

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ADAMS CHASSIS PROGRAMI İLE SUV ARAÇ MODELLENMESİ VE EŞ
ZAMANLI SİMÜLASYON YARDIMI İLE AKTİF GÜVENLİK
SİSTEMLERİ TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Eren UYANIK

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Otomotiv

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Bilin AKSUN GÜVENÇ

OCAK 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ADAMS CHASSIS PROGRAMI İLE SUV ARAÇ MODELLENMESİ VE EŞ
ZAMANLI SİMÜLASYON YARDIMI İLE AKTİF GÜVENLİK
SİSTEMLERİ TASARIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mehmet Eren UYANIK
503021018**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Aralık 2009
Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Ocak 2010**

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Bilin AKSUN GÜVENÇ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Metin ERGENEMAN (İTÜ)
Y. Doç. Dr. Gökhan İNALHAN (İTÜ)**

OCAK 2010

ÖNSÖZ

Çalışmalarım boyunca beni yönlendiren, teşvik ve desteğini esirgemeyen tez danışmanım Doc. Dr. Bilin AKSUN GÜVENÇ'e ve eşim Ayça ODABAŞI UYANIK'a teşekkür ederim.

OCAK 2010

Mehmet Eren UYANIK

Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

ÖZET	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
2. ARAÇ ÖZELLİKLERİ.....	7
2.1 Araç Genel Özellikleri	7
2.2 Süspansiyon	8
2.2.1 Ön süspansiyon	8
2.2.2 Arka süspansiyon	10
2.3 Direksiyon Sistemi.....	11
2.4 Tekerlekler	12
2.4.1 Tekerlek ebatı ve basıncı.....	12
2.4.2 Kullanılan matematik modeli	12
2.4.3 Tekerlek özellikleri	12
2.5 Frenler	13
2.6 Viraj Denge Çubuğu	13
3. ARAÇ MODELLERİ	15
3.1 Tek İzli Araç Modeli.....	15
3.2 Çift İzli Araç Modeli.....	21
3.3 ADAMS Modeli.....	23
3.3.1 ADAMS Chassis gövde modeli	25
3.3.2 ADAMS Chassis ön süspansiyon modeli	26
3.3.3 ADAMS Chassis ön tekerlek modeli	27
3.3.4 ADAMS Chassis arka süspansiyon modeli	27
4. AKTİF GÜVENLİK SİSTEMLERİ	29
4.1 Elektronik Stabilite Kontrolü (Electronic Stability Control)	29
4.2 Devrilme Kontrol Sistemi (RSC).....	40
4.3 Aktif Anti-Roll Bar	45
4.4 Arka Akstan Aktif Yönlendirme.....	48
4.5 Aktif Güvenlik Sistemleri ile İlgili Regülasyonlar	50
4.5.1 ESP sistemi'nin Avrupa ve Amerikadaki yasal durumu.....	51
4.5.2 Duraksamalı sinüs manevrası (Sine With Dwell)	51
4.5.3 Balık oltası manevrası (Fishhook).....	54
4.5.4 J-Dönüşü manevrası (J-Turn).....	57
5. ARAÇ MODELLERİNİN KORELASYONU	59
5.1 ADAMS Modeli Kinematik Korelasyon Sonuçları	59
5.2 Tek izli Araç Modeli Korelasyonu	66
5.2.1 Sabit yarıçaplı dönme testi	66
5.2.2 Düşük ivmeli sinüsoidal dalga direksiyon girişi	69
5.2.3 Çift kademeli şerit değiştirme testi	72
5.2.4 Ani şerit değiştirme testi	76

6. ADAMS İLE EŞ ZAMANLI SİMÜLASYON VE KONTROL	81
6.1 Eş Zamanlı Simülasyon.....	81
6.1.1 Modelin ADAMS dan Matlab ortamına aktarımı	81
6.1.2 Modelin Matlab ortamında kullanımı.....	84
6. 2 Kontrolcü Tasarımı	84
6.2.1 Aktif arka aks yönlendirme kontrolü.....	85
6.2.2 Aktif viraj çubuğu kontrolü	90
6.2.3 Aktif arka aks yönlendirme kontrolü ve devrilme kontrolünün beraber kullanımı.....	91
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	101

ŞEKİLLER

Şekil 1.1: Araç Dinamiği özellikleri.....	1
Şekil 1.2: Araç sınıflarına göre market dağılımı	4
Şekil 2.1: ADAMS Chassis genel araç görüntüsü.....	7
Şekil 2.3: Ön süspansiyon görünümü.....	9
Şekil 2.4: Arka süspansiyon	10
Şekil 2.5: Direksiyon sistemi.....	11
Şekil 2.6: Direksiyon oranı.....	11
Şekil 2.7: Tekerlek kuvvetleri	12
Şekil 2.8: Viraj denge çubuğu	13
Şekil 3.1: Tek izli araç modeli açılış açıklamaları	15
Şekil 3.2: Modelimize uygun şekilde araca etki eden dikey ve eksenel kuvvetler	18
Şekil 3.3: Aracın dikeydeki hareketini tarifleyen değişkenlerin açıklaması	18
Şekil 3.4: MATLAB SIMULINK diyagramı	20
Şekil 3.5: Çift izli araç modeli açılış ve hareket açıklamaları	21
Şekil 3.6: ADAMS Chassis ana ekranı.....	24
Şekil 3.7: ADAMS Chassis gövde modeli	25
Şekil 3.8: ADAMS Chassis gövde konum bilgileri.....	25
Şekil 3.9: ADAMS Chassis gövde ağırlık merkezi ve eylemsizlik momenti bilgileri	25
Şekil 3.10: ADAMS Chassis ön süspansiyon parça konum bilgileri	26
Şekil 3.11: ADAMS Chassis ön süspansiyon ağırlık merkezi ve eylemsizlik moment bilgileri.....	26
Şekil 3.12: ADAMS Chassis ön süspansiyon parça bağlantı bilgileri.....	26
Şekil 3.13: ADAMS Chassis ön süspansiyon yay bilgileri	26
Şekil 3.14: ADAMS Chassis ön süspansiyon amortisör bilgileri.....	27
Şekil 3.15: ADAMS Chassis ön tekerlek ve tekerlek modeli yay bilgileri	27
Şekil 3.16 ADAMS Chassis arka süspansiyon modeli ağırlık merkezi bilgileri	27
Şekil 3.17: ADAMS Chassis arka süspansiyon twistbeam bilgileri.....	28
Şekil 4.1: ESC parçaları arası etkileşim	33
Şekil 4.2: ESC açısal dönme kontrolü çalışma prensibi	34
Şekil 4.3: Kuru asfalt üzerinde yan kayma açısının açısal dönme momente etkisi.....	35
Şekil 4.4: DYC'nin çalışma prensibi.....	35

