Arka süspansiyon yarım araç testi.	20
Şekil 4.5 : Sol arka tekerlek sürüş yüksekliği.	21
Şekil 4.6 : Sağ arka tekerlek sürüş yüksekliği.	21
Şekil 4.7 : Direksiyon sistemi yarım araç testi.	22
Şekil 4.8 : Direksiyon simidi açısı-tekerlek açısı test sonucu.	22
Şekil 4.9 : Zırhlı araç Adams/Car modeli.	23
Şekil 5.1 : Devrilme masası testi gösterimi [29'dan alınmıştır].	26
Şekil 5.2 : Zırhlı araç devrilme masası testi.	28
Şekil 5.3 : Masa açısı ile gövde açısının gösterimi.	30
Şekil 5.4 : Ön süspansiyon-gövde açısı.	30
Şekil 5.5 : Masa açısı ile gövde açısının gösterimi.	31
Şekil 5.6 : Ön süspansiyon-gövde açısı.	31
Şekil 5.7 : Masa açısı ile gövde açısının gösterimi.	32
Şekil 5.8 : Ön süspansiyon-gövde açısı.	32
Şekil 5.9 : Masa açısı ile gövde açısının gösterimi.	33
Şekil 5.10 : Ön süspansiyon-gövde açısı.	34
Şekil 5.11 : Masa açısı ile gövde açısının gösterimi.	35
Şekil 5.12 : Ön süspansiyon - gövde açısı	35
Şekil 5.13 : Masa açısı ile gövde açısının gösterimi.	36

Şekil 5.14 : Ön süspansiyon-gövde açısı	36
Şekil 5.15 : Adams benzetimi/devrilme durumu.	37
Şekil 5.16 : Yaprak yayın viraj demirine göre değişimi.	38
Şekil 5.17 : Viraj demirinin yaprak yaya göre değişimi.	39
Şekil 5.18 : Yaprak yay ile viraj demiri arasındaki bağıntı.	39
Şekil 5.19 : Masa açısı çözüm histogramı.	39
Şekil 6.1 : Arka süspansiyon test düzeneği.....	42
Şekil 6.2 : Taguchi metodu sistem şeması.	44
Şekil 6.3 : Normal durumdaki DMY değeri.	46
Şekil 6.4 : Normal durumdaki SDS değeri.	46
Şekil 6.5 : A faktörü minimum ve maksimum-DMY değeri.	47
Şekil 6.6 : B faktörü minimum ve maksimum-DMY değeri.	47
Şekil 6.7 : C faktörü minimum ve maksimum-DMY değeri.	48
Şekil 6.8 : D faktörü minimum ve maksimum-DMY değeri.	48
Şekil 6.9 : E faktörü minimum ve maksimum-DMY değeri.	48
Şekil 6.10 : Seçilen parametrelerin DMY değerleri.	49
Şekil 6.11 : Seçilen faktörlerin süspansiyon dönme sertliği değerleri.	49
Şekil 6.12 : Faktörlerin S/N oranına göre DMY'ye etkisi.	52
Şekil 6.13 : Faktörlerin DMY'ye etkisi.	53
Şekil 6.14 : Faktörlerin S/N oranına göre nihai grafikleri.	53
Şekil 6.15 : Faktörlerin DMY'ye göre nihai grafikleri.....	54
Şekil 6.16 : A ve E faktörlerinin bağıl değişimi.	54
Şekil 6.17 : A ve C faktörlerinin bağıl değişimi.	55
Şekil 6.18 : B ve D faktörlerinin bağıl değişimi.	55
Şekil 6.19 : B ve D faktörlerinin çevre grafiği.	56
Şekil 6.20 : A ve E faktörlerinin çevre grafiği.	56
Şekil 6.21 : Faktörlerin S/N oranına göre DS'ye etkisi.....	58
Şekil 6.22 : Faktörlerin DS'ye etkisi.	59
Şekil 6.23 : Faktörlerin S/N oranına göre nihai grafikleri.	59
Şekil 6.24 : Faktörlerin DS'ye göre nihai grafikleri.	60
Şekil 6.25 : C ve A faktörlerinin bağıl değişimi.	60
Şekil 6.26 : C ve E faktörlerinin bağıl değişimi.	61
Şekil 6.27 : B ve D faktörlerinin bağıl değişimi.	61
Şekil 6.28 : B ve D faktörlerinin çevre grafiği.	62
Şekil 6.29 : A ve C faktörlerinin çevre grafiği.	62
Şekil 7.1 : Dört izli taşıt modeli [34'ten alınmıştır].	66
Şekil 7.2 : Dört izli taşıt Simulink modeli.	68
Şekil 7.3 : Araç yalpa Simulink modeli.	69
Şekil 7.4 : Yanal kayma açıları gösterimi [35'ten alınmıştır].	70
Şekil 7.5 : Yanal kayma açısı Simulink modeli.	71
Şekil 7.6 : Uzlamsal kayma oranı gösterimi [36'dan alınmıştır].	72
Şekil 7.7 : Uzlamsal kayma oranı Simulink modeli.	74
Şekil 7.8 : Uzlamsal kayma modeli alt sistem.	74
Şekil 7.9 : Araç devrilme modeli.	75
Şekil 7.10 : Devrilme dinamiği Simulink modeli.	76
Şekil 7.11 : Yönlendirme açısı kontrolü Simulink modeli.	77
Şekil 7.12 : Yönlendirme açısı Simulink modeli.	77
Şekil 7.13 : Direksiyon açısının belirlenmesi.	78
Şekil 8.1 : Magic formula lastik modeli karakteristiği [36'dan alınmıştır].	81
Şekil 8.2 : Pacejka lastik Simulink modeli.	82

Şekil 8.3 : Pacejka uzlamsal lastik modeli.....	84
Şekil 8.4 : Pacejka yanal lastik modeli.	85
Şekil 8.5 : Lastik dikey kuvvetleri modeli.....	86
Şekil 8.6 : Adams/Car Tire Toolkit arayüzü.....	87
Şekil 8.7 : Uzlamsal kuvvetin uzlamsal kayma oranı ile değişimi	87
Şekil 8.8 : Yanal kuvvetin yanal kayma açısı ile değişimi	88
Şekil 8.9 : Araç yalpa ve devrilme Simulink modeli	89
Şekil 8.10 : Fishhook testi araç manevrası.	90
Şekil 8.11 : J-Turn manevrası Simulink modeli direksiyon açısı.....	91
Şekil 8.12 : nCode/Glyphworks sinyal işleme prosesi.	92
Şekil 8.13 : Devrilme değişim oranı filtreleme işlemi.....	93
Şekil 8.14 : Yalpa değişim oranı filtreleme işlemi.	93
Şekil 9.1 : Sistem cevabı parametrelerinin ifadesi [39'dan alınmıştır].	98
Şekil 9.2 : Köklerin sistem davranışına etkisi [40'dan alınmıştır].	99
Şekil 9.3 : Sistem köklerinin yerleşimi.....	100
Şekil 9.4 : Devrilme kontrolü/J-Turn testi direksiyon açısı.....	101
Şekil 9.5 : Dinamik yük transfer cevabı.	102
Şekil 9.6 : DKR ile kontrol sistemi tasarımı Simulink gösterimi.	106
Şekil 9.7 : DKR-1 DYTO cevabı karşılaştırılması.	108
Şekil 9.8 : DKR_1 sistemin parametreleri.....	109
Şekil 9.9 : DKR-2 DYTO cevabı karşılaştırılması.	110
Şekil 9.10 : DKR_2 sistemin parametreleri.....	111
Şekil 9.11 : DKR-3 DYTO cevabı karşılaştırılması.	112
Şekil 9.12 : DKR_3 sistemin parametreleri.....	113
Şekil 10.1 : nCode DKR kontrol sistemi verileri karşılaştırma prosesi.....	115
Şekil 10.2 : DKR kontrol sistemi verileri karşılaştırma.	116

AĞIR TAŞITLARDA DEVRİLME DİNAMİĞİNİN EN İYİLENMESİ ve KONTROL SİSTEMİ TASARIMI

ÖZET

Yapılan araştırmalar hem Avrupa hem de Türkiye'de kazaların çoğunlukla devrilme kaynaklı olduğunu ve çoğu kazanında ölümle sonuçlandığını göstermiştir. Bu nedenle aracın devrilme eşiği sınırının iyileştirilmesi gerekmektedir ve bu nedenle devrilme önleyici sistemler incelenmesi gereken en önemli aktif araç güvenliği sistemlerinden biridir.

Yapılan çalışmada, 7 m'lik otobüs ağır taşıtlar için örnek alınarak Adams/Car programında sanal modeli oluşturulmuştur. Sanal modelin doğrulanması amacıyla fiziksel araçta SAE standardı olan J2180 statik devrilme masası testi yapılmıştır. Devrilme masası testinin araç devrilme anına kadar devam ettirilememesinden dolayı Adams/Car programı kullanılarak doğrulanmış araç modeli ile devrilme masası testi yapılmıştır. Üç farklı ön viraj demiri ve 2 farklı ön yaprak yay kullanılarak devrilme dinamiği hassasiyet analizi çalışmaları yapılmıştır. Sonuç olarak, bu analiz yardımıyla devrilme açısı eşik değerini azaltan en iyi ön yaprak yay ve ön viraj demiri analiz sonucuna göre seçilmiştir.

Doğrulan Adams/Car modeli ile süspansiyon dönme merkezi yüksekliği ile süspansiyonun dönme sertliği değerinin artırılması için arka süspansiyonda bulunan 5 farklı geometrik ölçü eniyileme parametreleri olarak seçilmiştir. Aracın tümsekten geçirildiği durumu benzetim yapmak için silindir üzerine yerleştirilen arka süspansiyondaki sağ tekerlek 30 mm kaldırılmıştır ve ölçülen devrilme açısı sistem çıktıısı olarak da seçilmiştir. Eniyileme yöntemi olarak da istatistik Taguchi metodu kullanılmıştır. Süspansiyonun eniyilemesi sonucunda bulunan geometrik ölçüler tezin içeriğinde paylaşılmıştır.

Aracın dinamik devrilme modelinin elde edilebilmesi için dört izli taşıt modeli ve Pacejka lastik matematik modelleri oluşturulmuştur. Ek olarak devrilme ve yalpa dinamiği matematik modelleri oluşturularak Matlab/Simulink programında alt sistemlerin birleştirilmesi ile tam araç modeli oluşturulmuştur. Yalpa ve devrilme açısı ile devrilme değişim oranı ölçümleri Simulink modelinde çıktı olarak verilmektedir.

Simulink modelinde direksiyon açısı sistem girişi olduğundan sistemin fiziksel sınırlarını incelemek amacıyla aracın devrilmesine neden olacak şekilde direksiyon açısı ve araç hızı belirlenmiştir ve SAE J 2181 standardın da tanımlandığı gibi J-Turn manevrası yaptırılmıştır. Sonrasında devrilme eşiği sınırının azaltılması amacıyla kontrol sistemi tasarımı yapılmış ve sistem durum-uzay matrisi formatına dönüştürülmüştür. Dinamik Yük Transfer Oranı (DYTO) sistem çıktıısı olarak seçilmiş ve aracın devrilme sınırını kontrol altına almak amacıyla doğrusal kuadratik regülatör tasarımı yapılmıştır.

J-Turn manevrası sonucunda aracın dinamik yük transfer oranının eşik değeri olan birden daha büyük olduğu gözlemlenmiştir. Ancak kontrol sistemi tasarımı ve uygulanması ile bu değerin "0.85" seviyelerine çekildiği ve devrilme sınırının kontrol altına alındığı sonucuna varılmıştır.

OPTIMIZATION AND CONTROLLER DESIGN for HEAVY ROAD VEHICLES

SUMMARY

Studies have shown that road accidents are caused mostly by rollover increasing the number of total deaths due to traffic accidents both in Europe and in Turkey. Therefore, rollover occurrences must be decreased via improved vehicle dynamics. This is one of the most significant active safety systems that should be designed carefully to improve vehicle dynamics.

In this study, by taking a mid-size bus as a case study on heavy vehicles, a virtual model was created using Adams/Car software program. In order to verify the virtual model, a standard tilt table test was applied to the physical vehicle. As the physical tilt table test can not be continued until vehicle rollover actually occurs, tilt table test was performed with verified vehicle model using Adams/Car software. To perform sensitivity analysis studies the roll-over dynamics of the vehicle, three different front anti-roll bars and two different front leaf springs were used during the tests. In conclusion, according to the results of the analysis, the best front leaf spring and front anti roll-bar are selected increasing the safety margin from the roll angle threshold.

Five different geometrical design dimensions have been selected as optimization parameters in order to increase suspension roll center height and suspension roll stiffness using Adams/Car software. In the simulation, the roll angle that is measured when vehicle pass over the bump has been selected as the system output. Statistical Taguchi method was used to as the main optimization method. In the result of optimization of the suspension, geometric dimensions found to be optimal are presented in the thesis.

In order to obtain a dynamical model for roll-over behavior during maneuvers, a four-wheel vehicle model for lateral dynamics and Pacejka mathematical model for road-wheel friction have been applied. Furthermore, mathematical models for yaw and roll dynamics have been formed and the full vehicle model is completed by combining sub-systems in Matlab/Simulink programme. The signals of the yaw, roll angle and roll rate have been selected as outputs of the simulation in Simulink model.

Because the steering wheel angle is the system input of the Simulink model, the steering wheel angle and vehicle speed have been set to such sequence of values so as to cause to the vehicle rollover on purpose. Such an established maneuver having dangerous dynamics excited is known as J-Turn maneuver and it was selected for simulation on the vehicle model. Afterthat, the controller design has been performed in order to reduce rollover threshold and system was transformed in to the state-space matrix format. Dynamic load transfer ratio was selected as the system output and linear quadratic regulator and pole placement controller design are applied in order to take control of the vehicle.

In these simulations, the rollover threshold and the dynamic load transfer ratio have been selected as the system outputs.

In the simulations without the controllers, a dynamic load transfer ratio of larger than one is observed during the J-turn maneuver. However, it is found that this value can be decreased as low as "0.85" if the designed controllers are included in the loop.

1. GİRİŞ

Aracın devrilme karakteristiği aracın dinamik davranışı içerisindeki en önemli parametrelerden biridir. Özellikle ağırlık merkezinin daha yukarıda olduğu otobüs, kamyon, tır ve ticari araçlarda kazaların ve yaralanmaların çoğu devrilme sonucu oluşmaktadır [40]. Bu nedenle aracın devrilmesini önlemek amaçlı sistemler aktif araç güvenliği sistemlerinin başında gelmektedir. Aracın devrilmesine etki eden hareketler ve etmenlerin başında şerit değiştirme, viraj dönme ve bozuk geometrik engeller gelmektedir. Bahsedilen durumlarda özellikle yanal ivme ve kuvvetler oluşmaktadır ki bu parametreler, aracın devrilme eşiğini geçip geçmediğini belirlemektedir. Devrilmeyi önleme esnasında sürücünün tek başına müdahalesi yeterli olmamaktadır. Bu nedenle yardımcı sistemler oluşturulmuştur. Yardımcı sistemlerden bazıları devrilmeyi doğrudan etkilerken bazıları da dolaylı yoldan etkilemekte ve devrilmeye engel olmaktadır. Bu tezin kapsamında 7305 mm uzunluğunda ve 2282 mm genişliğindeki 7 m'lik otobüs çoklu cisimler dinamiği programı olan Adams/Car ile sanal olarak modellenmiştir. Aynı zamanda gerçek fiziksel araca devrilme masası testi uygulanarak her masa açısına karşılık gelen gövde devrilme açısı ölçülerek sanal modelin doğrulanabilmesi için veri toplanmıştır. Toplanan veriler doğrultusunda sanal modele aynı kıstaslarda Adams/Car programında devrilme masası testi uygulanmış ve modelin önce alt sistem bazında sonrasında ise tam araç modeli bazında doğrulanması sağlanmıştır. Model doğrulama yöntemleri tezde detaylı olarak açıklanmıştır. Doğrulanmış model ile farklı sertlikteki ön makas ve farklı katlıklardaki viraj demiri belirli kombinasyon içinde değiştirilerek istatistik metotlarla eniyileme yapılmış ve aracın statik kararlılık faktörünün geliştirilmesi yani devrilme anında araçtan ölçülen devrilme açısı eşik değerinin artırılması sağlanmıştır.

Aracın devrilme eşiğini etkileyen parametrelerden biri de süspansiyon sistemindeki dönme merkezinin yüksekliği ve dönme sertliğidir. Çalışmalarda da gösterildiği gibi süspansiyon merkezi ile araç ağırlık merkezi arasındaki dikey mesafe ve süspansiyon sertliği önem teşkil etmektedir. Bu nedenle yapılan çalışmalardan farklı olarak arka süspansiyon sisteminin tasarımı ele alınarak dönme merkezi yüksekliği ve dönme

sertliğinin artırılması böylelikle de araç devrilme açısı eşiğinin iyileştirilmesi amaçlanmış ve istatistik analiz yöntemlerinden Taguchi metodu kullanılarak eniyileme yapılmıştır.

Sonraki aşamada ise çift izli taşıt modeli kullanılarak aracın yalpa ve devrilme matematik modeli çıkartılmıştır. Ayrıca gerçek araçtaki lastiğe ait Pacejka parametreleri kullanılarak lastiğin uzlamsal ve yanal kuvvetlerinin matematik modeli çıkartılarak Simulink ortamına aktarılmıştır. Ek olarak lastikte meydana gelen yanal ve uzlamsal kayma oranlarının matematik modeli çıkartılmıştır. Böylece yalpa ve devrilme modeli ile tam araç modeli Simulink programında oluşturulmuştur.

Simulink ortamında oluşturulan araç modeline devrilmeye neden olacak şekilde J-Turn testi uygulanmıştır. Bu şekilde modelin fiziksel sınırları devrilme durumunu öne çıkarmak suretiyle incelenmiştir.

Literatürde anlatılan Dinamik Yük Transfer Oranı (DYTO) [46] sistemin cevabı olarak seçilerek aracın devrilmesini sağlayacak ölçüde araç hızı ve direksiyon açısı ile J-Turn testi doğrulanan Simulink modeline uygulanmış ve (DYTO>1) koşulunun gerçekleşmesi sağlanmıştır. DYTO'yu birin altına çekmek ve böylelikle aracın devrilmesini engellemek için doğrusal kuadratik regülatör ile kontrol sistemi tasarlanarak direksiyon açısı kontrol edilmiştir.

1.1 Tezin Amacı

Tez çalışması temelde iki kısımdan oluşmaktadır:

İlk kısım (1) devrilme açısı eşiğinin statik olarak incelenmesi ve hassasiyet analizi ve parametre eniyilemesi ile artırılmasını ikinci kısım ise (2) Matlab/Simulink programında araç yalpa ve devrilme dinamiğinin oluşturularak dinamik olarak tasarlanan kontrol sistemi ile devrilme açısı eşiğinin artırılmasını amaçlamaktadır.

İlk kısımda, 7 m'lik otobüs Adams/ Car programında modellenmesi ve fiziksel testler ile doğrulanarak statik kararlılık faktörünün geliştirilmesi amacıyla devrilme masası testinde farklı sertlikteki yaprak yay ve viraj demiri kullanılarak eniyileme yapılmasını kapsamaktadır. Ayrıca aracın devrilme açısı eşiğinin artırılması için süspansiyon dönme sertliğinin ve süspansiyon dönme merkezi yüksekliğinin artırılmasına dayalı arka süspansiyon geometrisi farklı kombinasyonlarla

değiştirilerek istatistik Taguchi metodu ile parametre eniyilemesi yapılmasını içermektedir.

İkinci kısımda ise dört izli taşıt modeli ve pacejka lastik modelinin kombinasyonu ile Simulink programında oluşturulan yalpa ve devrilme modeli ile aracın devrilme karakteristiğinin incelenmesini; ayrıca devrilme kontrolü için direksiyon açısının kontrol edilmesini amaçlayan kontrol sistemi tasarımı anlatılmaktadır.

1.2 Literatür Araştırması

Literatür araştırması kapsamında aşağıda maddeler halinde sıralanan çalışmalar incelenmiştir:

- Devrilmeyi Doğrudan Etkileyen Sistemler
 - Viraj Demiri
 - Aktif/Yarı Aktif Süspansiyon Sistemi
 - Devrilme Zamanı Kestirimi
- Devrilmeyi Önleyici Yardımcı Sistemler
 - Diferansiyel Frenleme Kontrolü
 - Aktif Yönlendirme Kontrolü
- Kaza Analizleri

1.2.1 Devrilmeyi doğrudan önleyen sistemler

1.2.1.1 Viraj demiri

Araçta viraj dönme anında meydana gelen yanal ivmeden dolayı yük transferi oluşur ve bu durumda sağ/sol tekerlekler den birine yol yüzeyinden etki eden dikey kuvvet (F_z) artarken diğerine etki eden dikey kuvvet (F_z) azalır. Yanal ivmenin yüksek olması durumunda dikey kuvvetin (F_z) minimuma yaklaşan tekerleğin yol ile teması kesilmeye başlar. "Stabilizer" olarak da adlandırılan viraj demiri; sağ ve sol tekerlekleri birbirine bağlayarak özellikle aracın dönme anında oluşan yanal kuvvetleri karşılar ve yaylanmayan kütle ile yaylanan kütle arasında dönme momenti oluşturarak tekerleklerin yol ile temasını korur. Bu sayede viraj demiri kullanmak aracın kararlılığını artırır ve devrilme açısının sınır değer altında kalmasını sağlar. Ayrıca viraj demiri süspansiyon sistemine bağlanarak yanal kuvvetleri akslara ve diğer tekerleğe ileterek kuvvet dağılımı sağlar. Bu sisteme pasif viraj demiri denir. Aktif viraj demirinde ise hidrolik eyleyici kullanılır. Viraj demiri çubuklar ile

tekerleklere bağlıdır ve viraj anında çubuklardaki uzamaya göre hidrolik eyleyici devreye girer ve iki tekerlek arasında deplasman farkı oluşturarak kuvvetlerin homojen dağılmasını sağlar. Bu sayede aracın dikey eksenle yaptığı açının (devrilme açısı) devrilme eşiğinin altında kalması mümkün olur [1]. Yapılan çalışmalarda ise yanal ivme sürekli ölçülerek hidrolik eyleyici ile viraj demiri birlikte çalıştırılmış ve gövdenin devrilme açısı kontrol edilmiştir [2]. Çalışmada en uygun kontrol performansının eyleyicisinin 10 Hz'de çalışmasıyla sağlandığı belirtilmiş ancak düşük hızlarda aracın konforunu olumsuz etkilediği belirtilmiştir. Aynı araştırma grubunun kamyon üzerine yaptığı çalışmalarında, ön ve arka aksa viraj demiri yerleştirerek çift yönlü çalışan hidrolik eyleyici ile gövdenin devrilme açısını kontrol altına alındığı görülmüştür [3]. Yine aynı çalışmada, tekerlek hızı ve yönlendirme açısı sensörler ile ölçülmüş ve eyleyiciye kontrol girişi olarak verilerek yanal ivme zamana bağlı olarak tahmin edilmiştir. Çalışmada modellenen kontrol sisteminde ise farklı yüklerde süspansiyonun deplasmanı ölçülerek özellikle şerit değiştirme ve viraj anında meydana gelen gövde devrilme açısı % 67'ye kadar azaltılmıştır [3].

1.2.1.2 Aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemi

Aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemi [4], viraj demiri sistemi [5,6] devrilmeyi doğrudan önleyen sistemlerdendir. Aktif süspansiyon sistemlerinde devrilme momentini azaltacak dikey kuvvetler elektro hidrolik damperler ile oluşturularak devrilme açısını hep belli oranda tutmayı amaçlamaktadır [7,8].

Yarı aktif süspansiyon sistemi, pasif süspansiyon sistemlerinde bulunan konvansiyonel damperin yerini eyleyici ile kontrol edilebilen ve değişken katsayı sağlayan damperin almasına dayanmaktadır. Hidrolik ve elektromekanik eyleyiciler düşük frekans aralıklarında (max. 5 Hz) gövdenin ve tekerleklerin hareketini kontrol etmektedir [9]. Aktif askı sisteminde ise eyleyici ile kontrol edilebilen damper ve yay/körük bulunmaktadır ve yüksek frekans aralıklarında gövde ve tekerleğin hareketi kontrol edilebilir hale gelmektedir [10]. Eyleyiciler damper sertliğini dikey hareket hızına bağlı olarak ve yayın sertliğini ise uzamasına bağlı olarak değiştirmekte ve kontrol altında tutmaktadırlar. Diğer yandan bu çalışma aktif süspansiyon sisteminin ağır ticari araçlarda uygulanabilir olmadığını bulmuştur. Bu sonuca varmasında yatırım ve donanım maliyetlerinin yüksek olması etkili olmuştur. Ancak yarı aktif süspansiyon sisteminin uygulanabilir olduğunu ve ömrünün daha uzun olduğunu belirlemiştir [11].

1.2.1.3 Devrilme zamanı kestirimi

Çoğu zaman sürücü ya devrilmenin ne zaman olacağını kestiremez yâda zamanlamayı kestirdiği durumda devrilme anında yapacağı önleyici manevralar yeterli olmaz. Devrilme zamanını belirlemek için yapılan birçok çalışma vardır. Araştırmaların çoğu aracın devrilme açısı, devrilme hızı ve yanal ivmesini sürekli ölçerek devrilme anını belirlemeye çalışmak üzerine yapılmıştır. En fazla kabul edilen ve uygulanan ölçüt "Devrilme Zamanı" olmuştur. Bu tanıma göre tekerleklerin yerden kesildiği zaman devrilme anı olarak kabul edilmektedir [12,13]. Yapılan çalışmalarda diferansiyel frenleme ile yönlendirme açısının kontrolü devrilme zamanına bağlı olarak kontrol edilmekte ve gövde üzerinden anlık ölçülen devrilme açısı belirlenen eşik değerine ulaştığında 0,2 sn. içinde müdahale edilerek diferansiyel frenleme ile kontrol altına alınmıştır. Bazı çalışmalarda ise Trucksim programı kullanılarak kontrol performansının doğrulanması sağlanmıştır [14].

1.2.2 Devrilmeyi önleyici yardımcı sistemler

Devrilmeyi önleyici yardımcı sistemlerin başında diferansiyel frenleme kontrolü ile aktif yönlendirme kontrolü gelmektedir. Diferansiyel frenleme ile tekerlek dönme momentine karşı direnç oluşturan moment diferansiyel frenleme ile üretilirken; yöntemin aracın yuvarlanma eksenini etrafında dönmeye karşı kararlılığını artırdığı anlaşılmıştır. Aynı şekilde direksiyon açısının kontrolü ile tekerlek açıları kontrol edilerek kayma oranlarında azalma olduğu ve dolaylı olarak devrilme açısından azalma olduğu yapılan çalışmalar ile ortaya çıkmıştır.

1.2.2.1 Diferansiyel frenleme kontrolü

Bu sistemde frenleme aracın ön tekerleklerine uygulanarak lastiklere gelen yanal kuvvetleri azaltır. Böylelikle aracın devrilmeden daha keskin şekilde dönmesine olanak sağlar.

Bu konuda yapılan çalışmada diferansiyel frenlemenin aracın yalpa kararlılığını geliştirdiği sonucuna varmıştır [15]. Aynı şekilde diferansiyel frenlemenin aracın devrilme kararlılığını geliştirdiği diğer çalışmalarda da gösterilmiştir [16,17].

Devrilme Önleme Sistemi olarak adlandırılan "rollover prevention" (ROP) sistemde ise tekerlek hızları ve yanal ivme anlık ölçülerek tekerleklerin yer ile bağlantısının

kesilme durumu tahmin edilmeye çalışılmıştır. Tekerleklerin yer ile teması kesilmeye başladığı anda frenleme yapılarak devrilme eşiği kontrol altına alınmıştır [18].

1.2.2.2 Aktif yönlendirme kontrolü

Devrilmeyi önlemeye yardımcı sistemlerden biride yönlendirme kontrolüdür. Benzer şekilde sürücünün kontrolüne ek olarak tekerleklerin yönlendirme açılarının kontrol edilerek aracın devrilmeye karşı kararlılığının arttığı gösterilmiştir [19].

Diğer çalışmalar, yönlendirme kontrol sistemi kullanmanın yanal yük cevaplarında azalmayı sağladığını göstermiştir [20]. Yine aynı çalışmalarda, 4 serbestlik dereceli model kullanmış olup yalpa, yanal kayma, yaylanan ve yaylanmayan kütlelerin devrilme açılarını değişken parametreler olarak almıştır.

1.2.3 Kaza analizleri

Amerikan Ulusal İstatistik ve Analiz Merkezi verilerine göre 1996-1999 yılları arasında yapılan kaza raporu araştırmalarında ağır ticari araçlarda Amerika'da meydana gelen ve devrilmeye sonuçlanan kazaların sayısı aşağıdaki Tablo 1'de verilmiştir [20]. Buna göre meydana gelen kazaların %66'sı devrilmeye sonuçlanmıştır. Bu bakımdan özellikle ağır ticari araçlarda devrilme karakteristiği dikkat edilmesi gereken başlıca faktörlerdendir.

Tablo 1.1 : 1996-1999 yıllarındaki kaza analizleri.

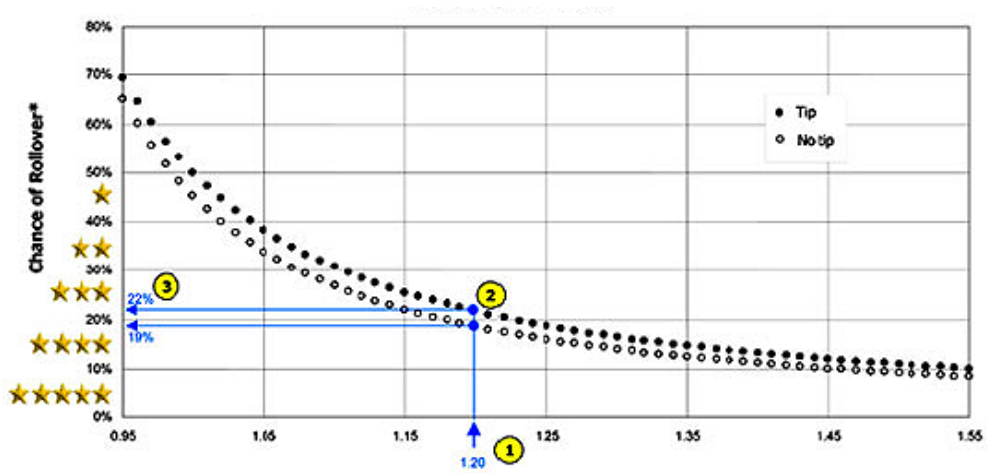
Kazanın oluş şekli Nature of accidents	Kaza - Accidents			Sürücü - Driver		Yolcu - Passenger		Yaya - Pedestrian	
	A	B	C	D	E	D	E	D	E
	Toplam - Total								
Toplam - Total	110 803	2 032	108 771	975	78 739	1 134	94 945	473	20 465
Karşılıklı çarpışma - Crashed from reciprocal	6 539	236	6 303	186	6 711	227	6 942	5	54
Arkadan çarpma - Crashed from behind	12 033	219	11 814	122	9 025	148	13 725	4	265
Yandan çarpma - Crashed from side	36 561	282	36 279	190	31 598	165	33 100	7	664
Duran araca çarpma - Collision with standing vehicle	3 011	48	2 963	24	2 201	25	2 107	16	470
Sabit cisme çarpma - Collision with stationary object	11 638	213	11 425	121	9 016	138	10 819	8	385
Yayaya çarpma - Hitting pedestrian	17 917	423	17 494	6	1 233	2	608	428	18 375
Hayvana çarpma - Hitting animal	399	4	395	3	297	1	404	-	30
Devrilme - Overturn	7 858	177	7 681	96	6 786	127	8 370	3	53
Yoldan çıkma - Running off road	14 351	423	13 928	224	11 746	297	18 434	2	141
Araçtan düşen insan - Persons drapped from the vehicle	448	6	442	3	99	3	395	-	22
Araçtan düşen cisim - Supplies drapped from the vehicle	48	1	47	-	27	1	41	-	6

Almanya'da ise araç kazalarının %5'i devrilme ile sonuçlanmıştır [21]. İngiltere'de yapılan çalışmalarda ise kazaların %13'ü devrilme ile sonuçlanmaktadır [22]. ABD'de yapılan araştırmalara göre 2001 yılında meydana gelen ve devrilmeye sonuçlanan kazalarda toplam kazaların %21'ini oluşturmaktadır ve 8842 kişi hayatını kaybetmiştir [23].

2. ARAÇ DEVRİLME DİNAMİĞİNİN STATİK OLARAK İNCELENMESİ

Aracın ağırlık merkezi ve iz genişliği, ağırlığı gibi özelliklerinin dışındaki parametrelerin ihmal edilmesi ile aracın viraj dönme anındaki davranışına ilişkin bilgi alınması amacıyla devrilme karakteristiğinin çıkarılmasına statik kararlılık faktörü analizi denilmektedir. Aracın dinamik davranışındaki özellikle etkin parametrelerden damper, yay, makas ve havalı körük gibi altyapı sistemleri ihmal edilmiştir.

NHTSA'ya göre binek araçların statik kararlılık faktörü 1.30-1.50 arasında değişmektedir [24]. Bu oran ağır ticari araçlarda ise 1.30-1.55 arasında değişmektedir. SST oranı NHTSA tarafından çarpışma testlerinde aracın devrilme karakteristiğini belirlemek için kullanılır. Araçların devrilme riskine göre NHTSA tarafından puanlama yapılmaktadır. SKF oranı 1.20'den yüksek olan araçlar 4 veya 5 puanla tanımlanırken, SKF oranı 1.20'den düşük olan araçlar 3 veya daha az puanla tanımlanır. Benzer çalışmada ise 16 farklı polis aracının Statik Kararlılık faktörünü ölçerek NHTSA'nın verdiği puanlamayı uygulanmıştır. Bu çalışmadaki amaç, en stabil ve devrilmeye dirençli polis aracını belirlemek olmuştur [25]. Sonuçta Şekil 2.1'de görüldüğü gibi SKF değerindeki artışın, araçların devrilmeye karşı direnci ile doğru orantılı olduğu bulunmuştur.



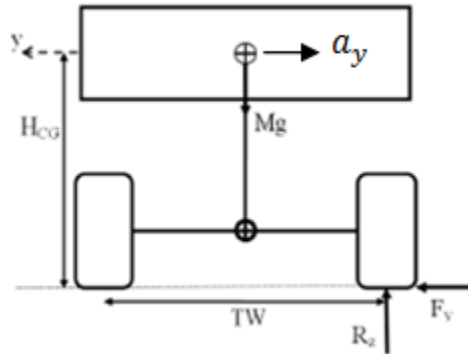
Şekil 2.1 : Statik kararlılık faktörünün devrilme olasılığı ile değişimi [25'ten alınmıştır].

2.1. Statik Kararlılık Faktörü Hesabı

Viraja giren taşıtın katı olduğu yani suspansiyon ve lastik defarmosyanları olmadığı varsayımı ile devrilme anında dış tekerlerin yol ile teması kesileceği için bu tekerleklere gelen kuvvetler sıfır olacaktır. Aracın viraj dönme davranışının benzetimde temsil edilmesi ve devrilme karakteristliğinin belirlenebilmesi için statik kararlılık faktörü hesaplanmalıdır. Yapılan çalışmada, farklı özellikteki araçları aynı yarıçaptaki viraja aynı hızlar ile girmesi senaryosu test edilmiştir ve devrilme meydana gelmemesi için viraj anında aracı etkileyen yanal ivme (a_y) değerinin araca ait SKF değerinden küçük olması gerektiği sonucuna ulaşmıştır [26].

$$a_y \leq SKF \quad (2.1)$$

Araca ait SKF'nin hesaplanması bu açıdan önem arz etmektedir. Aşağıda SKF'nin hesaplanmasına yer verilmiştir. Eğim nedeni ile ağırlık merkezinin konumundaki olabilecek değişiklik göz ardı edilmektedir.



Şekil 2.2 : Statik haldeki araca etki eden kuvvetler.

Ağırlık merkezinin değişimi buradaki modelde ihmal edilmiştir. Şekil 2.2'den hareketle Newton-Euler Denklemlerine göre;

$$\sum F_y = 0$$

$$F_y - M \cdot a_y = 0 \text{ ise}$$

$$F_y = M \cdot a_y \quad (2.2)$$

$$\sum F_z = 0$$

$$M \cdot g - R_z = 0$$

Denklem düzenlenir ise,

$$F_y = M \cdot a_y = M \cdot \frac{V^2}{R}$$

$$R_z = M \cdot g$$

Ağırlık merkezine göre moment alınır ise,

$$\sum M_{CG} = \frac{TW}{2} \cdot R_z - H_{CG} \cdot F_y = 0$$

Denklemler düzenlenir ise statik kararlılık faktörü bulunmuş olur.

$$SKF = \frac{TW}{2 \cdot H_{CG}} = \frac{V^2}{R \cdot g} \quad (2.3)$$

(2.3) denklemi düzenlenir ve hız (V) çekilir ise aracın devrilme öncesindeki sınır hızı bulunur.

$$V_{kritik} = \sqrt{\frac{TW \cdot R \cdot g}{2 \cdot H_{CG}}} \quad (2.4)$$

Araca ait hız, iz genişliği ve yol dönüş yarıçapı biliniyor ise aracın devrilme öncesindeki kritik ağırlık merkezi yüksekliği bulunabilir.

$$H_{CGKritik} = \frac{TW \cdot R \cdot g}{2 \cdot V^2} \quad (2.5)$$

Aynı şekilde, araca ait hız, iz genişliği ve ağırlık merkezi yüksekliği biliniyor ise aracın devrilme öncesindeki yol dönüş yarıçapı bulunabilir.

$$R_{kritik} = \frac{2 \cdot H_{CG} \cdot V^2}{TW \cdot g} \quad (2.6)$$

Örnek olarak $TW=1,5$ (m) ve $H_{CG}=0,7$ (m) alınır ise $SKF=1,071$ bulunur. Eğer araç 10 m yarıçaplı bir virajı dönmek istiyorsa bu durumda aracın hızı 10,25 (m/s) olacaktır ve bu hız aracın kritik hızıdır. Eğer iz genişliği artırılırsa aracın devrilme olması için gerekli hızda artar. Böylece iz genişliği arttığında, taşıt daha kararlı olur ve daha yüksek hızlara devrilme olasılığı olmadan çıkabilir. Benzer şekilde, taşıtın ağırlık merkezinin yerden yüksekliği düştükçe, taşıt daha kararlı olur.

Yol sürtünme katsayısı denkleme katılmak istenirse,

$F_y = R_z \cdot \mu$ olarak bulunur.

Bu denklem 2.3'te yerine yazılır ise,

$$\mu = \frac{TW}{2 \cdot H_{CG}} \quad (2.7)$$

aracın stabil olabilmesi ve devrilemenin meydana gelmemesi için aşağıda yazılı Őart sağlanmalıdır.

$$SSF < \mu \quad (2.8)$$

Sürtünme katsayısının düşük olduğu yağmurlu hava durumunda veya kaygan zeminlerde sürtünme kuvveti yanal kuvvetten küçük olacaktır. Bu durumda tekerlek kayma açısı büyük olacaktır ve tekerlek ve araç yanal kaymaya maruz kalacaktır.

3. ADAMS/CAR ARAÇ MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Fiziksel olarak devrilme masası testi aracın devrilme anına kadar devam ettirilemediğinden devrilme masası testinin sanal araç ile yapılması gerekmektedir. Bu nedenle ilerdeki bölümlerde detaylı açıklanacak olan süspansiyonun geometrisinin değişiminin aracın devrilme açısına etkisini görmek ve parametre eniyilemesi yapmak için çoklu cisimler dinamiği programı olan Adams/Car'da 7 m'lik otobüs modellenerek sanal araç oluşturulmuştur. Model oluşturulurken her alt sistem ayrı ayrı ele alınmıştır ve yaylanmayan kütleyle ait sertlik, katılık, sönüm gibi Adams/Car'a girilen parametreler üreticiden alınarak doğrusal olmayan fonksiyonlar şeklinde tanımlanmıştır. Oluşturulan 7 m'lik otobüsün özellikleri Tablo 3.1'de paylaşılmıştır.

Tablo 3.1 : 7 m'lik otobüsün teknik özellikleri.

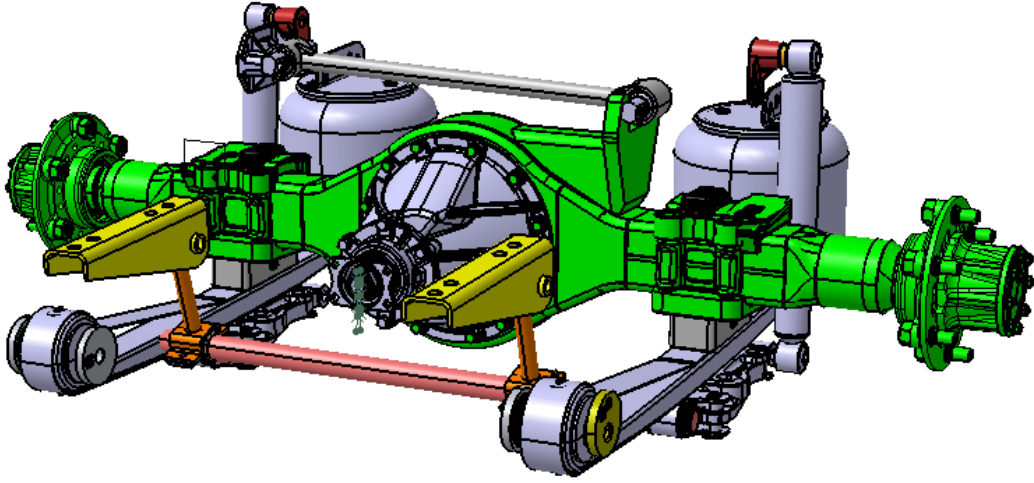
TEKNİK ÖZELLİKLER	ÖLÇÜLER(mm)
Dingil Mesafesi	3385
Azami Uzunluk	7305
Azami Genişlik	2282
Azami Yükseklik	3350
Ön İz Genişliği	1914
Arka İz Genişliği	1650
Ön Uzantı	1640
Arka Uzantı	2245

3.1 Arka Süspansiyon Modeli

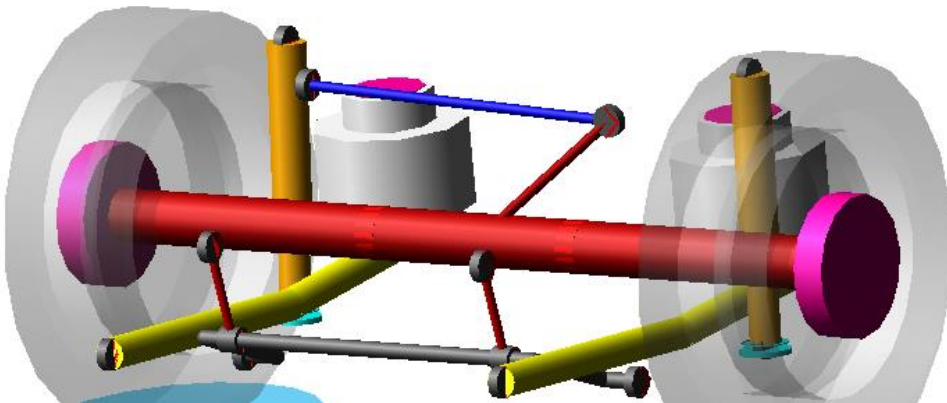
Arka süspansiyonda katı süspansiyon kullanılmaktadır. Süspansiyon sisteminde, aks taşıyıcı kollar ile arka dingilin sağa sola hareket etmesini önleyen panhard kolu ve

ikişer adet amortisör ve hava körüğü bulunmaktadır. Katı model verileri üzerinden uzuvların birleşim bölgelerinden noktalar alınarak Adams/Car'a aktarılmış ve model oluşturulmuştur. Her uzvun birbirine göre hareketi ve serbestlik derecesine göre de bağlantı noktaları (joint) tanımlanmış ve kinematik sistem oluşturulmuştur. Arka süspansiyonda 2 adet amortisör ile hava körüğü bulunmaktadır. Sönüm ile sertlik bilgileri üreticiden alınarak grafiğe dökülmüş ve doğrusal olmayan fonksiyonlar şeklinde tanımlanarak Adams/Car modeline aktarılmıştır.

Şekil 3.1'de CAD yazılımı ile oluşturulmuş katı model, Şekil 3.2'de ise Adams/Car modeli gösterilmektedir. Şekil 3.2 ve 3.1'de gösterildiği gibi katı model üzerinden uzuvların birleşim noktalarından noktalar kümesi alınarak katı model ile aynı ölçülerde Adams/Car modeli oluşturulmaktadır.



Şekil 3.1 : Arka süspansiyon cad modeli.

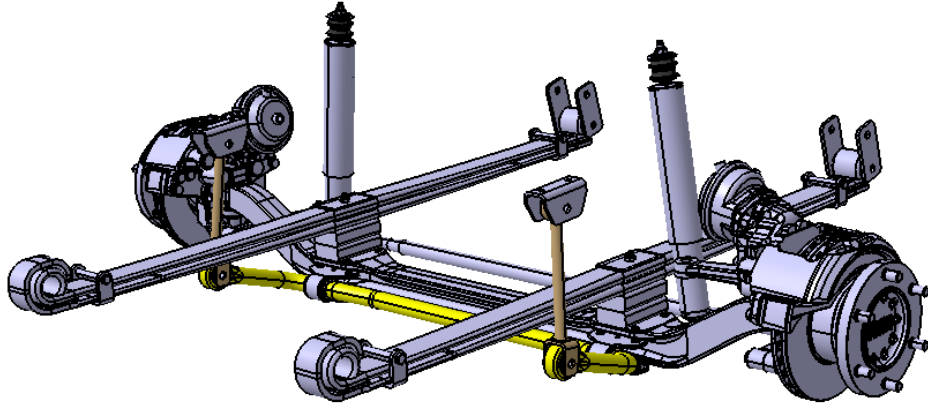


Şekil 3.2 : Arka süspansiyon Adams/Car modeli.