Şekil 4.5: Aracın yan kayma açısının hesaplanması	36
Şekil 4.6: Araç yan kayma açısının hesaplanması	38
Şekil 4.7: ESC Parçaları.....	39
Şekil 4.8: Düşeyse eğimli yolda kullanılan aracın yalpa açıları.....	41
Şekil 4.9: RSC kontrolündeki J dönüş manevrasında katsayıların belirlenmesi.....	44
Şekil 4.10: ATK ve PTK sistemlerinin birleştirilmesi	45
Şekil 4.11: Aktif viraj çubuğu kontrolü	47
Şekil 4.12: Arka aks aktif yönlendirici’li bir aracın hareketleri.....	49
Şekil 4.13: Arkadan yönlendirmeli kontrol sisteminin parçaları	49
Şekil 4.14: Arkadan yönlendirmeli kontrol sisteminin parçalar arası etkileşimi	50
Şekil 4.15: Duraksamalı sinus dalgası testi direksiyon girişi.....	53
Şekil 4.16: Duraksamalı sinus dalgası testi anlık açısal dönme hızı hesaplanması	53
Şekil 4.17: “Sine with Dwell” testi geçme kalma kriteri	54
Şekil 4.18: “Fishhook” testi direksiyon girişi	55
Şekil 4.19: “Fishhook” testi boyunca araç hızı	55
Şekil 4.20: “Fishhook” testi boyunca 80.5 km/saat hızda aracın yanal ivmesi.....	56
Şekil 4.21: “Fishhook” testi boyunca 6.5A direksiyon açısında ve 80.5km/saat hızda aracın sol ön ve sol arka tekerleklerine z yönünde gelen kuvvetler.....	56
Şekil 4.22: “Fishhook” testinde tekerleklerin tutunmasının yanal ivme üzerindeki etkisi ...	57
Şekil 4.23: “Fishhook” testinde tekerleklerin markasının tekerleklerle gelen Fz kuvvetleri ve test geçme kriteri üzerindeki etkisi.	57
Şekil 4.24: “Fishhook” testinde yanal ivmenin en yüksek olduğu an tekerleklerle etki eden kuvvetler	57
Şekil 4.25: “Fishhook” ve “J-turn” testleri için direksiyon girişi.....	59
Şekil 5.1: ADAMS modeli arka aks sıkışma yönlenmesi karakteri.....	60
Şekil 5.2: ADAMS modeli ön aks sıkışma yönlenmesi karakteri.....	60
Şekil 5.3: Örnek bir SUV araç için ön aks sıkışma yönlenmesi ölçüm sonuçları.....	60
Şekil 5.4: Örnek bir SUV araç için arka aks sıkışma yönlenmesi ölçüm sonuçları	61
Şekil 5.5: ADAMS modeli ön aks sıkışma kasteri karakteri.....	61
Şekil 5.6: ADAMS modeli arka aks sıkışma kasteri karakteri.....	61
Şekil 5.7: Örnek bir SUV araç için ön aks sıkışma kasteri ölçüm sonuçları.....	61
Şekil 5.8: Örnek bir SUV araç için arka aks sıkışma kasteri ölçüm sonuçları.....	62
Şekil 5.9: ADAMS modeli ön aks sıkışma kamberi karakteri	62
Şekil 5.10: ADAMS modeli arka aks sıkışma kamberi karakteri	62
Şekil 5.11: Örnek bir SUV araç için ön aks sıkışma kamberi ölçüm sonuçları	63
Şekil 5.12: Örnek bir SUV araç için arka aks sıkışma kamberi ölçüm sonuçları	63
Şekil 5.13: ADAMS modeli ön aks yalpa yönlenmesi karakteri	63

Şekil 5.14: Örnek bir SUV araç için ön aks yalpa yönlenmesi ölçüm sonuçları.....	63
Şekil 5.15: ADAMS modeli arka aks yalpa yönlenmesi karakteri.....	64
Şekil 5.16: Örnek bir SUV araç için arka aks yalpa yönlenmesi ölçüm sonuçları.....	64
Şekil 5.17: Örnek ADAMS modeli ön aks yalpa kamberi karakteri	65
Şekil 5.18: Örnek bir SUV araç için ön aks yalpa kamberi ölçüm sonuçları	65
Şekil 5.19: Örnek ADAMS modeli arka aks yalpa kamberi karakteri	65
Şekil 5.20: Örnek bir SUV araç için arka aks yalpa kamberi ölçüm sonuçları	65
Şekil 5.21: Sabit çaplı dönüş manevrası için direksiyon girişi.....	66
Şekil 5.22: Sabit çaplı dönüş manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin pozisyon karşılaştırması.....	67
Şekil 5.23: Sabit çaplı dönüş manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin savrulma açısal hız karşılaştırması	67
Şekil 5.24: Sabit çaplı dönüş manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin yanal ivme karşılaştırması	68
Şekil 5.25: Sabit çaplı dönüş manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin tekerlek yanal kayma açısı (ön) karşılaştırması	68
Şekil 5.26: Sabit çaplı dönüş manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin tekerlek yanal kayma açısı (arka) karşılaştırması.....	69
Şekil 5.27: Düşük İvmeli Sinüsoidal manevra için direksiyon girişi	70
Şekil 5.28: Düşük İvmeli Sinüsoidal manevra için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin pozisyon karşılaştırması.....	70
Şekil 5.29: Düşük İvmeli Sinüsoidal manevra için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin savrulma açısal hızı karşılaştırması	71
Şekil 5.30: Düşük İvmeli Sinüsoidal manevra için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin yanal ivme karşılaştırması	71
Şekil 5.31: Düşük İvmeli Sinüsoidal manevra için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin tekerlek yanal kayma açısı (ön) karşılaştırması	72
Şekil 5.32: Düşük İvmeli Sinüsoidal manevra için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin tekerlek yanal kayma açısı (arka) karşılaştırması	72
Şekil 5.33: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için test düzeni.....	73
Şekil 5.34: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için direksiyon girişi.....	73
Şekil 5.35: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin pozisyon karşılaştırması	73
Şekil 5.36: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin yanal ivme karşılaştırması	74
Şekil 5.37: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin tekerlek yanal kayma açısı (ön) karşılaştırması.....	74
Şekil 5.38: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin tekerlek yanal kayma açısı (arka) karşılaştırması.....	75
Şekil 5.39: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin savrulma açısal hız karşılaştırması	75

Şekil 5.40: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için test düzeni	76
Şekil 5.41: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için direksiyon girişi	76
Şekil 5.42 Ani şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin pozisyon karşılaştırması	77
Şekil 5.43 Ani şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin savrulma açısı karşılaştırması	77
Şekil 5.44 Ani şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin yanal ivme karşılaştırması	78
Şekil 5.45 Ani şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin tekerlek yanal kayma açısı (ön) karşılaştırması.....	78
Şekil 5.46 Ani şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin tekerlek yanal kayma açısı (arka) karşılaştırması.....	79
Şekil 6.1: ADAMS Chassis ana ekranı	82
Şekil 6.2: ADAMS Chassis simulasyon ekranı.....	82
Şekil 6.3 : ADAMS View kontrol ekranı.....	83
Şekil 6.4: ADAMS modelinin MATLAB Simulink'e aktarılmış görüntüsü	84
Şekil 6.5: Tek izli araç modelinde aktif arka aks yönlendirme kontrolücüsü	85
Şekil 6.6: ADAMS modelinde aktif arka aks yönlendirme kontrolücüsü.....	85
Şekil 6.7: ADAMS araç modelinin ayrıntılı görüntüsü.....	86
Şekil 6.8: Aktif arka aks kontrolcüsünün ayrıntılı görüntüsü	86
Şekil 6.9: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka aksdan yönlendirme kontrolü pozisyon kıyaslaması	87
Şekil 6.10: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka aksdan yönlendirme kontrolü savrulma açısı kıyaslaması	87
Şekil 6.11: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka aksdan yönlendirme kontrolü yanal ivme kıyaslaması	88
Şekil 6.12 Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka aksdan yönlendirme kontrolü ön tekerlek kayma açısı kıyaslaması	88
Şekil 6.13 Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka aksdan yönlendirme kontrolü arka tekerlek kayma açısı kıyaslaması	89
Şekil 6.14 Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka aksdan yönlendirme kontrolü ön aks yükleri kıyaslaması	89
Şekil 6.15 Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka aksdan yönlendirme kontrolü arka aks yükleri kıyaslaması	90
Şekil 6.16: J- dönüşü manevrasında aktif viraj çubuğu ile yalpa kontrolü durumunda aracın kritik tekerleklerine gelen düşey kuvvetin kontrolcüsüz araç ile kıyaslanması.	91
Şekil 6.17: J- dönüşü manevrasında aktif viraj çubuğu ile yalpa kontrolü durumunda aracın kritik tekerleklerine gelen düşey kuvvetin kontrolcüsüz araç ile kıyaslanması.	93
Şekil 6.18: J- dönüşü manevrasında aktif viraj çubuğu ile yalpa kontrolü durumunda aracın tekerleklerine gelen kuvvetin kontrolcüsüz araç ile kıyaslanması.....	94

Şekil 6.19: J- dönüşü manevrasında aktif viraj çubuğu ile yalpa kontrolü durumunda aracın kritik tekerleklerine gelen düşey kuvvetin kontrolcüsüz araç ile kıyaslanması.....	94
Şekil 6.20: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için izlenen rotalar.....	95
Şekil 6.21: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için yanal ivme değerleri.....	95
Şekil 6.22: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için düşey kuvvet değerleri. ..	96
Şekil 6.23: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için yalpa açısı değerleri.....	96
Şekil 6.24: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için yanal kayma açısı değerleri.	97
Şekil 6.25: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için açısal dönme hızı değerleri.	97
Şekil 6.26: J- dönüşü manevrasında 180° direksiyon açısı için tekerlek düşey kuvveti.	98
Şekil 6.27: J- dönüşü manevrasında 180° direksiyon açısı için yanal ivme değerleri.	98
Şekil 6.28: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için yalpa açısı değerleri.....	99
Şekil 6.29: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için takip edilen rotalar.....	99