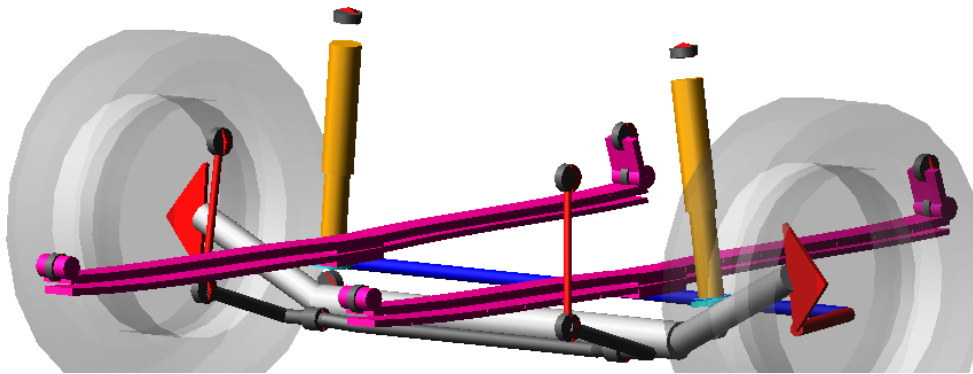
3.2 Ön Süspansiyon Modeli

Ön süspansiyon olarak katı süspansiyon kullanılmıştır. Süspansiyon sisteminde, iki adet yaprak yay ile amortisör ve viraj demiri bulunmaktadır. Katı model verileri üzerinden uzuvların birleşim bölgelerinden noktalar alınarak Adams/Car'a aktarılmış ve model oluşturulmuştur. Her uzvun birbirine göre hareketi ve serbestlik derecesine göre de bağlantı noktaları (joint) tanımlanmış ve kinematik sistem oluşturulmuştur. Ön süspansiyonda 2 adet amortisör ile 1 adet yaprak yay bulunmaktadır. Sönüm ile sertlik bilgileri üreticiden alınarak grafiğe dökülmüş ve doğrusal olmayan fonksiyonlar şeklinde tanımlanarak Adams/Car modelinde aktarılmıştır.

Şekil 3.3'te CAD yazılımı ile oluşturulmuş katı model, Şekil 3.4'de ise Adams/Car modeli gösterilmektedir. Şekil 3.3 ve 3.4'de gösterildiği gibi katı model üzerinden uzuvların birleşim noktalarından noktalar kümesi alınarak katı model ile aynı ölçülerde Adams/Car modeli oluşturulmaktadır.



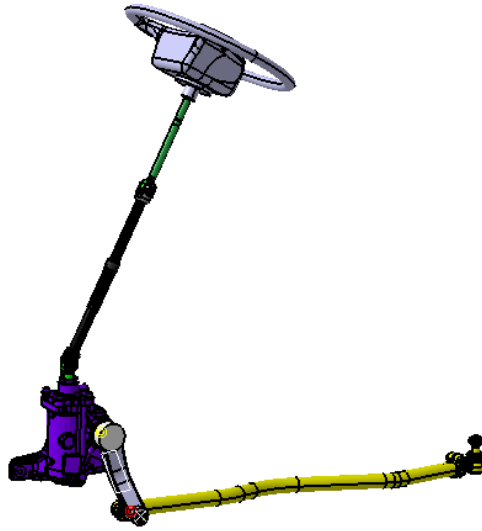
Şekil 3.3 : Ön süspansiyon cad modeli.



Şekil 3.4 : Ön süspansiyon Adams/Car modeli.

3.3 Direksiyon Sistemi Modeli

Direksiyon sistemi modellenmesinde iki adet çevrim dişlisi kullanılmıştır. Bunlardan ilki sadece direksiyondan gelen dönme hareketinin yönünü değiştirmekte, diğeri ise hem yönünü hem de çevrim oranını değiştirmektedir. Diğer yandan geometrinin oluşturulmasında da katı cisim modelinden alınan noktalar kümesi Adams/Car'a aktarılarak uzuvlar oluşturulmuştur. Şekil 3.5'te katı cisim modeli, Şekil 3.6'da ise Adams/Car modeli gösterilmektedir. Dişli Kutusu çevrim oranları; dişli kutusu çevrim oranı (1:1) ve direksiyon kutusu çevrim oranı (21:1) olacak şekilde sanal modele aktarılmıştır.



Şekil 3.5 : Direksiyon sistemi cad modeli.



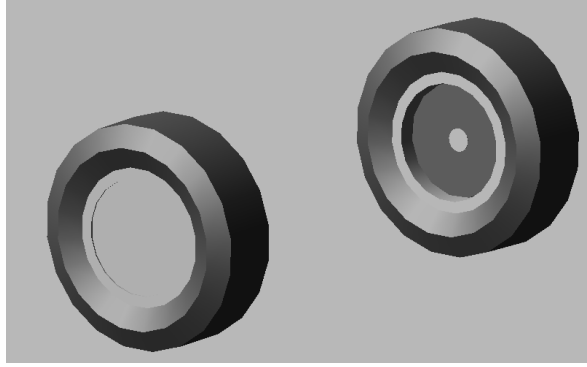
Şekil 3.6 : Direksiyon sistemi Adams/Car modeli.

3.4 Lastik Grubu Modeli

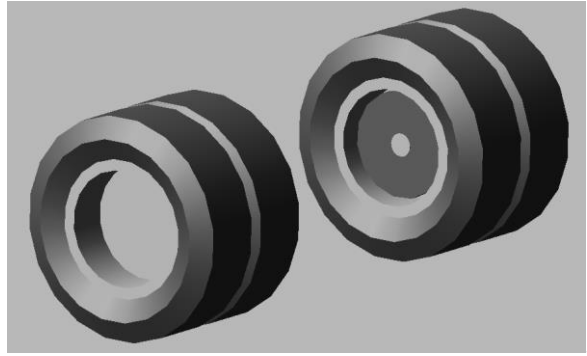
Ön ve arka lastikler araç üzerine takılan lastik boyutlarına göre Adams/Car yazılımında oluşturulmuş ve aşağıda paylaşılan bilgiler lastik modeline girilmiştir. Ön lastikler tekli ve 2 adettir. Arka lastikler ise ikili olmak üzere toplamda 4 adettir. Tablo 3.2’de gösterilen geometrik ölçüler ile birlikte lastiğin dinamik davranışını belirleyen parametrelerin *txt.* dosya formatında Adams/Car'a girilmesi ile Şekil 3.7 ve 3.8'de gösterildiği gibi lastikler oluşturulmaktadır.

Tablo 3.2 : Lastik geometrik ölçüleri.

Yüksüz Yarıçap	0.389(m)
Genişlik	0.213(m)
Boy-En Oranı	0.75(m)
Jant Yarıçapı	0.222(m)
Jant Genişliği	0.1525(m)



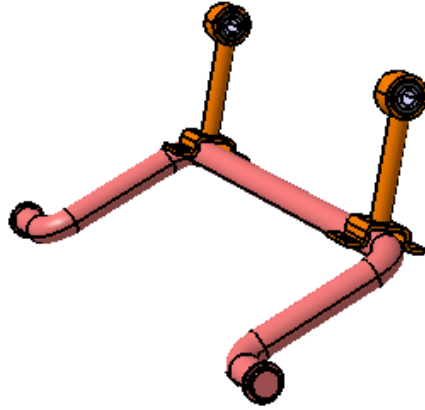
Şekil 3.7 : Ön lastik Adams/Car modeli.



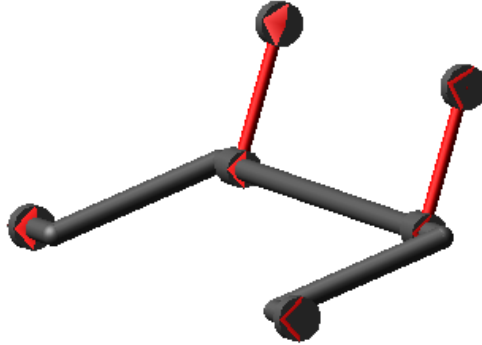
Şekil 3.8 : Arka lastik Adams/Car modeli.

3.5 Viraj Demiri Modeli

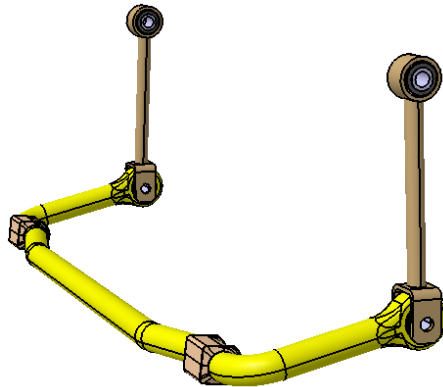
Arka ve ön süspansiyonda bulunan viraj demiri doğrusal olmayan karakteristik gösteren kirişler yardımıyla oluşturulmuştur. Modelin geometrik ölçüleri ve bağlantı koordinatları katı modelden alınmıştır. Şekil 3.9 ve 3.11'de katı cisim modeli, Şekil 3.10 ve 3.12'de ise Adams/Car modeli gösterilmektedir.



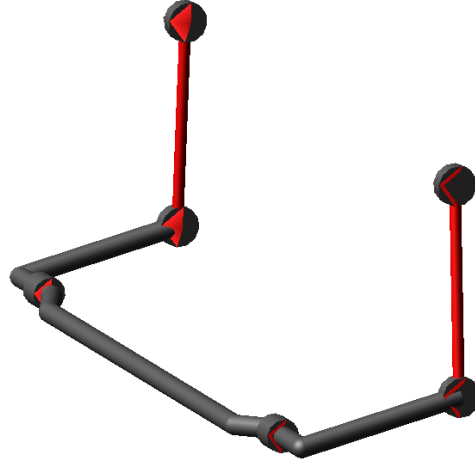
Şekil 3.9 : Arka viraj demiri cad modeli.



Şekil 3.10 : Arka viraj demiri Adams/Car modeli.



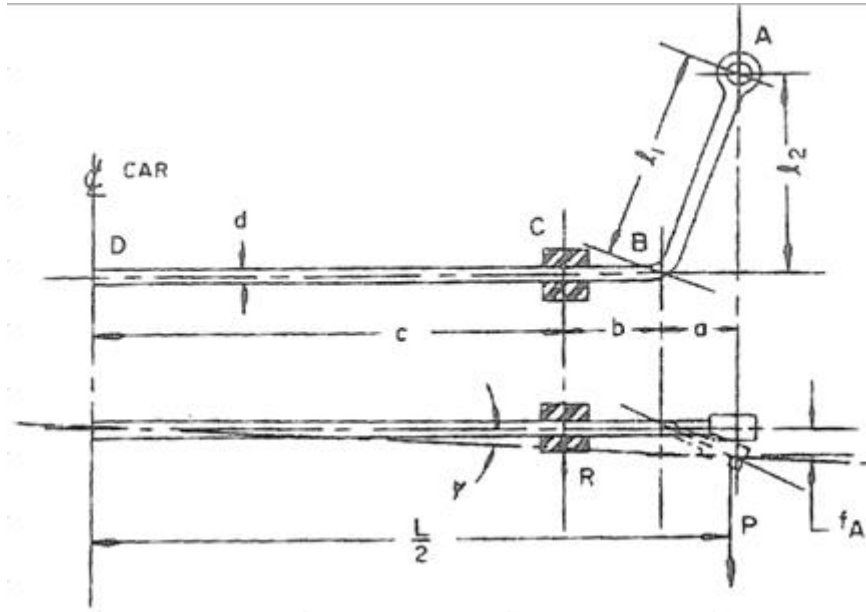
Şekil 3.11 : Ön viraj demiri cad modeli.



Şekil 3.12 : Ön viraj demiri cad modeli.

Viraj demiri üzerinde, bağlantı noktalarında bulunan kauçuk burçların sertlik değerleri Adams/Car kütüphanesinden alınmıştır.

Viraj demiri katılığının hesaplanabilmesi için Şekil 3.13'teki gibi viraj demiri geometrisinden ilgili parametrelerin uzunlukları çıkartılmıştır. Parametrelere göre hesaplanan viraj demiri katılık değeri 3572.0 (Nmm/derece)'dir.



Şekil 3.13 : Viraj demiri katılık hesabındaki geometri gösterimi [27'den alınmıştır].

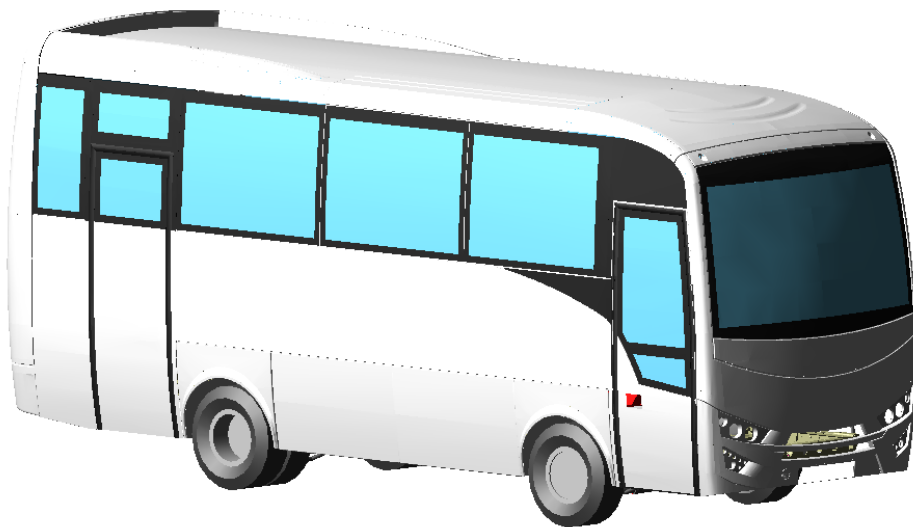
3.6 Gövde Modeli

Gövdenin katı model verileri *stp.* formatında Adams/Car'a aktarılarak alt sistem oluşturulmuştur. Ön/arka süspansiyonun, direksiyon sisteminin ve motorun gövdeye bağlanmasını sağlayan ve dinamik hareket sırasında kuvvet aktarımı gerçekleştiren haberleşme elemanları tanımlanmıştır.

Böylece montaj sırasında bağlantı noktalarındaki haberleşme elemanları birbirleri ile eşleşir ve hiç bir alt sistem bağımsız hareket edemez. Gövdenin ağırlık merkezi koordinatları, ağırlığı ve 3 eksendeki atalet bilgileri ise katı modelden alınarak modele aktarılmıştır. Gövde ağırlığına dâhil edilen alt sistem parçaları; Sağ/Sol Karkas, Taban Karkas, Tavan Karkas, Kapı Kompleleri, Klima, İç/Dış Trim Parçaları

3.7 Tüm Araç Modeli

Motor, fren, ön ve arka süspansiyon, direksiyon sistemi, viraj demiri ve lastikler gibi alt sistemler haberleşme elemanları yardımı ile tüm araç haline getirilmiştir ve her alt sistemin birbirleri arasında haberleşmeleri sağlanmıştır. Bu sayede kuvvet, moment, deplasman, ivme vb. değişken parametreler bir alt sistemden diğer alt sisteme aktarılabilmektedir. Aracın süspansiyon açıklığı, yerden yüksekliği gibi araç teknik özellikleri dikkate alınarak tam araç modeli oluşturulmuştur. Şekil 3.14'de tüm araca ait Adams/Car modeli gösterilmektedir.



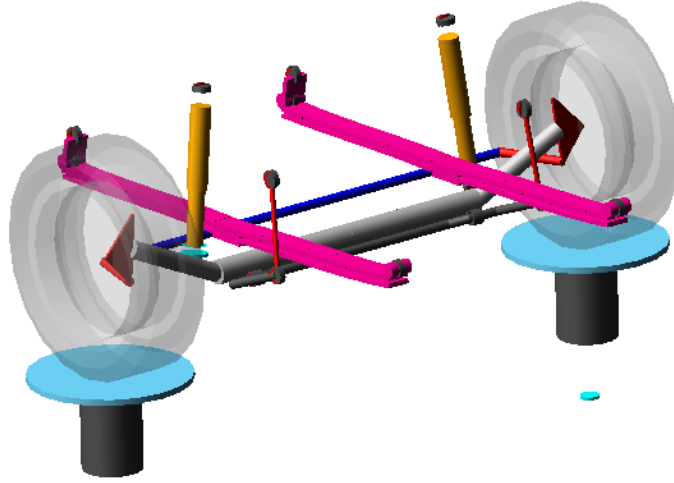
Şekil 3.14 : Tüm araç Adams/Car modeli

4. ADAMS/CAR ARAÇ MODELİNİN DOĞRULANMASI

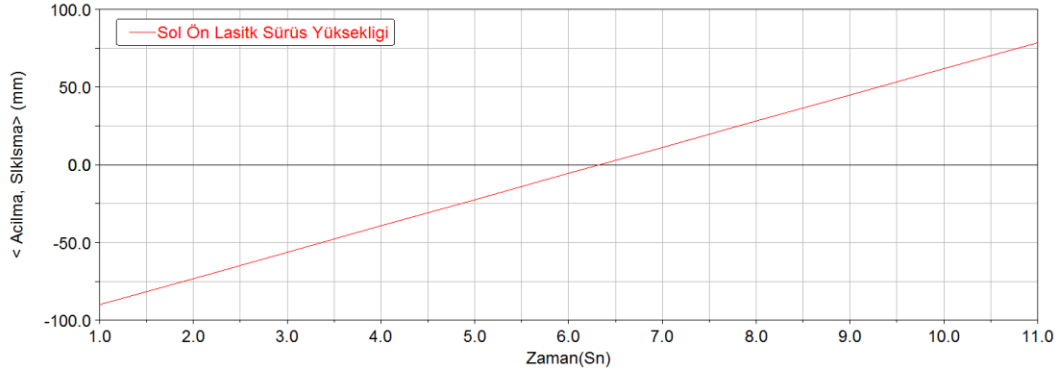
Adams/Car sanal modeli daha ileriki bölümlerde yapılacak devrilme masası hassasiyet analizi ve arka süspansiyon parametre eniyilemesi için hem alt sistem bazında hem de tüm araç bazında doğrulanması gerekmektedir.

4.1 Sürüş Yüksekliği

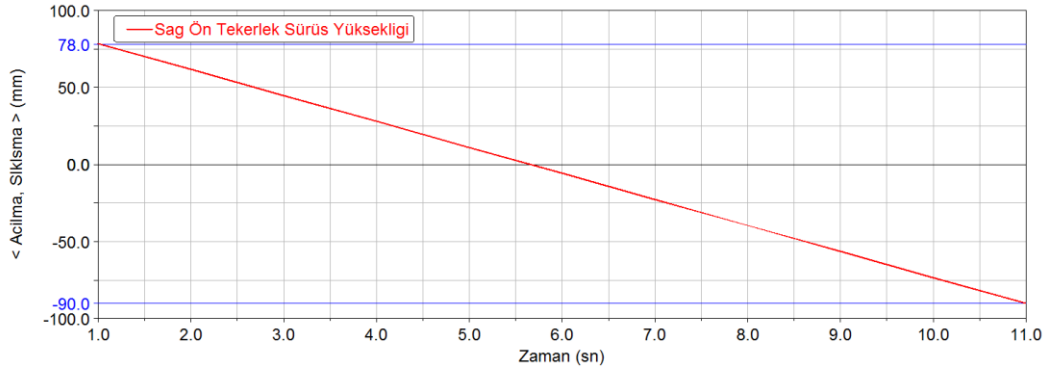
Aracın sürüş yüksekliği ön süspansiyon için açılma anında -90 mm ve sıkışma anında +78 mm'dir. Ön süspansiyon için Adams/Car'da yapılan yarım araç test gösterimi Şekil 4.1'de maksimum ve minimum sürüş yüksekliği test sonuçları ön sol ve sağ tekerlek için Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te gösterilmektedir.



Şekil 4.1 : Ön süspansiyon yarım araç testi.

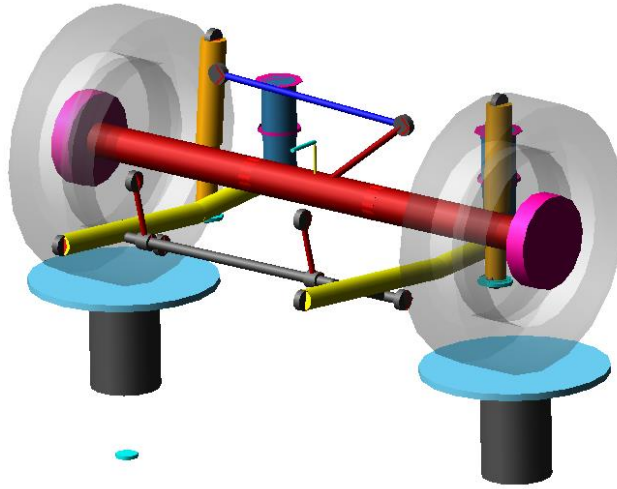


Şekil 4.2 : Sol ön tekerlek sürüş yüksekliği.

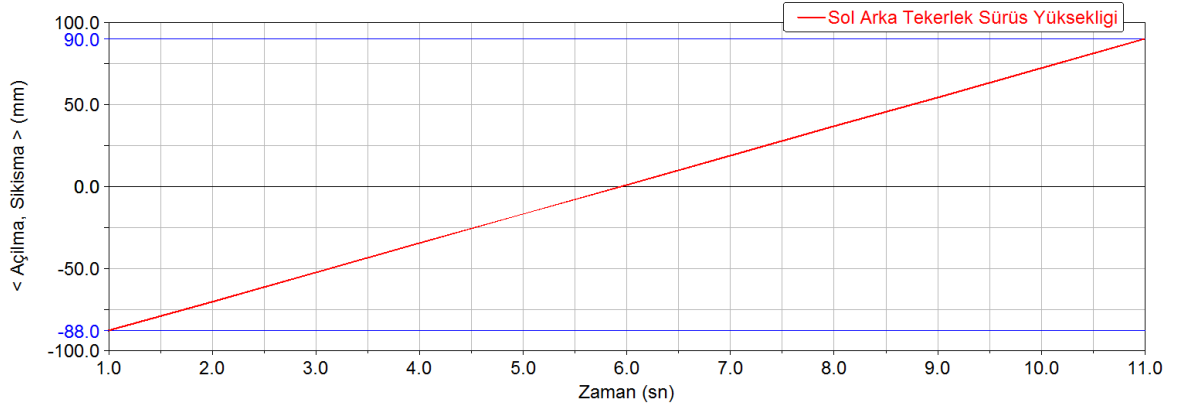


Şekil 4.3 : Sağ ön tekerlek sürüş yüksekliği.

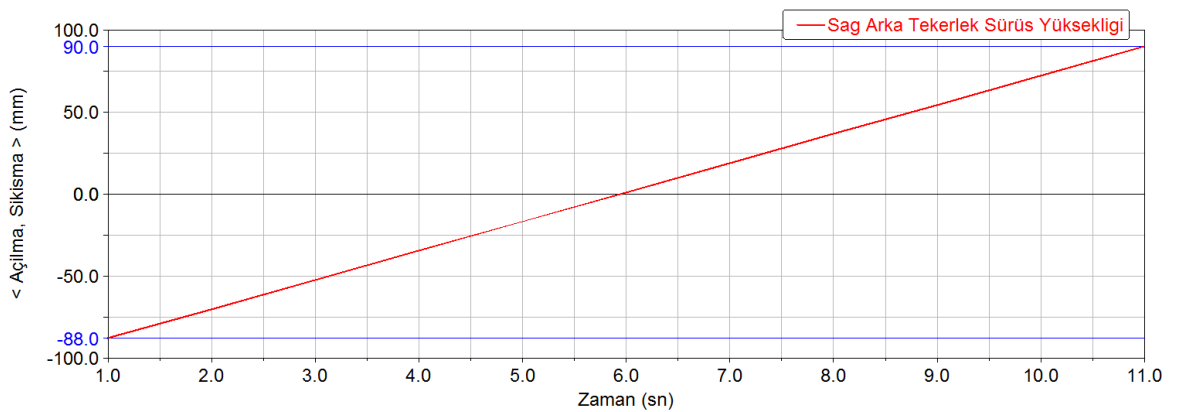
Aracın sürüş yüksekliği arka süspansiyon için açılma anında -86 mm ve sıkışma anında +63 mm'dir. Arka süspansiyon için Adams/Car'da yapılan yarım araç test gösterimi Şekil 4.4'te maksimum ve minimum sürüş yüksekliği test sonuçları arka sol ve sağ tekerlek için Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da gösterilmektedir.



Şekil 4.4 : Arka süspansiyon yarım araç testi.



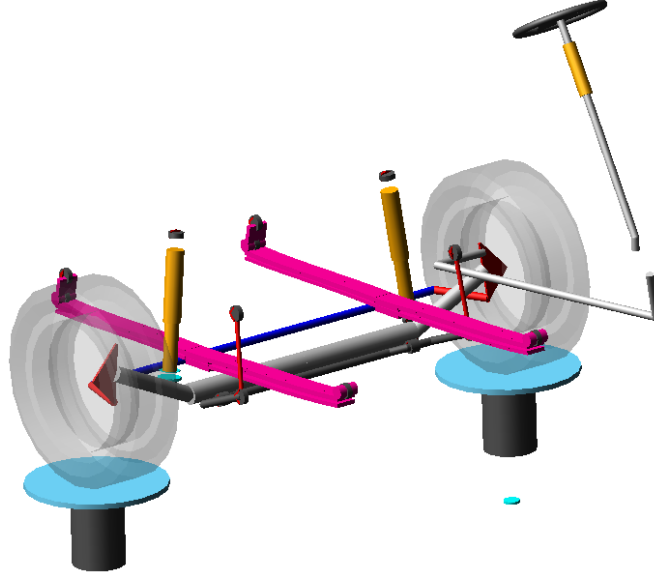
Şekil 4.5 : Sol arka tekerlek sürüş yüksekliği.



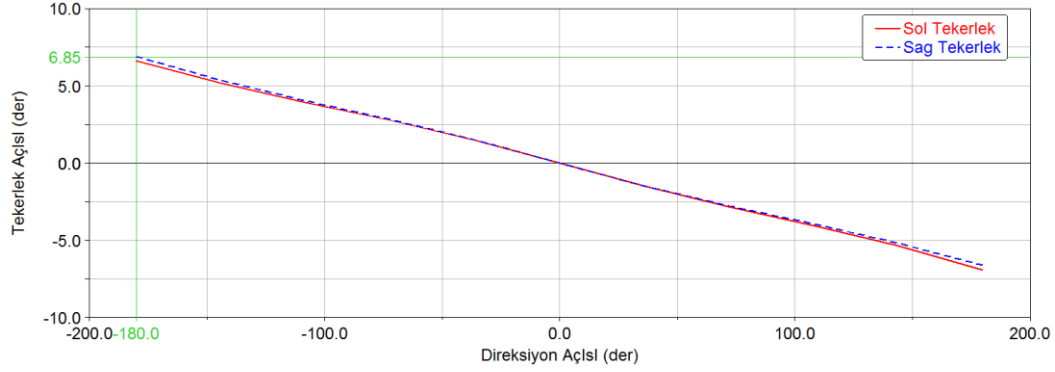
Şekil 4.6 : Sağ arka tekerlek sürüş yüksekliği.

4.2 Direksiyon ve Tekerlek Açısı

Direksiyon sisteminde girilen çevrim oranları sonucu yapılan direksiyon testlerinde, direksiyon ve aracın tekerlekleri arasındaki çevrim oranının 26.2 olduğu saptanmıştır. Aracın direksiyonu 26.2 derece döndürüldüğünde tekerlekler, 1 derecelik açı yaptıkları belirlenmiştir. Şekil 4.7'de Adams/Car da yapılan yarım araç testi gösterilmiştir. Şekil 4.8'de ise direksiyon simidi açısına karşılık tekerlek açıları gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Direksiyon sistemi yarım araç testi.



Şekil 4.8 : Direksiyon simidi açısı-tekerlek açısı test sonucu.

4.3 Tüm Araç Model Doğrulama Çalışması

Tezin ilerdeki bölümlerinde statik olarak devrilme masası testi ile hassasiyet analizi ve statik olarak silindir üzerine yerleştirilen arka süspansiyonun sağ tekerlek merkezinden anlık olarak kaldırılması ile parametre eniyileme yapılacağı için aracın hem alt sistem bazında hem de tüm araç temel alınarak doğrulanması gerekmektedir. Buna göre ilk önce araç yüksüz durumdayken tartılmıştır ve ön süspansiyon ile arka süspansiyona gelen yükler belirlenmiştir. Ölçüm sonucunda araç ağırlık merkezinin "x,y" eksen koordinatları belirlenmiştir. Yüksüz aracın statik haldeki Adams/Car modelinin doğrulanması için ilişileşim yapılarak ön ve arka süspansiyona gelen yükler çıkarılmıştır. Dolu araç ölçüm tablaları ile tartılarak ön ile arka süspansiyona gelen yükler belirlenmiştir. İlave edilen 2450 kg'ın Adams/Car modeline doğru şekilde aktarılabilmesi için süspansiyon yükleri fiziksel ölçüm sonuçları ile

karşılaştırılmıştır. Oturan yolcu ağırlığı olarak koltuk üzerlerine yük dağıtılmış olup, aracın toplam ağırlığı 11100 kg. olacak şekilde, kapalı ortamda devrilme masası testi yapılmıştır. Boş ve yüklü aracın süspansiyon yükleri Tablo 4.1’de verilmiştir.

Tablo 4.1 : Süspansiyon yükleri karşılaştırma tablosu.

	Aks Yükleri	Fiziksel Ölçüm Sonuçları (kg)	Adams/Car Sonuçları (kg)	Yüzelik Hata (%)
Boş Araç Ağırlığı (kg)	Ön Aks Yüğü	3790	3800	0.264
	Arka Aks Yüğü	4860	4900	0.823
	Toplam	8650	8700	0.578
Dolu Araç Ağırlığı (kg)	Ön Aks Yüğü	4100	4130	0.732
	Arka Aks Yüğü	7000	7040	0.571
	Toplam	11100	11170	0.631

Tablodan görüldüğü üzere Adams/Car benzetim sonucu ile fiziksel ölçüm sonuçlarının yakın çıktığı ve hatanın %1’in altında olduğu görülmektedir. Aracın ağırlık merkezi yüksekliğinin ve süspansiyonun şasiye bağlantı noktalarındaki burçların sertlik değerlerinin doğrulanabilmesi için ise devrilme masası testi yapılarak belirli masa açlarına karşılık araç ağırlık merkezinin devrilme açısı ölçülmüş ve Adams/Car modeli ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.9 : Zırhlı araç Adams/Car modeli.

Fiziksel test sırasında gövde açısı arka bagaj kapağı üzerinden ölçülmüştü. Adams modelinde de aynı noktadan gövde açısı ölçümü alabilmek için aynı noktaya düzlem yerleştirilmiştir. Şekil 4.9'da gösterildiği gibi kırmızı top şeklinde gösterilen noktadan gövde ölçümü alınmıştır.

Tablo 4.2 : Devrilme masası testi gövde açısı karşılaştırma tablosu.

Yaprak yay	Ön Viraj demiri	Arka Viraj demiri	Platform Açısı	Gövde Açısı (Fiziksel)	Adams/Gövde Açısı
200	38	38	6	7.3	6.5
			18	21.6	19.01
			26.2	31.6	28.25

Tablo 4.2'de fiziksel test sırasında ölçülen gövde açıları ile Adams/Car benzetimi sırasında ölçülen değerler gözükmemektedir ve sonuçlara bakıldığı zaman aracın ağırlık merkezi "z" yüksekliğinin ve gövde bağlantı burçlarının 3 eksenindeki sertlik değerlerinin doğrulanmış olmaktadır.

5. DEVRİLME MASASI TESTİ İLE HASSASİYET ANALİZİ

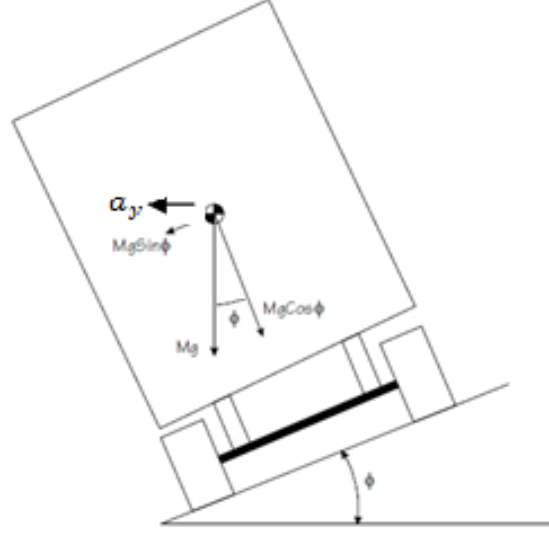
Araç tasarımının başında tasarlanacak aracın statik kararlılık faktörünün rakip araç karakteristiğinden daha iyi amaçlanır ve SKF'nin bulunması için yapılan testlerin başında devrilme masası testi (DMT) gelmektedir. Devrilme masası testi ile aracın virajlardaki davranışlarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca DMT'nin tekrarlanabilir olması testin doğruluğunu arttırmaktadır [28].

Fiziksel test sırasında masa belirli açığa kadar yatırılmaktadır çünkü aracın devrilme sınırında iplerden kurtulması veya kayması ihtimaline karşı devrilme açısı bulunamamakta ve şartname sağlanıyor ise test sonlandırılmaktadır. Bu nedenle fiziksel test ile statik devrilme eşiği belirlenememiştir. Statik devrilme eşiğinin belirlenebilmesi için doğrulanmış Adams/Car sanal modeli kullanılarak Adams/Car'da devrilme masası testi yapılmıştır.

Şekil 5.1'de gösterildiği gibi araç referans zemin üzerinde statik halde durmaktadır ve masa belli açıyla yukarı doğru θ açısı kadar kaldırılarak araca devrilme anındaki düşey ve yatay doğrultuda etki eden yükler belirlenir. Burada yaylanan kütlelerin ağırlığından oluşan kuvvetler 5.1 ve 5.2 numaralı formüllerle tanımlanmıştır.

$$m.g. \sin \theta \text{ Yanal Kuvvet} \quad (5.1)$$

$$m.g. \cos \theta \text{ Düşey Kuvvet} \quad (5.2)$$



Şekil 5.1 : Devrilme masası testi gösterimi [29'dan alınmıştır].

Şekil 5.1'de gösterildiği gibi araca etki eden yanal ivme (a_y) 5.3 numaralı formül ile ifade edilmektedir:

$$a_y = \frac{Mg \sin \phi}{Mg \cos \phi} \cdot \tan \phi \quad (5.3)$$

ϕ = Masa Açısı (der)

Yapılan çalışmada devrilmeme şartı olarak araca etki eden yanal ivmenin (a_y), SKF'den küçük olması gerektiği belirtilmiştir [30]. Bu nedenle Devrilme Masası Testi yanal ivmenin ölçülmesi dolayısıyla SKF'nin hesaplanması açısından en geçerli testtir.

Sıfır moment noktası teoremine göre masanın y eksenini ile yaptığı açı olan " ϕ " devrilme anına ulaştığı zaman aracın ağırlık merkezi doğrultusunun masaya temas ettiği nokta da oluşan hayali sıfır moment noktası (FZMP) masa açısının artmasına bağlı olarak aracın iz düşüm alanının dışına çıkacaktır. Bu durumda reaksiyon kuvvetinin oluşturduğu devrilme momenti, aracın kendi ağırlığından oluşan atalet momentini karşılayamadığı için devrilme meydana gelecektir. Diğer bir ifade ile dış tekerlere etki eden dikey Fz kuvvetinin sıfır olduğu an devrilme başlangıcıdır. Devrilmeye neden olan ana faktör, yanal yük transferidir. Yük transferi yanal ivmenin bir fonksiyonudur ve dış tekerlere etki eden dikey Fz kuvvetini azaltarak iç tekerlere etki eden dikey Fz kuvvetinin artmasına neden olacaktır. Bu nedenle, devrilme dinamiği ve aracın ağırlık merkezinin yüksekliği arasındaki ilişkiyi belirtebilmek için

araç modelindeki devrilme eksenine dayanan Yük Transfer Oranı (YTO) parametresi tanımlanmıştır.

$$YTO = \frac{F_R - F_L}{F_R + F_L} \quad (5.4)$$

F_R = Sağ Tekere Etki Eden Dikey Kuvvet (N)

F_L = Sol Tekere Etki Eden Dikey Kuvvet (N)

Yaylanmayan kütleyle ait yay, amortisör ve viraj demiri karakteristiği denkleme eklenir ise,

$$YTO = \frac{2}{M.g.TW} \cdot (k\phi + c\dot{\phi}) + M_s \quad (5.5)$$

Yanal yük transferini minimuma indirecek şekilde yaprak yay, amortisör ile viraj demiri sertliği seçilecek olur ise aracın devrilme anındaki devrilme açısı da artacak ve araç daha stabil olacaktır.

5.1 Statik Kararlılık Faktörü Hassasiyet Analizi

Devrilme testi için SAE J2180 standardı uygulanmıştır. Standarda göre, testin yapılması sırasında uyulması gereken test koşullar aşağıda sıralanmıştır:

Masa açısal hızı maksimum 0.25 (der/sn)

Masa açısı doğruluğu ± 0.1 (der)

Araç devrilme açısı ağırlık merkezinden ölçülecektir.

Rüzgârın etkisi ≤ 0.003 (g) olmalıdır.

Şekil 5.2'de gösterilen 7 m'lik otobüse öncelikle fiziksel devrilme masası testi uygulanmış ve belirli masa açılarında gövde ağırlık merkezinden devrilme açısı ölçülmüştür [31]. Bu şekilde yapılan testin amacı Adams/Car da oluşturulan tüm aracın aynı test ve alınan aynı ölçümler ile doğrulanmasıdır. Devamında Adams/Car'da doğrulanana sanal model ile iki farklı sertlikteki ön yaprak yay ve üç farklı katılıktaki ön viraj demiri ile aynı devrilme masası testi yapılarak araç devrilme anındaki devrilme açısı eşik değerinin artırılması amaçlanmıştır. Seçilen viraj demiri çapları $\emptyset 38$, $\emptyset 40$ ve $\emptyset 42$ olacak şekilde üç farklı çap ile sınırlandırılmıştır. Çapların artması ile viraj demiri katılığı artmaktadır. Ancak ön viraj demiri katılığının artması araç tasarımı başında Ackerman açısına göre belirlenmiş yönlendirme eğimini (steer gradient) etkiler ve belirlenen düşük

yönlendirme eğimini (under steering gradient) artırır. Bu nedenle yönlendirme eğiminin sınır değeri geçmemesi için ön viraj demiri katılığı 3 farklı çap ile sınırlandırılmıştır. Benzer şekilde ön yaprak yay sertliği aracın yük kapasitesine ve sürüş yüksekliğine göre belirlenmektedir. Ön yaprak yay sertliği arttıkça süspansiyon dikey sertliği artar ve sürüş konforu azalır. Ayrıca frenleme veya ivmelenme durumlarında meydana gelen yük transferini azaltarak araç ağırlık merkezi yüksekliğini üst seviyelerde olmasına neden olur ve yol tutuşu kabiliyetinde azalma meydana gelir. Belirtilen sebeplerden dolayı toplamda 6 adet test yapılmıştır ve sonuçları bölüm 5.2’de özetlenmektedir.



Şekil 5.2 : Zırhlı araç devrilme masası testi.

5.2 Test Sonuçları

İlk 3 test için yaprak yay 20 kg/mm sertliğinde sabit tutularak ön viraj demiri çapları sırasıyla Ø38, Ø40 ve Ø42 olacak şekilde değiştirilmiştir. Son 3 test ise yaprak yay 23 kg/mm sertliğinde sabit tutularak ön viraj demiri çapları sırasıyla Ø38, Ø40 ve Ø42 olacak şekilde değiştirilerek test tekrarlanmıştır. Yüklü aracın SKF’si (5.6) numaralı denkleme göre hesaplanır ise,

$$SKF = \frac{TW}{2 \cdot H_{yk}} = \frac{1914}{2 \cdot 1250} = 0.76 \quad (5.6)$$

$$TW = 1782 \text{ (mm)}$$

$H_{CG} = 1250 \text{ (mm)}$ Araç ağırlık merkezinin seminden yüksekliği olarak bulunur.

Devrilme anındaki yanal ivmeye bağılı olarak aracın devrilme olasılığı NHTSA tarafından aşığıdaki formül ile ifade edilmektedir.

$$\text{Devrilme olasılığı} = \frac{100}{1+\text{SKF}^{6.9}} \text{ formülü ile tanımlanmaktadır [25].} \quad (5.7)$$

Zırhlı aracın devrilme olasılığı ise,

$$\text{Devrilme Olasılığı (\%)} = \frac{100}{1+(0.76)^{6.9}} = 40 \quad (5.8)$$

Aracın devrilmemesi için aracın viraj dönüşü anında hızına bağılı olarak oluşan yanal ivmenin aracın SKF değerinden küçük olması beklenmektedir.

5.2.1 Test no: 1

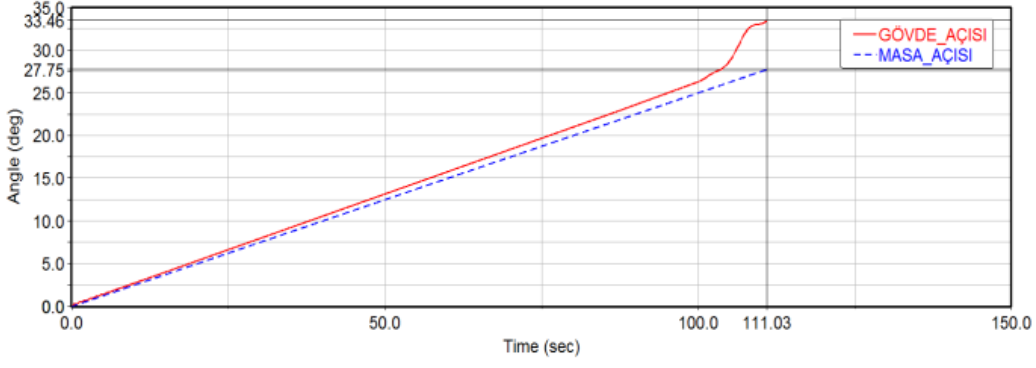
Tablo 5.1’de yay ve viraj demiri özellikleri ile devrilme anındaki masa ve gövde açıları bulunmaktadır. Model doğruluğunu kıyaslamak için belli masa açılına karşılık ölçülen gövde açıları verilmiştir.

Tablo 5.1 : Fiziksel test/Adams benzetimi karşılaştırma.

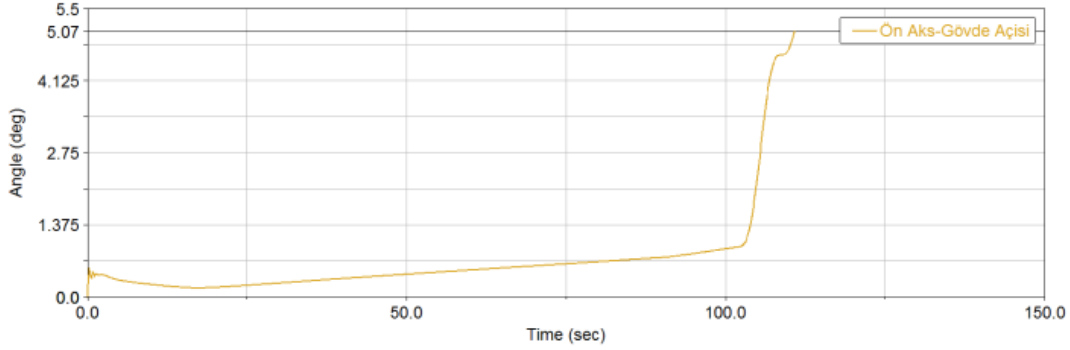
Yaprak yay	Ön Viraj Demiri	Arka Viraj Demiri	Platform Açısı	Gövde Açısı (Fiziksel)	Adams/Gövde Açısı
200	38	38	6	7.3	6.6
			18	21.6	18.85
			26.2	31.6	29
Devrilme Anı			27.73	-	33.57

Test sonucuna göre, araç devrildiği anda masa açısı 27.730 iken gövde açısı 33.570 olmaktadır. Bu test için kullanılan yaprak yay, ön ve arka viraj demiri aracın mevcut durumdaki parçaları olmasından dolayı devrilme anındaki gövde açısını mevcut durumdaki açı olarak alabilir ve sonraki testlerde ölçülen devrilme açılarını bu test sonuçları ile kıyaslayabiliriz.

Şekil 5.3’te masa açısı ile gövde açısının zamana bağılı Adams/Car sonuçları paylaşılmıştır. Masa açısının artmasına bağılı olarak gövde açısı ile masa açısı arasındaki farkın arttığı ve gövde açısının 28⁰ değerine ulaşması sonrasında doğrusal olmayan artış gösterdiği görülmektedir. Açı değişimindeki doğrusallığın bozulma nedeni dış arka tekerin zemin teması bağlantısının azalmasına paralel olarak tekere gelen "z" eksenindeki kuvvetin minimuma yaklaşmasıdır.



Şekil 5.3 : Masa açısı ile gövde açısının gösterimi.



Şekil 5.4 : Ön süspansiyon-gövde açısı.

Gövde ağırlık merkezinin ön süspansiyona göre yatma açısı Şekil 5.4'de görüldüğü gibi 5.07 (derece) olmaktadır. Bu açı değeri mevcut yaprak yay ve viraj demiri kullanılarak ölçüldüğünden mevcut açı değeri olarak kabul edilmiştir.

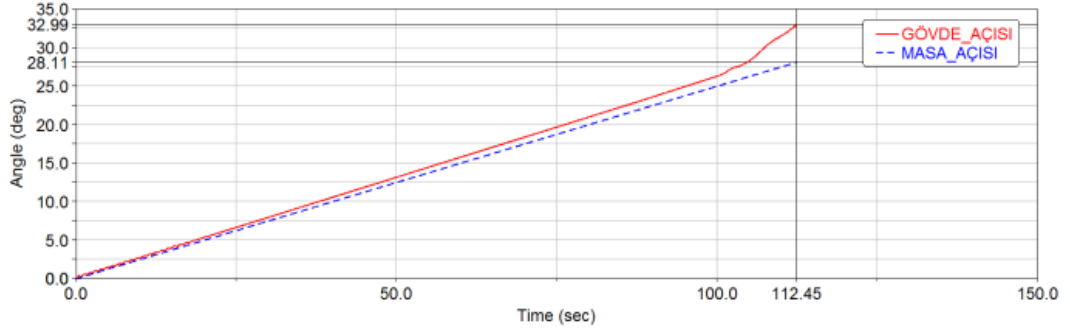
5.2.2 Test no: 2

Bu testte Test-1'den farklı olarak Ø40 çapında daha sert ön viraj demiri kullanılmıştır. Viraj demiri çapı artırılarak katılık değeri artırılmıştır. Buna göre araç devrilme anında ağırlık merkezinden ölçülen devrilme açısının artması ve gövde ağırlık merkezinin ön süspansiyona göre yatma açısının ise azalması beklenmektedir.

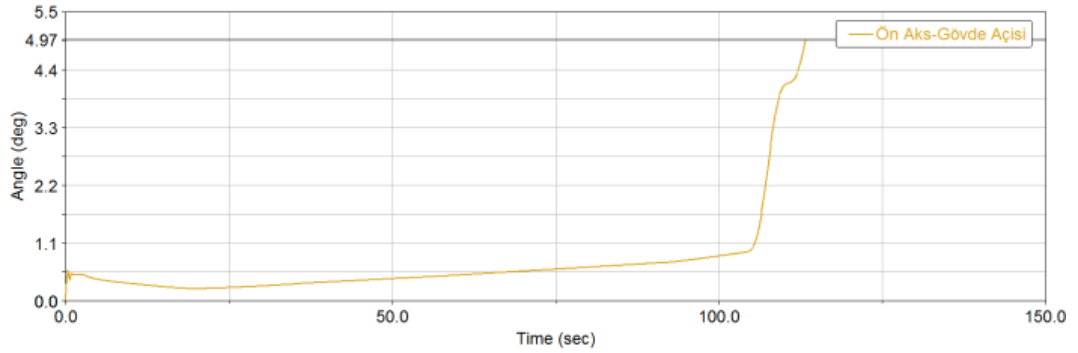
Tablo 5.2'de gösterildiği üzere araç devrildiği anda masa açısı 28.110 iken gövde açısı 32.990 olmaktadır. Test-1'deki sonuçlara kıyasla masa açısı artarken gövde devrilme açısında %1.72 azalma olmuştur. Diğer bir deyişle devrilme eşiği %1.72 artırılmıştır. Şekil 5.5'te masa açısı ile gövde açısının zamana bağlı Adams/Car sonuçları paylaşılmıştır.

Tablo 5.2 : Fiziksel test/Adams benzetimi karşılaştırma.

Yaprak yay	Ön Viraj Demiri	Arka Viraj Demiri	Platform Açısı	Gövde Açısı (Fiziksel)	Adams/Gövde Açısı
200	40	38	6	7	6.5
			18	21.5	19.01
			26.2	31.6	28.25
Devrilme Anı			28.11	-	32.99



Şekil 5.5 : Masa açısı ile gövde açısının gösterimi.



Şekil 5.6 : Ön süspansiyon-gövde açısı.

Gövde ağırlık merkezinin ön süspansiyona göre yatma açısı Şekil 5.6’da görüldüğü gibi 4.97 (derece) olmaktadır. Daha katı ön viraj demiri kullanılması ile gövdenin ön süspansiyona göre yatma açısında azalma olduğu gözlemlenmiştir.

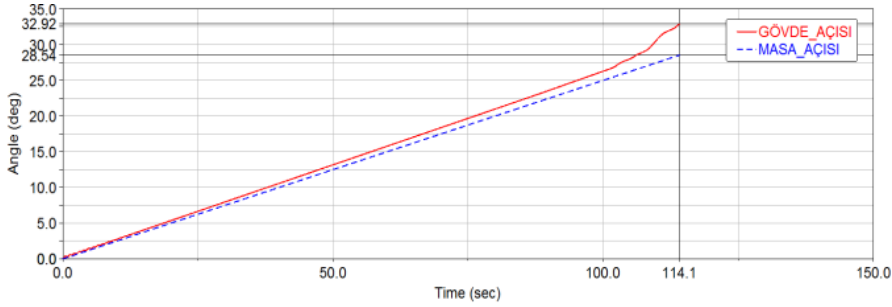
Yatma açısının azalmasının nedeni süspansiyonun dönme sertliğinin artmasından kaynaklanmaktadır.

5.2.3 Test no: 3

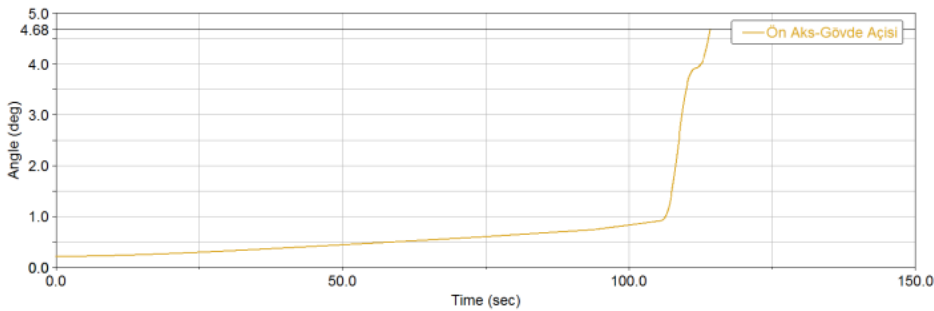
Test-2'den farklı olarak Ø42 çapında daha sert ön viraj demiri kullanılmıştır. Viraj demiri çapı artırılarak katılık değeri artırılmıştır. Buna göre araç devrilme anında ağırlık merkezinden ölçülen devrilme açısının artması ve gövde ağırlık merkezinin ön süspansiyona göre yatma açısının ise azalması beklenmektedir. Tablo 5.3'te gösterildiği üzere araç devrildiği anda masa açısı 28.540 iken gövde açısı 32.920 olmaktadır. Test-1'deki sonuçlara kıyasla masa açısı artarken gövde devrilme açısında % 1.93 azalma olmuştur. Diğer bir deyişle devrilme eşiği % 1.93 artırılmıştır. Şekil 5.7'de masa açısı ile gövde açısının zamana bağlı Adams/Car sonuçları paylaşılmıştır.

Tablo 5.3 : Fiziksel test/Adams benzetimi karşılaştırma.

Yaprak yay	Ön Viraj Demiri	Arka Viraj Demiri	Platform Açısı	Gövde Açısı (Fiziksel)	Adams/Gövde Açısı
200	42	38	6	6.9	6.45
			18	21.6	18.91
			26.2	31.3	28
Devrilme Anı			28.54	-	32.92



Şekil 5.7 : Masa açısı ile gövde açısının gösterimi.



Şekil 5.8 : Ön süspansiyon-gövde açısı.

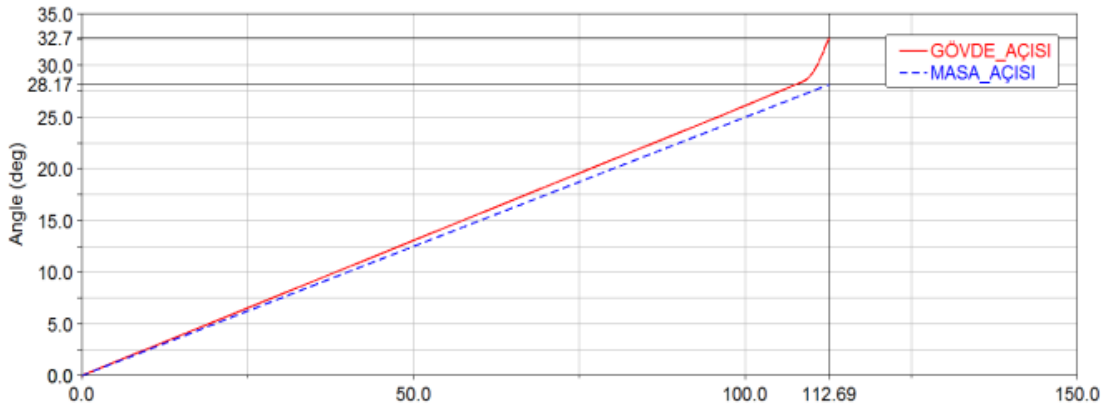
Gövde ağırlık merkezinin ön süspansiyona göre yatma açısı Şekil 5.8’de görüldüğü gibi 4.68 (derece) olmaktadır. Daha katı ön viraj demiri kullanılması ile gövdenin ön süspansiyona göre yatma açısında azalma olduğu gözlemlenmiştir. Yatma açısının azalmasının nedeni süspansiyonun dönme sertliğinin artmasından kaynaklanmaktadır.

5.2.4 Test no: 4

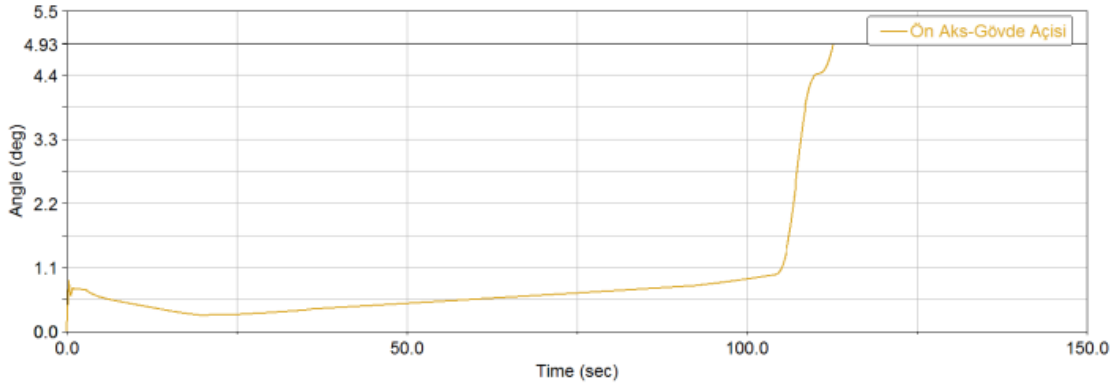
Test-1’den farklı olarak 23 kg/mm’lik yaprak yay ve Ø38 çapında ön viraj demiri kullanılmıştır. Buna göre araç devrilme anında ağırlık merkezinden ölçülen devrilme açısının artması ve gövde ağırlık merkezinin ön süspansiyona göre yatma açısının ise azalması beklenmektedir. Tablo 5.4’te gösterildiği üzere araç devrildiği anda masa açısı 28.170 iken gövde açısı 32.70 olmaktadır. Test-1’deki sonuçlara kıyasla masa açısı artarken gövde devrilme açısında % 2.59 azalma olmuştur. Diğer bir deyişle devrilme eşiği % 2.59 artırılmıştır. Şekil 5.9’da masa açısı ile gövde açısının zamana bağlı Adams/Car sonuçları paylaşılmıştır.

Tablo 5.4 : Fiziksel test/Adams benzetimi karşılaştırma.

Yaprak yay	Ön Viraj Demiri	Arka Viraj Demiri	Platform Açısı	Gövde Açısı (Fiziksel)	Adams/Gövde Açısı
230	38	38	6	7	6.3
			18	21.5	19.07
			26.2	31.5	27.46
Devrilme Anı			28.17	-	32.7



Şekil 5.9 : Masa açısı ile gövde açısının gösterimi.



Şekil 5.10 : Ön süspansiyon-gövde açısı.

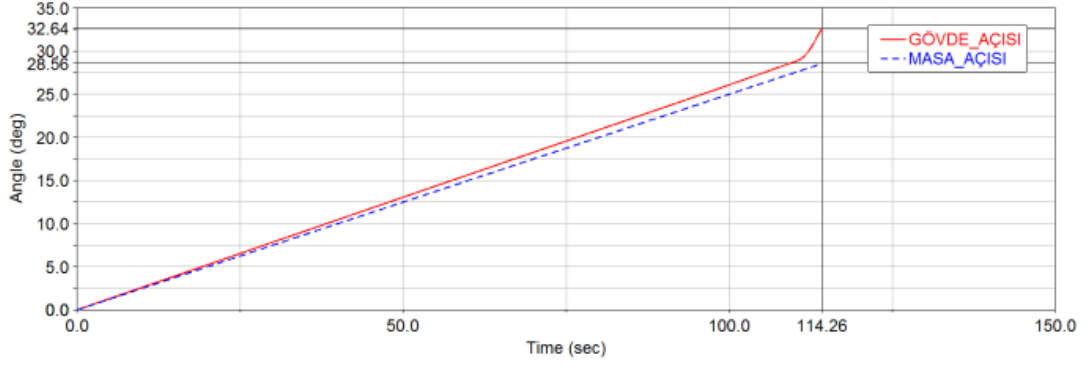
Gövde ağırlık merkezinin ön süspansiyona göre yatma açısı Şekil 5.10'de görüldüğü gibi 4.93 (derece) olmaktadır. Daha katı ön viraj demiri kullanılması ile gövdenin ön süspansiyona göre yatma açısında azalma olduğu gözlemlenmiştir. Yatma açısının azalmasının nedeni süspansiyonun dönme sertliğinin artmasından kaynaklanmaktadır.

5.2.5 Test no: 5

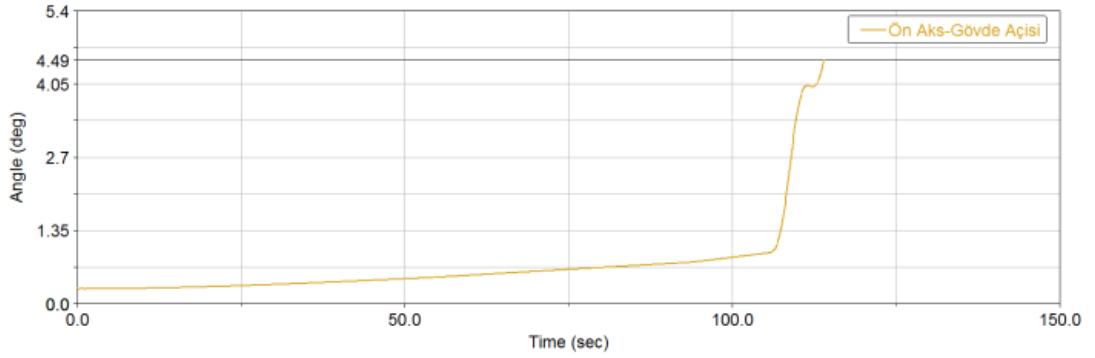
Test-4'ten farklı olarak Ø40 çapında daha sert ön viraj demiri kullanılmıştır. Buna göre araç devrilme anında ağırlık merkezinden ölçülen devrilme açısının artması ve gövde ağırlık merkezinin ön süspansiyona göre yatma açısının ise azalması beklenmektedir. Tablo 5.5'te gösterildiği üzere araç devrildiği anda masa açısı 28.560 iken gövde açısı 32.640 olmaktadır. Test-1'deki sonuçlara kıyasla masa açısı artarken gövde devrilme açısında % 2.77 azalma olmuştur. Diğer bir deyişle devrilme eşiği % 2.77 artırılmıştır. Şekil 5.9'da masa açısı ile gövde açısının zamana bağlı Adams/Car sonuçları paylaşılmıştır. Şekil 5.11'de masa açısı ile gövde açısının zamana bağlı Adams/Car sonuçları paylaşılmıştır.

Tablo 5.5 : Fiziksel test/Adams benzetimi karşılaştırma.

Yaprak yay	Ön Viraj Demiri	Arka Viraj Demiri	Platform Açısı	Gövde Açısı (Fiziksel)	Adams/Gövde Açısı
230	40	38	6	6.9	6.28
			18	21.4	18.9
			26.2	31.3	27.43
Devrilme Anı			28.56	-	32.64



Şekil 5.11 : Masa açısı ile gövde açısının gösterimi.



Şekil 5.12 : Ön süspansiyon - gövde açısı

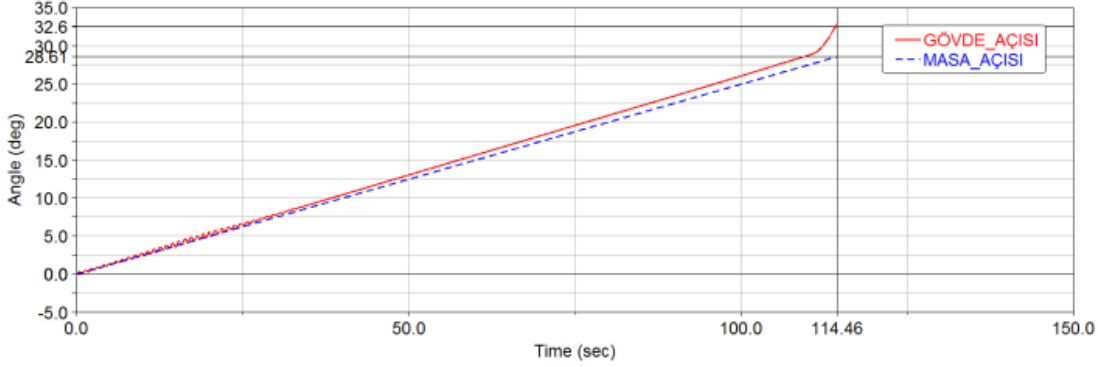
Gövde ağırlık merkezinin ön süspansiyona göre yatma açısı Şekil 5.12’de görüldüğü gibi 4.49 (derece) olmaktadır. Daha katı ön viraj demiri kullanılması ile gövdenin ön süspansiyona göre yatma açısında azalma olduğu gözlemlenmiştir. Yatma açısının azalmasının nedeni süspansiyonun dönme sertliğinin artmasından kaynaklanmaktadır.

5.2.6 Test no: 6

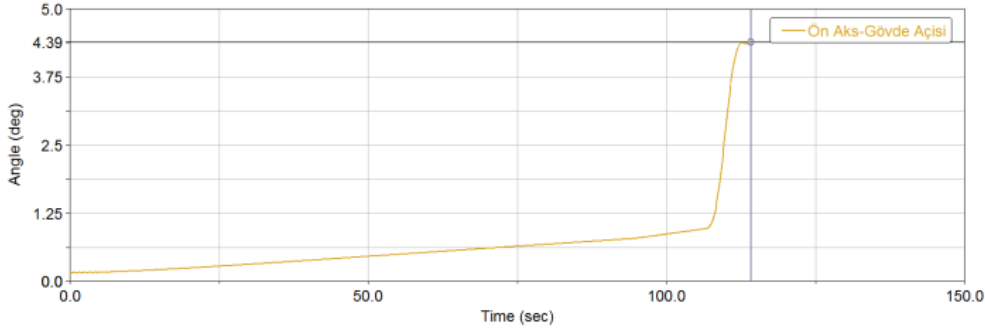
Test-5’ten farklı olarak Ø42 çapında daha sert ön viraj demiri kullanılmıştır. Buna göre araç devrilme anında ağırlık merkezinden ölçülen devrilme açısının artması ve gövde ağırlık merkezinin ön süspansiyona göre yatma açısının ise azalması beklenmektedir. Tablo 5.6’da gösterildiği üzere araç devrildiği anda masa açısı 28.610 iken gövde açısı 32.600 olmaktadır. Test-1’deki sonuçlara kıyasla masa açısı artarken gövde devrilme açısında % 2.88 azalma olmuştur. Diğer bir deyişle devrilme eşiği % 2.88 artırılmıştır. Şekil 5.13’de masa açısı ile gövde açısının zamana bağlı Adams/Car sonuçları paylaşılmıştır.

Tablo 5.6 : Fiziksel test/Adams benzetimi karşılaştırma.

Yaprak yay	Ön Viraj Demiri	Arka Viraj Demiri	Platform Açısı	Gövde Açısı (Fiziksel)	Adams/Gövde Açısı
230	42	38	6	6.7	6.2
			18	21.2	18.87
			26.2	31.3	27.42
Devrilme Anı			28.61	-	32.60



Şekil 5.13 : Masa açısı ile gövde açısının gösterimi.



Şekil 5.14 : Ön süspansiyon-gövde açısı

Gövde ağırlık merkezinin ön süspansiyona göre yatma açısı Şekil 5.14'te görüldüğü gibi 4.39 (derece) olmaktadır. Daha katı ön viraj demiri kullanılması ile gövdenin ön süspansiyona göre yatma açısında azalma olduğu gözlemlenmiştir.

Yatma açısının azalmasının nedeni süspansiyonun dönme sertliğinin artmasından kaynaklanmaktadır.

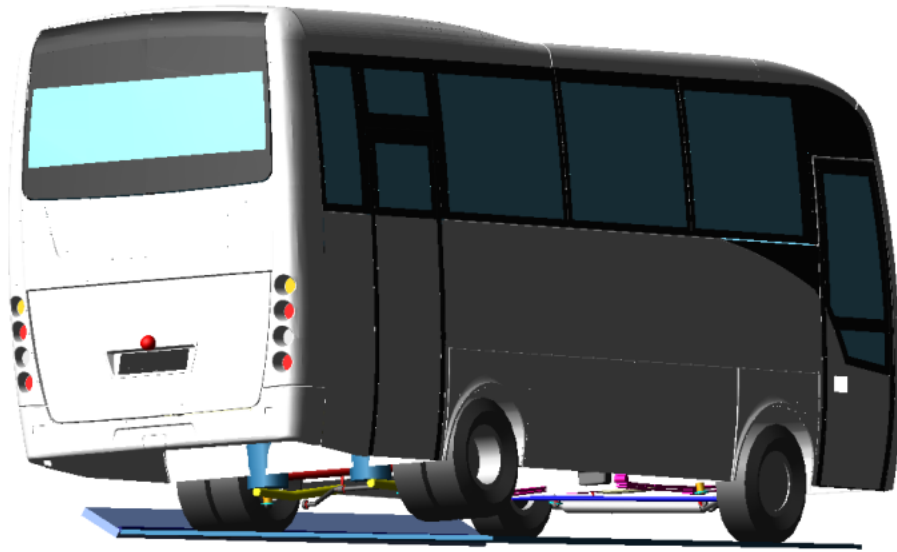
5.3 Hassasiyet Analizi Sonucu

Fiziksel test ile araç devrilme anına kadar sürdürülemediğinden Adams/Car benzetimi ile devrilme anında masa açısı ve gövde açısı bulunmuştur [31]. Farklı sertlikteki ön viraj demiri ve yaprak yay kullanılarak tekrarlanan testler sonucunda

yaprak yay sertliği ile viraj demiri katılığının artırılması Tablo 5.7’de görüldüğü gibi devrilme eğiğini artırdığı sonucu çıkartılmıştır. Maksimum iyileşme ise % 2.88 olmaktadır. Adams/Car sonuçları fiziksel sonuçlar ile karşılaştırıldığında kabul edilebilir az hata oranı ile sonuç verdiği gözlemlenmiştir.

Tablo 5.7 : Hassasiyet analizi sonuçları.

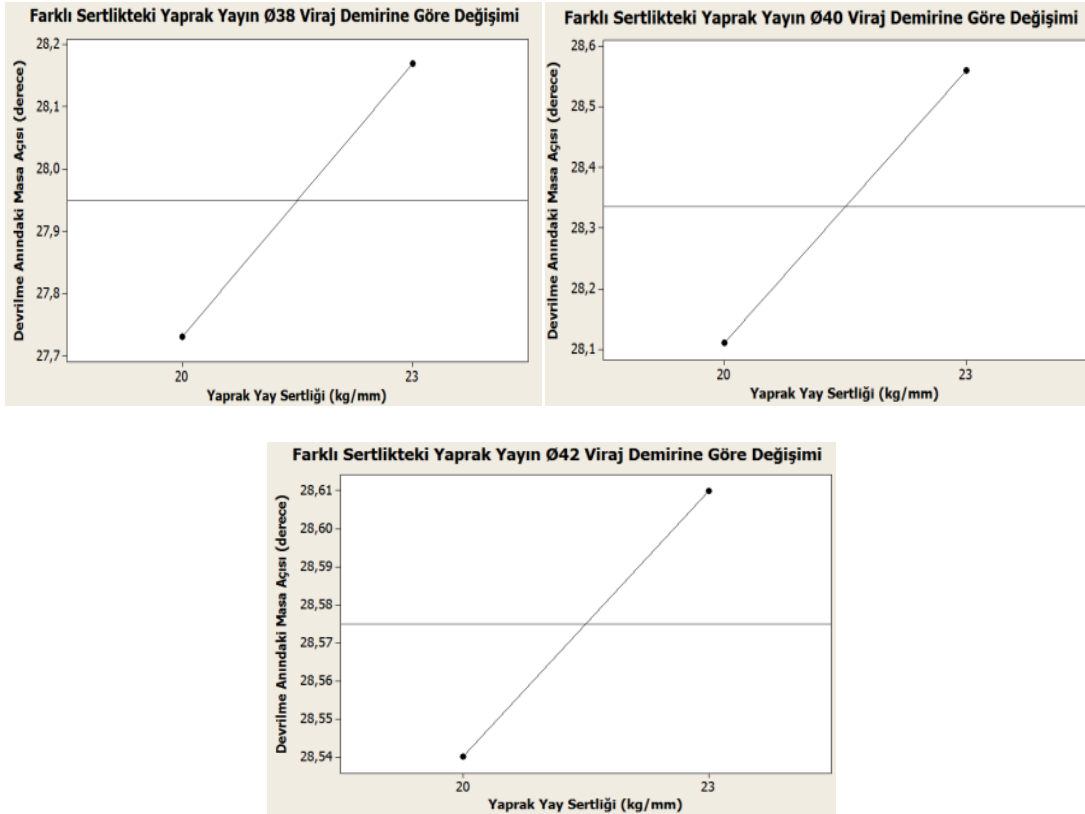
Yaprak Yay (kg/mm)	Ön Viraj Demiri (Ø)	Devrilme Açısı Eşiğindeki İyileşme (%)
20	38	-
	40	1.72
	42	1.93
23	38	2.59
	40	2.77
	42	2.88



şekil 5.15 : Adams benzetimi/devrilme durumu.

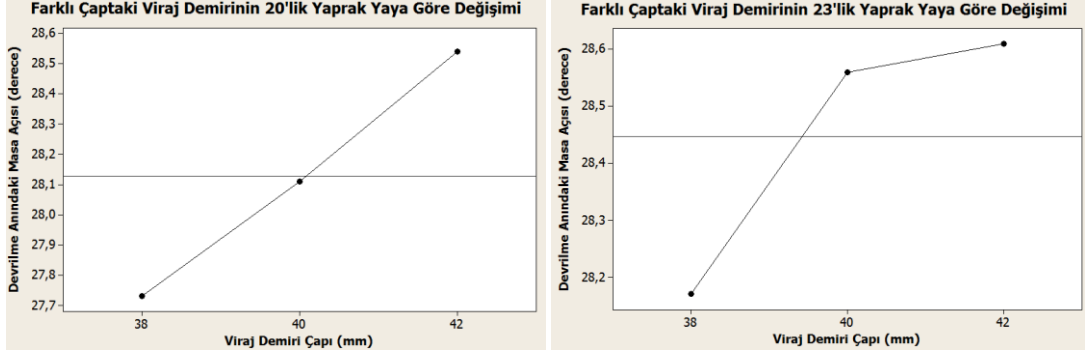
Fiziksel test sırasında ilk başta sağ arka lastiğin havalandığı gözlemlenmiştir. şekil 5.15’de görüldüğü gibi Adams benzetiminde devrilmenin meydana geldiği anda zemin ile teması kesilen ilk lastiğin arka i teker olduğu gözlemlenmiştir. Arka aksın ön aksa göre daha katı olması ve test sırasında ilk olarak sağ arka tekerliğin yerden temasının kesilmesinden dolayı ön aks kararlılığının artırılması amaçlanmıştır. Bu

nedenle değiştirilen makas ve 3n viraj demiri etkisinin g3zlemlenebilmesi için g3vde ağırlık merkezinin 3n aksa g3re yatma açısı her test için çizdirilmiştir ve 3n viraj demiri katılığı ile makasın sertliğinin artmasına bağlı olarak 3n aksın daha katı davrandığı; g3vdenin 3n aksa g3re yatma açısının azaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Analiz sonucunda her bir yaprak yay parametresinin 3 farklı katılıktaki 3n viraj demirine g3re değişimi Şekil 5.16'da çizdirilmiştir. Yaprak yay sertliğinin artırılması maksimum masa açısını artırdığı g3zlemlenmiştir.



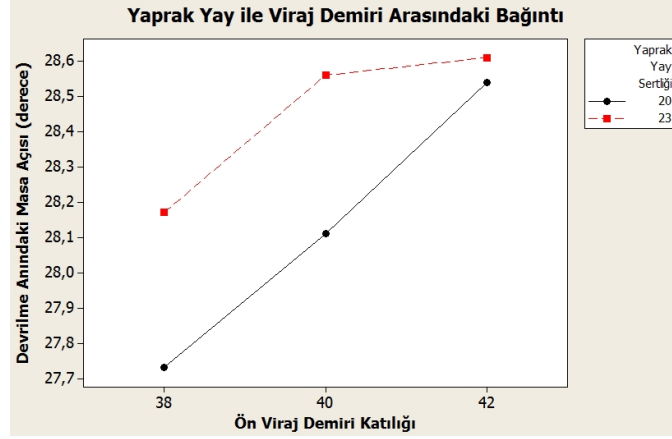
Şekil 5.16 : Yaprak yayın viraj demirine g3re değişimi.

Her bir viraj demiri parametresinin 2 farklı sertlikteki yaprak yaya g3re değişimi Şekil 5.17'de çizdirilmiştir. Viraj demiri katılığının artırılması maksimum masa açısını artırdığı g3zlemlenmiştir.



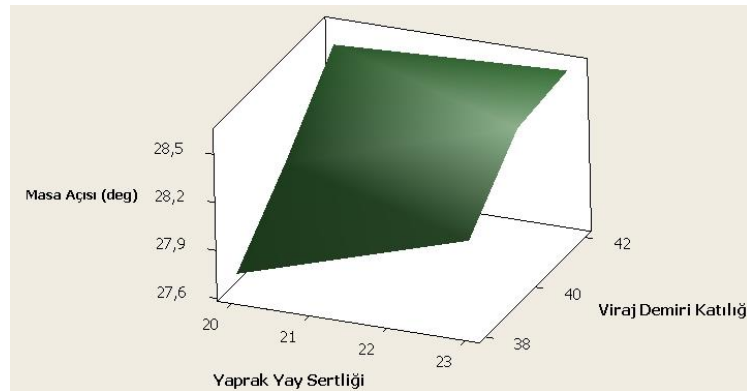
Şekil 5.17 : Viraj demirinin yaprak yaya göre değişimi.

Şekil 5.18'de farklı yaprak yaylar ile farklı viraj demirleri arasındaki bağıntı gösterilmektedir. Sağ üst köşede yaprak yay sertlikleri kırmızı ve siyah renk ile gösterilmektedir. Farklı katılıktaki ön viraj demirleri "x" ekseninde; masa açısı ise "y" ekseninde gösterilmektedir.



Şekil 5.18 : Yaprak yay ile viraj demiri arasındaki bağıntı.

Değişken 2 parametreye göre devrilme anındaki masa açısının alacağı değerleri gösteren histogram Şekil 5.19'da gösterilmektedir.



Şekil 5.19 : Masa açısı çözüm histogramı.

6. SÜSPANSİYON GEOMETRİSİ PARAMETRE OPTİMİZASYONU

Bölüm 7’de daha detaylı anlatılacak devrilme açısı 6.1 numaralı formül ile ifade edilebilir.

$$\ddot{J}_{xx} = g \cdot m_s \cdot h_s \cdot \sin(\vartheta) - c\dot{\vartheta} - k\vartheta - m_s \cdot h_s (\dot{v}_y + r \cdot v_x) \cdot \cos(\vartheta) \quad (6.1)$$

Bu denkleme göre süspansiyon dönme merkezinin yükseliği (DMY) artırılır ise yaylanan kütle ağırlık merkezi ile arasındaki mesafe azalacaktır ve araçta aynı yanal ivmeye etki etmesi durumunda ağırlık merkezinde ölçülen devrilme açısında azalma olacaktır.

Benzer şekilde yapılan çalışmalarda süspansiyon dönme sertliğinde (DS) hesaba katarak; aracın ağırlık merkezinde ölçülen devrilme açısı değerinin aşağıdaki formülle hesaplanabileceğini göstermektedir [32].

$$\vartheta = \frac{M \cdot a_y \cdot h_s}{K_\vartheta} \quad (6.2)$$

Burada h_s 6.3 numaralı denklem ile ifade edilir.

$$h_s = h - h_{DMY} - 347.854 \text{ (mm)'} \text{ dir.} \quad (6.3)$$

ϑ : Araç ağırlık merkezinde ölçülen devrilme açısı (derece)

K_ϑ : Süspansiyon Dönme Sertliği (N-mm/derece)

M : Araç Kütlesi (kg)

a_y : Araç ağırlık merkezinde ölçülen yanal ivme (mm/s²)

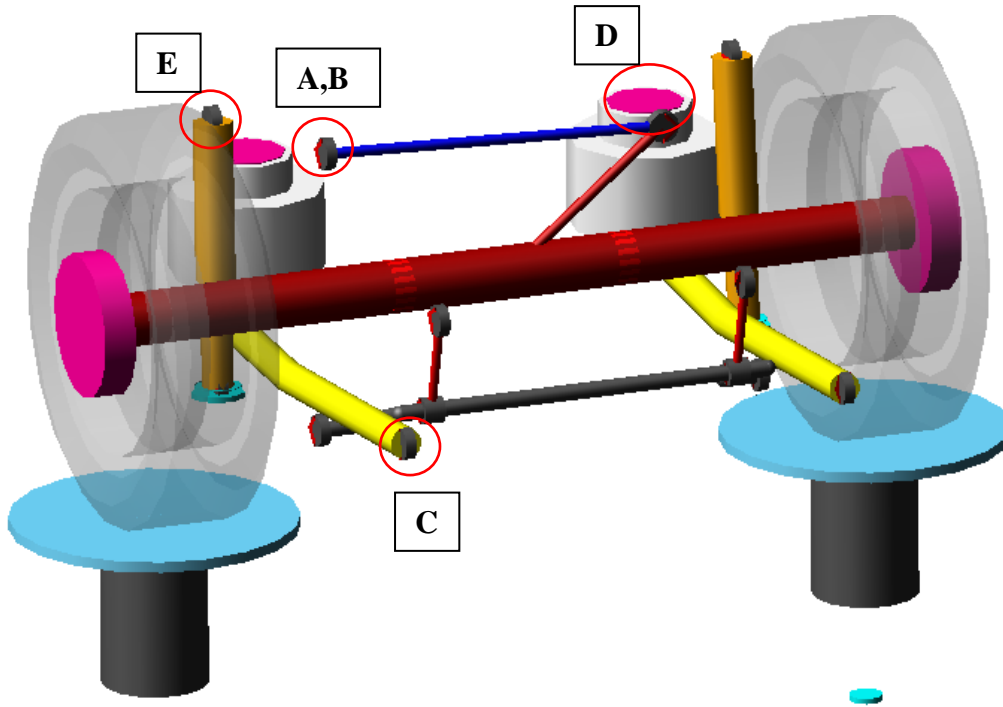
h_s : Süspansiyon dönme merkezi ile Gövde ağırlık merkezi arasındaki dikey uzaklık (mm)

h : Araç ağırlık merkezinin yerden yüksekliği (mm)

h_{DMY} : Süspansiyon Dönme Merkezinin Aks merkezi arasındaki dikey uzaklık (mm)

Arka süspansiyonun gövdeye bağlanan Panhard kolu, amortisör, hava körtüğü, aks taşıyıcı kol gibi parçaların gövde bağlantı noktaları tasarım faktörleri olarak seçilmiştir. Bu parametrelerin bağlantı koordinatlarındaki değişimin süspansiyon dönme merkezi yüksekliğine etkisi ile ' h_{DMY} ' deki değişim ve süspansiyon dönme sertliği değerindeki ' K_{θ} ' deki değişimin incelenmesi ve aracın ağırlık merkezinde ölçülen devrilme açısının ' θ ' azaltılması için en yinelenen düzeyde DMY ve DS parametrelerinin seçilmesi amaçlanmaktadır. Eniyileme çalışması için Adams/Car' da modellenen ve fiziksel araç testleri ile doğrulanan arka süspansiyon kullanılmıştır. Aracın viraja girme anını benzetimde elde etmek için sağ tekerlek merkezinden sabitlenmiş sol tekerlek merkezinden dikey eksende +30 mm kaldırılmıştır. Bu durumda süspansiyon burulmaya zorlanacak ve ' h_{DMY} ' ve ' K_{θ} ' tasarım paramterleri olarak alınarak değişimleri incelenecek ve minimum devrilme açısını ' θ ' veren koordinat eksenleri bulunacaktır. Eniyileme de kullanılacak amaç fonksiyonu ise 6. numaralı formülle belirlenmiştir.

$$J = \theta = \frac{M_{ay} h_s}{K_{\theta}} \text{ (derece)} \quad (6.4)$$



Şekil 6.1 : Arka süspansiyon test düzeneği.

Arka süspansiyona ait test düzeneği Şekil 6.1’de ki gibidir. Şekilde gösterilene göre 5 farklı geometrik faktör seçilmiştir ve Şekil 6.1’de her parametre için numara verilmiş olup açıklamaları Tablo 6.1’de görüldüğü gibidir.

Tablo 6.1 : Tasarım faktörleri tablosu.

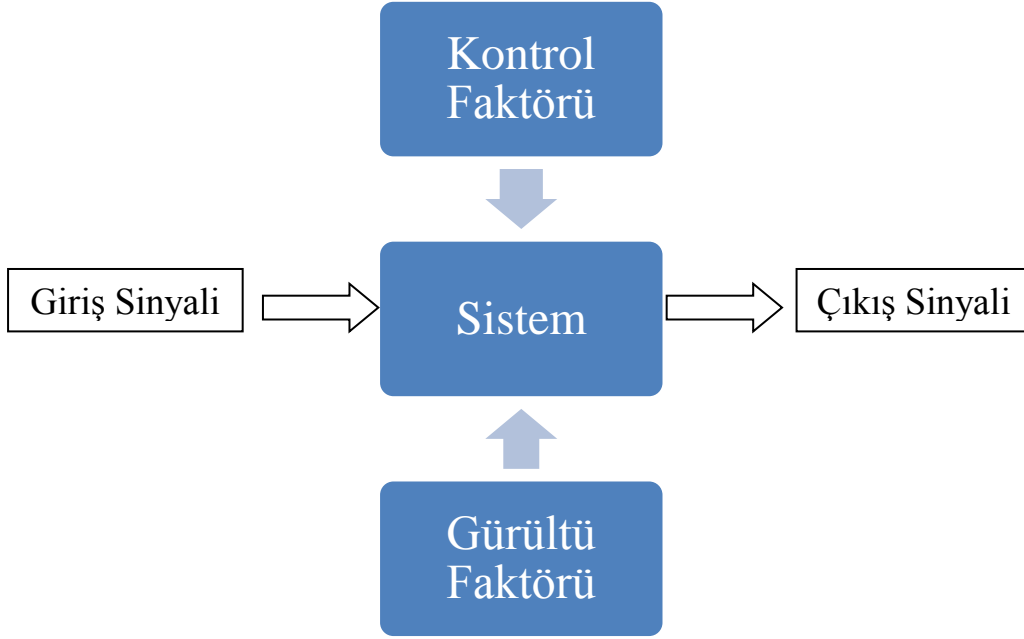
Dizayn Parametreleri	Sembol	Koordinat Değişimi	Minimum Değer (mm)	Normal Değer (mm)	Maksimum Değer (mm)
Panhard Kolu Gövde Bağlantı Noktası (Panhard Kolu Uzunluğu)	A	y (± 50)	302	352	402
Panhard Kolu Gövde Bağlantı Noktası	B	z (± 50)	979	1029	1079
Aks Taşıyıcı Kolu Gövde Bağlantı Noktası (Kol Uzunluğu)	C	x (± 50)	6748	6798	6848
Hava Körüğü Gövde Bağlantı Noktası	D	y (± 50)	342	392	442
Süspansiyon Gövde Bağlantı Noktası	E	y (± 50)	460	510	560

En iyileme metodu olarak Taguchi metodu kullanılacaktır [33]. Tablo 6.1’de gösterilen A, B, C, D, E harfleri parametrelerin sembollerini göstermektedir ve matriste bulunan rakamlar ise şu şekilde açıklanabilir:

- 1 : İlgili Parametre Koordinatının Minimum Değeri
- 2 : İlgili Parametre Koordinatının Normal Değeri
- 3 : İlgili Parametre Koordinatının Maksimum Değeri

6.1 Taguchi Metodolojisi

Sağlam tasarım metodu olarak da adlandırılan sistem Taguchi tarafından mühendislik verimliliğini artırmak için geliştirilmiştir [33]. Çeşitli birleşimlerden oluşan deneysel tasarım tekniklerinde kalite kaybını önlemek için kullanılan istatistiksel yaklaşımlı bir metottur. Sistemin sonuçlarını etkileyen parametreler ortogonal matriste farklı sütunlara yerleştirilerek deney sonucunun en yinelenen düzeyde olmasını sağlar. Taguchi metodunda 4 ana faktör bulunmaktadır: Bunlar sinyal(giriş), gürültü, çıkış ve kontrol faktörleridir. Sistemin çıkışı girişe göre değişiyor ise sistemin dinamik karakteristiği göz önün alınmalıdır. Gürültü faktörü sistemde bozucu rol oynar bu nedenle de kontrol faktörü ile sistem cevabının sapmaları minimuma indirgenmelidir. Şekil 6.2’de Taguchi metodunun akış şeması yer almaktadır.



Şekil 6.2 : Taguchi metodu sistem şeması.

Taguchi metodunda her bir çözüm adımı için ortalama değer anlık değere oranı olacak şekilde Kalite Kayıp Fonksiyonu olarak adlandırılan sinyalin gürültüye oranı (S/N) hesaplanarak sistemin karakteristiği çıkartılır ve kalite özelliklerinin istenen değerden sapması hesaplanarak gürültü faktörü minimuma indirilir ve en iyi sonucun elde edilmesine imkân sağlar. Metodun içinde tanımlı 3 farklı kalite kayıp fonksiyonu bulunmaktadır. Bunlar;

- (S/N) Değerinin Optimum Olması,
- (S/N) Değerinin Minimum Olması,

$$\frac{S}{N} = -10 \log_{10} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i^2 \right)$$

- (S/N) Değerinin Maksimum Olması,

$$\frac{S}{N} = -10 \log_{10} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{Y_i^2} \right)$$

n: Tekrar Sayısı

Y_i^2 : Sonuç /Performans Değeri

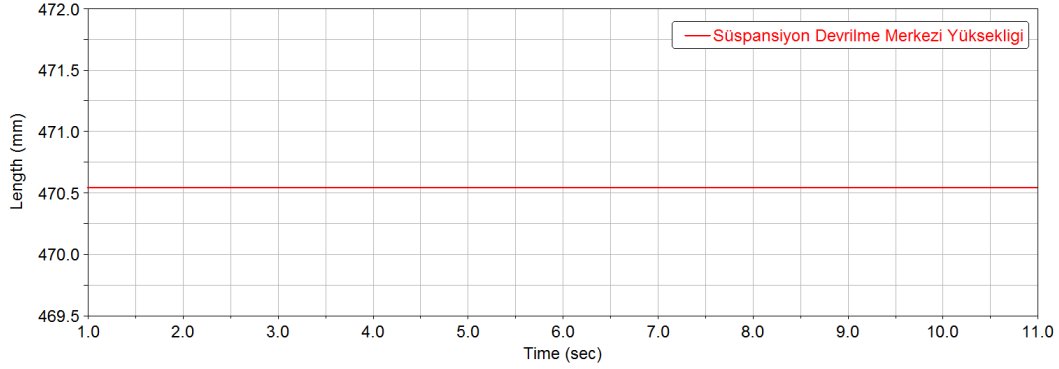
(S/N) değerinin maksimum olması isteniyor ise çıkış sinyalinin olabildiğince artırılmak istendiği; (S/N) değerinin minimum olması isteniyor ise sapmaların olabildiğince azaltılarak çıkış sinyalinin azaltılmak istendiği anlamına gelmektedir. DMY ve DS'nin maksimum olması istendiğinden Kalite Kayıp Fonksiyonu "(S/N)

değerinin maksimum olması" seçilmiştir. Her çözüm adımı için S/N oranı hesaplanmaktadır. Tablo 6.2'de Taguchi matrisi ile 5 farklı faktörün alacağı değerler gösterilmektedir.