ÇİZELGE LİSTESİ:

Çizelge 2.1: Araç genel özellikleri	8
Çizelge 2.2: Ön süspansiyon özellikleri	9
Çizelge 2.3: Arka süspansiyon özellikleri	10

SEMBOLLER

Sembol	Birim	Anlam
AP	m/s^2	Merkezcil İvme
V	m/s	Hız Vektörü
Ω	rad/s	Açısal Dönme Hızı
R	M	Dönüş Çapı
B	Rad	Yüzme Açısı
α_f	Rad	Ön Tekerlek Yanal Kayma Açısı
α_r	Rad	Arka Tekerlek Yanal Kayma Açısı
C_{df}	N/rad	Ön Aks Viraj Sertlik Katsayısı
C_{dr}	N/rad	Arka Aks Viraj Sertlik Katsayısı
F_{zf}	N	Ön Tekerlek Normal Kuvvet Değeri
F_{zr}	N	Arka Tekerlek Normal Kuvvet Değeri
$F_{zf,r nom}$	N	Nominal Normal Kuvvet Değeri
δ_f	Rad	Ön Tekerlek Yönlenme Açısı
Δr	Rad	Arka Tekerlek Yönlenme Açısı
C_{sf}	N/m	Ön Yay Sabiti
C_{sr}	N/m	Arka Yay Sabiti
C_{df}	$N.s/m$	Ön Amortisör Sabiti
C_{dr}	$N.s/m$	Arka Amortisör Sabiti
l_f	M	Ön Aksın Araç Ağırlık Merkezine Mesafesi
L_r	M	Arka Aksın Araç Ağırlık Merkezine Mesafesi
l_b	M	Aracın Aks Aralığı
C_w	-	Aerodinamik Direnç Katsayısı
A	m^2	Taşıt Ön Kesit Alanı
P	kg/m^3	Havanın Özgül Ağırlığı
f_r	-	Yuvarlanma Direnci Katsayısı
y_t	Nm/rad	Viraj Sertliği
b_f	M	Ön Aks İz Genişliği
B_r	M	Arka Aks İz Genişliği
n_{Lf}	M	Ön Tekerlek Toplam Kaster Mesafesi
n_{Lr}	M	Arka Tekerlek Toplam Kaster Mesafesi
J_z	$kg.m^2$	Z Eksenine Etrafındaki Atalet Momenti
F_{CP}	N	Merkezkaç Kuvveti
m_{Cog}	Kg	Araç Kütlesi
V_{Cog}	m/s	Aracın Ağırlık Merkezinin Hızı
F_{Sij}	N	Yanal Tekerlek Kuvveti
θ_{xb}	Rad	Araç Gövdesinin Yalpa Açısı

θ_{xm}	rad	Deniz Seviyesine göre Yolun Düşey Eğim Açısı
θ_{xwm}	rad	Tekerlek Ayrılma Açısı
θ_{xbw}	rad	Şasi Yalpa Açısı

ADAMS CHASSIS PROGRAMI İLE SUV ARAÇ MODELLENMESİ VE EŞ ZAMANLI SİMÜLASYON YARDIMI İLE AKTİF GÜVENLİK SİSTEMLERİ TASARIMI

ÖZET

Araç dinamiği araçların yol yüzeyine bağlı beş ana özelliği ile ilgilenir. Bu özelliklerin her biri alt özellik olarak isimlendirilen; kontrol edilebilirlik, yol tutuşu, sürüş konforu, gövde hareketleri ve frenleme kabiliyetidir. Aracın süspansiyonunda yapılan her değişiklik bütün bu özellikleri etkilediği gibi, direksiyon sisteminde yapılan değişiklikler de hem kontrol edilebilirlik hem de yol tutuşu özelliklerinde değişiklik yaratacaktır. Dolayısı ile araç dinamiğinde en büyük zorluk özelliklerin tekil karmaşıklıklarından çok bu özelliklerin birbirleri arasındaki etkileşimin karmaşıklığıdır.

Günümüzde Avrupa marketinde araçların daha geniş bir iç hacme ve çok amaçlı kullanıma sahip olması talep edilmektedir. Bu taleplerle araçlar büyümekte ve sürüş yüksekliği, ağırlık merkezi ve ağırlık değerleri yükselmektedir. B, C ve D sınıfı araçların ebatları genişlemekte ve SUV araçların pazardaki paylarını gittikçe arttırdıkları görülmektedir. Daha yüksek ağırlık merkezi ile geniş iç hacim avantajını, iz genişliğini değiştirmeden kullanmak ve bunu tipik B sınıfı araç özelliklerinden ödün vermeden sağlamak hassas ve titiz çalışmalar gerektirir.

Yüksek ağırlık merkezi ve ağırlıktan doğan problemleri B sınıfı araçların istenen özelliklerinden ödün vermeden çözebilmek, uzun ve zorlu çalışmalar gerektiren bir iştir.

Araçların kinematik özelliklerinin yetersiz kaldığı durumlarda, Elektronik Stabilite Kontrolü (ESC), Aktif Devrilme Kontrolü (RSC), Aktif Yönlendirme (Active Steering) veya Aktif Viraj Denge Çubuğu (Active Anti-Roll Bar) gibi aktif güvenlik sistemleri kullanılarak konfor bozulmadan aracın yol tutuşu ve devrilme direnci geliştirilebilir.

Konu aktif güvenlik sistemleri olduğunda, geliştirme aşamasında kullanılabilecek, döngüde yazılım kullanımı (Software in the Loop) ve döngüde donanım kullanımı (Software in the Loop) olmak üzere iki yöntem vardır.

Bu yüksek lisans çalışmasında döngüde yazılım kullanımı yapılmış ve bu iş için ADAMS ve SIMULINK programları eş zamanlı olarak kullanılmıştır. Tezin amacı öncelikle günümüzde kullanımı iyice yaygınlaşmış olan aktif güvenlik sistemlerine genel bir bakış ve sonrasında seçilen bir araç için ideal sistemlerin oluşturulmasıdır.

Sonuçlar incelendiğinde görülmektedir ki, iyi yapılandırıldığında en iyi sonucu veren aktif güvenlik sistemi, aktif devrilme kontrolü ile aktif arka aks yönlendirme kontrollerinin birleştirilmesi ile elde edilmektedir. Aktif arka aks yönlendirme kontrolünün, ESC ye göre avantajları, aracı yavaşlatmaya gerek kalmadan manevra kabiliyetini artırması ve devreye girdiğinde sürücüye rahatsızlık vermemesidir.

SUV VEHICLE MODELLING WITH ADAMS CHASSIS PROGRAM AND ACTIVE SAFETY SYSTEMS DESIGN USING COSIMULATION

SUMMARY

Vehicle Dynamics is concerned of 5 attributes which are dependent on the road surface. These sub attributes, controllability, road holding, comfort, body motions and braking, can be grouped in to two main attributes which are control and isolation. Every modification on the vehicle suspension may affect all the attributes of the vehicle. The modification on the steering system affects only control attributes however may cause the need to retune the suspension afterwards. So the most important dilemma at vehicle Dynamics is not the complexity of the systems but the interaction between them.

Today, the vehicles in the European market are getting bigger and more suitable to mutlipurpose usage due to market demands. This causes the center of gravity, ride height and weight to higher as well. B, C and D class vehicles are getting bigger to chop a share from the growing market for large vehicles. On the other hand the SUVs are just born to be large.

It is a challenging work to overcome the problems caused by higher center of gravity and increased weight while trying to conserve the desired abilities of a B car.

When the limits of the kinematic improvement are achieved, the stability can be improved using active safety systems like Electronic Stability Control (ESC), Roll Over Control (RSC), Active Steering and Active Anti-Roll Bar without causing degradation on comfort.

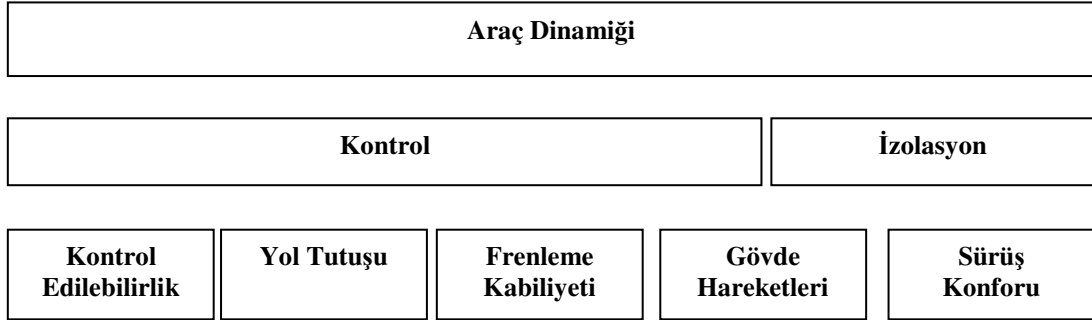
While developing an active safety system, the most commonly used methods are “Software in the Loop” (SIL) and “Hardware in the Loop” (HIL) systems.