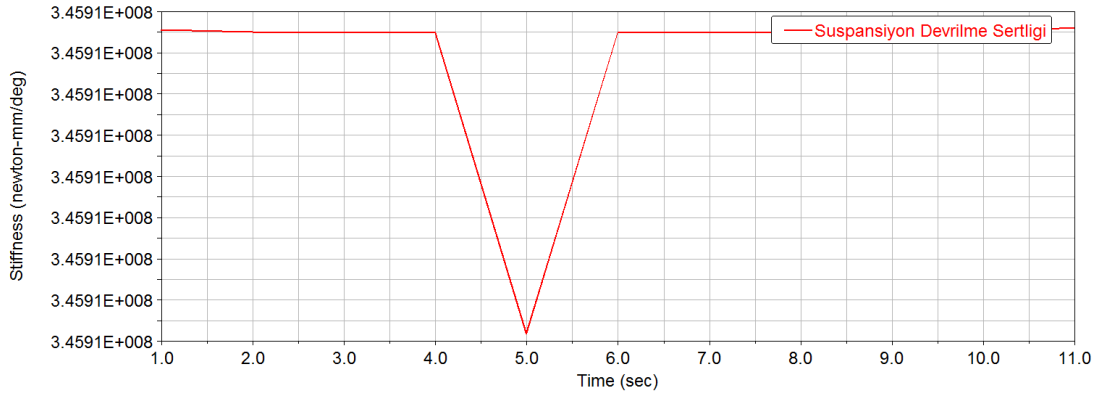
Tablo 6.2 : Taguchi matrisi.

Taguchi Metot Matrisi					
Tasarım Matrisi					
Çözüm Sayısı	A	B	C	D	E
1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	2
3	1	1	1	1	3
4	1	2	2	2	1
5	1	2	2	2	2
6	1	2	2	2	3
7	1	3	3	3	1
8	1	3	3	3	2
9	1	3	3	3	3
10	2	1	2	3	1
11	2	1	2	3	2
12	2	1	2	3	3
13	2	2	3	1	1
14	2	2	3	1	2
15	2	2	3	1	3
16	2	3	1	2	1
17	2	3	1	2	2
18	2	3	1	2	3
19	3	1	3	2	1
20	3	1	3	2	2
21	3	1	3	2	3
22	3	2	1	3	1
23	3	2	1	3	2
24	3	2	1	3	3
25	3	3	2	1	1
26	3	3	2	1	2
27	3	3	2	1	3

Tasarım parametrelerinin normal değerlerinde iken yapılan analiz sonucunda ölçülen DMY (h_{DMY}) ve dönme sertliği (K_{θ}) Şekil 6.3 ve 6.4'deki gibi 470.5468 (mm) ile 345910000 (N-mm/derece) olmaktadır.



Şekil 6.3 : Normal durumdaki DMY değeri.



Şekil 6.4 : Normal durumdaki SDS değeri.

Herbir parametrenin minimum ve maksimum seviyesindeki aldığı DMY (mm) ve DS (N-mm/deg) parametre değerleri Tablo 6.3 ve 6.4'te gösterilmektedir.

Tablo 6.3 : Her faktörün minimum ve maksimum durumdaki DMY sonuçları.

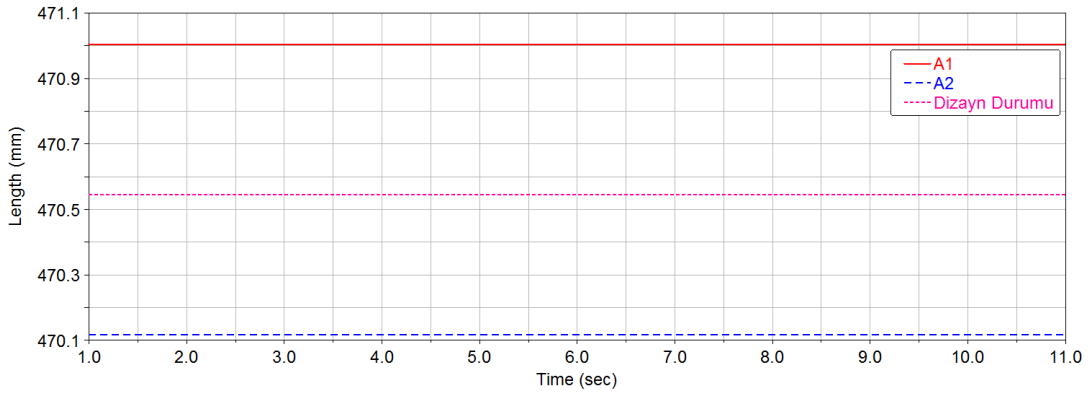
Sembol	Minimum Durumdaki DMY (mm)	Normal Durumdaki DMY (mm)	Maksimum Durumdaki DMY (mm)
A	471.0057	470.5468	470.1185
B	459.2194	470.5468	477.0877
C	470.5453	470.5468	470.6149
D	472.5451	470.5468	464.7569
E	470.8942	470.5468	470.231

Tablo 6.4 : Her parametrenin minimum ve maksimum seviyesindeki SDS sonuçları.

Sembol	Minimum Durumdaki DS (N-mm/deg)	Normal Durumdaki DS (N-mm/deg)	Maksimum Durumdaki DS (N-mm/deg)
A	345950000	345910000	345880000
B	345510000	345910000	346270000
C	345920000	345910000	345900000
D	345740000	345910000	346110000
E	345820000	345910000	346010000

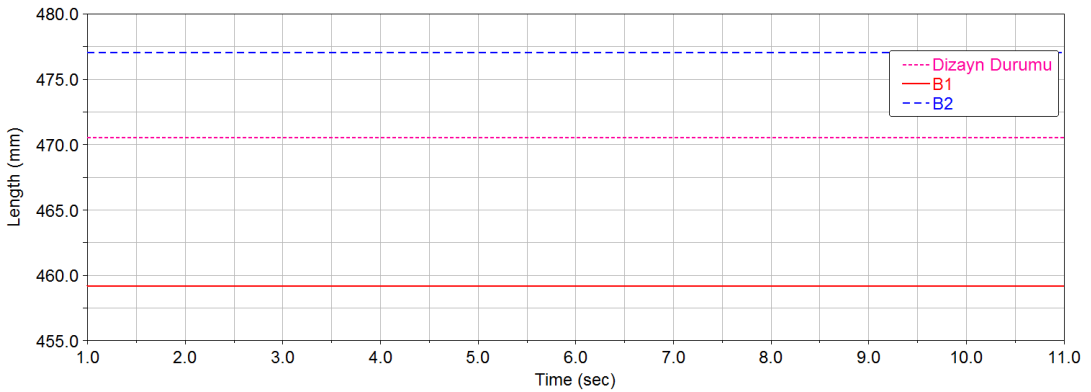
Her faktörün minimum ve maksimum ile normal durumdaki DMY değerleri karşılaştırmalı olarak aşağıda gösterilmektedir.

➤ Panhard Kolu Gövde Bağlantı Noktası (Panhard Kolu Uzunluğu) (A)



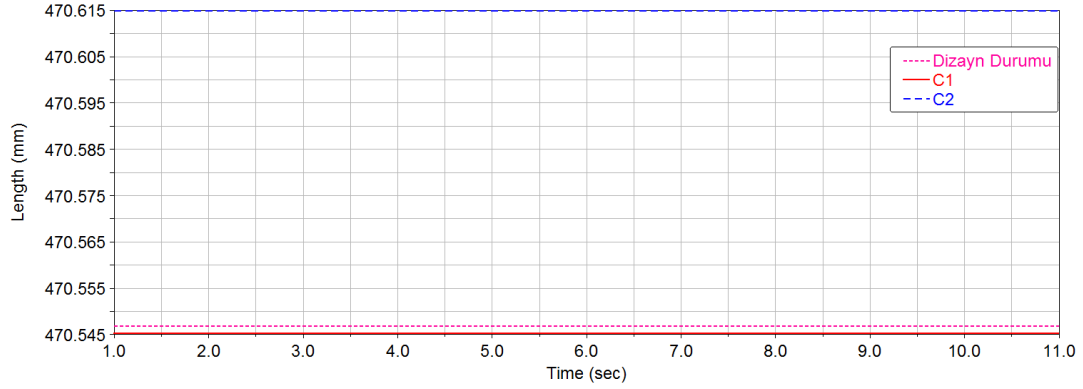
Şekil 6.5 : A faktörü minimum ve maksimum-DMY değeri.

➤ Panhard Kolu Gövde Bağlantı Noktası (B)



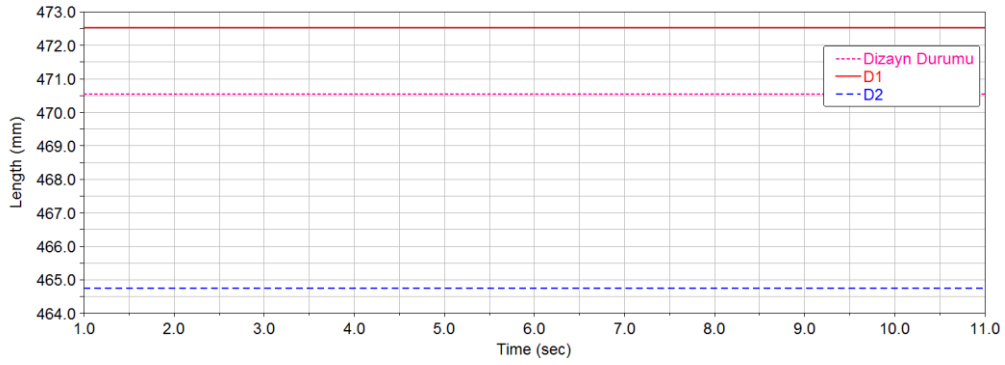
Şekil 6.6 : B faktörü minimum ve maksimum-DMY değeri.

➤ Aks Taşıyıcı Kolu Gövde Bağlantı Noktası (Kol Uzunluğu) (C)



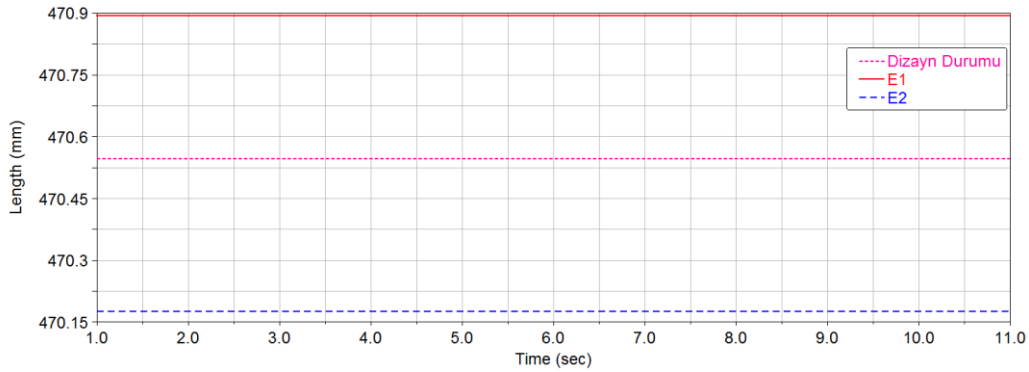
Şekil 6.7 : C faktörü minimum ve maksimum-DMY değeri.

➤ Hava Körüğü Gövde Bağlantı Noktası (D)



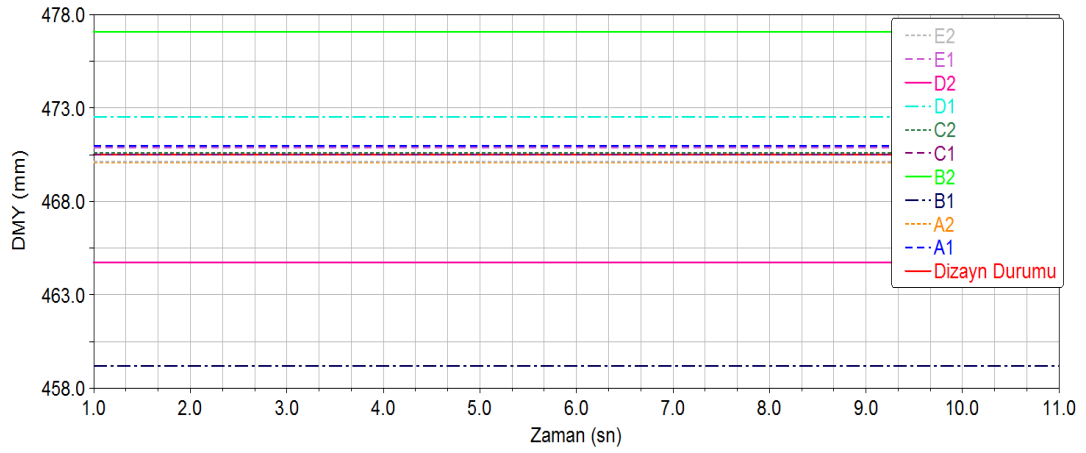
Şekil 6.8 : D faktörü minimum ve maksimum-DMY değeri.

➤ Süspansiyon Gövde Bağlantı Noktası (E)

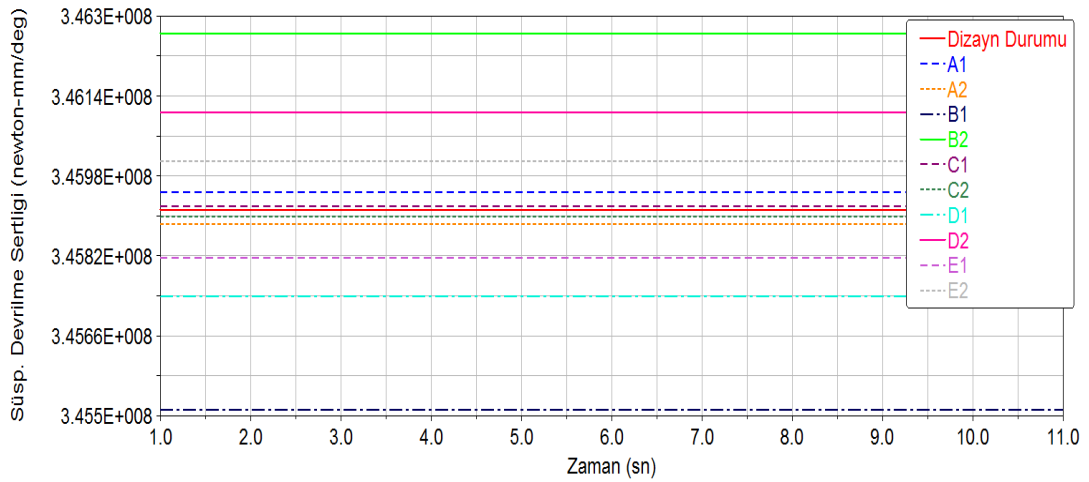


Şekil 6.9 : E faktörü minimum ve maksimum-DMY değeri.

5 faktörün 3 farklı durum için ayrı ayrı değişimiyle DMY ve DS'nin aldıkları değerler Şekil 6.10 ve 6.11'de gösterilmektedir.



Şekil 6.10 : Seçilen parametrelerin DMY değerleri.



Şekil 6.11 : Seçilen faktörlerin süspansiyon dönme sertliği değerleri.

Tezde ele alınan sistemde 5 faktör ve 3 seviye olduğundan dolayı tam deneysel analizde " 3^5 " kadar çözüm adımı gerekmektedir. Bu şekilde yapılan deneysel analizlere " 3^k Faktoriyel Tasarım" adı verilmektedir. Ancak Taguchi metodunda sistemin toplam serbestlik derecesine eşit veya fazla olacak şekilde seçilen çözüm adımı sonuca ulaşmada yeterli olacaktır [34]. Ele aldığımız sistem için serbestlik derecesi 6.5 numaralı formül ile hesaplanmaktadır.

$$\text{Toplam Serbestlik Derecesi} = 1 + (\text{Faktör Sayısı} \times (\text{Seviye Sayısı} - 1)) \quad (6.5)$$

Denkleme göre serbestlik derecesi 11 olmaktadır. Bu nedenle Taguchi tarafından önerilen 27 çözüm adımı (L_{27}) yeterli olmaktadır ve yüksek oranda doğruluk sağlamaktadır. Bu nedenle oluşturulan Taguchi Ortogonal Matrisi 27 çözüm adımından oluşacaktır. Taguchi ortogonal matrisi L_{27} olacak şekilde Tablo 16'daki gibi oluşturulacaktır.

Her adımda Süspansiyon dönme merkezi yüksekliği (h_{DMY}) ile dönme sertliği (K_{θ}) bulunarak amaç fonksiyonu hesaplanacaktır. Amaç ise h_{DMY} ile K_{θ} 'yı arttırmak, böylelikle aynı yanal ivme için hesaplanan devrilme açısını (θ) azaltmaktır. Taguchi Tasarım matrisine göre A, B, C, D ve E faktörlerinin her çözüm adımı için alacağı değerler Tablo 6.5'te gösterilmektedir.

Tablo 6.5 : Taguchi metot matrisi çözüm adımları.

Taguchi Metot Matrisi					
Çözüm Sayısı	A	B	C	D	E
1	302	979	6748	342	460
2	302	979	6748	342	510
3	302	979	6748	342	560
4	302	1029	6798	392	460
5	302	1029	6798	392	510
6	302	1029	6798	392	560
7	302	1079	6848	442	460
8	302	1079	6848	442	510
9	302	1079	6848	442	560
10	352	979	6798	442	460
11	352	979	6798	442	510
12	352	979	6798	442	560
13	352	1029	6848	342	460
14	352	1029	6848	342	510
15	352	1029	6848	342	560
16	352	1079	6748	392	460
17	352	1079	6748	392	510
18	352	1079	6748	392	560
19	402	979	6848	392	460
20	402	979	6848	392	510
21	402	979	6848	392	560
22	402	1029	6748	442	460
23	402	1029	6748	442	510
24	402	1029	6748	442	560
25	402	1079	6798	342	460
26	402	1079	6798	342	510
27	402	1079	6798	342	560

6.2 Dönme Merkezi Yüksekliği Analizi

DMY analizinde Taguchi metodu kullanılarak 27 adımda çözüm yapılarak maksimum DMY değerine ulaşılması amaçlanmıştır. Her çözüm adımı için DMY değerleri ile S/N oranları Tablo 6.6'da gösterilmektedir.

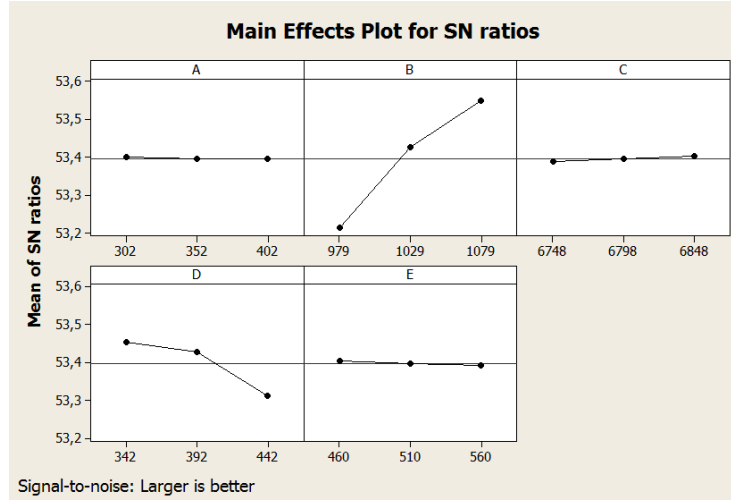
Tablo 6.6 : DMY ve S/N değişimi.

Çözüm Sayısı	A	B	C	D	E	DMY Değeri (mm)	S/N Oranı
1	302	979	6748	342	460	460.8182	53.270592
2	302	979	6748	342	510	460.4852	53.264314
3	302	979	6748	342	560	460.1284	53.257581
4	302	1029	6798	392	460	471.3533	53.466931
5	302	1029	6798	392	510	471.0057	53.460523
6	302	1029	6798	392	560	470.6352	53.453688
7	302	1079	6848	442	460	472.1911	53.482356
8	302	1079	6848	442	510	471.8357	53.475816
9	302	1079	6848	442	560	471.4477	53.46867
10	352	979	6798	442	460	453.6019	53.133497
11	352	979	6798	442	510	453.2668	53.127078
12	352	979	6798	442	560	452.9071	53.120183
13	352	1029	6848	342	460	472.9090	53.495552
14	352	1029	6848	342	510	472.5648	53.489227
15	352	1029	6848	342	560	472.1987	53.482496
16	352	1079	6748	392	460	477.5010	53.579486
17	352	1079	6748	392	510	477.1450	53.573008
18	352	1079	6748	392	560	476.7587	53.565973
19	402	979	6848	392	460	460.0203	53.25554
20	402	979	6848	392	510	459.6740	53.248999
21	402	979	6848	392	560	459.3073	53.242067
22	402	1029	6748	442	460	464.4803	53.339346
23	402	1029	6748	442	510	464.1446	53.333066
24	402	1029	6748	442	560	463.7836	53.326308
25	402	1079	6798	342	460	479.2399	53.611059
26	402	1079	6798	342	510	478.8893	53.604703
27	402	1079	6798	342	560	478.5110	53.597839

Taguchi metodundan yola çıkarak S/N değerine göre her faktörün ayrı ayrı DMY'yi nasıl değiştirdiği ise Şekil 6.12'deki gibi gösterilmektedir.

Sonuç olarak dönme merkezi yüksekliğinin artırılma yüzdesi,

$\frac{479.2399-470.5468}{470.5468} \cdot 100 = \%1.847$ olarak belirlenmektedir.



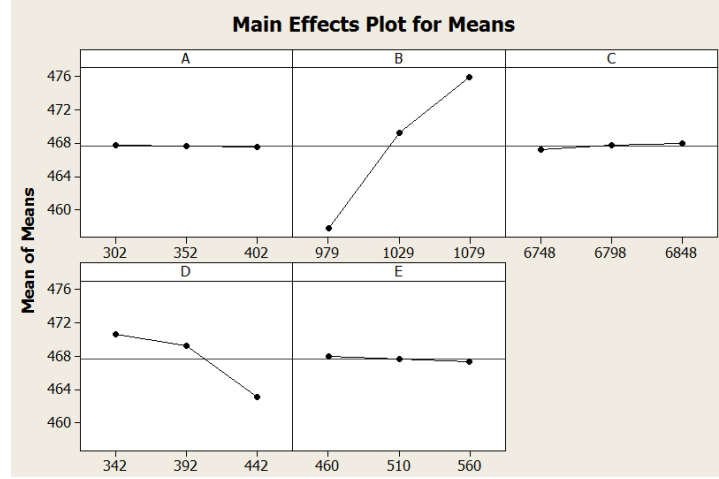
Şekil 6.12 : Faktörlerin S/N oranına göre DMY'ye etkisi.

S/N değerine göre her faktörün DMY'nin değişimine etkisi yani ağırlık faktörleri Şekil 6.13'teki gibi gösterilmektedir.

Tablo 6.7 : Faktörlerin S/N oranına göre DMY ağırlık etkileri.

DMY S/N Cevabı					
Seviye	A	B	C	D	E
1	53.4	53.21	53.39	53.45	53.4
2	53.4	53.43	53.4	53.43	53.4
3	53.4	53.55	53.4	53.31	53.39
Delta	0	0.34	0.01	0.14	0.01
Rank	5	1	3	2	4

Sistem çıkışının göreceli büyüklüğü ele alınarak her faktörün ayrı ayrı DMY'nin değişimine etkisi Tablo 6.7'deki gibi gösterilmektedir. S/N sonuçlarına göre yapılan parametre analizine benzer sonuçlar oluşmaktadır. Bu durumun nedeni ise Taguchi metodunda sapma değerlerinden büyük olan faktörlerin hesaba katılması ve seçilen faktörlerin sapma değerlerinden büyük olmasıdır.

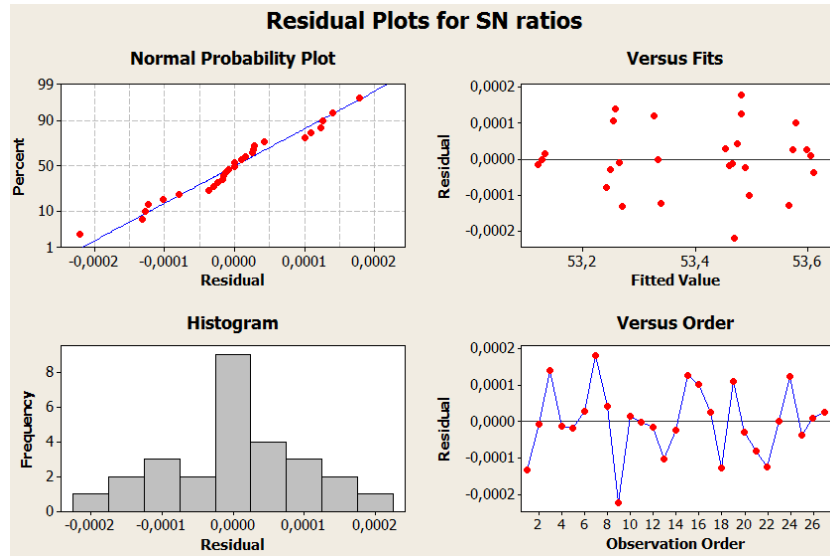


Şekil 6.13 : Faktörlerin DMY'ye etkisi.

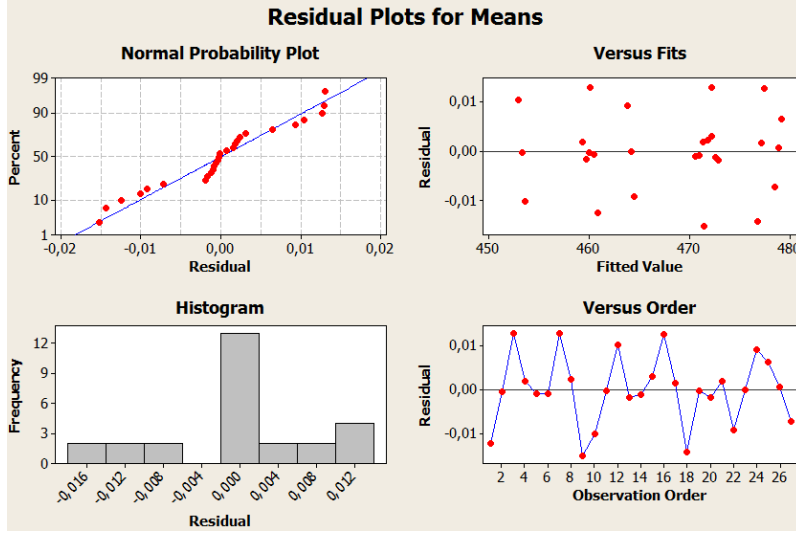
Her faktörün DMY değerinin değişimine etkisi, yani ağırlık faktörleri ise Tablo 6.8'deki gibi gösterilmektedir.

Tablo 6.8 : Faktörlerin DMY ağırlık etkileri.

DMY Cevabı					
Seviye	A	B	C	D	E
1	467.8	457.8	467.2	470.6	468
2	467.7	469.2	467.7	469.3	467.7
3	467.6	475.9	468	463.1	467.3
Delta	0.2	18.1	0.8	7.6	0.7
Rank	5	1	3	2	4

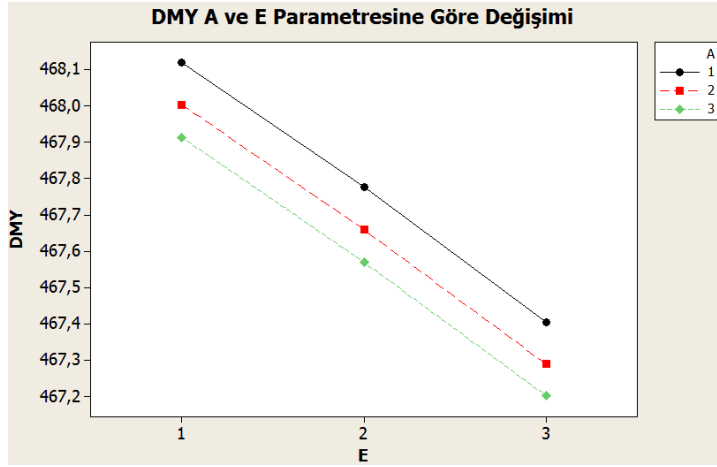


Şekil 6.14 : Faktörlerin S/N oranına göre nihai grafikleri.



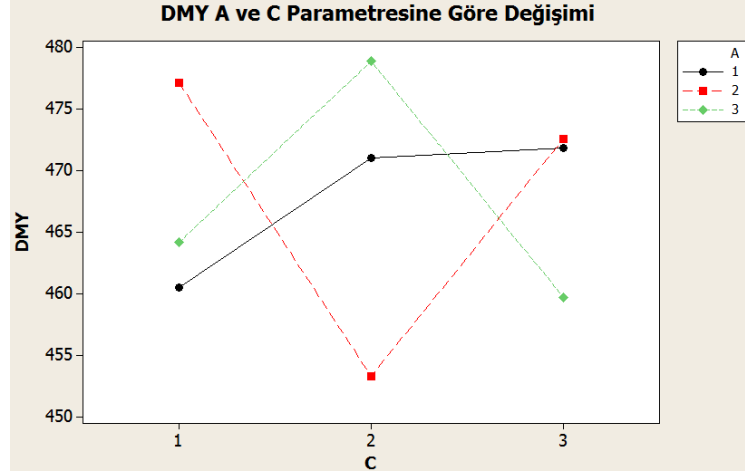
Şekil 6.15 : Faktörlerin DMY'ye göre nihai grafikleri.

DMY ne en az etki eden 2 faktörün (A ve E)'nin birlikte bağlı değişimini gösteren grafik Şekil 6.16'de ki gibi gösterilmektedir. İki faktörün kombinasyonu ile E'nin ve A'nın minimum olması durumunda DMY'nin maksimum olduğu değer 468.20 (mm) olmaktadır.



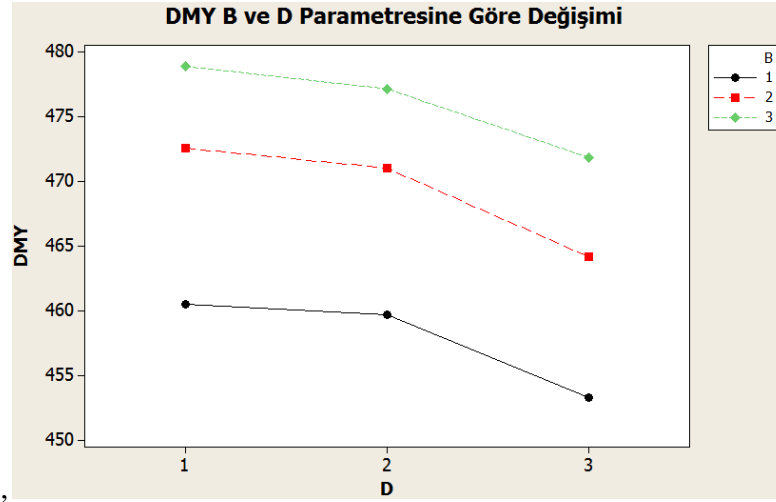
Şekil 6.16 : A ve E faktörlerinin bağlı değişimi.

A ve C'nin birlikte bağlı değişimini gösteren grafik Şekil 6.17'deki gibi gösterilmektedir. İki faktörün kombinasyonu ile C'nin normal seviyesindeki ve A'nın maksimum seviyesindeki durumda DMY'nin maksimum olduğu değer 477.135 (mm) olmaktadır.



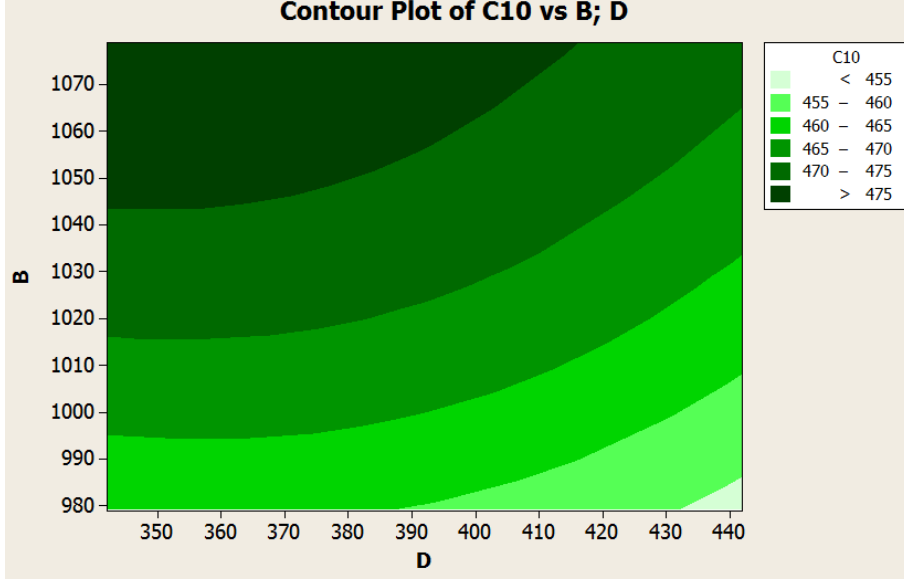
Şekil 6.17 : A ve C faktörlerinin bağıl değişimi.

DMY'ye en fazla etki eden 2 faktör B ve D'nin birlikte bağıl değişimini gösteren grafik Şekil 6.18'de ki gibi gösterilmektedir. İki faktörün kombinasyonu ile D'nin minimum ve B'nin maksimum seviyede olması durumunda DMY'nin maksimum olduğu değer 478.88 (mm) olmaktadır.



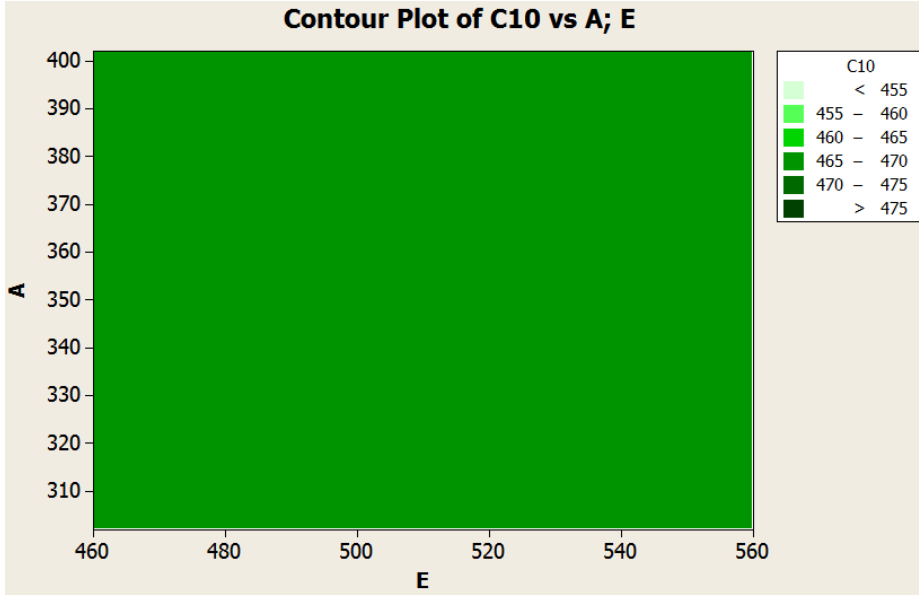
Şekil 6.18 : B ve D faktörlerinin bağıl değişimi.

Benzer şekilde B ve D'nin bağıl değişimlerini gösteren çevre çizgisi grafiği Şekil 6.19'da gösterilmektedir.



Şekil 6.19 : B ve D faktörlerinin çevre grafiği.

Benzer şekilde A ve E'nin bağıl değişimlerini gösteren çevre çizgisi grafiği Şekil 6.20'de gösterilmektedir. Şekle göre her iki parametrenin bağıl değişimlerinde DMY'ye etkisi olmadığı renk değişiminin olmamasından görülmektedir.



Şekil 6.20 : A ve E faktörlerinin çevre grafiği.

6.3 Süspansiyon Dönme Sertliği Analizi

DS analizinde Taguchi metod kullanılarak 27 adımda çözüm yapılarak maksimum DS değerine ulaşılması amaçlanmıştır. Her çözüm adımı için DS değerleri ile S/N oranları Tablo 6.9'da gösterilmektedir.

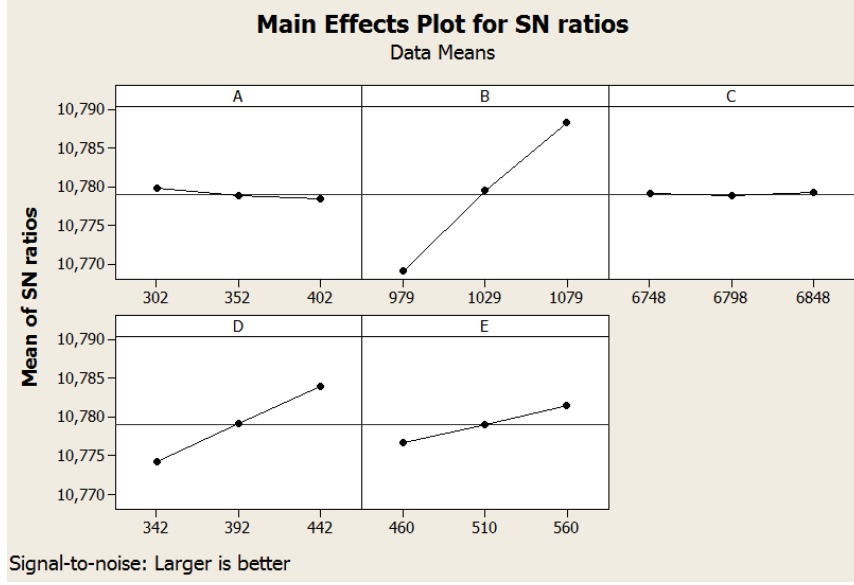
Tablo 6.9 : DS ve S/N değişimi.

Çözüm Sayısı	A	B	C	D	E	DS Değeri (N-mm/deg)e+8	S/N Oranı
1	302	979	6748	342	460	3.4525	10.762674
2	302	979	6748	342	510	3.4535	10.765189
3	302	979	6748	342	560	3.4544	10.767452
4	302	1029	6798	392	460	3.4585	10.777756
5	302	1029	6798	392	510	3.4595	10.780267
6	302	1029	6798	392	560	3.4604	10.782526
7	302	1079	6848	442	460	3.4641	10.791808
8	302	1079	6848	442	510	3.4651	10.794315
9	302	1079	6848	442	560	3.466	10.796571
10	352	979	6798	442	460	3.4559	10.771223
11	352	979	6798	442	510	3.4569	10.773736
12	352	979	6798	442	560	3.4578	10.775997
13	352	1029	6848	342	460	3.4563	10.772229
14	352	1029	6848	342	510	3.4573	10.774741
15	352	1029	6848	342	560	3.4583	10.777253
16	352	1079	6748	392	460	3.4617	10.785789
17	352	1079	6748	392	510	3.4627	10.788297
18	352	1079	6748	392	560	3.4637	10.790805
19	402	979	6848	392	460	3.454	10.766447
20	402	979	6848	392	510	3.4549	10.76871
21	402	979	6848	392	560	3.4559	10.771223
22	402	1029	6748	442	460	3.46	10.781522
23	402	1029	6748	442	510	3.4609	10.783781
24	402	1029	6748	442	560	3.4619	10.78629
25	402	1079	6798	342	460	3.4595	10.780267
26	402	1079	6798	342	510	3.4604	10.782526
27	402	1079	6798	342	560	3.4614	10.785036

S/N değerine göre her faktörün ayrı ayrı seviyelerinin DS'yi nasıl değiştirdiği ise Şekil 9.21'deki gibi gösterilmektedir.

Sonuç olarak dönme sertliğinin artırılma yüzdesi,

$$\frac{3.466-3.459}{3.459} \cdot 100 = \% 0.202 \text{ olarak belirlenmektedir.}$$



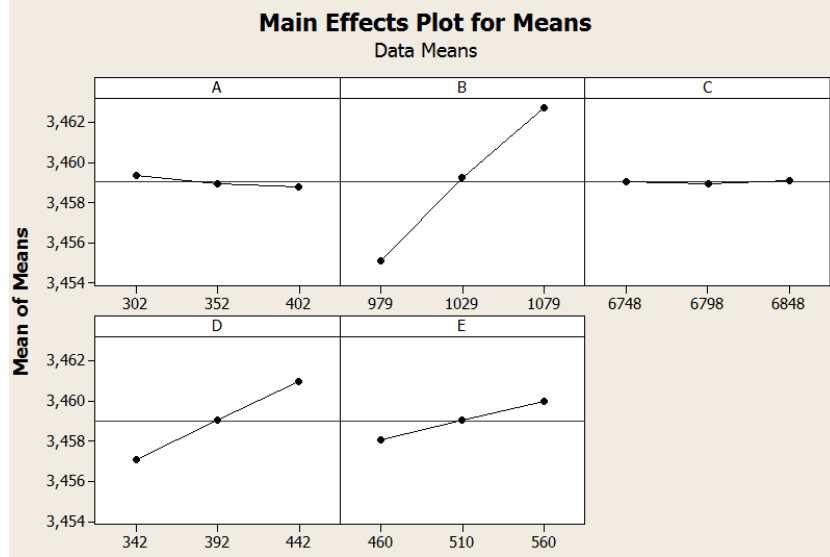
Şekil 6.21 : Faktörlerin S/N oranına göre DS'ye etkisi.

S/N değerine göre her faktörün DS değerinin değişimine etkisi yani ağırlık faktörleri ise Şekil 6.24'teki gibi gösterilmektedir.

Tablo 6.10 : Faktörlerin S/N oranına göre DS ağırlık faktörleri.

DS- S/N Cevabı					
Seviye	A	B	C	D	E
1	10.78	10.77	10.78	10.77	10.78
2	10.78	10.78	10.78	10.78	10.78
3	10.78	10.79	10.78	10.78	10.78
Delta	0	0.02	0	0.14	0
Rank	4	1	5	2	3

Sistem çıkışının göreceli büyüklüğü ele alınarak her faktörün ayrı ayrı seviyelerinin DS'yi nasıl değiştirdiği Tablo 6.10'daki gibi gösterilmektedir.

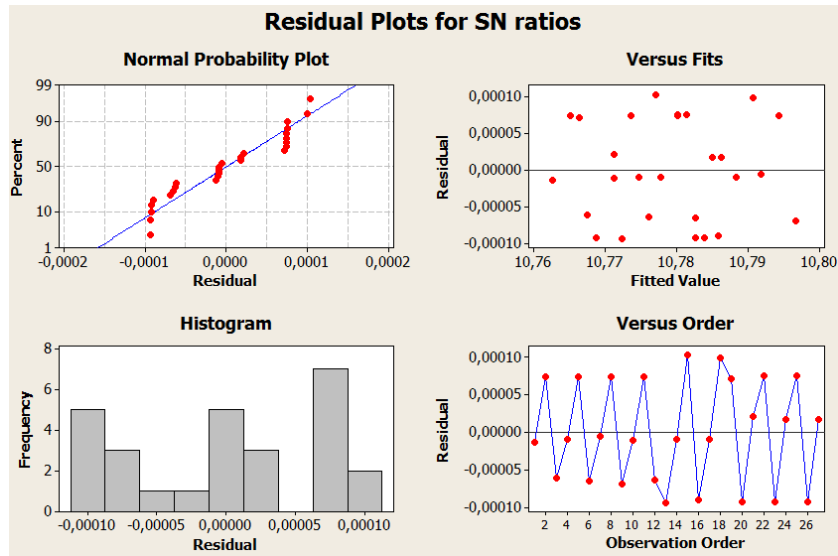


Şekil 6.22 : Faktörlerin DS'ye etkisi.

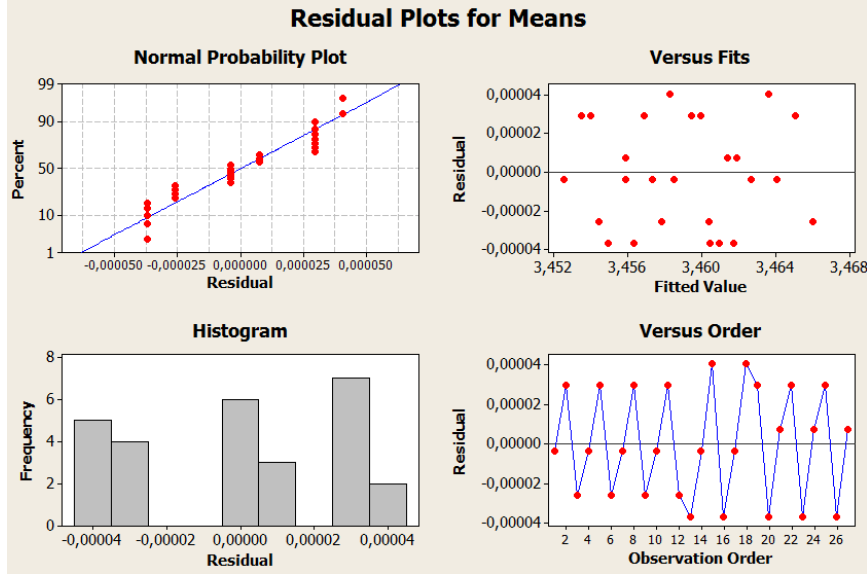
Her faktörün DS değerinin değişimine etkisi yani ağırlık faktörleri ise Tablo 6.11'deki deki gibi gösterilmektedir.

Tablo 6.11 : Faktörlerin DS ağırlık faktörleri.

DS Cevabı					
Seviye	A	B	C	D	E
1	3.459	3.455	3.459	3.457	3.458
2	3.459	3.459	3.459	3.459	3.459
3	3.459	3.463	3.459	3.461	3.46
Delta	0.001	0.008	0	0.004	0.002
Rank	4	1	5	2	3

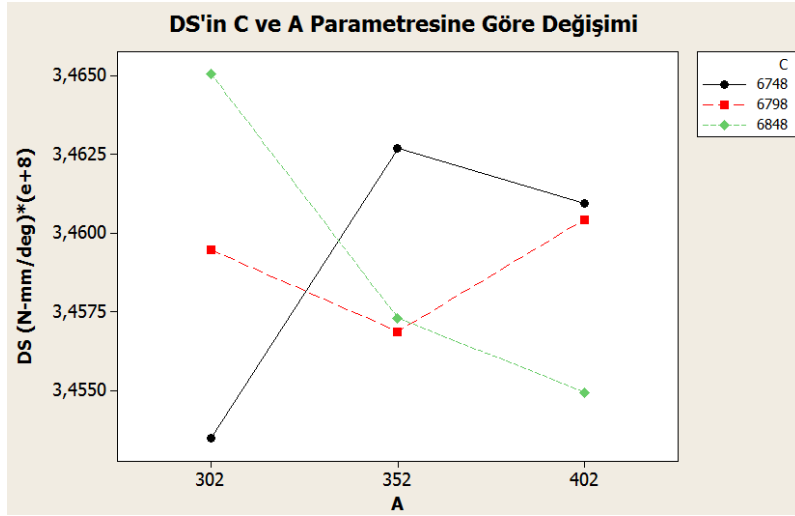


Şekil 6.23 : Faktörlerin S/N oranına göre nihai grafikleri.



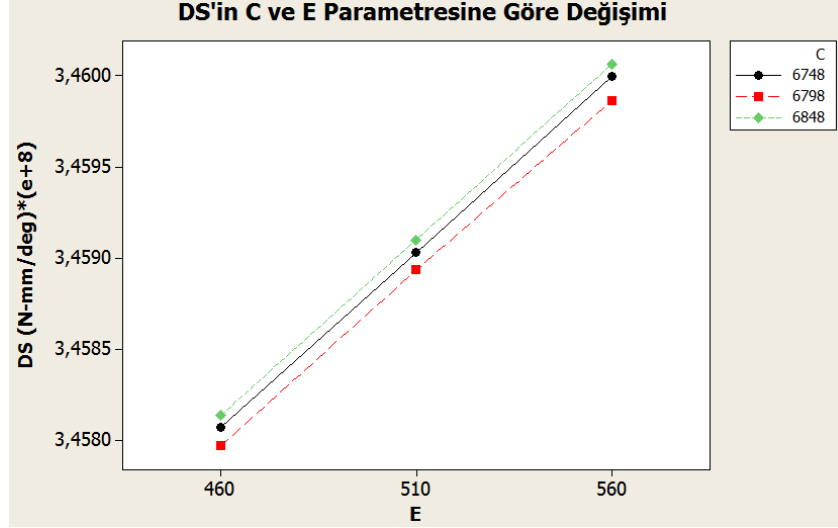
Şekil 6.24 : Faktörlerin DS'ye göre nihai grafikleri.

DS'ye en az etki eden 2 faktörün (C ve A)'nın birlikte bağıl değişimini gösteren grafik Şekil 6.25'de ki gibi gösterilmektedir. İki faktörün kombinasyonu ile C'nin ve A'nın minimum seviyede olması durumunda DS'nin maksimum olduğu değer 3.4650×10^8 (N-mm/deg) olmaktadır.



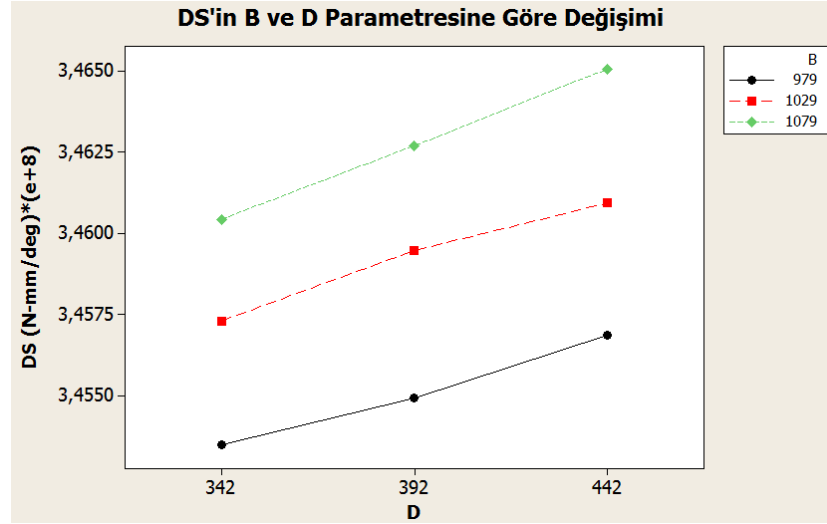
Şekil 6.25 : C ve A faktörlerinin bağıl değişimi.

E ve C'nin birlikte bağıl değişimini gösteren grafik Şekil 6.26'daki gibi gösterilmektedir. İki faktörün kombinasyonu ile C'nin maksimum ve E'nin maksimum seviyede olması durumunda DS'nin maksimum olduğu değer 3.4600×10^8 (N-mm/deg) olmaktadır.



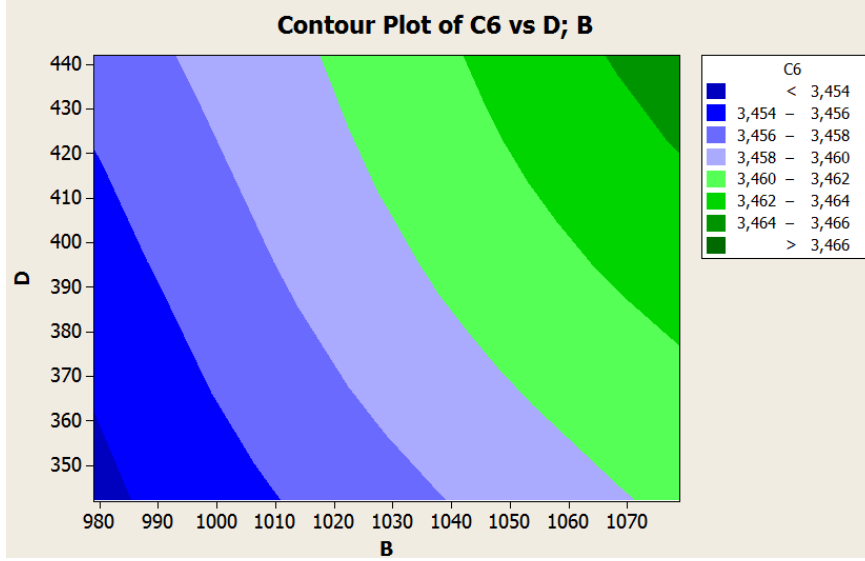
Şekil 6.26 : C ve E faktörlerinin bağıl değişimi.

DS'ye en fazla etki eden 2 faktörün (B ve D)'nin birlikte bağıl değişimini gösteren grafik Şekil 6.27'deki gibi gösterilmektedir. İki faktörün kombinasyonu ile B'nin ve D'nin maksimum seviyede olması durumunda DS'nin maksimum olduğu değer 3.4650×10^8 (N-mm/deg) olmaktadır.



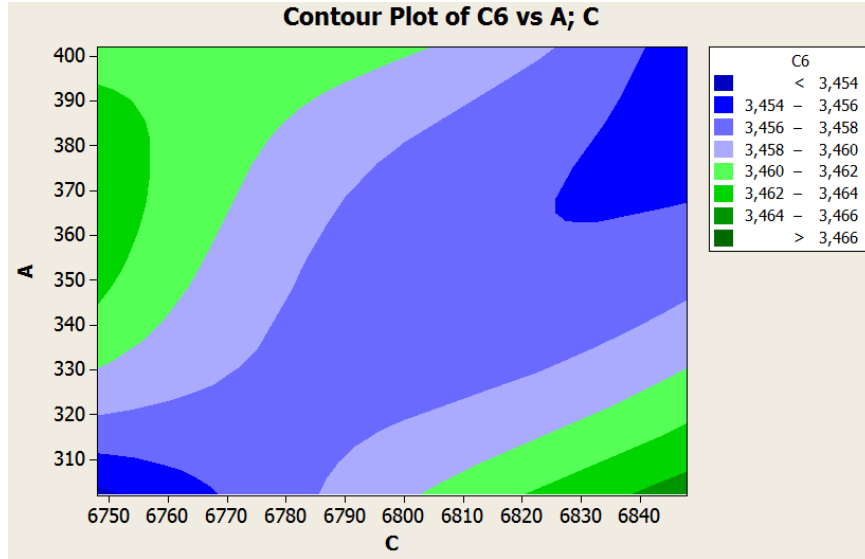
Şekil 6.27 : B ve D faktörlerinin bağıl değişimi.

Benzer şekilde B ve D'nin bağıl değişimlerini gösteren çevre çizgisi grafiği Şekil 6.28'de gösterilmektedir.



Şekil 6.28 : B ve D faktörlerinin çevre grafiği.

Benzer şekilde A ve C'nin bağıl değişimlerini gösteren çevre çizgisi grafiği Şekil 6.29'da gösterilmektedir. Şekle göre her iki faktörün bağıl değişimlerinde DS ne etkisinin düzensiz olduğu yani A'nın maksimum ve C'nin minimum veya C'nin maksimum ve A'nın minimum seviyede olduğu bölgede DS'nin istenilen değerden fazla olduğu görülmektedir.



Şekil 6.29 : A ve C faktörlerinin çevre grafiği.

6.4 Eniyileme Çalışmalarının Sonucu

Gövde ağırlık merkezi devrilme açısına etki eden 2 parametreden olan dönme merkezi yüksekliği ile süspansiyon dönme sertliği Taguchi metoduna göre her çözüm adımı için ayrı ayrı hesaplanmıştır ve 5 faktörün ağırlık oranları ile bağıl parametre

ilişkileri istatistiksel olarak çıkartılarak maksimum DMY ve DS değerine ulaşılmak amaçlanmıştır. Çünkü devrilme açısının minimum olması için daha önce belirlenen amaç fonksiyonunda gösterilen DMY ve DS değerinin artırılması gerekmektedir. Ancak tasarım değişkeni olarak seçilen 5 parametrenin 27 çözüm adımı için amaç fonksiyonu hesaplandığında minimum devrilme açısının minimum değeri olan 0.1652 (derece) DMY'nin maksimum olduğu 25. adımda gerçekleştiği görülmüştür. Maksimum DS değeri ise 9.çözüm adımında gerçekleşmektedir. DMY ve DS parametreleri ayrı ayrı incelendiğinde devrilme açısı eşik değeri maksimum % 1.847 azalma olurken; DMY ve DS birlikte incelendiğinde iki parametreye göre 5 farklı faktörün alacağı seviyeler en iyi değerler olarak belirlenmiştir. Bu durumda ise devrilme açısı eşik değerinde % 8.3749'lik azalma elde edilmektedir. Tablo 6.13'te Taguchi Matrisi ile hesaplanan gövde devrilme açısının aldığı değerler gösterilmektedir. Minimum devrilme açısını veren faktörlerin seviyeleri Tablo 6.12'de gösterildiği gibi olacaktır.

Tablo 6.12 : Minimum devrilme açısı için seçilen faktör seviyeleri.

Tasarım Faktörleri	Sembol	Koordinat Değişimi	Minimum Değer (mm)	Normal Değer (mm)	Maksimum Değer (mm)
Panhard Kolu Gövde Bağlantı Noktası (Panhard Kolu Uzunluğu)	A	y (± 50)	302	352	402
Panhard Kolu Gövde Bağlantı Noktası	B	z (± 50)	979	1029	1079
Aks Taşıyıcı Kolu Gövde Bağlantı Noktası (Kol Uzunluğu)	C	x (± 50)	6748	6798	6848
Hava Köprüğü Gövde Bağlantı Noktası	D	y (± 50)	342	392	442
Süspansiyon Gövde Bağlantı Noktası	E	y (± 50)	460	510	560

Tablo 6.13 : Gövde devrilme açısı çözüm matrisi.

Taguchi Method Matrisi										
Dizayn Parametreleri										
Çözüm Sayısı	A	B	C	D	E	DMY Değeri (mm)	DS Değeri (N-mm/deg) x(e+8)	Amaç Fonksiyomu (deg)		
1	1	1	1	1	1	460.8182	3.4525	0.171655072		
2	1	1	1	1	2	460.4852	3.4535	0.17171453		
3	1	1	1	1	3	460.1284	3.4544	0.171786726		
4	1	2	2	2	1	471.3533	3.4585	0.167908701		
5	1	2	2	2	2	471.0057	3.4595	0.167973916		
6	1	2	2	2	3	470.6352	3.4604	0.168051442		
7	1	3	3	3	1	472.1911	3.4641	0.167363459		
8	1	3	3	3	2	471.8357	3.4651	0.167431275		
9	1	3	3	3	3	471.4477	3.466	0.167514533		
10	2	1	2	3	1	453.6019	3.4559	0.173850165		
11	2	1	2	3	2	453.2668	3.4569	0.173909617		
12	2	1	2	3	3	452.9071	3.4578	0.17398212		
13	2	2	3	1	1	472.909	3.4563	0.167506008		
14	2	2	3	1	2	472.5648	3.4573	0.167570268		
15	2	2	3	1	3	472.1987	3.4583	0.167641661		
16	2	3	1	2	1	477.501	3.4617	0.165742949		
17	2	3	1	2	2	477.145	3.4627	0.165811476		
18	2	3	1	2	3	476.7587	3.4637	0.165889867		
19	3	1	3	2	1	460.0203	3.454	0.171842052		
20	3	1	3	2	2	459.674	3.4549	0.171910763		
21	3	1	3	2	3	459.3073	3.4559	0.171981146		
22	3	2	1	3	1	464.4803	3.46	0.17008475		
23	3	2	1	3	2	464.1446	3.4609	0.170150332		
24	3	2	1	3	3	463.7836	3.4619	0.170219237		
25	3	3	2	1	1	479.2399	3.4595	0.1652793		
26	3	3	2	1	2	478.8893	3.4604	0.165351017		
27	3	3	2	1	3	478.511	3.4614	0.165426976		

$\theta = \frac{M_{ay} \cdot h_s}{K_0}$, den ilk durum için devrilme açısı 0.1803 (derece) hesaplanmıştır. Sonuç olarak devrilme açısının azalma yüzdesi,

$$\frac{0.1803-0.1652}{0.1803} \cdot 100 = \%8.3749 \text{ olarak belirlenmektedir.}$$

7. ARAÇ DEVRİLME DİNAMİĞİNİN DİNAMİK OLARAK İNCELENMESİ

Devrilme dinamiği Bölüm 2, 3, 4 ve 5’de statik olarak incelenmişti. Adams/Car modeli statik olarak doğrulanarak devrilme masası testi yapılmış devrilme açısı eşiği değerinin % 2,88 artırıldığı gözlemlenmiştir. Arka süspansiyonun karkas bağlantı noktalarının değişimi ile yapılan süspansiyonun geometrik eniyilemesi sayesinde ise devrilme açısı eşiği değerinin % 8,3749 artırıldığı gözlemlenmiştir. Bir sonraki aşamada ise araç devrilme dinamiği dinamik olarak incelenecektir ve kontrol sistemi tasarımı ile devrilme açısı eşiği değerinin artırılması amaçlanmaktadır.

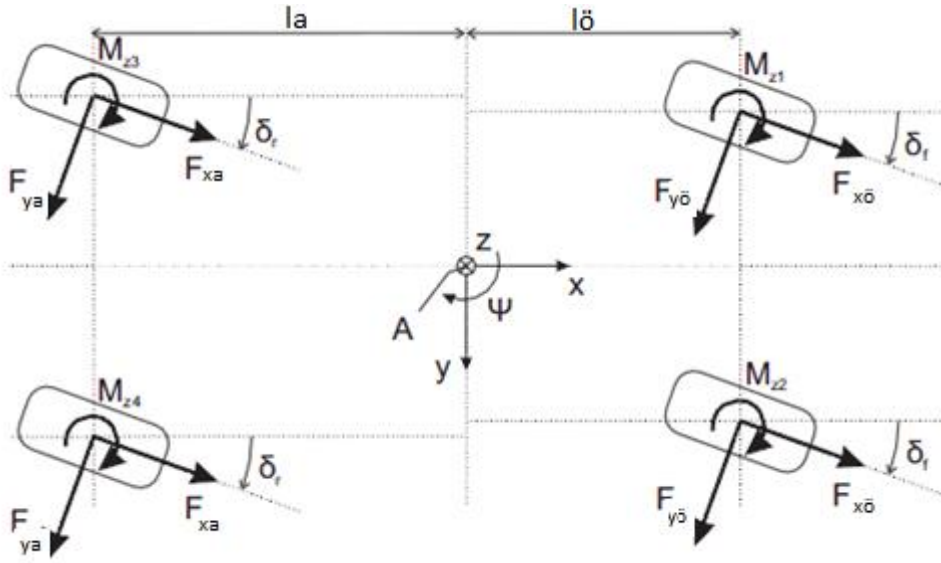
Devrilme dinamiğinin dinamik olarak incelenmesi için aracın yalpa modeli ile devrilme modellerinin ayrı ayrı çıkartılması gerekmektedir. Aracın z eksenine çevresindeki dönme kararlılığını yani savrulma ve stabilite davranışını belirlemek için aracın yanal dinamiğini incelemek gereklidir. Şekil 7.1’de gösterilen model için aşağıda belirtilmiş şartlar geçerlidir;

- Araç sadece ön süspansiyon tan yönlendirilmektedir.
- Devrilme ve kafa vurma hareketleri yoktur.
- Araç sabit hızla hareket etmektedir.

7.1 Araç Yalpa Modeli

Yalpa dinamiği devrilme dinamiğine geçmeden önce çıkartılması gereken bir alt sistemdir. Çünkü Bölüm 8’de Pacejka lastik modelinden yanal ve uzlamsal lastik kuvvetleri çıkartılacaktır ve dört izli taşıt modelinde kullanılmak üzere sistem girdisi oluşturmaktadır. Dört izli taşıt modelinden elde edilen F_y ve M_z değerleri araç yalpa modelinde kullanılarak yanal hız, yanal ivme ve yalpa değişim oranı sistem çıktısı olarak elde edilerek hem yanal kayma açıları hesabında hem de devrilme dinamiğinde kullanılması gerekmektedir. Anlatılanlara göre Şekil 7.1’de dört izli aracın üstten görünüşü şeklinde yalpa modeli yer almaktadır. Tekerleklerin hem önden hem de arkadan yönlendirilebilir olduğu varsayımı ile tekerleklere yanal ve uzlamsal yönde etki eden kuvvetler gösterilmektedir. Ayrıca araç koordinat eksenine ile

yalpa değişim oranı ağırlık merkezinde gösterilmiştir. Ağırlık merkezinin ön ve arka tekerleklere uzaklıkları ile tekerlek açıları da modelde yer almaktadır.



şekil 7.1 : Dört izli taşıt modeli [35'ten alınmıştır].

Newton-Euler denklemlerine göre boylamsal ve yanal kuvvetler ile yalpa eksenindeki moment denklemleri 7.1, 7.2 ve 7.3 numaralı formüller ile çıkartılmıştır.

Boylamsal Kuvvetler,

$$\begin{aligned} \sum F_x = ma_x = & (F_{x\ddot{o},sol} + F_{x\ddot{o},sag}) \cos(\delta_{\ddot{o}}) - (F_{y\ddot{o},sol} + F_{y\ddot{o},sag}) \sin(\delta_{\ddot{o}}) + (F_{x_a,sol} + F_{x_a,sag}) \cos(\delta_a) \\ & - (F_{y_a,sol} + F_{y_a,sag}) \sin(\delta_a) \end{aligned} \quad (7.1)$$

Yanal Kuvvetler,

$$\begin{aligned} \sum F_y = ma_y = & (F_{x\ddot{o},sol} + F_{x\ddot{o},sag}) \sin(\delta_{\ddot{o}}) + (F_{y\ddot{o},sol} + F_{y\ddot{o},sag}) \cos(\delta_{\ddot{o}}) + (F_{x_a,sol} + F_{x_a,sag}) \sin(\delta_a) \\ & + (F_{y_a,sol} + F_{y_a,sag}) \cos(\delta_a) \end{aligned} \quad (7.2)$$

Yalpa Eksenindeki Denklemler,

$$\begin{aligned} \sum M_z = iJ_{zz} = & l_{\ddot{o}} (F_{x\ddot{o},sol} + F_{x\ddot{o},sag}) \sin(\delta_{\ddot{o}}) + l_{\ddot{o}} (F_{y\ddot{o},sol} + F_{y\ddot{o},sag}) \cos(\delta_{\ddot{o}}) - l_a (F_{x_a,sol} + F_{x_a,sag}) \sin(\delta_a) \\ & - l_a (F_{y_a,sol} + F_{y_a,sag}) \cos(\delta_a) \end{aligned} \quad (7.3)$$

Ele alınan otobüste arka tekerlekte yönlendirme olmadığından dolayı $\delta_a = 0$ ve $\cos(\delta_a)=1$ ve $\sin(\delta_a)=0$ olacaktır. Bu duruma göre 7.1, 7.2 ve 7.3 numaralı denklemler yeniden düzenlenir ise 7.4, 7.5 ve 7.6 numaralı denklemler elde edilir.

Boylamsal Kuvvetler,

$$\sum F_x = m \cdot a_x = (F_{x\ddot{o},sol} + F_{x\ddot{o},sag}) \cos(\delta_{\ddot{o}}) - (F_{y\ddot{o},sol} + F_{y\ddot{o},sag}) \sin(\delta_{\ddot{o}}) + (F_{x_a,sol} + F_{x_a,sag}) \quad (7.4)$$

Yanal Kuvvetler,

$$\sum F_y = m \cdot a_y = (F_{x\ddot{o},sol} + F_{x\ddot{o},sag}) \sin(\delta_{\ddot{o}}) + (F_{y\ddot{o},sol} + F_{y\ddot{o},sag}) \cos(\delta_{\ddot{o}}) + (F_{y_a,sol} + F_{y_a,sag}) \quad (7.5)$$

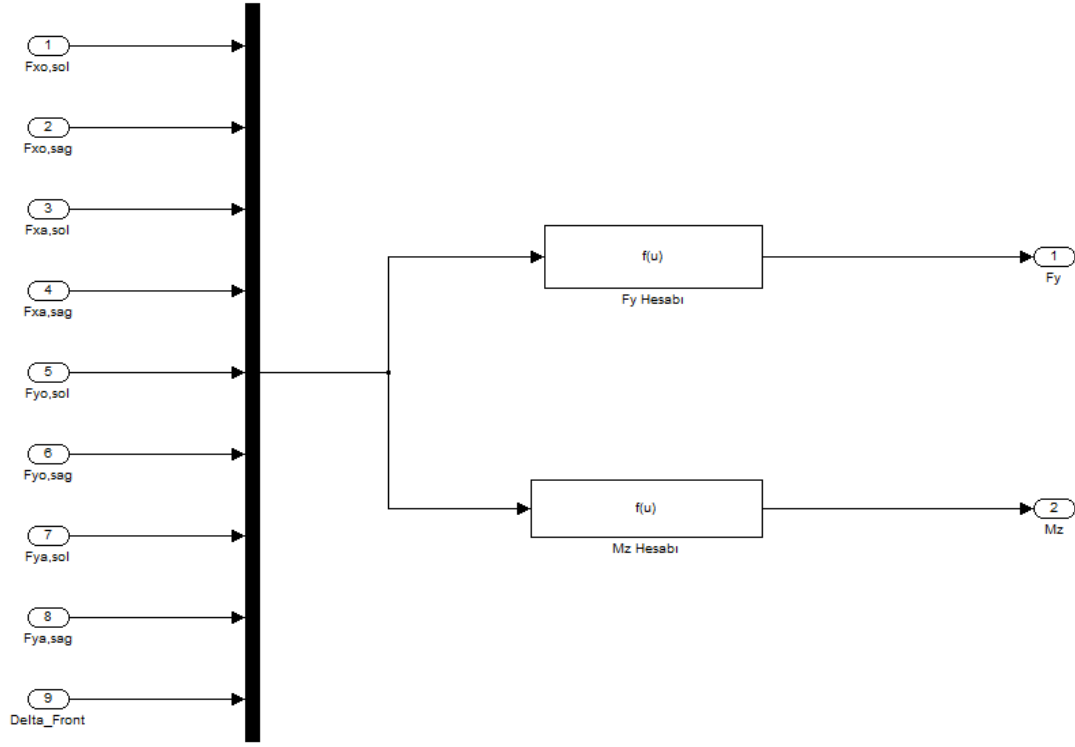
Yalpa Eksenindeki Denklemler,

$$\sum M_z = \dot{i} \cdot J_{zz} = l_{\ddot{o}} (F_{x\ddot{o},sol} + F_{x\ddot{o},sag}) \sin(\delta_{\ddot{o}}) + l_{\ddot{o}} (F_{y\ddot{o},sol} + F_{y\ddot{o},sag}) \cos(\delta_{\ddot{o}}) - l_a (F_{y_a,sol} + F_{y_a,sag}) \quad (7.6)$$

Şekil 7.1’de ki yanal ve uzlamsal kuvvetleri Pacejka lastik modelinden elde edilen yanal ve uzlamsal lastik kuvvetleri ifade ederken; matris sisteminde eşitliğin sol tarafındaki matris araca etki eden 7.4, 7.5 ve 7.6 denklemlerini yani sistem çıktılarını ifade etmektedir. Bahsedilen ifadeler matris formunda yazılırsa daha net anlaşılır olacaktır.

$$\begin{bmatrix} \sum F_x \\ \sum F_y \\ \sum M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\delta_{\ddot{o}}) & \cos(\delta_{\ddot{o}}) & 1 & 1 & -\sin(\delta_{\ddot{o}}) & -\sin(\delta_{\ddot{o}}) & 0 & 0 \\ \sin(\delta_{\ddot{o}}) & \sin(\delta_{\ddot{o}}) & 0 & 0 & \cos(\delta_{\ddot{o}}) & \cos(\delta_{\ddot{o}}) & 1 & 1 \\ l_{\ddot{o}} \sin(\delta_{\ddot{o}}) & l_{\ddot{o}} \sin(\delta_{\ddot{o}}) & 0 & 0 & l_{\ddot{o}} \cos(\delta_{\ddot{o}}) & l_{\ddot{o}} \cos(\delta_{\ddot{o}}) & -l_a & -l_a \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{x\ddot{o},sol} \\ F_{x\ddot{o},sag} \\ F_{x_a,sol} \\ F_{x_a,sag} \\ F_{y\ddot{o},sol} \\ F_{y\ddot{o},sag} \\ F_{y_a,sol} \\ F_{y_a,sag} \end{bmatrix}$$

elde edilir. Şekil 7.2’de dört izli taşıt modelinin simulink modeli gösterilmektedir.



Şekil 7.2 : Dört izli taşıt Simulink modeli.

Aracın ağırlık merkezindeki hızı denklem 7.7 ile ifade edilmektedir.

$$\vec{V} = V \cdot \cos\beta \cdot \vec{i} + V \cdot \sin\beta \cdot \vec{j} \quad (7.7)$$

İvme ise 7.8 ve 7.9 denklemleri ile ifade edilmektedir.

$$\vec{a} = \frac{d\vec{V}}{dt} = [\dot{V} \cdot \cos\beta - V \cdot (\sin\beta) \cdot \dot{\beta}] \vec{i} + [\dot{V} \cdot \sin\beta + V \cdot (\cos\beta) \cdot \dot{\beta}] \vec{j} + V \cdot \cos\beta \cdot \frac{d\vec{i}}{dt} + V \cdot \sin\beta \cdot \frac{d\vec{j}}{dt}$$

$$\frac{d\vec{i}}{dt} = \dot{\beta} \vec{k} \cdot \vec{i} = \dot{\beta} \vec{j} \quad (7.8)$$

$$\frac{d\vec{j}}{dt} = \dot{\beta} \vec{k} \cdot \vec{j} = -\dot{\beta} \vec{i} \quad (7.9)$$

7.8 ve 7.9 denklemleri 7.7’de yerine yazılır ise,

$$\begin{aligned} \vec{a} &= \frac{d\vec{V}}{dt} = [\dot{V} \cdot \cos\beta - V \cdot (\sin\beta) \cdot \dot{\beta}] \vec{i} + [\dot{V} \cdot \sin\beta + V \cdot (\cos\beta) \cdot \dot{\beta}] \vec{j} + V \cdot \cos\beta \cdot \dot{\beta} \vec{j} - V \cdot \sin\beta \cdot \dot{\beta} \vec{i} \\ &= [\dot{V} \cdot \cos\beta - V \cdot (\dot{\beta} + r) \cdot \sin\beta] \vec{i} + [\dot{V} \cdot \sin\beta + V \cdot (\dot{\beta} + r) \cdot \cos\beta] \vec{j} \end{aligned} \quad (7.10)$$

elde edilir. Buna göre boylamsal ivme 7.11 numaralı denklem ile, yanal ivme ise 7.12 numaralı denklem ile ifade edilmektedir.

$$a_x = \dot{v}_x - v_y \cdot r \quad (7.11)$$

$$a_y = \dot{v}_y + v_x \cdot r \quad (7.12)$$

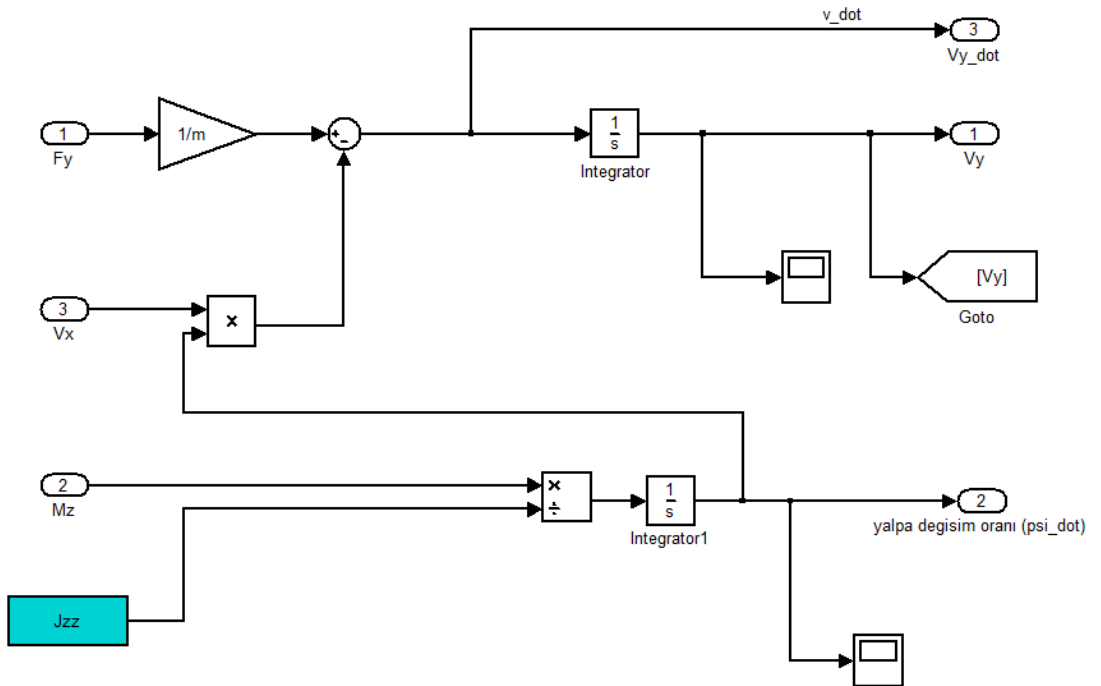
Newtonun ikinci kuralına göre düzenleme yapılır ise,

$$\sum F_x = ma_x = m \cdot [\dot{v}_x - v_y \cdot r] \quad (7.13)$$

$$\sum F_y = ma_y = m \cdot [\dot{v}_y + v_x \cdot r] \quad (7.14)$$

$$\sum M_z = iJ_{zz} \quad (7.15)$$

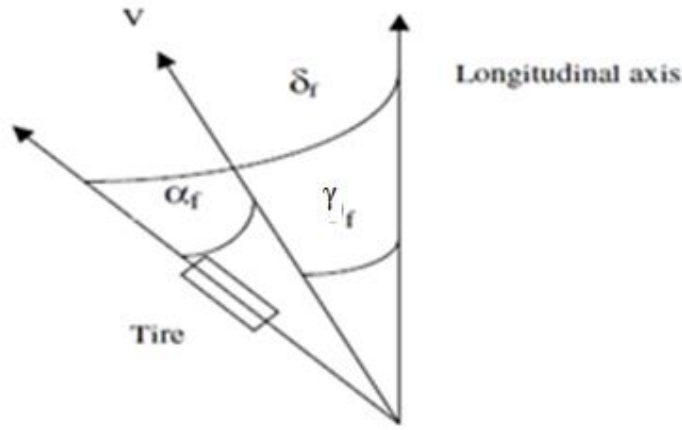
7.13, 7.14 ve 7.15 numaralı denklemlerden yalpa değişim oranı, yanıl hız ve yanıl ivme sistem çıkıtısı olarak elde edilmek istenmektedir. Denklemler düzenlenerek sistem çıkıtıları yalnız bırakılacak şekilde simulink modeli Şekil 7.3'teki gibi oluşturulmuştur. Yanıl hız yanıl ivme ve yalpa değişim oranı devrilme dnamieği sisteminde giriş parametresi olarak kullanılacaktır. Ayrıca yanıl hız ve yalpa değişim oranı lastik yanıl kayma açılاری sisteminde giriş parametresi olarak kullanılacaktır.



Şekil 7.3 : Araç yalpa Simulink modeli.

7.1.1 Lastik yanal kayma açısı hesabı

Yanal kayma açıları ön ve arka tekerler için ayrı ayrı hesaplanarak ön ve arka tekerlek yönlendirme açılarından çıkartılmalıdır. Böylelikle pancejka lastik modelindeki yanal kuvvetler hesaplanırken kullanılacak olan alpha (γ) değeri hesaplanmış olacaktır. Şekil 7.4'te gösterilen tekerlek açlarına göre denklem 7.16 ve 7.17 çıkartılacaktır.



Şekil 7.4 : Yanal kayma açıları gösterimi [36'dan alınmıştır].

Yanal Kayma Açıları Hesabı,

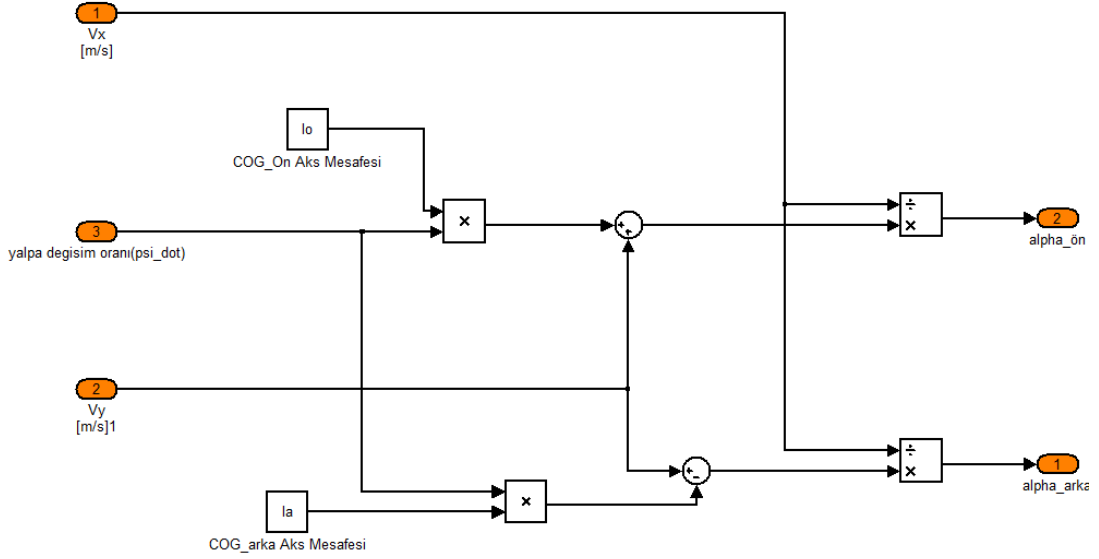
Tekerlek modeline göre Ön Tekerlek Yanal Kayma Açısı,

$$\alpha_o = \delta_o - \tan^{-1} \left(\frac{v_{oy}}{v_{ox}} \right) = \delta_o - \frac{v_y + r l_o}{v_x} \quad (7.16)$$

ArkaTekerlek Yanal Kayma Açısı,

$$\alpha_a = \delta_a - \tan^{-1} \left(\frac{v_{ya}}{v_{xa}} \right) = \delta_a - \frac{v_y - r l_a}{v_x} \text{ elde edilir.} \quad (7.17)$$

Şekil 7.5'te ön ve arka tekerlekler için ayrı ayrı oluşturulan alpha (γ) değerleri yer almaktadır. Başka bir blok içinde gösterilecek olan yönlendirme açılarından alpha değeri çıkartıldığında yanal kayma açısı hesaplanmış olacak ve pancejka yanal kuvvet hesaplarında kullanılacaktır.



Şekil 7.5 : Yanal kayma açısı Simulink modeli.

7.1.2 Gövde yanal kayma açısı hesabı

Devrilme dinamiğinde sistem giriş parametresi olarak yalpa değişim oranı yerine gövde yanal kayma açısı kullanılmak istenirse denklem 7.18 ve 7.19 referans alınarak blok diyagramı oluşturulmalıdır. Başlangıçta boylamsal hız ile yanal hız çıkartılır ve denklemlerden gövde yanal kayma açıları çekilir.

Boylamsal hız:

$$V_o \cdot \sin \beta_o = V \cdot \sin \beta + l_o r$$

Yanal hız:

$$V_a \cdot \sin \beta_a = V \cdot \sin \beta - l_a r$$

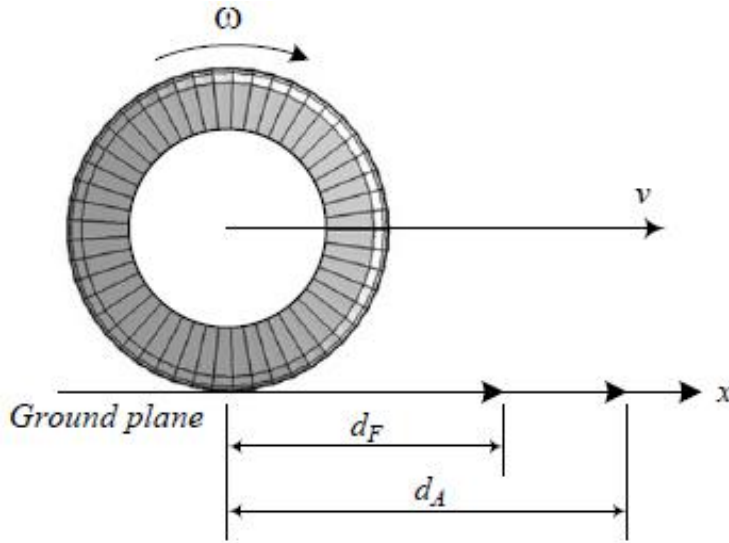
İki denklem birleştirilirse, araç kayma açıları ön ve arka için ayrı ayrı denklem 7.18 ve 7.19'daki gibi elde edilir.

$$\tan(\beta_o) = \tan \left(\beta + \frac{l_o r}{V \cdot \cos \beta} \right) \quad (7.18)$$

$$\tan(\beta_a) = \tan \left(\beta - \frac{l_a r}{V \cdot \cos \beta} \right) \quad (7.19)$$

7.1.3 Uzlamsal kayma oranı

Uzlamsal kayma oranları ön ve arka tekerler için ayrı ayrı hesaplanarak pancejka lastik modelindeki uzlamsal kuvvetler hesaplanırken kullanılacak olan sigma değeri hesaplanmış olacaktır. Şekil 7.6'da gösterildiği gibi kayma olmadığı zaman lastiğin ideal durma mesafesi d_F ve lastiğin gerçek durma mesafesi d_A ile gösterilmiştir. Eğer ($d_F > d_A$) ise lastik spin atıyor demektir. Eğer ($d_F < d_A$) ise lastik kayıyor demektir.



Şekil 7.6 : Uzlamsal kayma oranı gösterimi [37'den alınmıştır].

Lastik gerçek koşullardaki durma mesafesi (d_A), ideal durma mesafesinden (d_F) fazla ise yani gerçekte ideal mesafeden daha uzun mesafede duruyor ise lastikte kaymaya sebep olur. İvmelenme anında ki kayma,

$$s = \frac{d_F - d_A}{d_A}$$

Zamana göre türevi alınırsa,

$$s_i = \frac{\dot{d}_F - \dot{d}_A}{\dot{d}_A}$$

$\dot{d}_F = R_g \cdot w_w$ ve $\dot{d}_A = R_w \cdot w_w$ eşitliğinden kayma oranı denklem 7.20'deki gibi elde edilir.

$$s_i = \frac{R_g \cdot w_w - R_w \cdot w_w}{R_w \cdot w_w} \quad (7.20)$$

uzlamsal hız,

$$v_x = R_w \cdot w_w \text{ ise}$$

İvmelenme anındaki kayma oranı denklem 7.21 formuna getirilebilir.

$$s_i = \frac{R_g \cdot w_w - v_x}{v_x} \quad (7.21)$$

R_g : Geometrik yarıçap

R_w : Efektif yarıçap

w_w : Lastik açısal hız

Frenleme anındaki kayma açısı ise,

$$s_f = \frac{d_F - d_A}{d_F} \text{ İfade edilmektedir.}$$

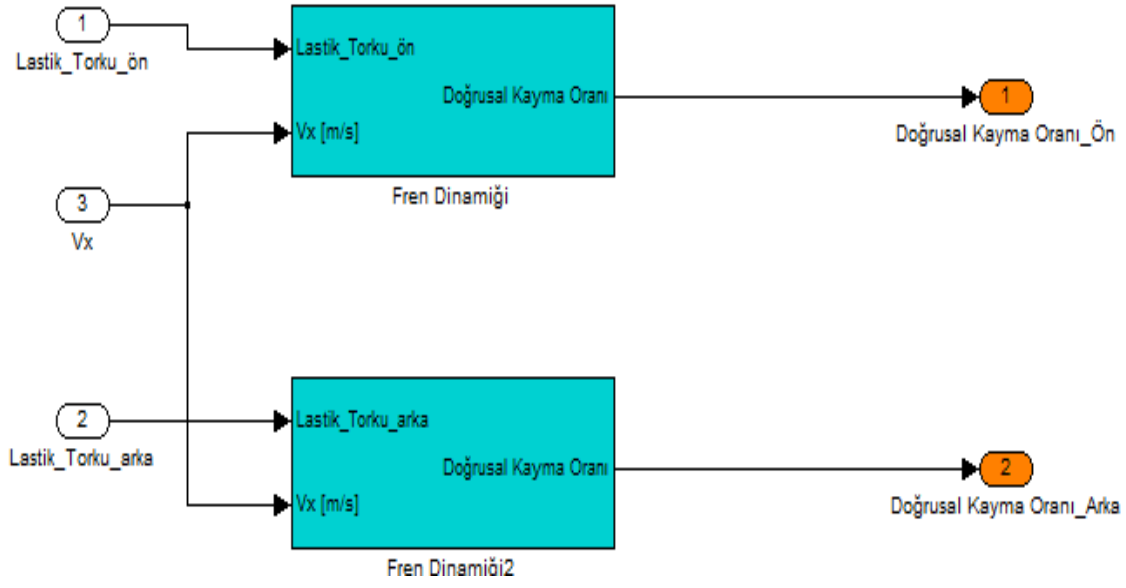
$$s_f = \frac{R_g \cdot w_w - v_x}{R_g \cdot w_w} \text{ elde edilir.} \quad (7.22)$$

$R_g \cdot w_w$ denklemi aynı zamanda serbest hız olarak ifade edilmektedir.

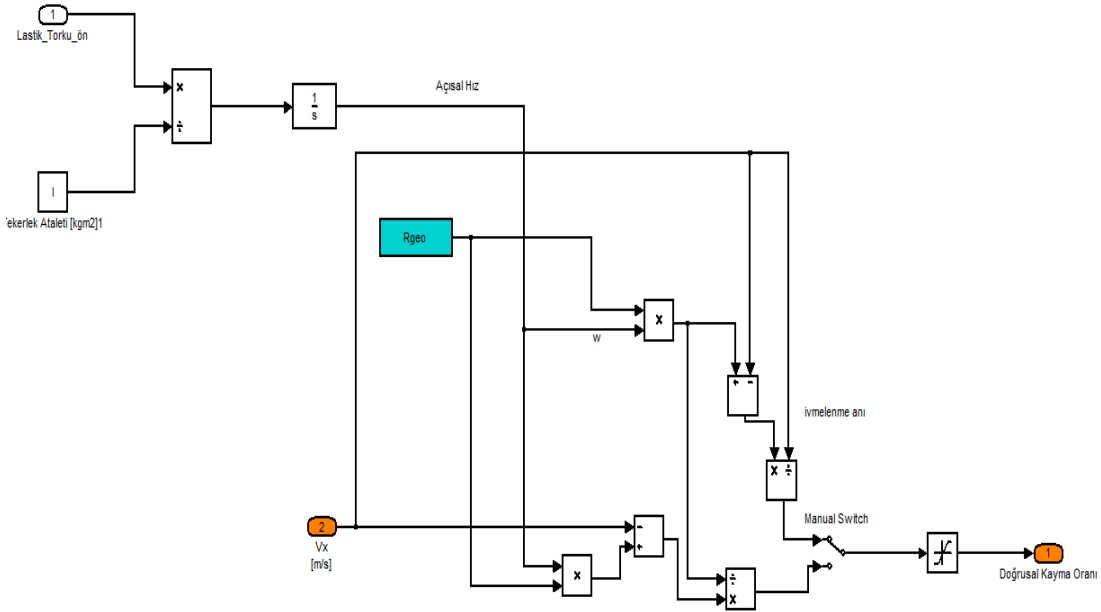
$R_w \cdot w_w > R_g \cdot w_w$ olması durumunda normal hız serbest hızdan fazladır ve araç frenleme yapmaktadır. Frenleme anında kayma oranı ise,

$-1 < s < 0$ olmaktadır.