In this master of engineering thesis, SIL has been used to develop the active safety systems. The software used for cosimulation are MATLAB and ADAMS CHASSIS. The aim of this study is to give an overview of the active safety systems which are widely used and to develop an ideal active safety system for a chosen variant.

The simulation results show that, usage of rear active steering system along with RSC is the best choice for SUV vehicles with a twist beam rear suspension. The advantage of active rear steering compared to ESC is the smoothness of the interventions and the ability to direct the vehicle to desired path without slowing it down.

1.GİRİŞ

Araç dinamiği araçların yol yüzeyine bağlı iki ana özelliği ile ilgilenir. Bu iki ana özellik; İzolasyon ve Kontrol'dür. Bu özelliklerin her biri alt özelliklere ayrılır. Kontrol edilebilirlik, yol tutuşu, sürüş konforu, gövde hareketleri ve frenleme olan bu alt özelliklerin bazıları her iki özelliğe de etkili olduğundan net bir sınıflandırma yapmak zordur. Bu özellikleri de aralarında kontrol ve izolasyon olarak gruplandırdığımızda; yol tutuşu, kontrol edilebilirlik ve frenleme kabiliyeti kontrol olarak sınıflandırılırken, sürüş konforu ve gövde hareketleri ise izolasyon sınıfında yer alacaktır. Ancak gövde hareketleri hem kontrol hem de izolasyon ile direk alakalı olduğundan bu alt özelliği kontrol ve izolasyon'un kesişim noktası olarak gösterebiliriz.



Şekil 1.1: Araç Dinamiği özellikleri

İzolasyon, sürücü ile yol ve aerodinamik koşullardan oluşan (yanal rüzgar, araçlar arası etkileşim vs.) çevresel rahatsızlık verici sinyallerin birbirlerinden ayrılabilme seviyesidir.

Kontrol ise aracın daha çok dinamik özellikleri ile ilgilenir. Bunlar kontrol edilebilirlik, yol tutuşu ve aracın frenleme kabiliyetidir.

Aracın yol bozuklukları ve ondülasyonlara verdiği tepkiler sürüş konforu olarak değerlendirilir ve sürüş konforu ile gövde kontrolü arasında her zaman karşılıklı bir ödün verme söz konusudur.

Araç dinamiğinde yol tutuşu ve izolasyon arasındaki kesişim noktası gövde hareketleridir. Gövde hareketleri izolasyon altında sınıflandırılmasına rağmen aslen yol tutuşunun bir alt özelliği olarak da değerlendirilir.

Benzer şekilde, tekerleklerle gelen normal yöndeki kuvvetin konfora olan etkisinin yanı sıra, lastiğin karşılayabileceği yanal yükü de birinci dereceden etkilediği, dolayısı ile yol tutuşu ve kontrol üzerinde de çok etkili olduğu aşikardır.

Dolayısı ile diyebiliriz ki, araç dinamiğinde en büyük zorluk özelliklerin tekil karmaşıklıklarından çok bu özelliklerin birbirleri arasındaki etkileşimin karmaşıklığıdır.

Normal sürüş koşullarında sürücü aracın limitleri içinde kalacak şekilde direksiyonu yavaşça çevirir. Araç istenen açısal dönme hızına az miktarda yüzme açısıyla yanıt verir. Eğer sürücü yanal ivmenin lineer kaldığı aralıkta açısal dönme hızını arttırmak isterse, araç da aynı oranda cevap verecektir. Bu özelliğe lineerite denir. Aracın lineer aralıktaki sabit hız ve direksiyon açısı ile gösterdiği davranışlar zincirine ise kararlı hal (Steady State) denir. Kararlı hal durumu direksiyon simidinin hareket boyunca aynı açıda tutulduğu ve tüm araç durumlarının hız, açısal dönme hızı, dönemeç açısı, vs. sabit olduğu durumdur. Kararlı hal durumu merkezkaç kuvveti gibi bir denge prensibi ile tariflenebilir. Bu yapay kuvvetin analiz edilebilecek bir denge durumunu hesaplamak için kullanıldığını, veya ivmelenmekte olan bir referansta kuvvet hesaplamalarında kullanılmak üzere oluşturulduğuna dikkat etmek gerekir. Araç dönemeçli bir yol izlerken hızı ve direksiyon açısı sabit kalmadığından denge durumunda değildir.

Dönemeçli bir yolda ilerleyebilmek yanal ivme gerektirir. Viraj alan bir araçtaki yanal ivme merkezci ivmedir ve bir merkez noktası arar. Hız sadece sayısal değil aynı zamanda vektörel de bir değer olduğundan, sabit tutulması vektörel hızın da sabit kaldığı anlamında gelmez. Dönemeçli bir yolda sabit hızla ilerlemek, aracın yönünün devamlı değişmesi yani vektörel hızın devamlı değişmesi demektir. Aracın yolu takip edebilmesi için tekerlekler dönemeç merkezine doğru bir kuvvet uygularlar ve kütle bu kuvvetlerin etkisiyle merkezci ivme kazanır. Merkezci kuvvetler aracı dönüş merkezine doğru ivmelendirir. Aracın ilerlediği hız vektörü

yönüne dik olan bu ivmelenmeye genel olarak “yanal” ivme denir. Merkezci ivme AP , açısal dönme hızı w , hız vektörü V , ve dönüş çapı R arasındaki bağlantı aşağıdaki şekilde formüle edilir,

$$AP = V^2/R = w^2/R \quad (1)$$

Yanal ivmelenmenin limiti, tekerleklerin sağladığı tutunma kuvvetine dayanır, yani tekerlekler ile yol yüzeyi arasındaki sürtünme kuvvetinin bir fonksiyonudur. Yarış (performans) tekerlekleri normal tekerleklerden çok daha yüksek bir sürtünme katsayısına sahiptir, araca has aerodinamik yapı, arka kanat gibi özelliklerle 2g kadar bir yanal ivme yaratırlar, ancak bir o kadar da kısa ömürlüdürler, yumuşak bileşimlerinden dolayı normal tekerleklerin %20 oranında kullanım ömürleri vardır. Normal binek araçlarında yanal ivme limiti 0.6 - 0.9g arasındadır. Ancak araçların lineer davrandığı bölge 0.1g - 0.35g. aralığındadır.

Sportif sürüş sırasında veya acil durum manevralarında yanal ivme seviyeleri aracın lineer davrandığı sınırları aşar ve yüzme açısı büyük artış gösterir. Bu tipte yanal ivmeyi oluşturabilmek için açısal dönme hızı 80km/h hızda 45 deg/s’den daha yüksek olmalıdır. Bu manevraya süreksiz manevra denir, şerit değiştirme ve slalom manevraları da bu gruba dahildir. Aracın kararlı hal davranışları limit durum davranışlarını yansıtmayabilir. Bu davranışlar lineer durumu takip etse bile tahmin ve kontrol edilebilir olmalıdır.

Tekerlekler yanal kuvvetleri iki mekanizma ile oluşur, kamber ve tekerlek yanal kayma açısı. Kamber açısı araca göre hesaplanması açıkça belirtilmediği sürece, yola göre hesaplanır. Kamber açısı yola göre yanal kuvvet oluşturan açıdır. Tekerlek yanal kayma açısı ise tekerlek ile aracın gidiş yönü arasındaki açıdır. Araç kararlı hal durumunda değil ise bu açı oluşur.