Şekil 7.7 ve 7.8'de uzlamsal kayma oranlarına ait simulink modelleri gösterilmektedir.

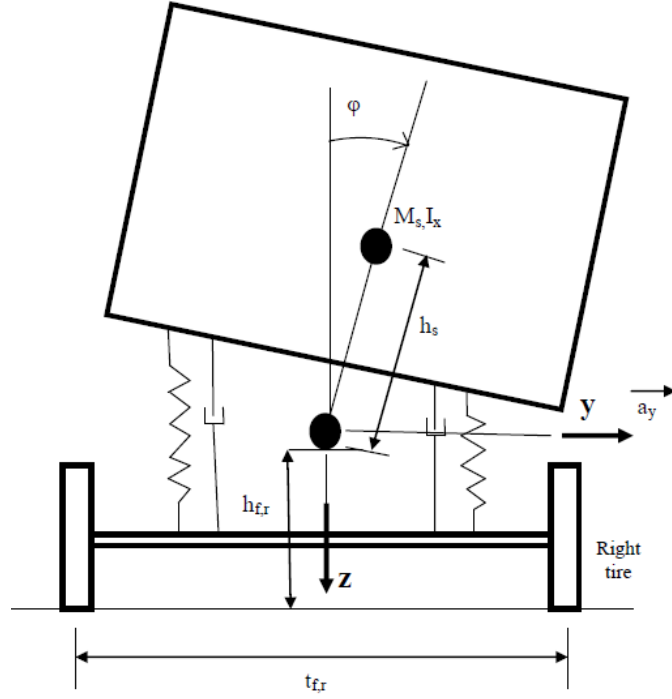


Şekil 7.7 : Uzlamsal kayma oranı Simulink modeli.



Şekil 7.8 : Uzlamsal kayma modeli alt sistem.

7.2 Araç Devrilme Dinamiği Modeli



Şekil 7.9 : Araç devrilme modeli.

Şekil 7.9’da gösterildiği gibi aracın yaylanan kütlesi yaylanmayan kütleyle 2 adet sönümleyici amortisör ve yay ile bağlıdır. Yaylanmayan kütleyle (süspansiyon) ait dönme merkezi ile aracın ağırlık merkezi siyak kütle ile gösterilmektedir. Aracın iz genişliği ve etkiyen yanal ivmenin hesaba katılması ile bu modelde araç yaylanan kütle ve yaylanmayan kütle olarak iki kısımdan oluştuğu kabul edilmekte ve bu iki kütle birbirlerine amartisör ve yay ile bağlanmaktadır.

Araç eksenleri SAE standartlarında belirtilen eksen takımı seçilmiştir. Bu modelde aracın devrilme dinamiği modeli çıkartılacak ve incelenecektir.

Ağırlık merkezinin atalet momenti 7.23 numaralı formül ile hesaplanabilir.

$$\sum M_x = \ddot{\theta} \cdot J_{xx} \quad (7.23)$$

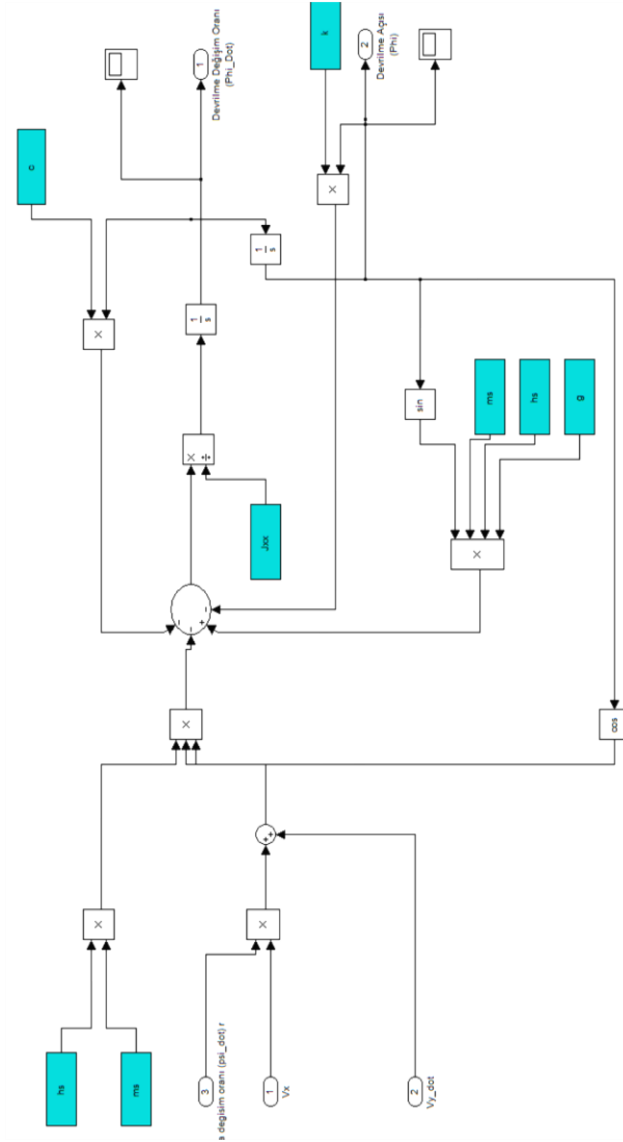
Süspansiyon tarafından üretilen yalpa momenti 7.24 numaralı formül hesaplanabilir.

$$\sum M_x = g \cdot m_s \cdot h_s \sin(\theta) - c \cdot \dot{\theta} - k \cdot \theta - m_s \cdot h_s \cdot (\dot{v}_y + r v_x) \cos(\theta) \quad (7.24)$$

7.23 ve 7.24 denklemleri düzenlenir ise,

$$\ddot{\theta} J_{xx} = g \cdot m_s \cdot h_s \sin(\theta) - c\dot{\theta} - k\theta - m_s \cdot h_s \cdot (\dot{v}_y + r v_x) \cos(\theta) \quad (7.25)$$

Oluşturulan denkleme göre devrilme dinamiği modeli Şekil 7.10'daki gibi Simulinkte oluşturulmuştur.

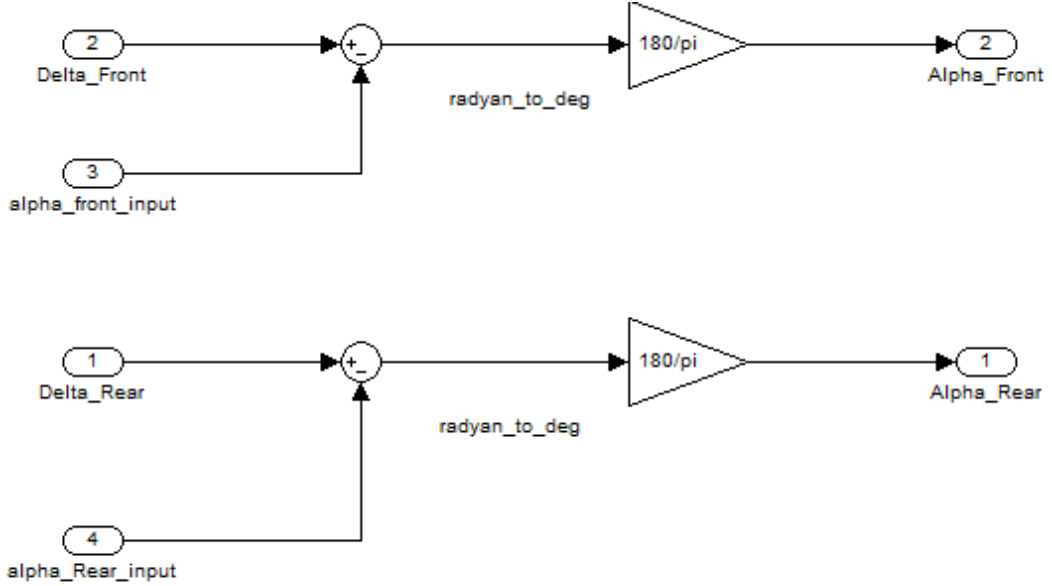


Şekil 7.10 : Devrilme dinamiği Simulink modeli.

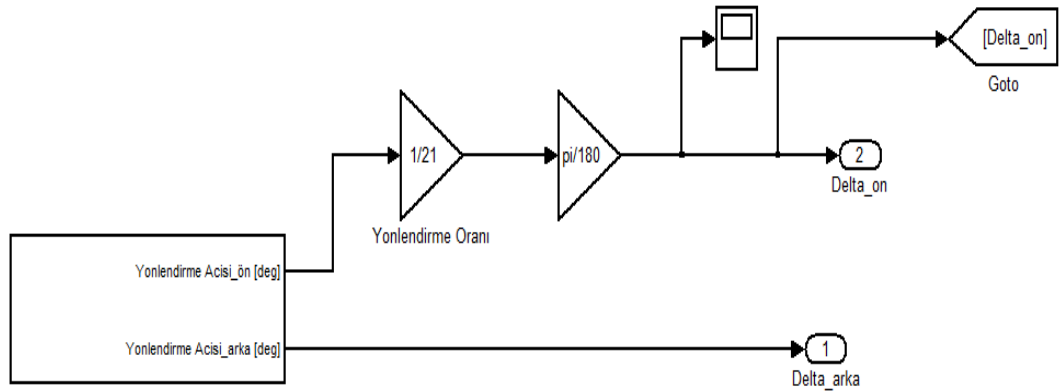
7.3 Direksiyon Modeli

Şekil 7.11'de gösterildiği gibi sisteme giriş parametresi olarak verilen direksiyon açısından yanal kayma açıları ön ve arka tekerlek için ayrı ayrı çıkartılmaktadır. Şekil 7.12'de gösterilen ise direksiyon açısının oluşturulması yani direksiyon

sistemindeki “1/21” çevrim oranı ile birimin dereceden radyana dönüştürülmesini göstermektedir. Direksiyon açısı tüm araç modelinde sistem giriş parametresi olarak kullanılmaktadır ve 9. Bölümde detaylı anlatılacak şekilde direksiyon açısı kontrolü ile devrilme sınır eşiğinin yükseltilmesi amaçlanmaktadır.

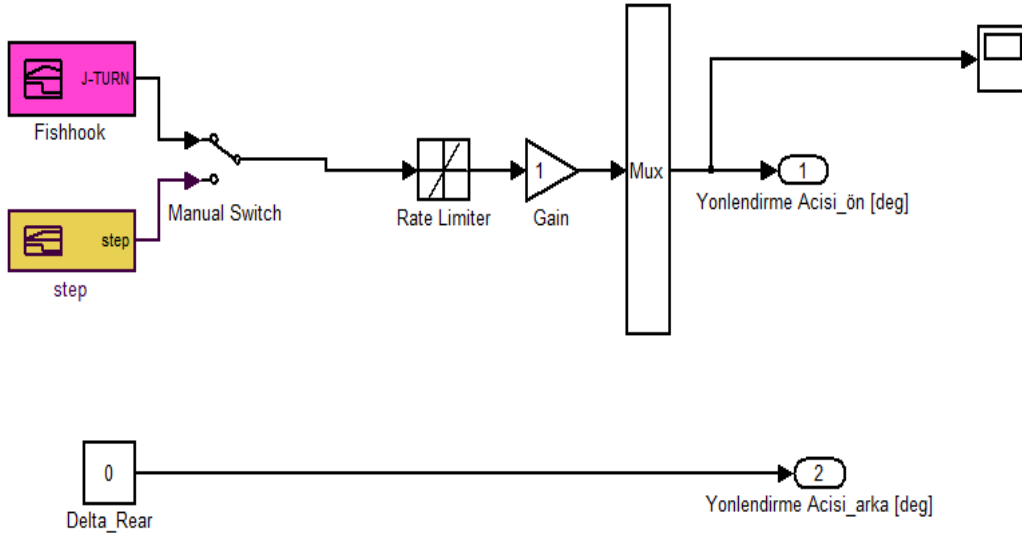


Şekil 7.11 : Yönlendirme açısı kontrolü Simulink modeli.



Şekil 7.12 : Yönlendirme açısı Simulink modeli.

Direksiyon açısı oluşturulurken Fishhook ile step fonksiyon referans alınmıştır. Özellikle aracın devrilme karakteristiği incelenirken Fishhook testi birçok otomotiv kuruluşu tarafından yapılmakta ve araçların karşılaştırılmasında kullanılmaktadır [28]. Direksiyon açısının Simulink alt modeli Şekil 7.13'te gösterilmektedir.



Şekil 7.13 : Direksiyon açısının belirlenmesi.

8. PACEJKA LASTİK MODELİ

Araç dinamiği modellerinde lastik-yol arasındaki sürtünmeye dayalı kuvvetleri ifade edebilmek amacıyla uzun yıllardır ve en çok kullanılan model Pacejka lastik modelidir. Statik model veya Magic Formula lastik modeli olarak da adlandırılan Pacejka lastik modelinde sürtünme kuvvetleri kayma oranının bir fonksiyonu olarak hizalama momenti ile hesaplanır. Deneysel yöntemler ile bulunan lastik parametreleri dolayısıyla sürtünme katsayısının sabit kabul edildiği Pajeka modeli özellikle kararlı hal durumu ve sabit araç hızı veya sabit tekerlek açısı için yüksek derecede doğru sonuç vermektedir [38]. Dinamik model olarak adlandırılan Lugre lastik modelinde ise lastik ile yol arasındaki sürtünme kuvveti dinamik olarak ele alınır ve visko-elastik sürtünme kuvvetine dayanan sistemde sürtünme kuvveti diferansiyel matematik denklemler ile ifade edilmektedir [38]. Lastik kuvveti ile momentin zamana bağlı olarak hesaplanabildiği sistemin dezavantajı ise; sistemde yüksek derecede doğrusal olmayan parametreler olduğundan parametrelerin zaman bağlı olarak tahmin edilmesi ve ıslak veya buzlu yol gibi sürtünmenin farklı olduğu durumlarda fiziksel şartların doğru olarak yakalanması çok zordur [39]. Lugre modeli referans alınarak geliştirilen Brush lastik modelinde [39] ise lastiğin elastikliği göz önüne alınmıştır. Dinamik davranış sırasında lastiğin basıncı, boy/en oranı değişeceği için ilgili parametreler zamana bağlı olarak ölçülerek lastik parametrelerinin tahmini kolaylaştırılmıştır [39]. Tez çalışmasında ise araç sabit hızlı alındığından ve lastik kuvvetleri kararlı hal durumu için incelendiğinden dolayı Pajeka lastik modeli kullanılacaktır. Lastiğe ait yanıl ve uzlamsal kayma oranları ve açıları da hesaba katılarak uzlamsal kuvvet (F_x) yanıl kuvvet (F_y) ve dikey eksenindeki momenti (M_z) hesaplanabilmektedir.

Pacejka tarafından 8.1 ile açıklanan formül ile model geliştirilmiştir.

$$F_y = D \cdot \sin [C \cdot \arctan(B_x - E(B_x - \arctan B_x))] \quad (8.1)$$

$$Y(X) = y(x) + S_v$$

$$x=X+S_h$$

Y sembolü; yanal, uzlamsal kuvvetler ve moment hesabında kullanılan çıkış değişkenidir.

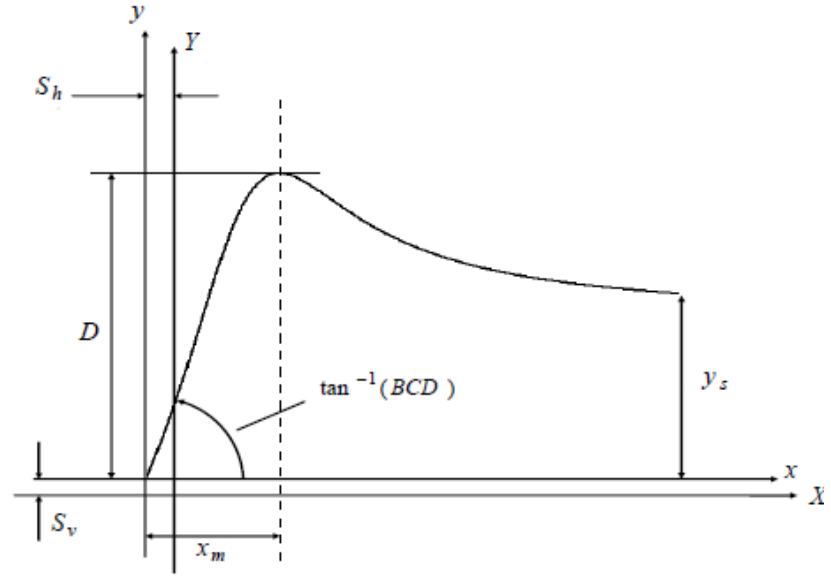
X ise kayma açısı ve kayma oranına göre belirlenen giriş değişkenidir. Diğer parametreler ise şu şekilde açıklanabilir. B, sertlik faktörü; C, Şekil faktörü; D, Pik değeri; E, Eğrilik faktörü; S_h , Yatay kayma; S_v , Dikey kayma olarak tanımlıdır.

Pacejka modelinin daha çok bilinen ismiyle Magic Formula, merkezi $x= y= 0$ 'dan geçen bir eğri oluşturmaktadır. Eğri y ekseninde pik değerine ulaşmaktadır ve x ve y ekseninde öteleme oluşturmaktadır. Şekil 8.1'de Magic Formula lastik modelinin giriş-çıkış denkleminde ait eğri görülmektedir ve şekilde gösterilen parametrelerin açıklaması Tablo 8.1'de gösterilmektedir.

Tablo 8.1 : Lastik modeli karakteristiği parametreleri.

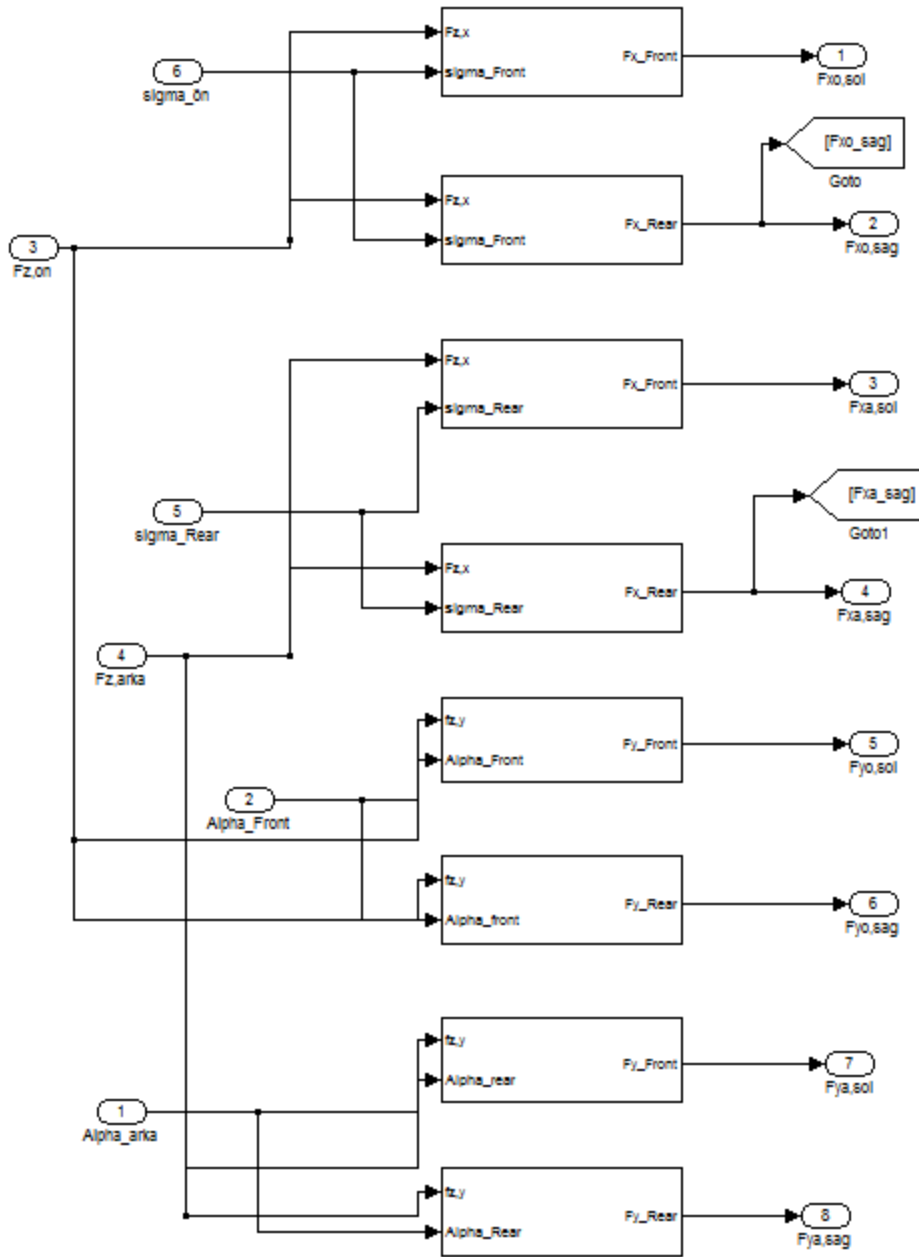
Parametre İsimleri	Açıklamalar
D	Kuvvetin maksimum olduğu noktadır.
BCD	Eğrinin orijin ile yaptığı açığı göstermektedir.
Y_s	Çıkış denkleminde ait (y) en yüksek asimptotik değerdir.
C	Sinüs fonksiyonuna ait mesafe limitini kontrol eden şekil faktörüdür.
B	Eğrinin orijinden kayma oranını belirleyen sertlik faktörüdür.

S_v ve S_h ise eğriye ait öteleme miktarıdır. Yuvarlanma direnci, yönlendirme ve koniklik için hesaba katılan parametredir. F_y ve F_x eğrilerinin orijinden uzaklığını belirleyen faktördür. E, eğrilik faktörüdür ve sertlik faktörü veya pik değerine bağlı olarak değişmez. Eğrinin maksimum olduğu noktada uzlamsal kaymayı kontrol eden faktördür. Açıklanan lastik parametreleri normal yükler ile lastik kamber açısının fonksiyonudur.



Şekil 8.1 : Magic formula lastik modeli karakteristiği [37'dan alınmıştır].

Şekil 8.2'de Pacejka lastik modeline ait Simulink modeli gösterilmektedir. Model lastik uzlamsal kuvvetleri ile yanıl kuvvetleri içermektedir.



Şekil 8.2 : Pacejka lastik Simulink modeli.

8.1 Lastik Uzlamsal Kuvvetleri

Uzlamsal kuvvetin hem dört izli taşıt modelinde kullanılacak olması hem de uzlamsal kuvvetten hesaplanacak tekerlek tork momenti ile uzlamsal kayma oranlarının hesaplanacak olmasından dolayı uzlamsal kuvvetin hesaplanması gereklidir. Uzlamsal kuvvet, uzlamsal kayma oranının fonksiyonudur ve 8.2 numaralı formül ile ifade edilmektedir.

$$F_x = D \cdot \sin [C \cdot \arctan(B(s+S_h) - E(B(s+S_h) - \arctan(B(s+S_h))))] + S_v \quad (8.2)$$

8.2 numaralı denklemdeki harflerin açıklamaları yukarıda anlatılmıştı. Formülleri ise aşağıda listelenmektedir:

$$D_x = \mu_x \cdot F_z$$

$$\mu_x = b_1 \cdot F_z + b_2$$

$$C_x = b_0$$

$$E_x = b_6 \cdot F_z^2 + b_7 F_z + b_8$$

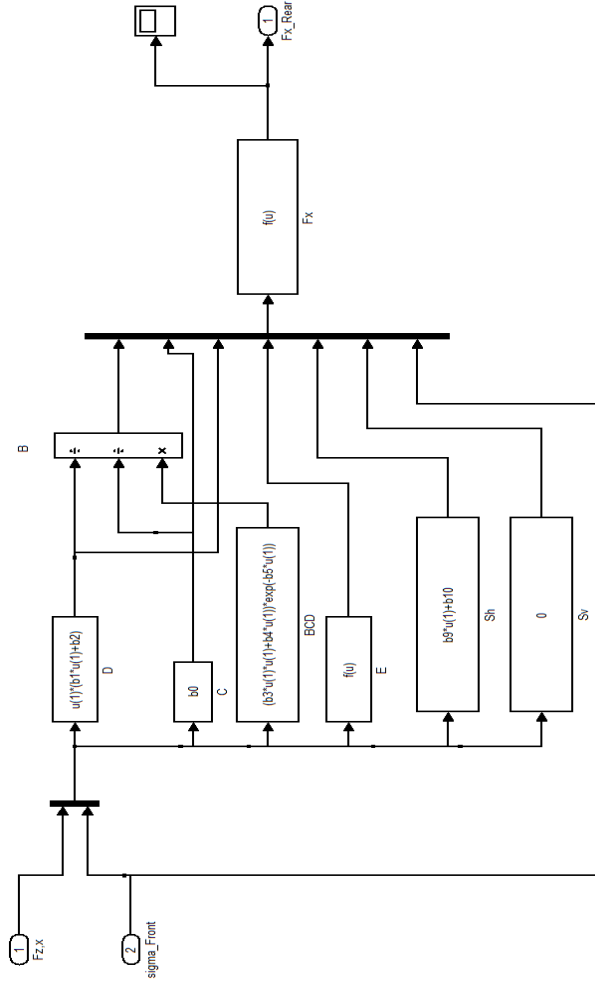
$$BCD_x = (b_3 \cdot F_z^2 + b_4 F_z) \exp(-b_5 F_z)$$

$$B_x = BCD_x / C_x D_x$$

$$S_h = b_9 \cdot F_z + b_{10}$$

$$S_v = 0$$

Şekil 8.3'te Pacejka lastik modeline ait Simulink modeli gösterilmektedir. Model lastik uzlamsal kuvvetleri içermektedir.



Şekil 8.3 : Pacejka uzlamsal lastik modeli.

8.2 Lastik Yanal Kuvvetleri

Yanal kuvvetin hem dört izli taşıt modelinde kullanılacak olması hem de yanal kayma açılarının hesaplanmasında giriş parametresi oluşturmasından dolayı yanal kuvvetin hesaplanması gereklidir. Yanal kuvvet, yanal kayma açısının fonksiyonudur. 8.3 numaralı formül ile ifade edilmektedir.

$$F_y = D \cdot \sin [C \cdot \arctan(B(\alpha + S_h) - E(B(\alpha + S_h) - \arctan(B(\alpha + S_h))))] + S_v \quad (8.3)$$

8.3 numaralı denklemdeki harflerin açıklamaları yukarıda anlatılmıştı. Formülleri ise aşağıda listelenmektedir.

$$D_y = \mu_y \cdot F_z$$

$$\mu_y = a_1 \cdot F_z + a_2$$

$$C_y = a_0$$

$$E_y = a_6 F_z + a_7$$

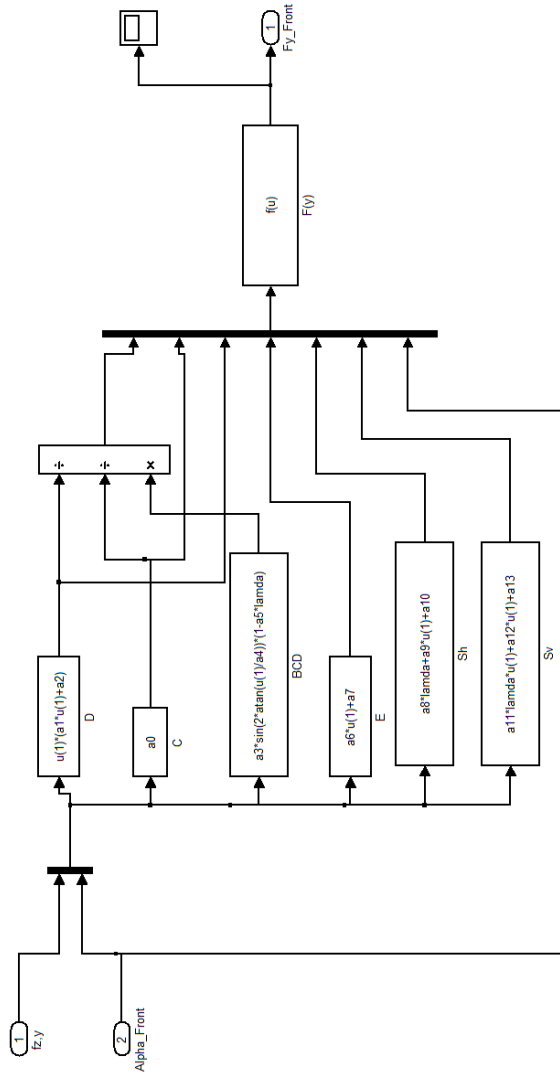
$$BCD_y = a_3 \sin(2 \arctan(F_z/a_4)) (1 - a_5 [\gamma])$$

$$B_y = BCD_y / C_y D_y$$

$$S_h = a_8 \cdot \gamma + a_9 \cdot F_z + a_{10}$$

$$S_v = a_{11} \cdot \gamma + a_{12} \cdot F_z + a_{13}$$

Şekil 8.4'te Pacejka lastik modeline ait Simulink modeli gösterilmektedir. Model lastik yanıl kuvvetleri içermektedir.



Şekil 8.4 : Pacejka yanıl lastik modeli.

8.3 Lastik Dikey Kuvvetleri

Pacejka lastik modelindeki uzlamsal ve yanal kuvvetlerin hesaplanmasında dikey kuvvetlerin kullanılması gerektiğinden; ön ve arka lastiklere etki eden dikey kuvvetlerin hesaplanması gereklidir. Ağırlık merkezinin koordinatı lastik kuvvetlerinin hesaplanmasında kullanılacaktır. Ayrıca ağırlık merkezinin ön ve arka akslara olan mesafeleri de hesaba katılarak 8.4 ve 8.5 numaralı denklemler ile ön ve arka lastik kuvvetleri hesaplanabilir.

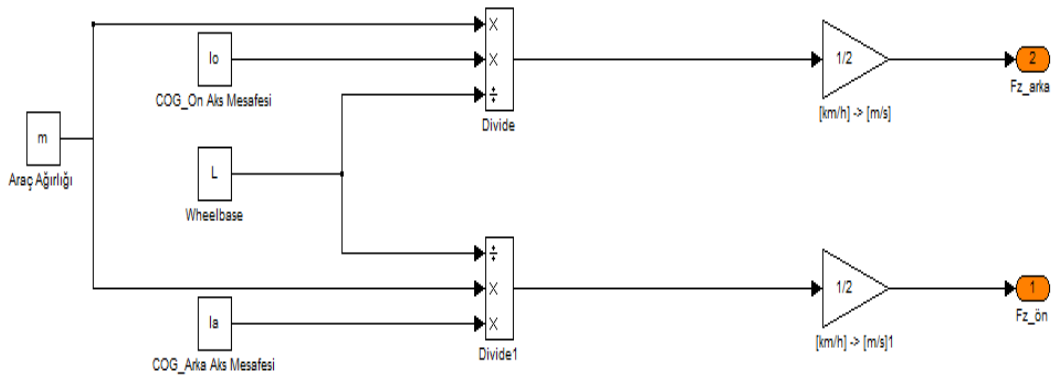
$$\sum F_z = 2F_{z\ddot{o}} + 2F_{z\ddot{a}} - mg = 0$$

$$\sum M_y = -l_{\ddot{o}} \cdot 2F_{z\ddot{o}} + l_{\ddot{a}} \cdot 2F_{z\ddot{a}} = 0 \text{ ise}$$

$$F_{z\ddot{o}} = \frac{1}{2} \cdot mg \cdot \frac{l_{\ddot{a}}}{l_{\ddot{o}} + l_{\ddot{a}}} \quad (8.4)$$

$$F_{z\ddot{a}} = \frac{1}{2} \cdot mg \cdot \frac{l_{\ddot{o}}}{l_{\ddot{o}} + l_{\ddot{a}}} \quad (8.5)$$

Denklemlere göre Simulink modeli Şekil 8.5'teki gibi oluşturulmaktadır. Simulink modelinde hesaplanan dikey kuvvetler 1/2 ile çarpılarak sağ ve sol tekerlek için ayrı ayrı dikey kuvvetler hesaplanmış olacaktır.

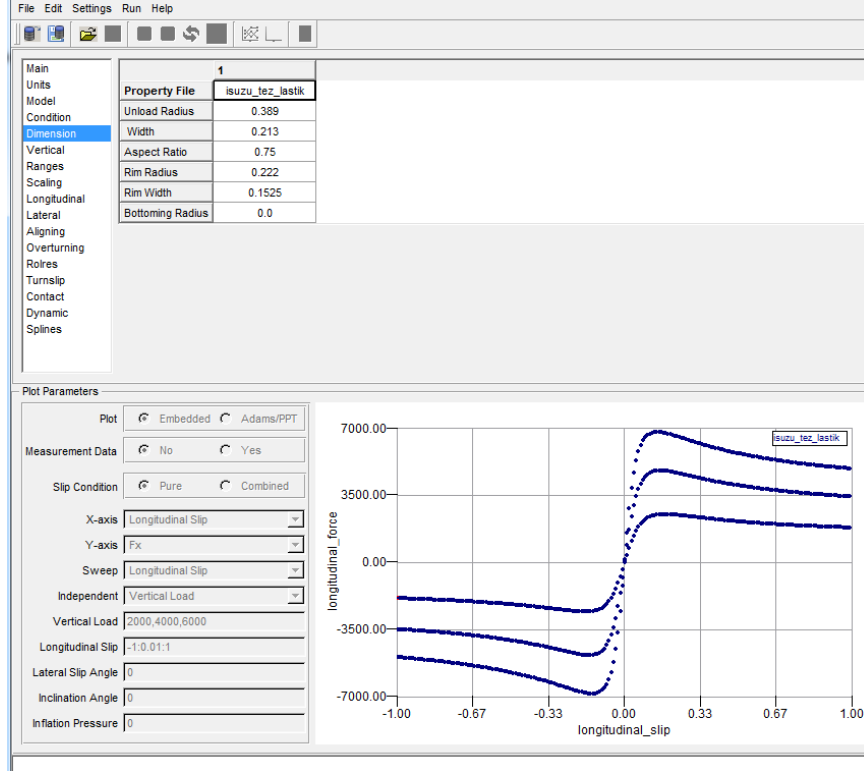


Şekil 8.5 : Lastik dikey kuvvetleri modeli.

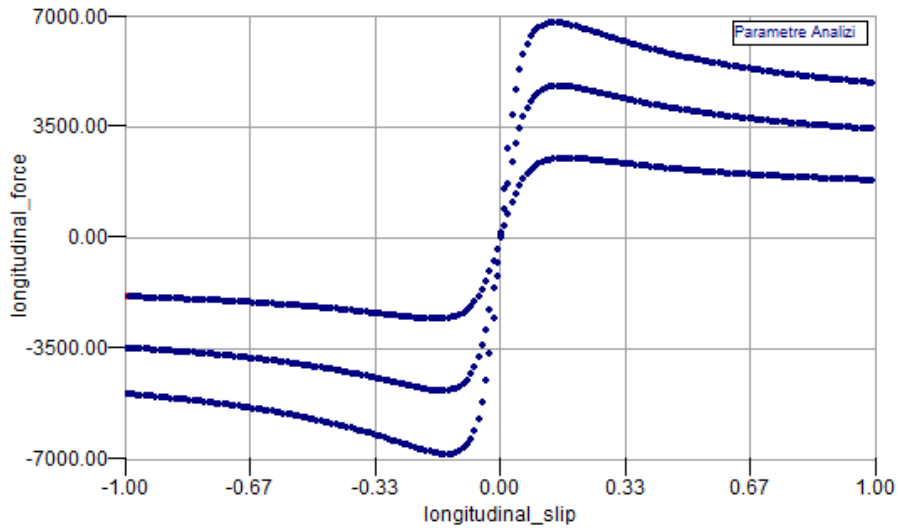
8.4 Seçilen Lastik Davranışındaki Gözlemler

7 m'lik otobüste kullanılan lastiğe ait parametrelerin dinamik davranışları “Adams/Car Tire Toolkit” arayüzünde incelenmiştir. Şekil 8.6'da Adams/Car Tire Toolkit arayüzü gösterilmektedir ve görüldüğü gibi lastiğin hem geometrik hem de parametre bilgilerini içeren txt. formatındaki Adams/Car dosyası tanımlanarak farklı

seçeneklerde lastik analizleri yapılabilir. Lastiğın davranışını gözlemlemek için iki ayrı senaryo tanımlanmıştır. İlk olarak lastiğe etki eden dikey kuvvetler sırasıyla 2000 N, 4000 N ve 6000 N olacak şekilde aks yüklerine göre seçilmiştir.

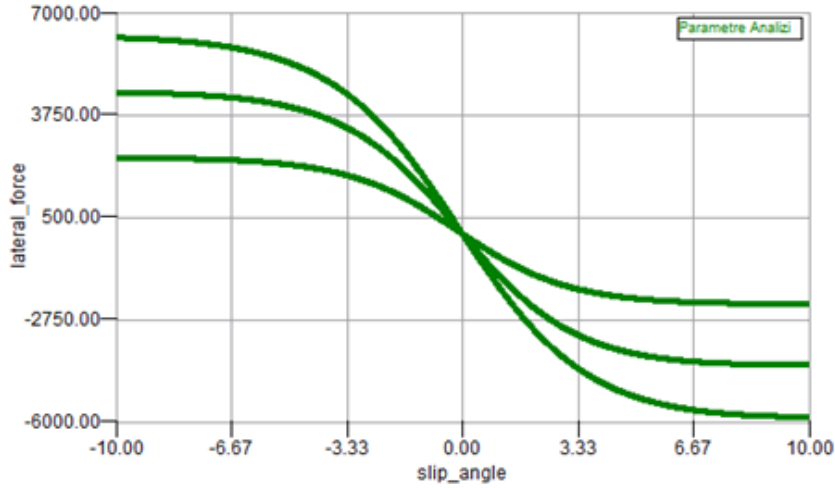


Şekil 8.6 : Adams/Car Tire Toolkit arayüzü.



Şekil 8.7 : Uzlamsal kuvvetin uzlamsal kayma oranı ile değışimi

Şekil 8.7’de gösterildiğı gibi ve 6. Bölümde anlatıldığı gibi dikey kuvvet ile uzlamsal kuvvet ve uzlamsal kayma oranı arasında doğrusal orantı vardır. Dikey kuvvet arttıkça uzlamsal kuvvet ve uzlamsal kayma oranı artmaktadır.



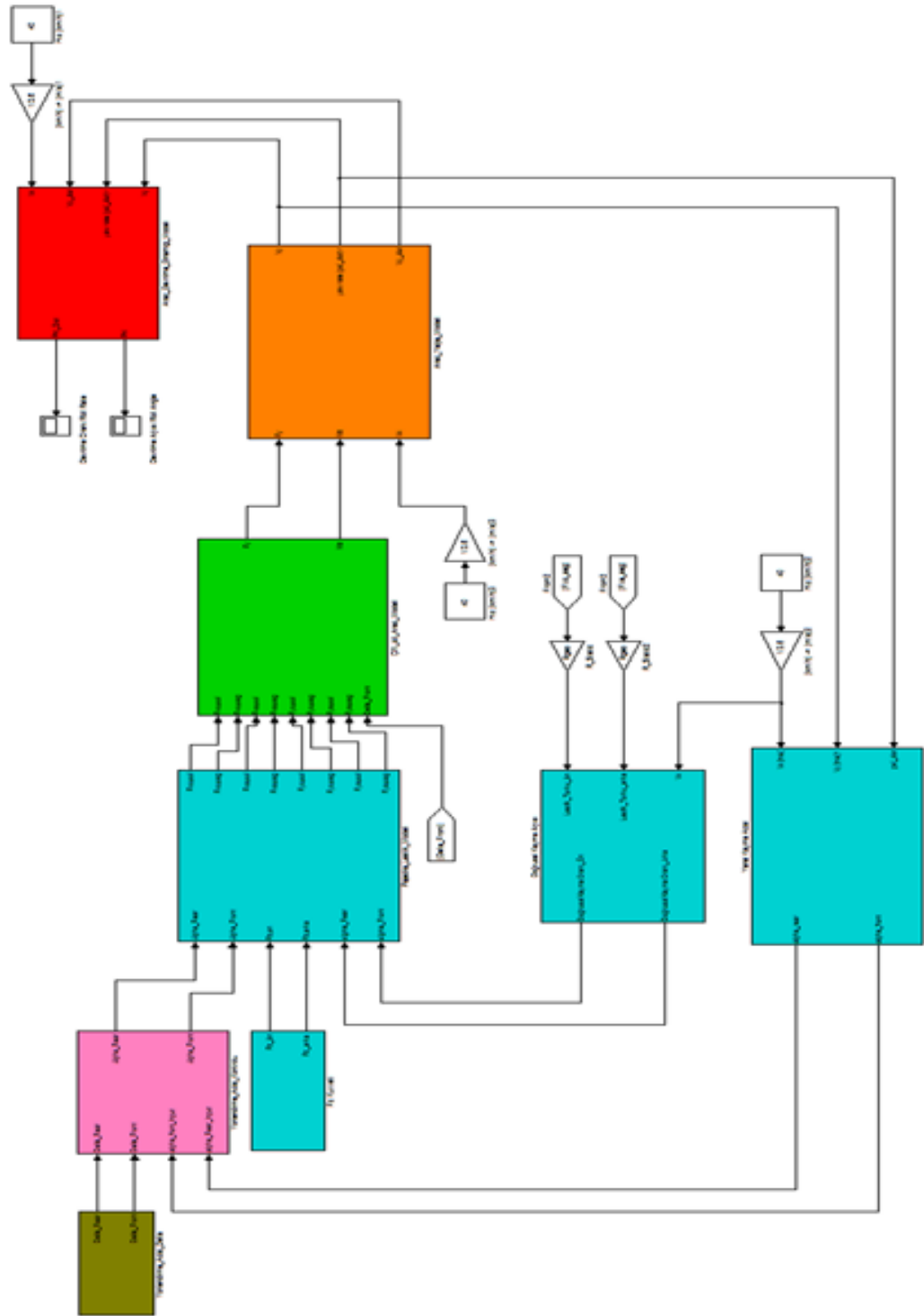
Şekil 8.8 : Yanal kuvvetin yanal kayma açısı ile değişimi

Şekil 8.8’de gösterildiği gibi ve 6. Bölümde anlatıldığı gibi dikey kuvvet ile yanal kuvvet ve yanal kayma açısı arasında doğrusal orantı vardır. Dikey kuvvet arttıkça yanal kuvvet ve yanal kayma açısı artmaktadır.

8.5 Tüm Araç Matlab/Simulink Modeli

Şekil 8.9’da görüldüğü gibi oluşturulan otobüse ait tüm Yalpa ve Devrilme Simulink modeli gösterilmektedir. Devrilme eşik değeri dinamik olarak inceleneceğinden dolayı Bölüm 6 ve Bölüm 7 de detayları anlatılan alt sistemler birleştirilerek tüm araç modeli oluşturulmuştur. Devrilme dinamiği inceleneceği için devrilme açısı ile devrilme değişim oranı sistem çıktısı olarak modelde gösterildiği gibi seçilmiştir. Aracın devrilmesine neden olacak şekilde Matlab/Simulink modeline “J-Turn” testinin uygulanması planlanmıştır. J-Turn manevrası için belirlenecek direksiyon açısı ile araç hızının seçimi Bölüm 9’da anlatılacaktır. Matlab/Simulink modeli aşağıda listelenen alt sistemlerden oluşmaktadır:

- Dört İzli Taşıt Modeli
- Araç Yalpa Modeli
- Araç Devrilme Modeli
- Pacejka Lastik Modeli (Doğrusal ve Yanal Lastik Kuvvetleri)
- Doğrusal Kayma Oranı Modeli ve Yanal Kayma Açısı Modeli
- Lastiklere Gelen Dikey Kuvvetleri Gösteren Model
- Direksiyon Sistemi Modeli ve Direksiyon Açısı Kontrol sistemi Modeli

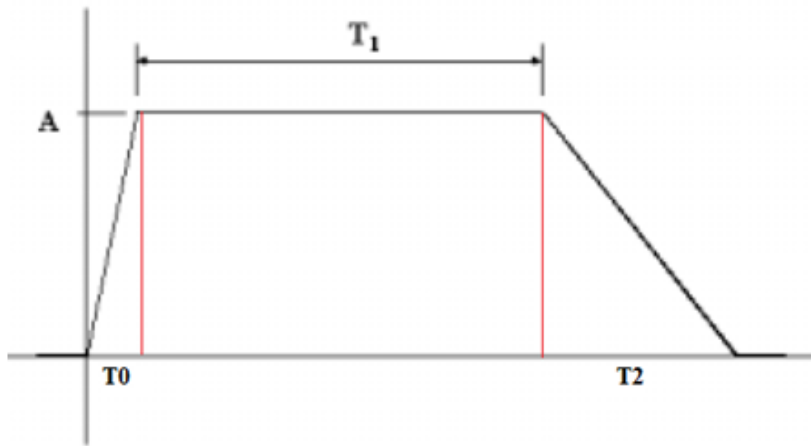


Şekil 8.9 : Araç yalpa ve devrilme Simulink modeli.