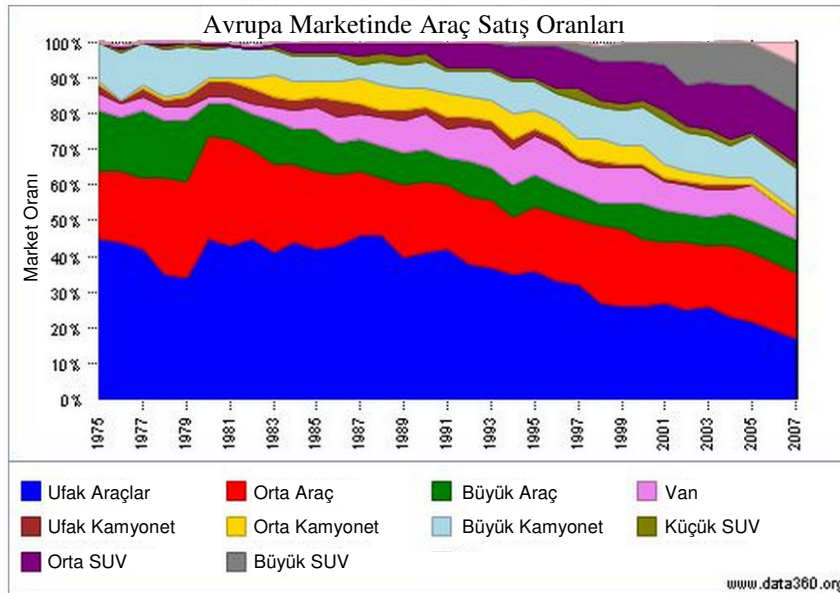
Çekiş kuvvetleri ise lastiğin serbest dönüş hızından daha farklı bir hızda dönmesi durumunda oluşur. Serbest dönüş hızı tekerleklerin üzerinde hiç kuvvet olmadığı durumda döndükleri hıza denir. Serbest dönüş hızı ile gerçek hız arasındaki fark boylamsal kayma oranı olarak tariflenir.

Lastiğin ürettiği bileşke kuvvet lastiğe etki eden yanal ve eksenel kuvvetlerin toplamıdır, o nedenle araçta birden çok hareket içeren manevralar tek yönlü manevralardan daha etkili olur.

Düz bir çizgi üzerinde hareket eden araçta açısal dönme ve merkezci ivme değerleri sıfırdır. Sabit çaplı bir dönemeçte dönüş sırasında ise açısal dönme ve merkezci ivme değerleri sıfır değildir, her ikisi de sabit ve denklem (1) deki gibi bağıntılıdır. Açısal dönme ivmesi aracın üzerine etki eden dönme momentleri tarafından oluşturulur ve kontrol edilir. Bu sebeple araç üzerine etki eden dönme momentlerindeki değişime kararlı halin aksine, süresiz hareket denir. Bu momentler aracın aerodinamik yapısı ve tekerleklerin ürettiği kuvvetlerin aracın kütle merkezinden olan mesafesi ile hesaplanır. Araçta kamber değişikliklerinden kaynaklı dönme momentleri de meydana gelse bile bunlar ihmal edilebilecek kadar azdır.

Tekerlek ve süspansiyon özellikleri bir aracın yol tutuşunu belirler. Ancak konfor seviyelerinden çok fazla ödün vermeden bir aracın yol tutuşunu iyileştirmenin de yolları vardır. Bunlar Elektronik Stabilite Kontrolü (Electronic Stability Control), Aktif Devrilme Kontrolü (Active Roll Control), Aktif Yönlendirme (Active Steering) gibi aktif güvenlik sistemleridir.

Avrupa marketinde araçların daha geniş bir iç hacme ve çok amaçlı kullanıma sahip olması talep edilmektedir. Bu taleplerle araçlar büyümekte, sürüş yüksekliği artmakta, ağırlık merkezi (COG) ve ağırlık değerleri yükselmektedir. B, C ve D sınıfı araçların ebatları genişlemekte ve SUV araçların pazardaki paylarını gittikçe arttırdıkları görülmektedir.



Şekil 1.2: Araç sınıflarına göre market dağılımı [17]

Özellikle mevcut SUV pazarı yeni bir döneme girmektedir. Eski SUV araçların arazide iyi bir performans sergileyip asfalt yolda ortalama seviyede yol tutuşu ve konfor seviyesi sağlaması beklenirdi, ancak yeni SUV'lerden binek araçlarına yakın sürüş konforu, yol tutuşu ve iyi bir arazi performansı sağlaması bekleniyor. Çünkü günümüzde SUV araçlar lüks araçlara alternatif olarak kullanılmaktalar ve bu araçlardan aynı anda lüks, konfor, güvenlik ve arazi performansı beklenmektedir.

Yıllardan beri süre gelen yol tutuşu iyileştirmeleri de sürücülerin sürüş alışkanlıklarını değiştirmiş, daha hızlı ve iddialı bir hale gelmiştir. Bu araçların farklı yol koşullarında sunmaları gereken yüksek standartlar nedeniyle ciddi bir mühendislik çalışması yapması gerekmektedir. Aynı durum geniş iç hacimli B sınıfı araçlar için de geçerlidir, Ford Fusion, Opel Meriva, ve Renault Modus gibi araçlar B platformundaki kardeşleri ile aynı şasiyi paylaşmakta fakat daha yüksek bir ağırlık merkezi sunmak zorundalar.

Daha yüksek ağırlık merkezi ile geniş iç hacim avantajını, iz genişliğini değiştirmeden kullanmak ve bunu tipik B sınıfı araç özelliklerinden ödün vermeden sağlamak hassas ve titiz çalışmalar gerektiriyor. Çoğu durumda çözüm; güvenlikten ödün verilerek aracın gerçek performansının üzerindeymiş hissini verebilmesi için ani ve keskin bir sürüş yaratılarak bulunur. Bu durumda iyi ayarlanamamış araçlar yavaş yavaş sürücüye bir şeylerin ters gitmeye başladığını hissettirmek yerine, aniden yol tutuşunu kaybedebilir hatta ani bir manevra ile aracın devrilmesi bile söz konusu olabilir.

Diğer bir çözüm ise aracın yol tutuşunun Elektronik Stabilite Kontrolü (ESC), Aktif Devrilme Kontrolü (RSC), Aktif Yönlendirme (Active Steering) veya Aktif Viraj Denge Çubuğu (Active Anti-Roll Bar) gibi aktif güvenlik sistemleri kullanılarak konforu bozulmadan geliştirilmesidir. Bu sistemlerin kullanımı ile aracın hem iyi bir yol tutuşa hem de iyi bir sürüş konforuna sahip olması sağlanabilir.

Günümüzde tüm kontrol sistemleri basitleştirilmiş ve ilişkilendirilmiş modellerden oluşmaktadır, ancak değişken yol koşulları ve ekipman durumlarına göre esnek olmalıdırlar.

Bu durumlarda ilkin kontrolcü olarak kullanılmak üzere bir model seçilir. Sonrasında bu model test verileri ve ADAMS simülasyonları kullanılarak ilişkilendirilir. Son

olarak komple araç modeli J-dönüşü, çift kademeli şerit değiştirme, ani şerit değiştirme, sabit yarıçaplı dönüş, dönüşte gazı kesme, dönüşte fren uygulama ve slalom gibi üst seviyedeki yol tutuşu testlerine tabi tutularak yol tutuş performansı ölçülür. Sonrasında aktif güvenlik sistemleri açılarak bu testler tekrarlanır ve sonuçlar karşılaştırılır.

Bu tezde sunulan kontrol sistemlerinin amacı aracın sürüş konforunu azaltmadan yol tutuşunu arttırmak ve sonuçta sürücünün güvenli ve rahat hissetmesini sağlamaktır. Dolayısı ile amaçlanan aracın sadece arttırılmış yol tutuş performansı ve devrilme riskinin azaltılması değil, aynı zamanda sürücünün şikayet etmeyeceği bir konfor seviyesini de yakalamak olarak belirlenmiştir. Piyasadaki birçok aktif kontrol sisteminin arasından uygulanabilir ve getirisi en yüksek olduğuna inandığımız sistemler incelenmek için seçilmiştir. Bu sistemlerin karşılaştırılması ve doğru sonuçlar alınabilmesi için öncelikle kompleks ve gerçekçi bir araç modeline ihtiyaç vardır.

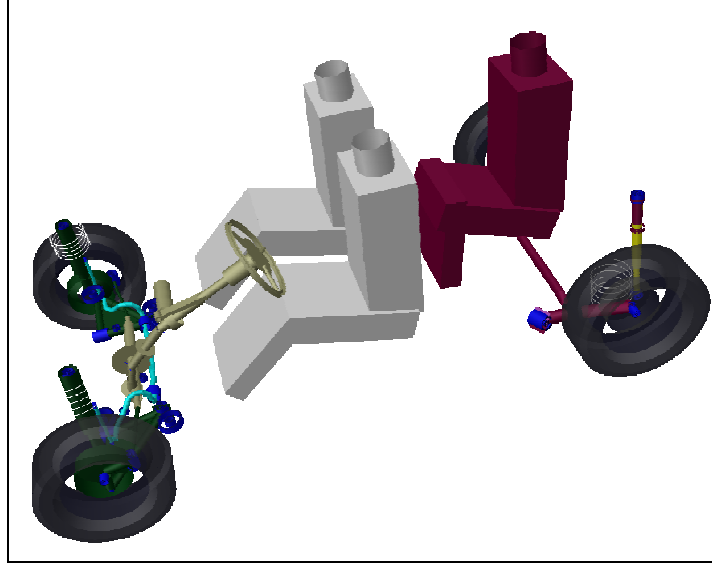
ESC'nin etkisi ciddi devrilme riski ve aracın tehlikeli seviyede önden/arkadan kayma davranışı gösterme riski ile sınırlandırılmış, bu arada aktif arka yönlendirme ile de daha başarılı ve sürücüyü rahatsız etmeyecek bir yol tutuşu sağlanmıştır. Aktif viraj çubuğu çalışma aralığı da aracın ciddi yalpa açılarına ulaştığı seviyede tutulmuştur. Bu durumda dahi, araç devrilme eğilimine girdiğinde, kontrolcü tekerlek düşey kuvvetleri yerine yalpa açısı sensöründen aldığı bilgiye göre çalıştığı için; aracı daha fazla yalpa yapıyor sanarak viraj denge çubuklarını sertleştirmekte ve aracın devrilmesine sebep olmaktadır. Bunu engellemek için birçok yol denenmiş fakat bu yollar uygulandığında sistemden yeterli performans alınamamıştır. Bundan dolayıdır ki bu sistemden tezde bahsedilmesine karşın simülasyon sonuçlarına büyük bir yer ayrılmamıştır.

2. ARAÇ ÖZELLİKLERİ

2.1 Araç Genel Özellikleri

Aracımız çok amaçlı kullanıma uygun CoG'si yüksek B sınıfı bir SUV benzeri araçtır. Model Ford'un konsept bir aracı baz alınarak kurulmuş, ancak tezde sunum için özellikleri değiştirilerek hayali ve hiçbir markaya ait olmayan bir araç haline getirilmiştir. Tüm modelleme ADAMS Chassis programı kullanarak yapılmış ve kinematik ve esneklik (K&C) dahil bütün korelasyonu gerçek test verileri ile iyi bir biçimde örtüşmektedir.

Şirket politikası gereği bu bilgiler tezde kullanılmamış ancak yeniden düzenlenen değerler ile yeni aracın K&C ve önemli bilgileri paylaşılmıştır.



Şekil 2.1: ADAMS Chassis Genel araç görüntüsü

Bir aracı statik ve quasistatik olarak en iyi tanımlayan bilgiler ADAMS SVC (Static Vehicle Characteristics) uygulaması sayesinde elde edilebilmektedir. Bu bilgiler genel olarak; kütle, atalet, CoG, genel boyutlar ve frekans verilerinden oluşmaktadır.

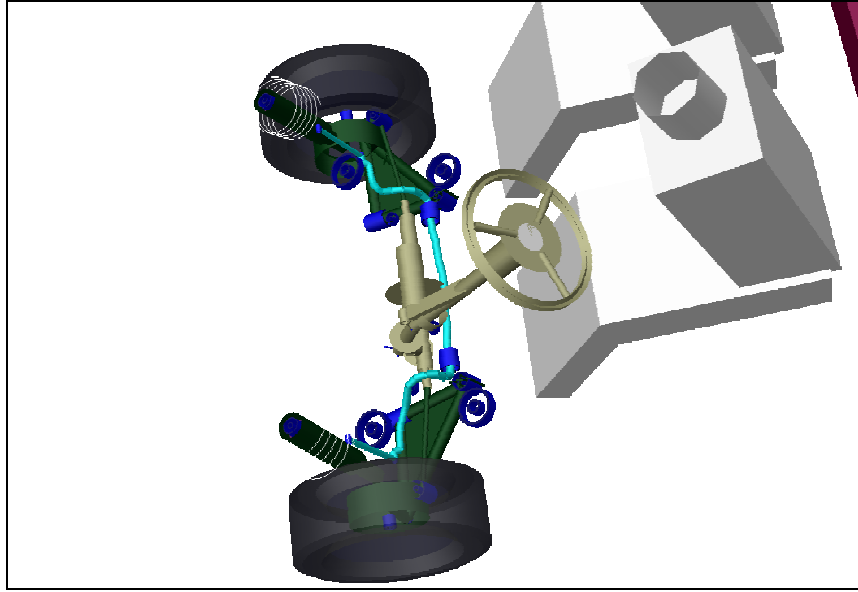
Çizelge 2.1: Araç genel özellikleri

(PARAMETER)	(UNITS)	(TOTAL)	(LEFT)	(RIGHT)
Total weight	N	14.60E+03		
Front ground reaction	N	7857.96	3928.98	3928.98
Rear ground reaction	N	6743.66	3371.83	3371.83
Total roll inertia	Kg mm**2	527.5E+06		
Total pitch inertia	Kg mm**2	1.760E+09		
Total yaw inertia	Kg mm**2	1.926E+09		
Total product Ixy	Kg mm**2	911.3E+03		
Total product Ixz	Kg mm**2	21.38E+06		
Total product Iyz	Kg mm**2	281.7E+03		
Sprung mass	Kg	1362.71		
Sprung roll inertia	Kg mm**2	447.5E+06		
Sprung pitch inertia	Kg mm**2	1.550E+09		
Sprung yaw inertia	Kg mm**2	1.672E+09		
Sprung product Ixy	Kg mm**2	911.3E+03		
Sprung product Ixz	Kg mm**2	24.71E+06		
Sprung product Iyz	Kg mm**2	281.7E+03		
Total c.g. height	mm	632.57		
Sprung c.g. height	mm	663.93		
Body yaw angle	DEG	0.00		
Body pitch angle	DEG	31.11E-03		
Body roll angle	DEG	0.00		
Speed	mm/s	0.00		
Wheelbase	mm	2489.56	2489.56	2489.56
Bounce node loc. wrt H-pt.	mm	4988.97		
Bounce natural frequency	HZ	1.35		
Pitch node loc. wrt H-pt.	mm	-384.77		
Pitch natural frequency	HZ	1.61		
Ride frequency ratio		1.07		

2.2 Süspansiyon

2.2.1 Ön süspansiyon

Ön süspansiyon viraj denge çubuklu (ARB) standart bir McPherson ön süspansiyonudur. McPherson amortisör modülünde ki bu uygulama çift salıncaklı süspansiyon sisteminin (double wishbone) geliştirilmiş halidir. Üst transverse bağlantısı tekerlek yuvası üzerindeki bir pivot noktası ile değiştirilmiştir, bu nokta piston çubuğu ve ön yayın sonlandığı yerdir. Tüm yönlerden gelen kuvvetler bu noktada toplanır ve piston çubuğunun üzerinde bir bükülme kuvveti uygular. Zararlı kamber ve kaster elastik deformasyonlarını engellemek için çubuk çapı çift salıncaklı süspansiyon sisteminde kullanılan çubuk çapından daha büyük seçilir. Amortisör çift tüplüdür ve ön basınçlıdır.



Şekil 2.3: Ön Süspansiyon görünümü

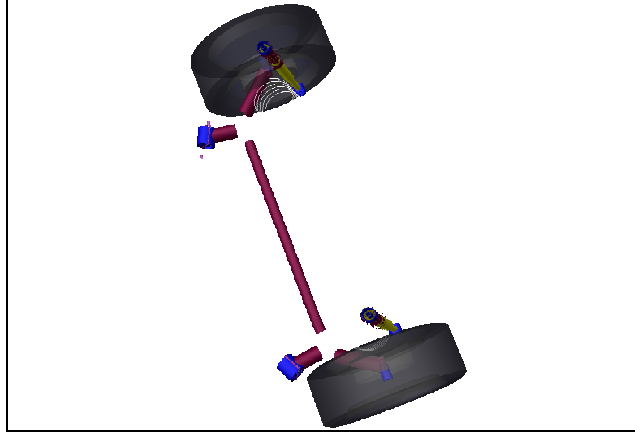
McPherson amortisör modülü sisteminin başlıca avantajı süspansiyon ve tekerlekleri oluşturan tüm parçaların tek bir grup haline getirilmesi, dolayısı ile çift salıncaklı süspansiyon sistemi ve çoklu bağlantılı süspansiyon sistemi (Multilink) gibi diğer sistemlerden daha ekonomik olmasıdır.