8.6 J-Turn Testi

Aracın devrilmeye karşı eğiliminin belirlenmesi amacıyla yapılan ve ilk olarak Nissan ve Honda tarafından önerilen ve NHTSA tarafından 1997 yılından beri uluslararası değerlendirme testlerinde uygulanan bir testtir [23]. Aracın belirli hızda devrilme açısını belirlenmesi diğer testlerde yol sürtünmesi etkisinden dolayı zordur ancak Fishhook testinde aracın her iki yanına bağlanan tekerlekli test aparatı araçta herhangi bir taraftaki 2 tekerleğin yer ile bağlantısı kesildiği anda aracın o hızdaki devrilme açısı maksimum devrilme açısı demektir. Test aparatı sayesinde aracın devrilmemesi ile testin sürekliliği sağlanmış olmaktadır. Testin uygulanışı ise Şekil 8.10'daki gibi gözükmemektedir. Araç ilk başta hızlanır ve sürücü gaz pedalından ayağını çekerek belli hıza eriştiği anda direksiyonu belirlenen açıda ilk başta sol bölgeye doğru sonrasında ise sağ bölgeye doğru belirli zaman aralığında çevirmektedir. Fishhook ve J-Turn testlerini fiziksel olarak ise şu şekilde ifade edebiliriz:

Aracın sağ/sol bölgesindeki tekerleğin yoldan çıktığını fark eden sürücü direksiyonu ani olarak diğer tarafa doğru çevirir ve aracın kaymasını önlemek için belirli süre sonunda tekrar ters yönde direksiyonu çevirerek şeridine girer. Anlatıldığı gibi direksiyon açısının sisteme girdi olarak verildiği Fishhook veya J-Turn testleri devrilme karakteristiğinin belirlenmesi ve aracın yol tutuşu performansının geliştirilmesi açısından önemli testlerdir.



Şekil 8.10 : Fishhook testi araç manevrası.

T0: Direksiyon açısının başlangıç konumundan (0^0) ilk manevranın maksimum değerine ulaşması arasında geçen süre (sn)

T1: İlk manevra ile 2. manevra başlangıç anına kadar geçen süre (sn)

T2: Direksiyon açısının ikinci manevra anından başlangıç değerine (0^0) değerine ulaşması arasında geçen süre (sn)

A: Maksimum Direksiyon Açısı

Adams/Car benzetimi ile Matlab/Simulink sonuçlarının karşılaştırılmasına yönelik yapılan J-Turn testine ait özellikleri aşağıda listelenmektedir:

Araç Hızı: 40 (km/saat)

T0: 3 sn

T: 3 sn

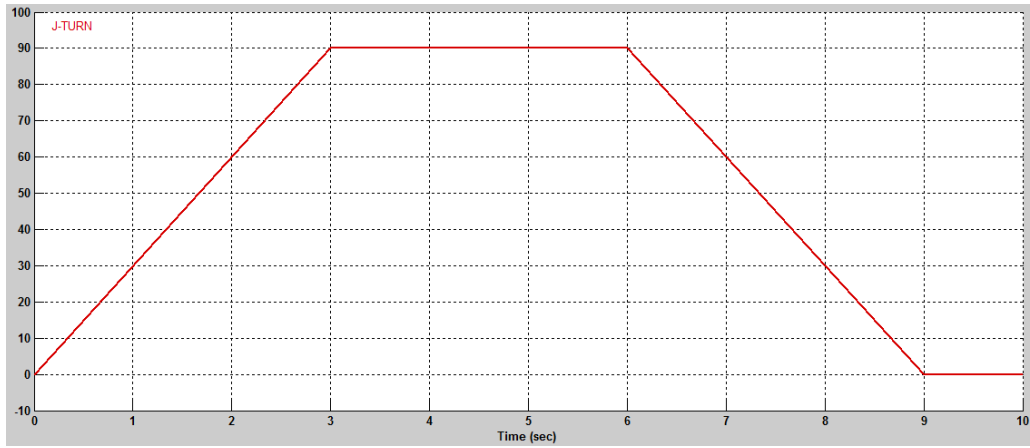
T2: 3 sn

A: 90 derece

Simülasyon Süresi: 10 sn

Örnekleme Frekans: 140.5 Hz

J-Turn testinde sisteme girdi olarak verilen direksiyon açısının zamana göre değişimi Şekil 8.11'de gösterildiği gibidir.

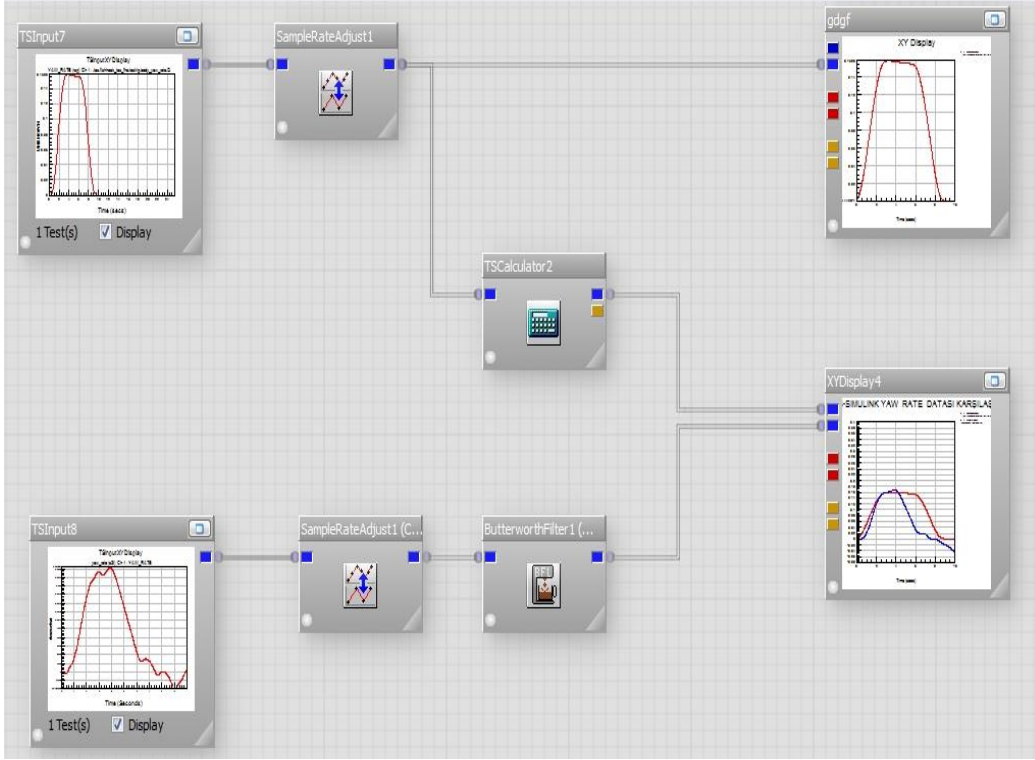


Şekil 8.11 : J-Turn manevrası Simulink modeli direksiyon açısı.

8.6.1 Sinyal işleme

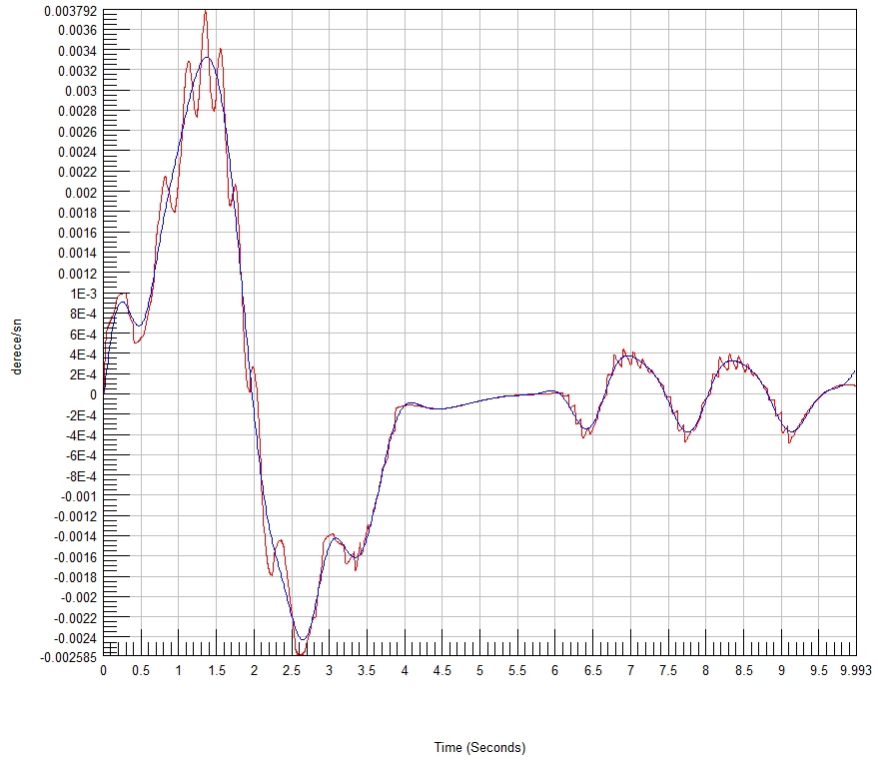
Test sonuçları incelendiğinde Matlab/Simulink modelinin sonuçlarında oluşan gürültülü fonksiyonlarının sinyalde neden olduğu piklerin ortadan kaldırılması için Simulink modelinin test verileri Butterworth Düşük Geçirgenli Filtre'den (Butterworth-Low Pass Filter) geçirilerek sinyal bozucu etkiler ortadan kaldırılmıştır.

Filtreleme işleminde düşük frekans bir işaretin genel karakteristiğini temsil ettiği için 10 Hz altındaki veriler geçirilmiştir. Yüksek frekanslar gürültüyü temsil ettiğinden dolayı 10 Hz üzerindeki veriler filtrelenmiştir. Sinyal işleme prosesi nCode yazılımına ait GlyphWorks programı kullanılarak Şekil 8.12'deki gibi yapılmıştır. Filtreden geçirilmemiş Simulink modeline ait sinyal ile filtrelenmiş sinyaller karşılaştırmalı olarak Şekil 8.13 ve 8.14'te paylaşılmaktadır.



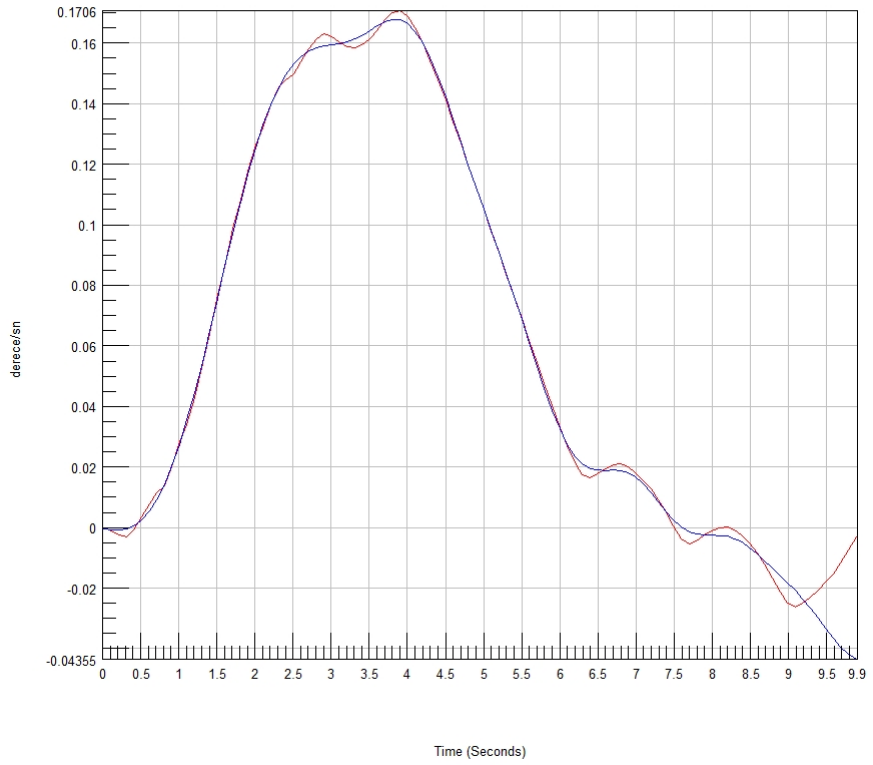
Şekil 8.12 : nCode/Glyphworks sinyal işleme prosesi.

ROLL_RATE_FILTRELEME İŞLEMİ



Şekil 8.13 : Devrilme değişim oranı filtreleme işlemi.

YAW RATE FİLTRELEME İŞLEMİ



Şekil 8.14 : Yalpa değişim oranı filtreleme işlemi.

9. DEVRİLME DİNAMİĞİNİN KONTROLÜ

9.1 Dinamik Yük Transfer Oranı

Yapılan çalışmalarda devrilme dinamiği ile Aracın ağırlık merkezinin yüksekliği arasındaki ilişkiyi belirtebilmek için araç modelindeki devrilme eksenine dayanan Yük Transfer Oranı parametresi tanımlanır [36].

Bu kısımda direkt kullanılmayacak olsa da DYTO'nun anlatılması devrilme dinamiği için faydalı olacaktır. DYTO 9.1 numaralı denklem ile tanımlanır.

$$DYTO = \frac{\text{Sağ Tekerlekteki Yük-Sol Tekerlekteki Yük}}{\text{Bütün Tekerleklerdeki Toplam Yük}} \quad (9.1)$$

DYTO değeri [1,-1] arasında değişmektedir. Eğer bir taraftaki tekerleğin yoldan teması kesildiğinde bu parametre değeri -1 ya da 1 olmaktadır ve parametre değeri 0 ise araç en uygun durumdadır denir [36]. Bu parametrelerin; devrilme uyarısı yâda devrilme kontrolünde kullanılması için ölçülmesi yâda tahmin edilmesi gerekmektedir.

$F_R + F_L = m \cdot g$ olduğuna göre,

$$DYTO = \frac{F_R - F_L}{F_R + F_L}$$

Ağırlık merkezine göre moment alınır ise,

$$\sum M_{CG} = 0$$

$$F_{ZR} \frac{T}{2} - F_{ZL} \frac{T}{2} - k \theta - c \dot{\theta} = 0$$

$$\sum F_Z = m \cdot g \text{ ise,}$$

$$F_{ZR} + F_{ZL} = m \cdot g$$

Denklem düzenlenir ise 9.2 numaralı formül ile DYTO son halini alır.

$$DYTO_d = \frac{2}{m.g.T} (k \delta + c \dot{\delta}) \quad (9.2)$$

k = yay sertliği katsayısı

c = damper sönümlenme katsayısı

m = Araç ağırlığı

T = Araç iz genişliği

9.2 Durum Uzay Matrisi

Burada kullanılan notasyonlar 9.3, 9.4, 9.5 ve 9.6'da belirtildiği gibidir.

$$\sigma = C_a + C_{\delta} \quad (9.3)$$

$$\rho = l_h C_a - l_v C_{\delta} \quad (9.4)$$

$$K = l_h^2 C_a + l_v^2 C_{\delta} \quad (9.5)$$

$$J_{eq} = J_{xx} + m h^2 \quad (9.6)$$

Daha önce çıkartılan denklemler düzenlenir ise,

$$m \dot{\beta} v_x - m h \ddot{\delta} = -m \psi v_x - (C_{\delta} + C_a) \beta + (C_a l_r - C_{\delta} l_v) \frac{\psi}{v_x} + \delta C_{\delta} \quad (9.7)$$

$$\ddot{\psi} J_{zz} = (C_a l_r - C_{\delta} l_v) \beta - (C_{\delta} l_v^2 + C_a l_r^2) \frac{\psi}{v_x} + \delta C_{\delta} l_v \quad (9.8)$$

$$-m h \dot{\beta} v_x + (J_{xx} + m h^2) \ddot{\delta} = m h \psi v_x - c \dot{\delta} - k \delta + m g h \delta \quad (9.9)$$

halini alacaktır. Yalpa modelinden hesaplanan yalpa değişim oranı ve yanal hız ile uzlamsal hız sistem giriş parametresi olarak kullanılmaktadır. Denklemlerden devrilme açısı, devrilme değişim oranı ise devrilme dinamiğinde sistem çıktısı olarak seçilmiştir. Durum uzay modelindeki A, B ve C matrisleri aşağıdaki formda oluşturulacaktır:

$\dot{x} = Ax + Bu$ ve $y = [C][x]$ modelinden,

Durum değişkenleri olarak,

$x = [\beta \quad \psi \quad \delta \quad \dot{\delta}]^T$ secilmiştir.

Giriş değişkeni olarak ise yönlendirme açısı ve frenleme seçilmiştir.

$$B_{\delta}=[\delta] \text{ ve } B_w=[w]$$

$$E[\dot{x}]=[M][x]+[V][u] \text{ ise,}$$

$$[A]=[E]^{-1}[M] \text{ ve } [B_{\delta}]=[E]^{-1}[V]$$

$$[E]=\begin{bmatrix} mv_x & 0 & -mh & 0 \\ 0 & J_{zz} & 0 & 0 \\ -mhv_x & 0 & J_{xx}+mh^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$[M]=\begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & 0 & 0 \\ M_{21} & M_{22} & 0 & 0 \\ 0 & mhv_x & -c & mgh-k \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$M_{11}=- (C_{\delta}+C_a)$$

$$M_{12}=(C_a l_r - C_{\delta} l_v) \frac{1}{v_x} - mv_x$$

$$M_{21}=(C_a l_r - C_{\delta} l_v)$$

$$M_{22}=- (C_a l_r^2 + C_{\delta} l_v^2) \frac{1}{v_x}$$

$$[V]=[C_{\delta} \quad C_{\delta} l_v \quad 0 \quad 0]^T \text{ olduğuna göre,}$$

$$\sigma = C_a + C_{\delta}$$

$$\rho = l_h C_a - l_v C_{\delta}$$

$$\kappa = l_h^2 C_a + l_v^2 C_{\delta}$$

$J_{eq} = mh^2 + J_{xx}$ kısaltmaları yapılır ise 9.10 numaralı matris sistemi elde edilir.

$$\dot{x} = Ax + B_{\delta} \delta \text{ ve } y = [C][x] \text{ Durum modelinden,}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\sigma}{mv_x} \frac{J_{eq}}{J_{xx}} & \frac{\rho}{mv_x} \frac{J_{eq}}{J_{xx}} - v_x & -\frac{hc}{J_{xx}} & \frac{h(mgh-k)}{J_{xx}} \\ \frac{\rho}{J_{zz} v_x} & -\frac{\kappa}{J_{zz} v_x} & 0 & 0 \\ -\frac{h\sigma}{J_{xx} v_x} & \frac{hp}{J_{xx} v_x} & -\frac{c}{J_{xx}} & \frac{mgh-k}{J_{xx}} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{\delta} J_{eq}}{m J_{xx}} \\ \frac{l_v C_{\delta}}{J_{zz}} \\ \frac{h C_{\delta}}{J_{xx}} \\ 0 \end{bmatrix} [\delta] \quad (9.10)$$

Çıkış denklemi olarak ise LTR_d alınır ise 9.11 numaralı matris sistemi elde edilir.

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{2c}{mgT} & \frac{2k}{mgT} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \\ \dot{\phi} \\ \emptyset \end{bmatrix} \quad (9.11)$$

9.3 Kontrol Sistemi Tasarımı

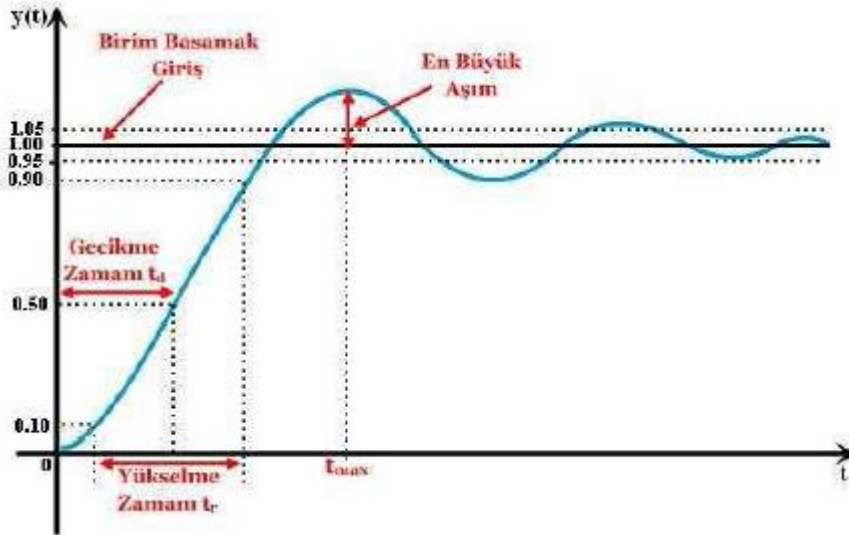
Çıkış olarak LTR_d alındığı için, eğer çıkış değeri -1 ile +1 arasında ise araç devrilmiyor demektir. Ancak $LTR_d > 1$ veya $LTR_d < -1$ ise tekerleğin yol ile teması kesilecek araç devrilecektir.

Yönlendirme açısının kontrol edilmesi her geri besleme ile δ açısı küçültülerek $LTR_d > 1$ veya $LTR_d < -1$ olması engellenerek aracın devrilmesinin önüne geçilmesi amaçlanmaktadır.

9.3.1 Sistem analizi

Bir sistemin kararlı olması, sınırlı sistem girişi karşısında sınırlı sistem çıkışı vermesi olarak tanımlanır. Diğer bir ifadeyle sürekli hal cevabı zorlanmış cevaba ulaşıyorsa sistem kararlıdır denir.

Sistemin kök yer eğrileri geçici ve kalıcı durum cevaplarının analizinde kullanılmaktadır. Şekil 9.1’de sistemin birim basamak cevabı gösterilmektedir.



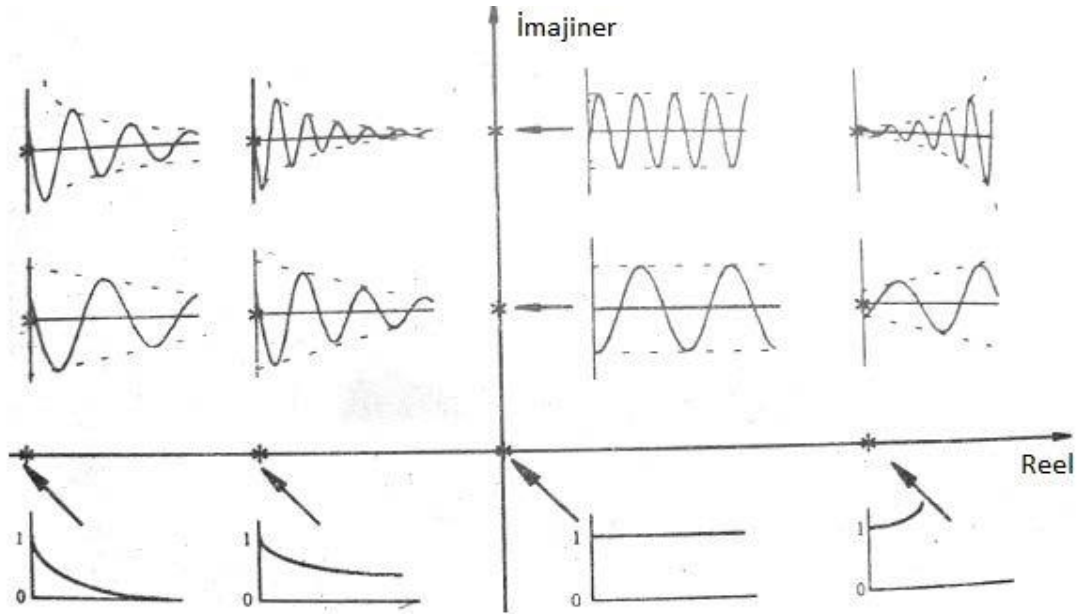
Şekil 9.1 : Sistem cevabı parametrelerinin ifadesi [40'dan alınmıştır].

Şekil 9.1’de gösterilen parametrelerin açıklamaları aşağıda listelenmektedir.

- Tepe Zamanı (Tmax): Cevabın maksimum değerine ulaşması için gerekli zamandır.

- Gecikme Zamanı (td): Sistem cevabının son değerinin yarısına ulaşma zamanıdır.
- Yükselme Zamanı (tr): Sistem cevabının %10'undan %90'ına ulaşması için geçen zamandır.
- Yerleşme Zamanı: Son değerin izin verilen tolerans değeri sınırlarına ulaşması için geçen zamandır. Bu tolerans ise, genellikle %5 veya %2'lik aşma değerindedir.
- Yüzde Üst Aşımı: Çıkış cevabının maksimum değeri ile son değeri arasındaki % ilişkisine denir.

Şekil 9.2'de kök yerleşimlerinin sistem davranışına etkisi gösterilmektedir. Eğer kökler sol yarı düzlemde ise sistem kararlıdır. Gerçek eksen üzerinde yer alan kökler sistemin kararlılık sınırını ifade eder. Kökler orijinden uzaklaştıkça kararlılık ve sönüm oranı artmaktadır. Kökler sol yarı düzlemde ve gerçekte eksen üzerinde ise, sistem cevabında genlik oluşmamaktadır. Ancak sistemde karmaşık kök var ise sistem cevabında genlikler meydana gelmektedir ve sanal eksen üzerinde kökler orijinden uzaklaştıkça yüzde üst aşım oranı artmaktadır ve tepe zamanı ile yükselme zamanı azalmaktadır. Köklerden her hangi biri sağ yarı düzlemde ise sistem kararsızdır denir.



Şekil 9.2 : Köklerin sistem davranışına etkisi [41'den alınmıştır].

Araç parametreleri 9.10 ve 9.11 numaralı denklemlerde yerlerine yazılırsa durum-uzay denklemi tamamlanmış olacaktır.

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\delta} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2.5735 & -26.7764 & -400.7707 & -829.7617 \\ 0.1599 & -0.9238 & 0 & 0 \\ -0.6492 & 0.2526 & -292.6829 & -605.9751 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \\ \delta \\ \phi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 11.9145 \\ 5.4197 \\ 3.0058 \\ 0 \end{bmatrix} [\delta]$$

$$y = [0 \quad 0 \quad -110.1265 \quad -229.4302] \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \\ \delta \\ \phi \end{bmatrix}$$

Sistem transfer fonksiyonu ise 9.12 numaralı denklem ile elde edilir.

$$G(s) = \frac{-331s^3 - 1146s^2 - 131863s - 25488}{s^4 + 296.2s^3 + 1376s^2 + 3305.4s + 3571.2} \text{ hesaplanır.} \quad (9.12)$$

Sisteme ait kökler aşağıda listelenmektedir:

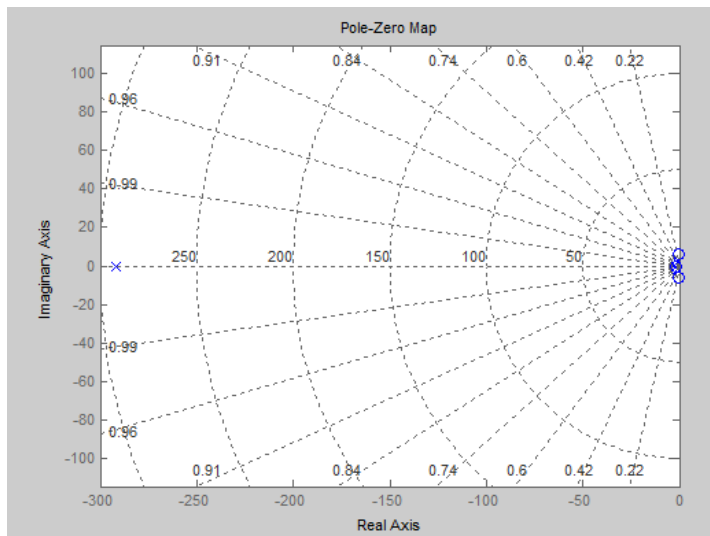
$$\lambda_1 = -291.5$$

$$\lambda_2 = -2.08$$

$$\lambda_3 = -1.30 + 2.05i$$

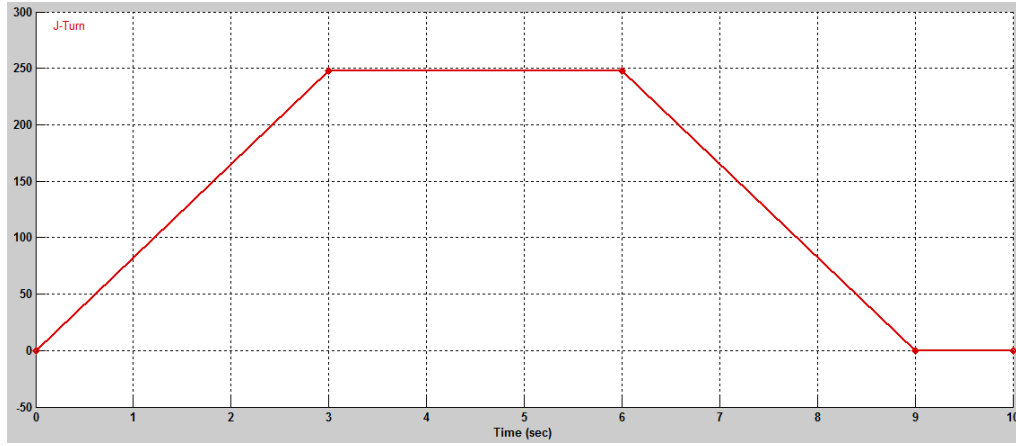
$$\lambda_4 = -1.30 - 2.05i$$

Şekil 9.3'te sistemin kök yerleşimlerinin yerleri gösterilmektedir. Görüldüğü gibi kökler sol yarı düzlemde yer aldığından sistem kararlıdır. Gerçek köklerin yanında karmaşık kökler de bulunduğundan sistem cevabında salınım yani genlikler meydana geleceğinden sınırdadır kararlıdır. Köklerin orijine yakın olmasından dolayı da sistem cevabı sıfır noktasında değil, belirli değer etrafında sönümleyecektir ve sistemin oturma zamanı artacaktır.



Şekil 9.3 : Sistem köklerinin yerleşimi.

Sisteme girdi olarak Şekil 9.4'te direksiyon açısı paylaşılan J-Turn testi uygulanmıştır. Teste ait özellikler aşağıda paylaşılmaktadır.



Şekil 9.4 : Devrilme kontrolü/J-Turn testi direksiyon açısı.

Araç Hızı: 100 (km/saat)

T0: 3 saniye

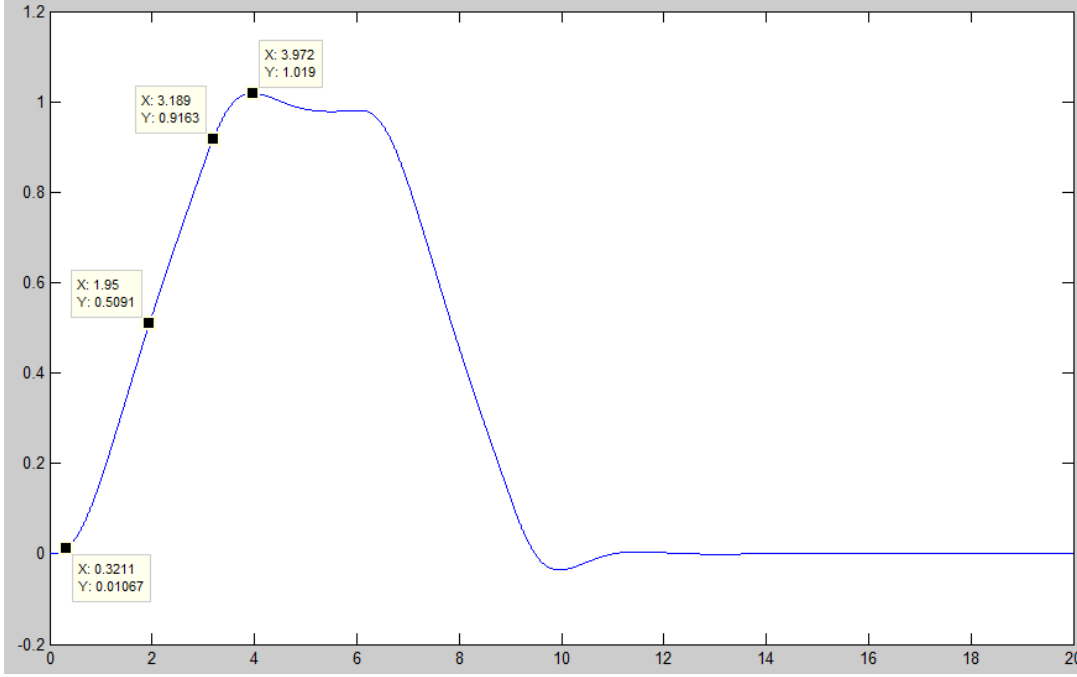
T1: 3 saniye

T2: 3 saniye

A: 248 derece

Simülasyon süresi: 10 saniye

Uygulanan Fishhook testine göre Şekil 9.5'te gösterildiği gibi dinamik yük transfer oranı 1.019 olarak elde edilmektedir ve bu durumda aracın devrileceği ya da devrilme riskinin olduğu söylenebilir. Kontrol sistemi tasarımı ile direksiyon açısı kontrol edilecek ve DYTO'yı daha aşağı seviyelere çekerek devrilme riskini azaltmak amaçlanmaktadır. Doğrusal kuadratik regülatör ile kontrol sistemi tasarımı yapılarak sonuçların statik devrilme dinamiği bölümünde yapılan süspansiyon geometrisi parametre eniyileme sonuçları ve devrilme masası ile yapılan statik kararlılık faktörü hassasiyet analizi sonuçları ile kıyaslanacaktır.



Şekil 9.5 : Dinamik yük transfer cevabı.

Sistem cevabının parametreleri Şekil 9.5'te gösterildiği incelenecektir. Buna göre sistem parametreleri aşağıda listelendiği gibi olmaktadır:

- Tepe Zamanı (Tmax): Maksimum değer olan 1.019 değerine ulaşıldığında tepe zamanı 3.972 sn olmaktadır.
- Gecikme Zamanı (td): Sistem cevabının maksimum değerinin yarısı referans alınmıştır. Buna göre 0.509 değerine ulaşıldığında gecikme zamanı 1.95 sn olmaktadır.
- Yükselme Zamanı (tr): Sistem cevabı olarak maksimum değer referans alındığından maksimum değer olan 1.019 değerine %10'undan %90'ına ulaşması için geçen zaman 2.8679 sn dir.

9.3.2 Kontrol edilebilirlik

$C_{A,b}=[B \ A.B \ A^2.B \ A^3.B]$ ise

$$C_{A,b} = \begin{bmatrix} 42 & 0 & 360000 & -103740000 \\ 0 & 0 & 0 & 60000 \\ 0 & 0 & 260000 & -75330000 \\ 0 & 0 & 0 & 260000 \end{bmatrix}$$

Çıkışın Kontrol Edilebilirliği ise,

$C_{O,A,b}=[C.B \ C.A.B \ C.A^2.B \ C.A^3.B]$ ise

$$C_{O_{A,b}} = [0 \quad 100000 \quad -28300000 \quad 8236600000]$$

Rank=1 ve full rank olduğundan dolayı sistem çıkışı kontrol edilebilir.

Kontrolör Kompanion Form

$$C_{A,b} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 360000 & -103740000 \\ 0 & 0 & 0 & 60000 \\ 0 & 0 & 260000 & -75330000 \\ 0 & 0 & 0 & 260000 \end{bmatrix}$$

$$C_{A,b}^{-1} = \begin{bmatrix} -0.0071 & 0.1662 & 0.0611 & 14.9373 \\ -0.0076 & -0.0018 & 0.0334 & 6.6721 \\ -0.0004 & -0.0042 & 0.0094 & 2.5663 \\ -0.0000 & -0.0000 & 0.0000 & 0.0087 \end{bmatrix}$$

$$q^T = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0.0087]$$

$$T = \begin{bmatrix} q^T \\ q^T \cdot A \\ q^T \cdot A^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -0.1 \\ 0 & 0 & 14.5 & 30.3 \\ -9.5 & 2.8 & -4233.6 & -8828.1 \end{bmatrix}$$

A matrisi 9.13 numaralı denklem ile elde edilir.

$$A_C = T \cdot A \cdot T^{-1} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -3571.2 & -3305.4 & -1376 & -296.2 \end{bmatrix} \quad (9.13)$$

$$b_C = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$C_C^T = - (C \cdot T^{-1})$ ve

$$C_C^T = [17035 \quad 9954 \quad 861 \quad 3]$$

9.3.3 Doğrusal kuadratik regülatör tasarımı (DKR)

Amaç fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$J = h(\underline{x}(t_f)) + \int_0^{t_f} f_0(\underline{x}, \underline{u})$ ve $h(\underline{x}(t_f))$ ve $f_0(\underline{x}, \underline{u})$ fonksiyonları 9.14 ve 9.15 numaralı denklemler ile ifade edilebilir.

$$h(\underline{x}(t_f)) = \frac{1}{2} \underline{x}^T(t_f) \cdot S \underline{x}(t_f) \quad (9.14)$$

$$f_0(\underline{x}, \underline{u}) = \frac{1}{2} \cdot \left(\underline{x}^T(t_f) \cdot Q \cdot \underline{x}(t_f) + \underline{u}^T(t_f) \cdot R \cdot \underline{u}(t_f) \right) \quad (9.15)$$

Yukarıdaki denklemler amaç fonksiyonunda yerine yazılır ise,

$$J = \frac{1}{2} \underline{x}^T(t_f) \cdot S \underline{x}(t_f) + \frac{1}{2} \int_0^{t_f} \left(\underline{x}^T(t) \cdot Q \cdot \underline{x}(t) + \underline{u}^T(t) \cdot R \cdot \underline{u}(t) \right) dt$$

$R \rightarrow$ Simetrik ve pozitif tanımlı

$Q \rightarrow$ Simetrik ve pozitif yarı tanımlı

$S \rightarrow$ Simetrik ve pozitif yarı tanımlı olarak ifade edilmektedirler.

Doğrusal sistemlerde sistem denklemi

$$\dot{\underline{x}}(t) = A(t) \cdot \underline{x}(t) + B(t) \cdot \underline{u}(t) \text{ olarak tanımlanır.}$$

Ricatti denklemlerinin çıkartılabilmesi için Adjoint ve Hamiltonian denklemleri çıkartılmalıdır.

Adjoint Denklemleri

$\dot{\underline{\psi}} = - \frac{d}{dx} H(\underline{\psi}, \underline{x}, \underline{u})$ ve sınır koşulu 9.16 numaralı denklem ile ifade edilir.

$$\underline{\psi}(t) = - \left. \frac{dh}{dx} \right|_{t=t_f} = -S \cdot \underline{x}(t_f) \quad (9.16)$$

Hamiltonian Denklemleri.

Lagrange çarpanları $\psi(t)$ ile ifade edilir ise,

$$H(\underline{\psi}, \underline{x}, \underline{u}) = -f_0(\underline{x}, \underline{u}) + \underline{\psi}^T \cdot \underline{f}(\underline{x}, \underline{u})$$

$$f_0(\underline{x}, \underline{u}) = \frac{1}{2} \cdot \left(\underline{x}^T(t) \cdot Q \cdot \underline{x}(t) + \underline{u}^T(t) \cdot R \cdot \underline{u}(t) \right)$$

$$\underline{f}(\underline{x}, \underline{u}) = \dot{\underline{x}}(t) = A(t) \cdot \underline{x}(t) + B(t) \cdot \underline{u}(t) \text{ ise,}$$

$$H(\underline{\psi}, \underline{x}, \underline{u}) = - \frac{1}{2} \cdot \left(\underline{x}^T(t) \cdot Q \cdot \underline{x}(t) + \underline{u}^T(t) \cdot R \cdot \underline{u}(t) \right) +$$

$$\underline{\psi}^T \cdot \left(A(t) \cdot \underline{x}(t) + B(t) \cdot \underline{u}(t) \right) \quad (9.17)$$

Buna göre 9.17 denkleminde yukarıdaki 9.16 denklemini uygulanır ise,

$$\underline{\dot{\psi}} = -\frac{d}{dx} H(\underline{\psi}, \underline{x}, \underline{u}) = Q(t) \cdot \underline{x}(t) - \underline{A}^T(t) \cdot \underline{\psi}(t)$$

H ı maksimum yapacak u değeri,

$$0 = \frac{d}{du} H(\underline{\psi}, \underline{x}, \underline{u}) = -R(t) \cdot \underline{B}^T(t) \cdot \underline{\psi}(t)$$

$$\underline{u}(t) = \underline{u}(t) = -R(t) \cdot \underline{B}^T(t) \cdot \underline{\psi}(t)$$

$$\underline{u}(t) = \text{Optimal Kontrol Kuralı denilir.} \quad (9.18)$$

Buna göre sistem denklemi 9.19 numaralı denklem halini alır.

$$\underline{\dot{x}}(t) = A(t) \cdot \underline{x}(t) + B(t) \cdot \underline{u}(t) = A(t) \cdot \underline{x}(t) - B(t) \cdot R(t) \cdot \underline{B}^T(t) \cdot \underline{\psi}(t) \quad (9.19)$$

Ricatti Denklemleri

$$\underline{\dot{\psi}}(t) = -P(t) \cdot \underline{x}(t)$$

$P(t)$ =Bilinmeyen (nxn) matrisidir ve simetrik ve pozitif yarı tanımlıdır.

Bu çözüm 9.19 denkleminde yerine yazılır ise,

$$\underline{\dot{x}}(t) = A(t) - B(t) \cdot \underline{u}(t) = \left(A(t) - B(t) \cdot R(t) \cdot \underline{B}^T(t) \cdot P(t) \right) \underline{x}(t) \quad (9.20)$$

$$\underline{\dot{\psi}}(t) = \underline{\dot{P}}(t) \underline{x}(t) - P(t) \cdot \underline{\dot{x}}(t) = \left(A(t) \cdot P(t) + Q(t) \right) \underline{x}(t) \quad (9.21)$$

9.20 numaralı denklemi P ile çarpıp 9.21 numaralı denklem ile toplarsak,

$$\underline{\dot{P}}(t) = A(t) \cdot P(t) + A^T(t) \cdot P(t) - P(t) \cdot B(t) \cdot R(t)^{-1} \cdot \underline{B}^T(t) \cdot P(t) + Q(t)$$

Bu denkleme Ricatti Denklemleri denilir.

9.3.4 Doğrusal zamanlı sistemlerde doğrusal kuadratik regülatör tasarımı

Sistemin ∞ zaman sonrasında dengeye gelmesi kabul edilir. Kapalı bir sistemin stabil olma şartı;

$t_f \rightarrow \infty$ olacağından,

Final şartı $\rightarrow x(t_f) = x(\infty)$ ve

$\lim_{t_f \rightarrow \infty} x(t_f) = 0$ olduğundan,

$h(\underline{x}(t_f)) = 0$ değerini alır.

Bu terim, amaç fonksiyonu(J) içinden çıkarılır ise,

$$J = \int_0^{t_f} f_0(\underline{x}, \underline{u}) dt$$

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (\underline{x}^T(t) \cdot Q \cdot \underline{x}(t) + \underline{u}^T(t) \cdot R \cdot \underline{u}(t)) dt$$

$P(t)$ sabit bir değer olacağından, $\dot{P}(t) = 0$ elde edilir ve Riccati denklemi 9.22 numaralı denklem haline gelir.

$$A(t) \cdot P(t) + A^T(t) \cdot P(t) - P(t) \cdot B(t) \cdot R(t)^{-1} \cdot B^T(t) \cdot P(t) + Q(t) = 0 \quad (9.22)$$

$R \rightarrow$ Simetrik ve pozitif tanımlı

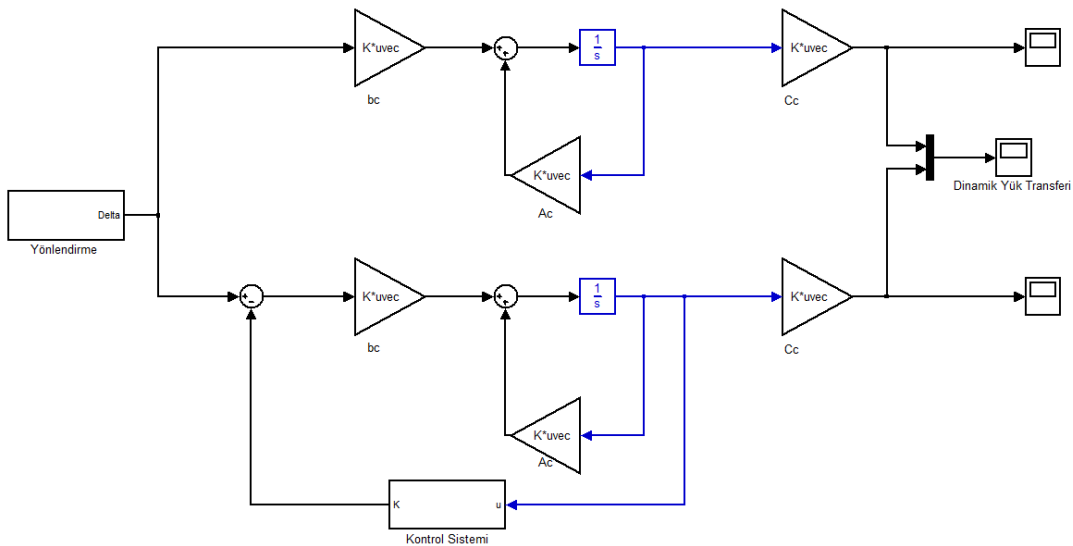
$Q \rightarrow$ Simetrik ve pozitif yarı tanımlı

$P \rightarrow$ Simetrik ve pozitif yarı tanımlı olarak ifade edilmektedirler.