Çizelge 2.2: Ön süspansiyon özellikleri

Unsprung mass (total)	Kg	64.55		
Unsprung c.g. height	mm	298.42		
Roll center height	mm	40.76		
Wheel center rise	mm	-23.38E-03	-23.31E-03	-23.44E-03
Static loaded tire radius	mm	286.31	286.31	286.31
Track width	mm	1493.96		
Axle distance from vehicle cg	mm	1149.79		
steer angle	DEG	0.00		
Toe Angle	DEG	-124.3E-03	-123.6E-03	-125.0E-03
Caster Angle	DEG	4.05	4.05	4.05
Camber Angle	DEG	-903.7E-03	-903.8E-03	-903.6E-03
Kingpin Angle	DEG	13.99	13.99	13.99
KP offset at wc, long	mm	0.00	20.31E-03	18.69E-03
KP offset at wc, lat	mm	0.00	62.88	-62.88
Caster Angle wrt body	DEG	4.08	4.08	4.08
Camber Angle wrt body	DEG	-903.6E-03	-903.7E-03	-903.6E-03
Kingpin Angle wrt body	DEG	13.99	13.99	13.99
scrub radius	mm	-3.90	-3.90	-3.90
Caster trail	mm	20.23	20.23	20.23
Toe change	DEG/mm	-10.00E-03	-9.999E-03	-10.00E-03
Caster change	DEG/mm	12.98E-03	12.98E-03	12.98E-03
Camber change	DEG/mm	-8.788E-03	-8.788E-03	-8.788E-03
Roll camber coefficient	DEG/DEG	834.4E-03	834.4E-03	834.4E-03
Percentage roll steer	%	11.65		
Track change	mm/mm		37.26E-03	37.25E-03
Wheelbase change	mm/mm	13.49E-03	13.49E-03	13.49E-03
wheel rate	N/mm	28.66	28.66	28.66
single bump wheel rate	N/mm	41.83	41.83	41.83
Ride rate	N/mm	25.32	25.32	25.32
Tire rate	N/mm	217.44	217.44	217.44
Roll rate - wheel	N mm/DEG	1.508E+06		
Roll rate - total	N mm/DEG	1.112E+06		
wheel/spring ratio	mm/mm	955.6E-03	955.6E-03	955.6E-03
wheel/shock ratio	mm/mm	931.6E-03	931.6E-03	931.6E-03
Percent anti-dive/braking	%	21.45	21.45	21.45
Percent anti-lift/accel.	%	5.32	5.32	5.32
Front view i.c. - lateral	mm	4516.00	4516.22	4515.79
Front view i.c. - vertical	mm	240.15	240.15	240.15
side view i.c. fore & aft	mm	4414.68	4414.96	4414.40
side view i.c. vertical	mm	345.83	345.85	345.82
wheel hop natural freq.	HZ	13.90	13.90	13.90
wheel tramp natural freq.	HZ	N/A		
Front ride frequency	HZ	1.32		
Front ride height	mm	N/A	N/A	N/A

2.2.2 Arka süspansiyon

Bu araçta kullanılan “twist-beam” arka süspansiyon ayrıca H formu “torsion-beam axle” olarak da bilinir. “H”ın ön bağlantıları gövdeye kauçuk burçlar ile bağlanır, arka bağlantıların her biri ise aracın iki tarafındaki aksonları taşır. “H”ın orta barı ise iki kolu bir arada tutar ve iki kol dikey olarak birbirine göre hareket ettikçe burularak süspansiyonun yalpa sertliğini sağlar.



Şekil 2.4: Arka Süspansiyon

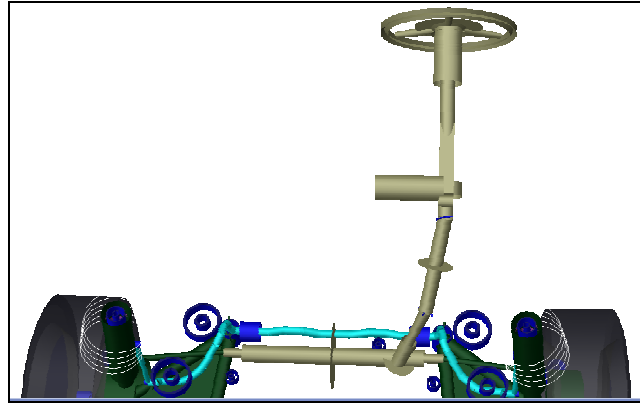
Böylece viraj çubuğu kullanımına gerek kalmaz ve arka aks sebebiyle ortaya çıkabilecek istenmeyen arkadan kayma özelliklerinin engellenmesi için ön ARB çapı biraz daha büyük seçilir.

Çizelge 2.3: Arka Süspansiyon Özellikleri

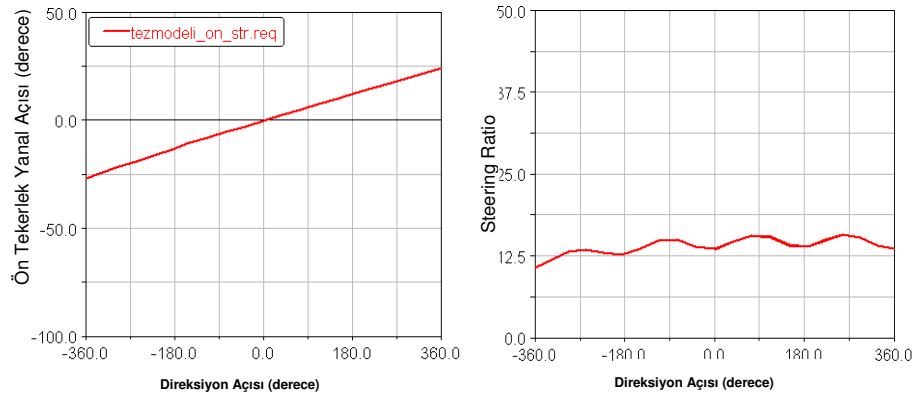
(PARAMETER)	(UNITS)	(AVERAGE)	(LEFT)	(RIGHT)
unsprung mass (total)	Kg	60.27		
unsprung c.g. height	mm	281.40		
roll center height	mm	94.79		
wheel center rise	mm	33.70E-03	33.76E-03	33.64E-03
static loaded tire radius	mm	287.78	287.78	287.78
track width	mm	1482.56		
axle distance from vehicle cg	mm	1339.77		
Toe Angle	DEG	246.4E-03	246.4E-03	246.4E-03
Camber Angle	DEG	-1.59	-1.59	-1.59
Camber Angle wrt body	DEG	-1.59	-1.59	-1.59
Toe change	DEG/mm	-674.1E-06	-674.2E-06	-674.1E-06
Camber change	DEG/mm	-1.024E-03	-1.024E-03	-1.024E-03
Roll camber coefficient	DEG/DEG	418.8E-03	418.8E-03	418.8E-03
Percentage roll steer	%	8.22		
Track change	mm/mm	2.272E-03	2.273E-03	
wheelbase change	mm/mm	159.3E-03	159.3E-03	159.3E-03
wheel rate	N/mm	28.23	28.23	28.23
Single bump wheel rate	N/mm	35.73	35.73	35.73
Ride rate	N/mm	24.73	24.73	24.73
Tire rate	N/mm	199.73	199.73	199.73
Roll rate - wheel	N mm/DEG	933.0E+03		
Roll rate - total	N mm/DEG	750.3E+03		
wheel/spring ratio	mm/mm	900.9E-03	900.9E-03	900.9E-03
wheel/shock ratio	mm/mm	1.13	1.13	1.13
Percent anti-lift/braking	%	70.66	70.65	70.66
Percent anti-squat/accel.	%	0.00	0.00	0.00
Front view i.c. - lateral	mm	1283.34	1283.35	1283.33
Front view i.c. - vertical	mm	163.17	163.17	163.17
Side view i.c. fore. & aft	mm	-379.49	-379.49	-379.49
Side view i.c. vertical	mm	227.20	227.20	227.20
wheel hop natural freq.	HZ	13.84	13.72	13.97
wheel tramp natural freq.	HZ	N/A		
Rear ride frequency	HZ	1.41		
Rear ride height	mm	N/A	N/A	N/A

2.3 Direksiyon Sistemi

Aracımız kolondan takviye veren, 14.25 ortalama direksiyon oranlı bir kremayer bulunan EPAS (Electrical Power Steering) kullanmaktadır. EPAS, bir elektrik motoru kullanarak direksiyon eforlarını düşürmek için sisteme destek vermek üzere tasarlanmıştır. Bilinen hidrolik PAS (HPAS) sisteminden farklı olarak, tork sensörü hareketi ve direksiyon kolunu torkunu algılar. Bilgisayar modülü gerekli yardımı hesaplayarak, direksiyon koluna bağlı bir elektrik motoru aracılığı ile kolon üzerinden destek torku uygular. Bu şekilde aracın kullanım şartlarına uygun, değişken miktarlarda destek sağlanmış olur. Tezde kullanılan EPAS sisteminin tek bir çalışma eğrisi vardır, ancak değişik araç hızı ve yük durumlarına göre farklı eğriler eklenebilir. Bu eklemelerle aracın hızı azaldıkça destek artırılabilir, yüksek hızlarda ise destek azaltılabilir. Bir parçanın bozulması halinde ise hidrolik sistemlerde olduğu gibi mekanik bir dişli sistemi devreye girerek sistemin çalışmaya devam etmesini sağlar.