Optimal kontrol kuralı 9.23 numaralı denklem ile ifade edilmektedir.

$$\underline{u}(t) = -R(t) \cdot B^T(t) \cdot P(t) \quad (9.23)$$

Doğrusal kvadratik regülatör kontrol sistemi Şekil 9.6'daki gibi Simulink'te modellenmiştir.



Şekil 9.6 : DKR ile kontrol sistemi tasarımı Simulink gösterimi.

9.3.4.1 Tasarım-1

Ağırlık matrislerinin belirlenmesi,

R=0.01

$$Q = \begin{bmatrix} 12220 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10640 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 11470 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 7890 \end{bmatrix}$$

$$P = \begin{bmatrix} q_{11} & q_{12} & q_{13} & q_{14} \\ q_{12} & q_{22} & q_{23} & q_{24} \\ q_{13} & q_{23} & q_{33} & q_{34} \\ q_{14} & q_{24} & q_{34} & q_{44} \end{bmatrix}$$

Riccati denklemi,

$$A(t) \cdot P(t) + A^T(t) \cdot P(t) - P(t) \cdot B(t) \cdot R(t)^{-1} \cdot B^T(t) \cdot P(t) + Q(t) = 0$$

$$A = \begin{bmatrix} -2.5735 & -26.7764 & -400.7707 & -829.7617 \\ 0.1599 & -0.9238 & 0 & 0 \\ -0.6492 & 0.2526 & -292.6829 & -605.9751 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \text{ ve } B = \begin{bmatrix} 11.9145 \\ 5.4197 \\ 3.0058 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ ise,}$$

Denklemlerinden P matrisi elde edilir.

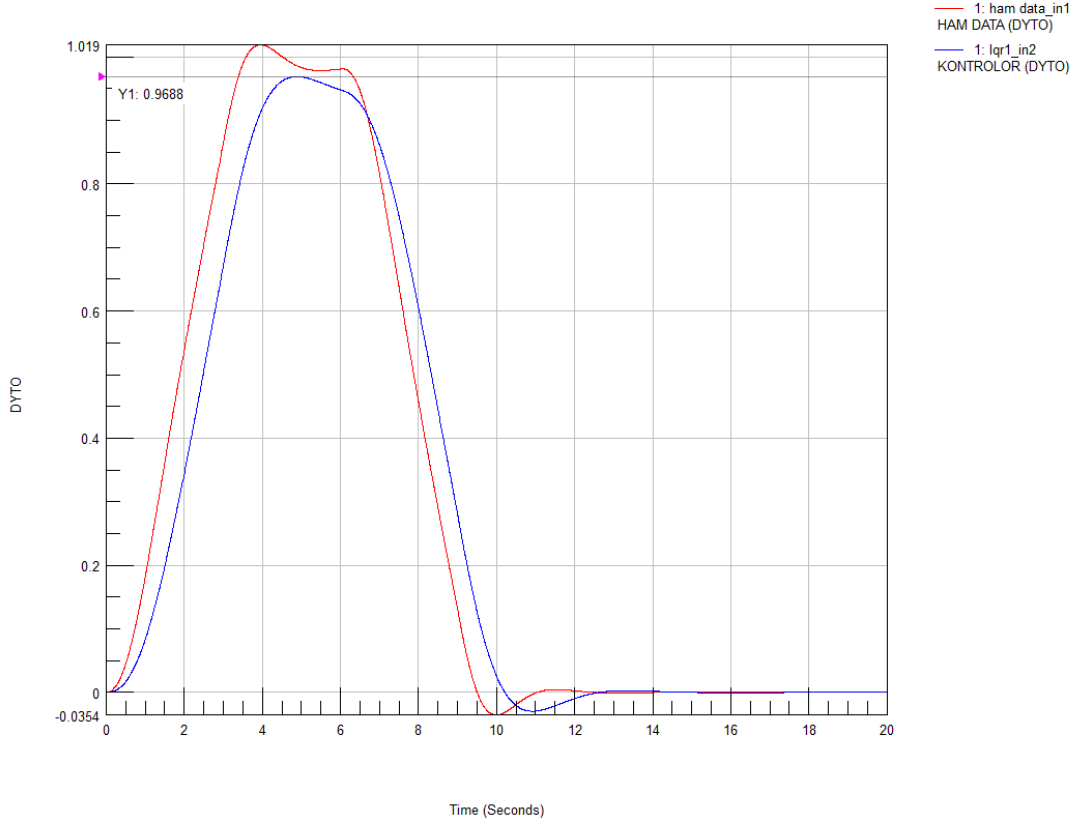
Optimal kontrol kuralı,

$$\underline{u}(t) = -R(t)^{-1} \cdot B^T(t) \cdot P(t) \text{ ise,}$$

$$\underline{u}(t) = [167.2 \quad 1863 \quad 1907.5 \quad 642.2] \text{ elde edilir.} \quad (9.24)$$

Şekil 9.7'de DYTO ile doğrusal kuadratik regülatör ile kontrol sistemi tasarımlarından birinci tasarım durumu karşılaştırılmaktadır. Kontrol sistemi tasarımının olmadığı sistemde belirlenen direksiyon açısına göre DYTO 1,019 çıkmaktaydı.

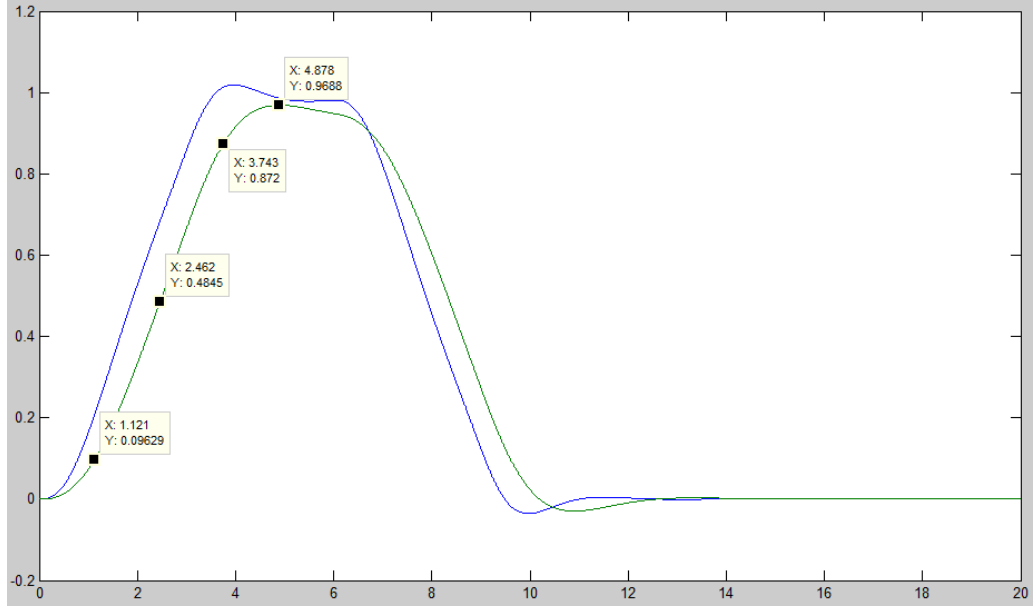
Birinci kontrol sistemi tasarımına göre ise DYTO 0,9688 elde edilmektedir. Devrilme açısı değeri artırılarak %4,92 oranında iyileştirilmiştir.



Şekil 9.7 : DKR-1 DYTO cevabı karşılaştırılması.

Sistem cevabının parametreleri Şekil 9.8’de gösterildiği incelenecektir. Buna göre sistem parametreleri aşağıda listelendiği gibi olmaktadır:

- Tepe Zamanı (T_{max}): Maksimum değer olan 0.9688 değerine ulaşıldığında tepe zamanı 4.878 sn olmaktadır.
- Gecikme Zamanı (t_d): Sistem cevabının maksimum değerinin yarısı referans alınmıştır. Buna göre 0.484 değerine ulaşıldığında gecikme zamanı 2.462 sn olmaktadır.
- Yükselme Zamanı (t_r): Sistem cevabı olarak maksimum değer referans alındığından maksimum değer olan 0.9688 değerine %10’undan %90’ına ulaşması için geçen zaman 2.622 sn dir.



Şekil 9.8 : DKR_1 sistemin parametreleri.

Kontrol sisteminin olmadığı açık çevrimde sistem cevabı olan DYTO'nun gecikme zamanı 1.95 sn ve tepe zamanı 3.972 sn olduğu gözlemlenirken; kontrol tasarımının (DKR_1) olduğu durumda gecikme zamanı 2.462 sn ve tepe zamanı 4.878 olmaktadır. DYTO eşik değeri olan 1'in altına çekilirken gecikme zamanı ve tepe zamanının artması ile kontrolör sistemi yavaşlatmaktadır.

9.3.4.2 Tasarım-2

Ağırlık Matrislerinin belirlenmesi,

$$R = 0.1$$

$$Q = \begin{bmatrix} 12220 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10640 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 11470 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 7890 \end{bmatrix}$$

Riccati denklemi,

$$A(t) \cdot P(t) + A^T(t) \cdot P(t) - P(t) \cdot B(t) \cdot R(t)^{-1} \cdot B^T(t) \cdot P(t) + Q(t) = 0$$

Denklemlerinden P matrisi elde edilir.

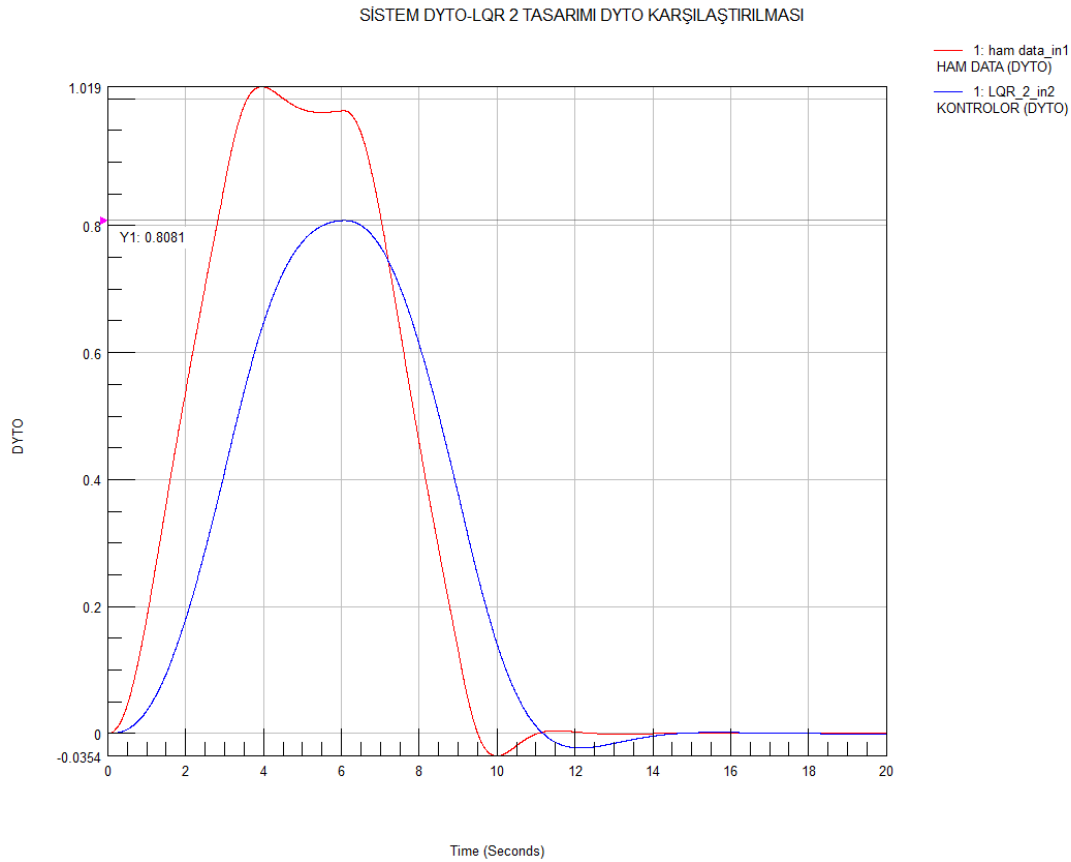
Optimal kontrol kuralı,

$$\underline{u}(t) = -R(t)^{-1} \cdot B^T(t) \cdot P(t) \text{ ise,}$$

$$\underline{u}(t) = [898.2 \quad 5331.3 \quad 6167.6 \quad 2530.5] \quad (9.25)$$

Şekil 9.9'da DYTO ile doğrusal kuadratik regülatör ile kontrol sistemi tasarımlarından ikinci tasarım durumu karşılaştırılmaktadır. Kontrol sistemi tasarımının olmadığı sistemde belirlenen direksiyon açısına göre DYTO 1.019 çıkmaktaydı.

İkinci kontrol sistemi tasarımına göre ise DYTO 0.8081 elde edilmektedir. Devrilme açısı değeri azaltılarak %21.09 oranında iyileştirilmiştir. R ağırlık değerinin 10 kat artırılması ile birinci tasarım durumuna göre devrilme açısı değerinde % 16.17 iyileşme olmuştur.

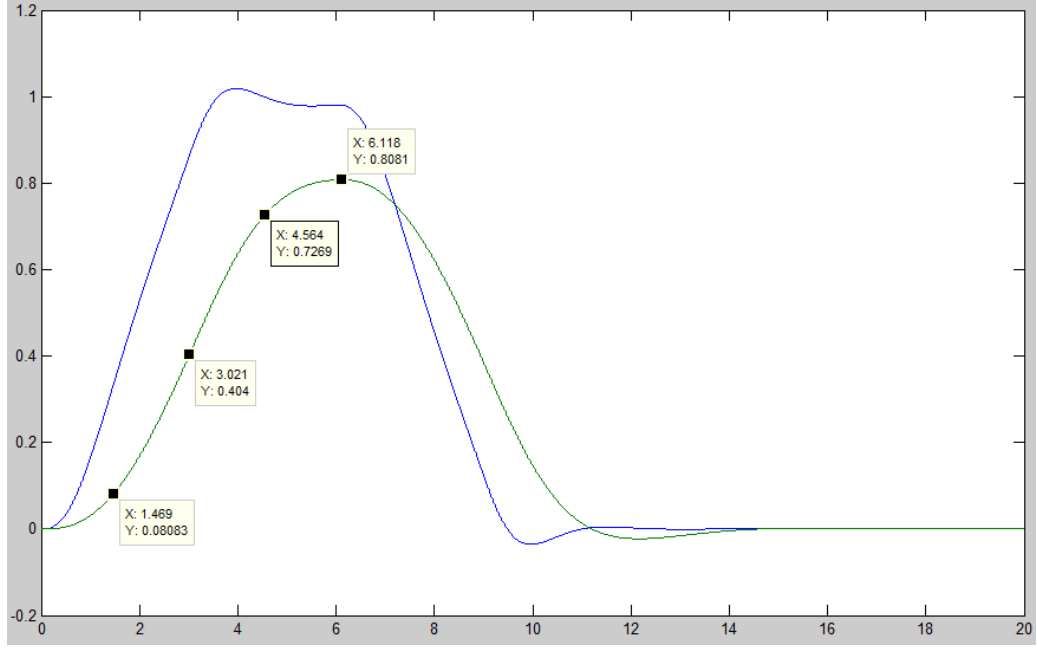


Şekil 9.9 : DKR-2 DYTO cevabı karşılaştırılması.

Sistem cevabının parametreleri Şekil 9.10'da gösterildiği incelenecektir. Buna göre sistem parametreleri aşağıda listelendiği gibi olmaktadır:

- Tepe Zamanı (Tmax): Maksimum değer olan 0.8081 değerine ulaşıldığında tepe zamanı 6.118 sn olmaktadır.
- Gecikme Zamanı (td): Sistem cevabının maksimum değerinin yarısı referans alınmıştır. Buna göre 0.404 değerine ulaşıldığında gecikme zamanı 3.021 sn olmaktadır.

- Yükselme Zamanı (tr): Sistem cevabı olarak maksimum değer referans alındığından maksimum değer olan 0.8081 değerine %10'undan %90'ına ulaşması için geçen zaman 3.095 sn dir.



Şekil 9.10 : DKR_2 sistemin parametreleri.

Kontrol sisteminin olmadığı açık çevrimde sistem cevabı olan DYTO'nun gecikme zamanı 1.95 sn ve tepe zamanı 3.972 sn olduğu gözlemlenirken; kontrol tasarımının (DKR_2) olduğu durumda gecikme zamanı 3.021 sn ve tepe zamanı 6.118 sn olmaktadır. (DKR_1) tasarımına göre R ağırlık değerinin 10 kat artırılması ile DYTO değerinde azalma olmasına rağmen sistemdeki yavaşlama artmıştır.

9.3.4.3 Tasarım-3

$$R=0.1$$

$$Q=80000 \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Riccati denklemi,

$$A(t) \cdot P(t) + A^T(t) \cdot P(t) - P(t) \cdot B(t) \cdot R(t)^{-1} \cdot B^T(t) \cdot P(t) + Q(t) = 0$$

Denklemlerinden P matrisi elde edilir.

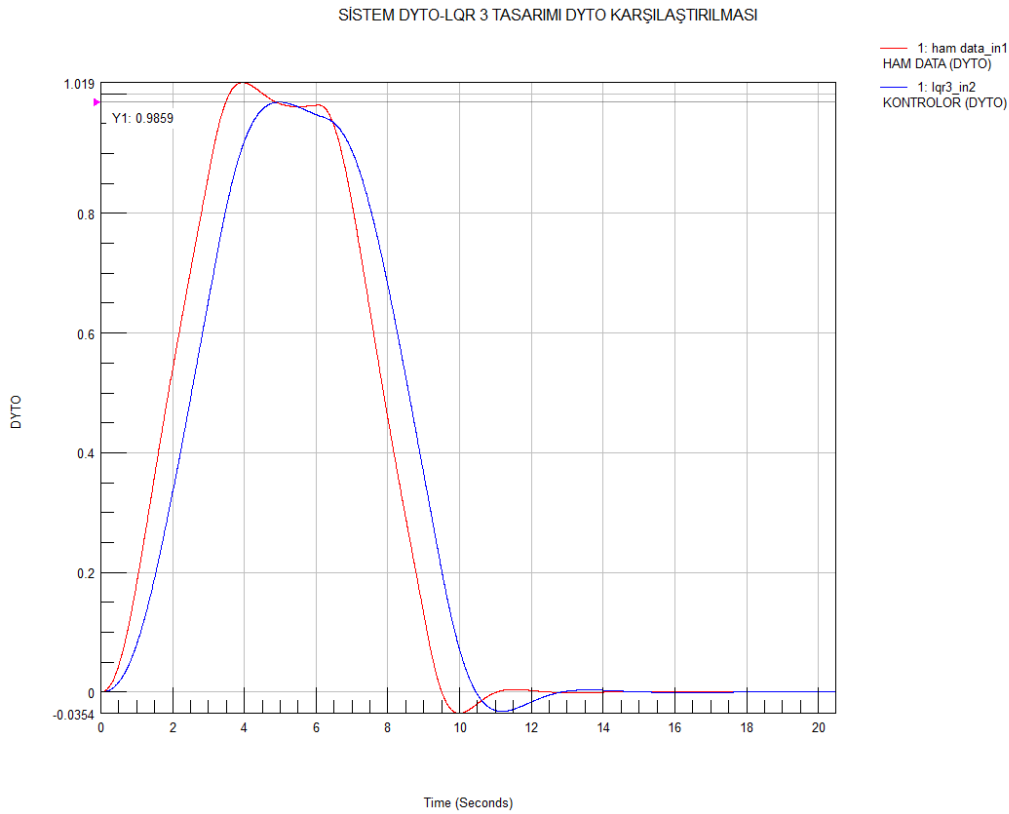
Optimal kontrol kuralı,

$$\underline{u}(t) = -\underline{R}(t) \cdot \underline{B}^T(t) \cdot \underline{P}(t) \text{ ise,}$$

$$\underline{u}(t) = [110.3 \quad 1743.6 \quad 1828.5 \quad 647.9] \quad (9.26)$$

Şekil 9.11’de DYTO ile doğrusal kuadratik regülatör ile kontrol sistemi tasarımlarından üçüncü tasarım durumu karşılaştırılmaktadır. Kontrol sistemi tasarımının olmadığı sistemde belirlenen direksiyon açısına göre DYTO 1.019 çıkmaktaydı.

Üçüncü kontrol sistemi tasarımına göre ise DYTO 0.9859 elde edilmektedir. Devrilme açısı değeri azaltılarak %3.24 oranında iyileştirilmiştir. Q ağırlık matrisi değerinin artırılması ile devrilme açısı değerinde ikinci tasarım durumuna göre %17.85 oranında gerileme olmuştur.

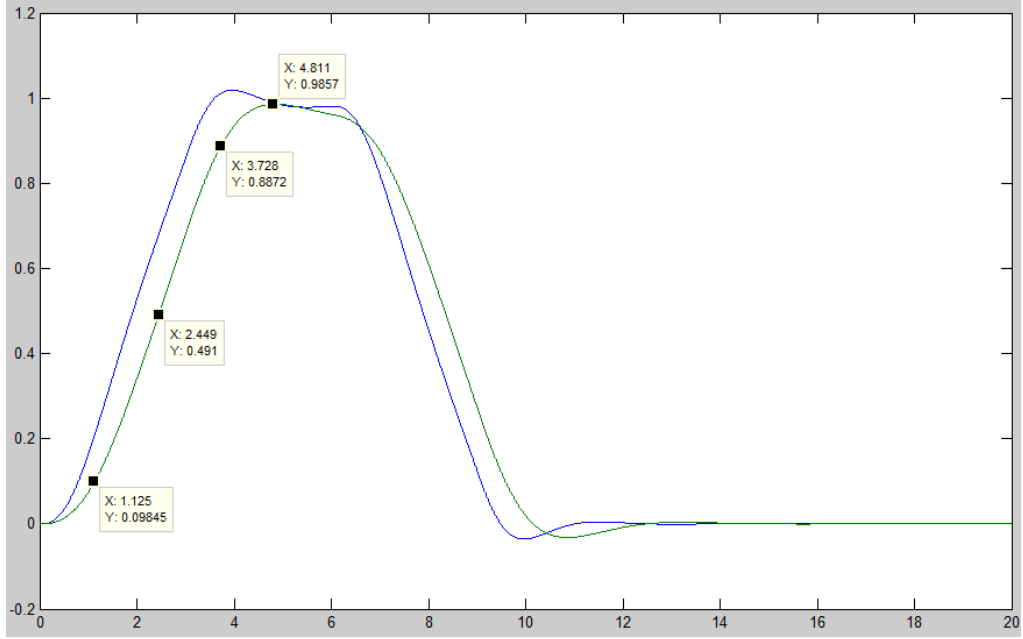


Şekil 9.11 : DKR-3 DYTO cevabı karşılaştırılması.

Sistem cevabının parametreleri Şekil 9.12’de gösterildiği incelenecektir. Buna göre sistem parametreleri aşağıda listelendiği gibi olmaktadır:

- Tepe Zamanı (Tmax): Maksimum değer olan 0.9859 değerine ulaşıldığında tepe zamanı 4.811 sn olmaktadır.

- Gecikme Zamanı (td): Sistem cevabının maksimum değerinin yarısı referans alınmıştır. Buna göre 0.491 değerine ulaşıldığında gecikme zamanı 2.449 sn olmaktadır.
- Yükselme Zamanı (tr): Sistem cevabı olarak maksimum değer referans alındığından maksimum değer olan 0.9859 değerine %10'undan %90'ına ulaşması için geçen zaman 2.603 sn'dir.

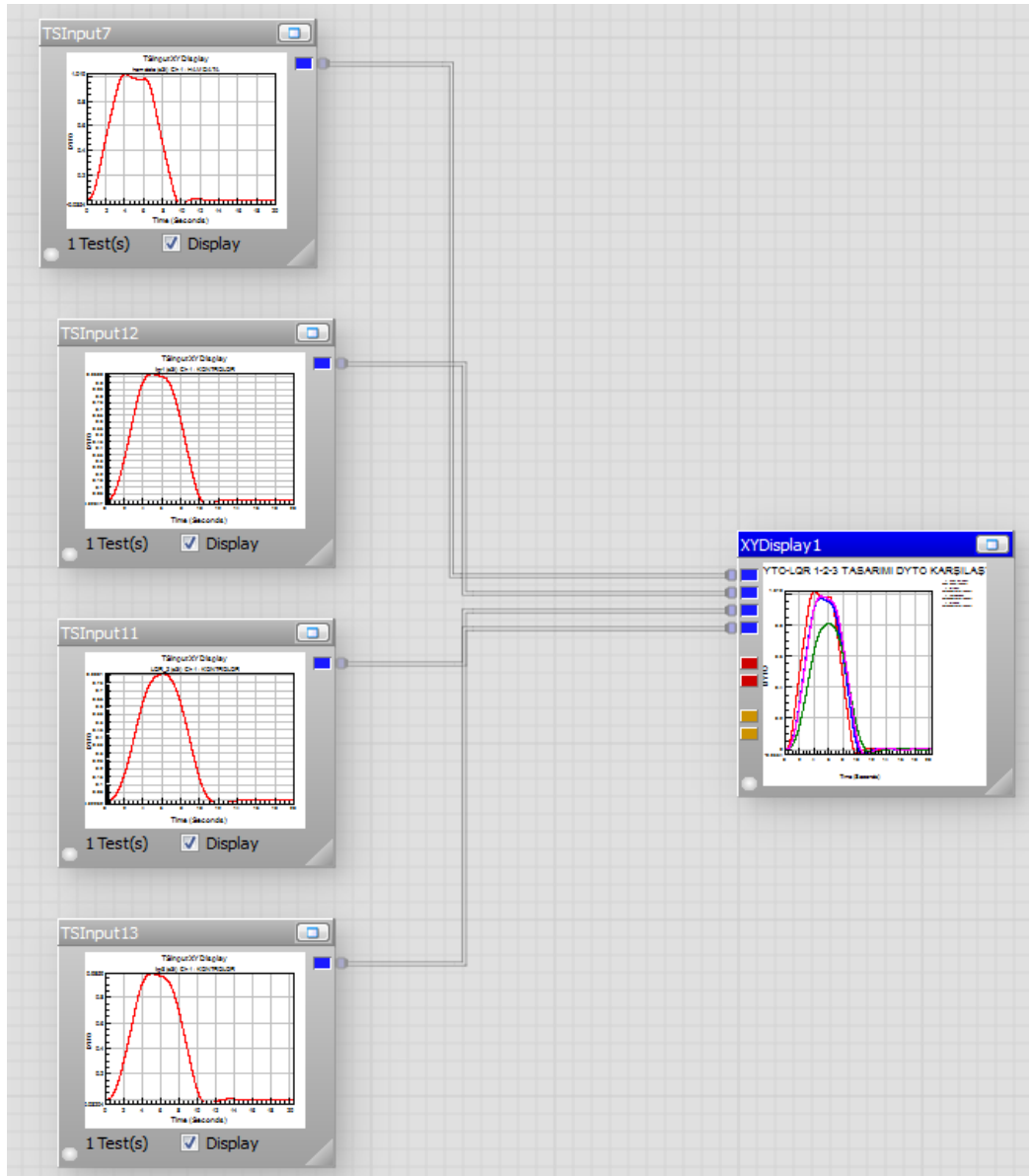


Şekil 9.12 : DKR_3 sistemin parametreleri.

Kontrol sisteminin olmadığı açık çevrimde sistem cevabı olan DYTO'nun gecikme zamanı 1.95 sn ve tepe zamanı 3.972 sn olduğu gözlemlenirken; kontrol tasarımının (DKR_3) olduğu durumda gecikme zamanı 2.449 sn ve tepe zamanı 4.811 sn olmaktadır. (DKR_2) tasarımı ve (DKR_1) tasarımı ile karşılaştırıldığında Q ağırlık matrisi değerinin artırılması ile DYTO değerinde artma olmasına rağmen sistemin gecikme zamanı azalarak tepki hızı artmıştır. Farklı tasarımlar göstermektedir ki Q ve R ağırlık matrisindeki parametrelerin belirlenmesinde sistemin çıkış değerinin yanısıra tepki hızında göz önünde bulundurulmalıdır.

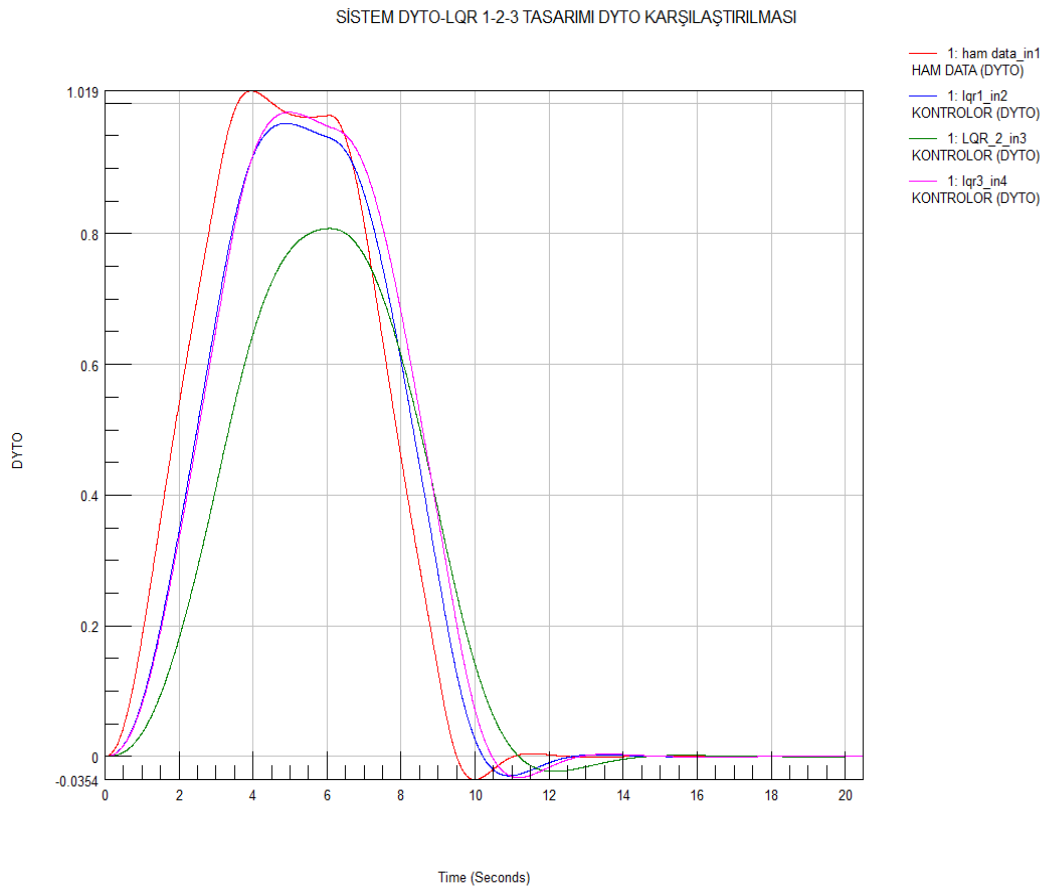
10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tez kapsamında kontrol edilmeyen sistem ile üç farklı kontrol sistemi kullanılan sistemin DYTO cevapları karşılaştırılmıştır. Şekil 10.1’de karşılaştırma işlemi için nCode programında hazırlanan proses görülmektedir.



Şekil 10.1 : nCode DKR kontrol sistemi verileri karşılaştırma prosesi.

Belirlenen direksiyon açısı ile araç hızına bağlı olarak $DYTO > 1$ çıkmaktadır ve araç devrilmektedir. Deneysel metotlar ile doğrusal kuadratik regülatör kontrol sisteminde ağırlık matrisleri belirlenmiştir. Şekil 10.2’de görüleceği gibi Aynı Q matrisi için R'nin alacağı değer azaltıldığında DYTO'nun maksimum değeri azalmakta ve sistem daha hızlı kararlı hale gelmektedir. Benzer şekilde aynı R değeri için Q matrisinin alacağı değer azaltıldığında DYTO'nun maksimum değeri azalmakta ve sistem daha hızlı kararlı hale gelmektedir [42]. Bu nedenle LQR ile kontrol sistemlerinde ağırlık matrislerinin parametreleri kontrol etmek istenilen sistemin köklerine göre belirlenmelidir.



Şekil 10.2 : DKR kontrol sistemi verileri karşılaştırma.

Tablo 10.1’de gösterildiği gibi devrilme dinamiğinin statik olarak incelendiği durumda; süspansiyonun geometrik parametre eniyilemesi sonucunda devrilme açısı eşik değerinde maksimum iyileşme %8.3749 oranında sağlanmıştır. Devrilme Masası hassasiyet analiziyle yapılan çalışmada ise devrilme açısı eşik değerinde maksimum iyileşme %2.88 oranında sağlanmıştır. Devrilme dinamiğinin dinamik olarak

incelendiği durumda devrilme açısı eşik değerinde maksimum iyileşme % 21.09 oranında sağlanmışır.

Tablo 10.1 : Devrilme açısı iyileşme oranları karşılaştırma tablosu.

TASARIM İSMİ		Devrilme Açısı Eşik Değeri Azalma Oranı
STATİK ANALİZ	SÜSPANSİYON GEOMETRİSİ PARAMETRE OPTİMİZASYONU	8.37%
	DEVİRİME MASASI TESTİ İLE HASSASİYET ANALİZİ	2.88%
DİNAMİK ANALİZ	DKR İLE KONTROL SİSTEMİ TASARIMI	21.09%

Doğrusal kuadratik regülatör ile kontrol sistemi tasarımında ağırlık matrisleri parametreleri deneysel olarak belirlenmiştir. Devrilme dinamiği davranışının dinamik olarak ele alınması ve geri besleme ile kontrol edilmesi ile elde edilen iyileşme, devrilme dinamiğinin statik olarak ele alınarak yapılan parametre eniyilemesinden elde edilen iyileşmeden daha fazla olmaktadır.

Bir sonraki çalışmada ise, süspansiyon geometrisinin değiştirilmesi ile statik olarak yapılan devrilme eşik değerinin yükseltilmesi sonucunda değişen süspansiyon geometrisi kullanılarak doğrusal kuadratik regülatör ile kontrol sistemi tasarımı yapılarak dinamik olarak incelenmesi sonucunda devrilme eşik değerinde daha yüksek yüzdelerde iyileşme sağlanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **M. Krid ve F. Benamar.** Design and control of an active anti-roll system for a fast rover.
- [2] **J. Darling, R. E. Dorey ve T. J. Ross-Martin.** (1990.). Low cost active anti-roll suspension for passenger cars. In Proc. ASME Winter Annual Meeting, Dynamic Systems and Control Division, Dallas, TX, USA.
- [3] **Y. Kusahara, X. Li, N. Hata ve Y. Watanabe.** Feasibility study of active rollbar for reducing roll angle of an experimental medium-duty truck. In Proc. 2nd International Symposium on Advanced Vehicle Control.
- [4] **A. Hac** (2002). Influence of active chassis systems on vehicle propensity to maneuver-induced rollovers. SAE Paper, No. 2002-01-0976.
- [5] **P. Ponticel** (2003). Dynamic testing rollover on the way. Automot. Eng. Int., pp. 26–28.
- [6] **D. J. Sampson** (2000). Active Roll Control of Articulated Heavy Vehicles. PhD Thesis, University of Cambridge.
- [7] **Hanlong Y. ve Louis Y. L** (2003). A Robust Active Suspension Controller with Rollover Prevention. Society of Automotive Engineer International, Paper No. 2003-01-0959.
- [8] **Roebuck, R. L., Cebon D. ve Dale S. G** (2006). Optimal Control of Semi-active Tri-axle lorry suspension”, Vehicle System Dynamics, Vol. 44, pp. 892-903.
- [9] **R. S. Sharp ve S. A Hassan** (1986). Relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspension systems. Proc. IMechE, Journal of Transport Engineering, 200(3):219–228.
- [10] **R. S. Sharp ve S. A Hassan** (1987). On the performance capabilities of active automobile suspensions of limited bandwidth. Vehicle System Dynamics, 16(4):213–225.
- [11] **E.-Ch. Von Glasner, E. Gohring** (1993). R. Povel, and P. Schützner. Analysis of intelligent suspension systems for commercial vehicles. SAE Transactions, 102(933008):896–904.
- [12] **Chen, B.-C. ve Peng, Huei** (2005). Rollover Warning for Articulated Heavy Vehicles Based on a Time-to-Rollover Metric. Transactions of the ASME, Vol. 127. pp.406-414.
- [13] **Chen, B. C., Peng, Huei** (1999). A Real-time Rollover Threat Index for Sports Utility Vehicle. Proceedings of the American Control Conference, San Diego, California. pp. 1233-1237.

- [14] **Bo-Chiuan Chen, Huei Peng.** Rollover Prevention for Sports Utility Vehicles with Human-in the Loop
- [15] **A. T. van Zanten** (2002). Evolution of electronic control systems for improving the vehicle dynamic behavior. in Proc. 6th International Symp. On Advanced Vehicle Control.
- [16] **T. J. Wielenga ve M. A. Chace** (2000). A study in rollover prevention using anti rollover braking. in SAE Technical Paper Series, 2000-01-1642.
- [17] **B.C. Chen ve H. Peng** (2001). Differential-braking based rollover prevention for sport utility vehicles with human-in-the-loop evaluations. Vehicle System Dynamics, v 36, n 4-5. pp 359-389.
- [18] **Palkovics, L., Semsey, A. ve Gerum, E** (1998). Roll- Over Prevention System for Commercial Vehicles - Additional Sensorless Function of the Electronic Brake System. AVEC'98, Paper No. 9837409.
- [19] **J. Ackermann ve D. Odenthal** (1999). Damping of vehicle roll dynamics by gain scheduled active steering. in Proc. European Control Conference, Karlsruhe, Germany.
- [20] **R. C. Lin, D. Cebon ve D. J. Cole** (1993). Investigation of active roll control of heavy road vehicles. In Proc. 14th IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, pages 308–321, Chengdu, China.
- [21] **Friedewald, K** (1994). Insassenschutz bei Fahrzeugüberschlägen. ATZ, Vol. 96, No. 6, pages 368-372, Germany.
- [22] **Parenteau, C.; Thomas, P. und Lenard, J** (2001). US and UK Field Rollover Characteristics. SAE 2001-01-0167.
- [23] **NHTSA** (2002). Traffic Safety Facts 2001 - Overview,," DOT HS 809 476.
- [24] **Hinch, J.** WHTSA's Rollover Rulemaking Program-Results of Testing and analysis. SAE 92058.
- [25] **G. Rechnitzer,S. Richardson,E. Hoareau** (2000). Evaluation and Testing of Police Vehicles for Rollover Stabilitie.
- [26] **El-Gindy, M** (1995). Overview of Performance Measures for Heavy Commercial Vehicles in North America. Int. J. of Vehicle Design, Vol.16,No.4-5.
- [27] **SAE** (1996). Spring Committee, Spring Design Manual, 2nd Ed., SAE, pp. 215-267.
- [28] **K. D. Lampert.** A Study of Vehicle Properties That Influence Rollover and Their Effect on Electronic Stability Controllers.
- [29] **SAE** (1998). A Tilt Table Test Procedure for Measuring the Static Rollover Threshold for Heavy Trucks, SAE J2180
- [30] **Winkler, C. B.** Repeatability of the Tilt - Table Test Metod. SAE paper 930832.
- [31] **E. Sert, T. Çalışkan, H. Atasoy** (2014). Zırhlı Aracın Statik Devrilme Karakteristiği. (Static Rollover Characteristics of the Armored Vehicle), OTEKON. Bursa.

- [32] **J. SEGERS** (2008). Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition, Warrendale: SAE International.
- [33] **Taguchi, G, Chowdhury, S. ve Taguchi, S** (1999). Robust Engineering. McGraw-Hill, NY, 1999
- [34] **Wielenga, T.J.** (1999). A metod for reducing on-road rollovers – anti-rollover braking. SAE 1999-01-0123.
- [35] **E.B. Craig** (2011). Applications of Model Predictive Control to Vehicle Dynamics for Active Safety and Stability.
- [36] **S.Solmaz** (2007). Topics in Automotive Rollover Prevention: Robust and Adaptive Switching Strategies for Estimation and Control.
- [37] **R.N.Jazar** (2008). Vehicle Dynamics Theory and Application, Springer.
- [38] **R.T. Uil** (2007). Tyre models for steady-state vehicle handling analysis.
- [39] **L. Jingliang, Z. Yizhai** A Hybrid Physical-Dynamic Tire/Road Friction Model, Rutgers University
- [40] **A.Güllü** (2010). Kontrolör Arayüzü Tasarımı, Marmara Üniversitesi.
- [41] Otomatik Kontrol Sistemleri, Doğrusal Geri Beslemeli Sistemlerin Kararlılığı, Ders Notları
- [42] **E. Sert** (2014). Hafif Ticari Kamyonetin Devrilme Kontrolünde Farklı Kontrol Sistemi Uygulamaları, ISITES, Karabük.
- [43] **National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA)** (2008). Rollover characteristics.
- [44] **M. Mizuno, S. Doi, Y. Amano, T. Matsunaga, M. Ishiguro ve Y. Hayashi.** Theadaption of active control technology to car chassis. In Proc. 3rd International Conference on Vehicle Dynamics and Power Train Engineering.
- [45] **A. Eidehall** (2007). Tracking and threat assessment for automotive collision avoidance. PhD thesis, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Sweden.
- [46] **R. C. Lin, D. Cebon ve D. J. Cole** (1993). Validation on an articulated vehicle yaw/roll model. Technical Report CUED/C-MECH/TR 53, Department of Engineering, University of Cambridge, Cambridge, UK.
- [47] **Winkler, C. B.** Repeatability of the Tilt-Table Test Metod. SAE paper 930832
- [48] **A.LALOR.** Vehicle Handling Characteristics and Development of a Formula Student Car, Swansea Metropolitan Universite
- [49] **Park, S** (1996). Robust design and analysis for quality engineering, pp. 329 (Chapman & Hall, London/New York).
- [50] **Montgomery, D. C** (2001). Design and Analysis of Experiments, 5th edition, John Wiley & Sons, Inc.
- [51] **Emniyet Müdürlüğü** (2001). Trafik Kaza İstatistikleri.

- [52] **Hinch, J.** WHTSAYs Rollover Rulemaking Program - Results of Testing and analysis. SAE 92058.
- [53] **G. Rechnitzer, S. Richardson, E. Hoareau** (2000). Evaluatiıon and Testing of Police Vehicles for Rollover Stabilitie.
- [54] **EL.Gindy, M** (1995). Overview of Performance Measures for Heavy Commercial Vehicles in North America. Int. J. of Vehicle Design, Vol. 16,
- [55] **Frank W. Baumann ve Lutz Eckstein** “Effects Causing Untripped Rollover of Light Passenger Vehicles in Evasive Maneuvers”, SAE International, 2004-01-1057
- [56] **E. Sert, S. Dileroğlu, M. Bilir** (2014). Alçak Tabanlı Otobüslerde Kullanılan Portal Aksta Parametre En iyilenmesi” (Parameter Optimization of the Portal Axle Used in the Low Floor Buses), OTEKON, Bursa.
- [57] **Emniyet Müdürlüğü** (2013). Gizli Zırhlı Küçük Otobüs Teknik Şartnamesi.
- [58] **E. Sert, S. Dileroğlu** (2014). Ride Comfort Sensitivity Analysis of Portal Axle Using Adams/Car, ISITES, Karabük.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Emre SERT

Doğum Yeri ve Tarihi: Çanakkale– 15/07/1986

E-posta : emre.sertt@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2008, Kocaeli Üniversitesi, Makina Mühendisliği
- **Yükseklisans** : 2014, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM:

2011 - 2012 : Tırsan Treyler Otomotiv A.Ş , Ar-Ge Mühendisi

2012 Nisan - : Anadolu Isuzu Otomotiv A.Ş , Ar-Ge Mühendisi

YAYINLAR VE SUNUMLAR:

- E. Sert, S. Dileroglu, M. Bilir, Alçak Tabanlı Otobüslerde Kullanılan Portal Aksta Parametre Optimizasyonu, (Parameter Optimization of the Portal Axle Used in the Low Floor Buses), OTEKON 2014, Bursa.
- E. Sert, T. Çalışkan, H. Atasoy, Zırhlı Aracın Statik Devrilme Karakteristiği, (Static Rollover Characteristics of the Armored Vehicle), OTEKON 2014, Bursa.
- E. Sert, Hafif Ticari Kamyonetin Devrilme Kontrolünde Farklı Kontrol Sistemi Uygulamaları, ISITES 2014, Karabük.
- E. Sert, S. Dileroglu, Ride Comfort Sensitivity Analysis of Portal Axle Using Adams/Car, ISITES 2014, Karabük.