Şekil 2.5: Direksiyon Sistemi



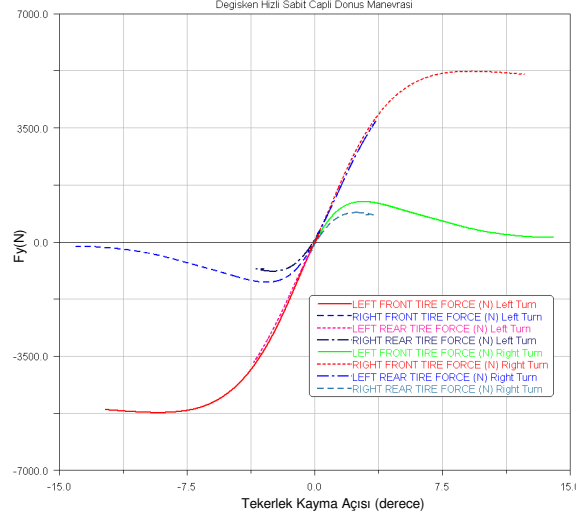
Şekil 2.6: Direksiyon Oranı

2.4 Tekerlekler

2.4.1 Tekerlek ebadı ve basıncı

Tekerlek Ebadı: 195/60 R15

Basınç: Ön 32 PSI Arka 35 PSI



Şekil 2.7: Tekerlek Kuvvetleri

2.4.2 Kullanılan matematik modeli

PACEJKA TIRE MODEL Version 94

2.4.3 Tekerlek özellikleri

Üretici: CONTINENTAL

Ebat: 195/60R15

Model İsmi: Vanco Contact

Üretim Kodu: AFPCCUA93705

Düşey Sertlik (N/mm) : 204.80986 N/mm

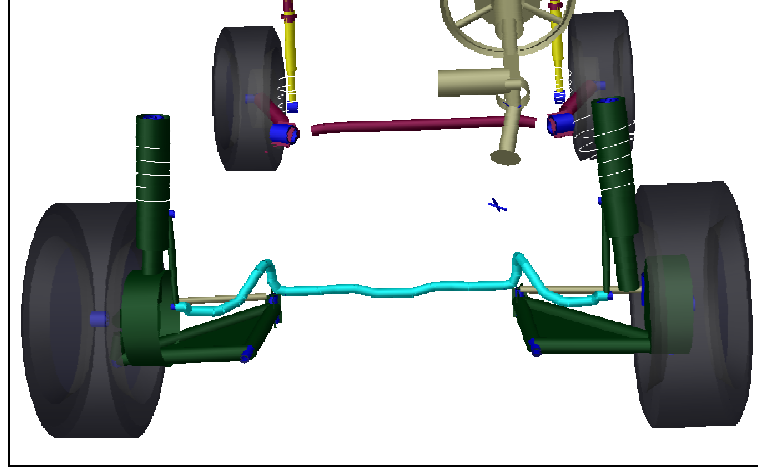
Serbest yarıçapı (mm) : 304.92723 mm

2.5 Frenler

Modelde hidrolik bir fren modeli yoktur ancak yerine bağımsız tork değerleri uygulanmıştır.

2.6 Viraj Denge Çubuğu

Ön Viraj denge çubuğu yardımcı şasiye burçları amortisöre ise bağlantı çubukları ile bağlanmıştır. Viraj denge çubuğunun çapı 23 mm ve katı olarak seçilmiştir. Arkada ise “twist beam” kullanıldığından viraj denge çubuğuna gerek duyulmamıştır.



Şekil 2.8: Viraj Denge Çubuğu

Viraj Denge Çubuğunun yapısal özellikleri:

- Çap: 23mm
- Emodulus: 207000 MPa
- Poisson's Oranı: 0.3101

3. ARAÇ MODELLERİ

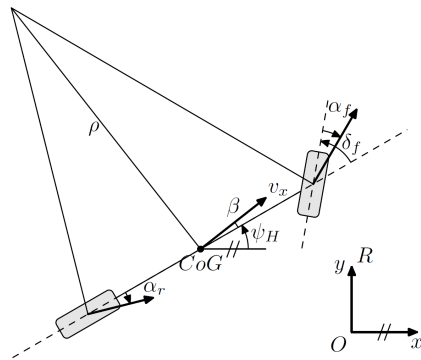
Araçların yatay düzlemdeki hareketlerini yansıtmak için en sık kullanılan modeller aşağıdaki gibidir:

- Tek İzli Araç Modeli
- Çift İzli Araç Modeli
- Full Kinematik Model (ADAMS)

Bu tezde araç hareketlerinin incelenmesi ve kontrolü için üç model arasından tek izli lineer araç modeli ve ADAMS modeli kullanılmıştır. Ancak araç hareketlerinin dayandığı fizik kurallarının anlaşılması için diğer iki modelin de incelenmesine gerek vardır.

3.1 Tek İzli Araç Modeli

Düşük ivmeli manevralarda (tutunma limitleri dışında) kararlı hal şartlarında araç hareketlerinin yansıtılması için tek izli araç modeli yaygın olarak kullanılmaktadır. Tek izli araç modeli aracın y eksenine etrafında simetrik olduğunu ve aracın her iki tarafı arasında herhangi bir etkileşim olmadığını varsayar (yük transferi ve yalpa). Bu sebeple kompleks ve limit yol tutuş manevralarında yetersizdir.



Şekil 3.1: Tek izli araç modeli açılımları [2]

Araç düz gitmediği sürece aracın vektörel hızı aracın eksenine ile aynı yönde değildir.

Direksiyondan yönlendirme geldiği müddetçe araç yol üzerinde β açısı ile (Yüzme Açısı) gidecektir. β açısı $\tan \beta = \frac{v_y}{v_x}$ olarak açıklanır ve dönemeç dönüşlerinin doğal bir sonucudur. Tekerleklerdeki yanal kayma açısı (α) ise lastiğin merkez eksenini ile lastiğin hareket ettiği yol arasındaki açıdır. Yüzme hareketi genellikle lastiğin yanal elastikliği ile yüzey ve tekerlek arasındaki kaymadan kaynaklanır.

Düşük değerli kayma açıları için (0.35 g ye kadar olan lineer aralıkta), lastiğin yanal sürtünme kuvvetinin lastiğin yanal kayma açısı ile orantılı olduğu doğru bir varsayımdır.

$$F_f = C_{\alpha f} \cdot \alpha_f \quad (3.1)$$

$$F_r = C_{\alpha r} \cdot \alpha_r \quad (3.2)$$

C_{α} parametresine viraj sertlik katsayısı denir ve lastiğin viraj özelliğini tarif eder. Frenleme esnasında ön aksa veya sürüş sırasında arka aksa binen yük tekerleklerdeki yanal kayma açısını parabolik bir fonksiyon olarak belirleyerek göz önüne alınır.

$$C_{\alpha f} = \left(C_{\alpha f0} - C_{\alpha f1} \cdot \frac{F_{zf}}{F_{zf,nom}} \right) \cdot F_{zf} \quad (3.3)$$

$$C_{\alpha r} = \left(C_{\alpha r0} - C_{\alpha r1} \cdot \frac{F_{zr}}{F_{zr,nom}} \right) \cdot F_{zr} \quad (3.4)$$

Eğer kısaca tek izli araç modelinde kuvvet ve momentleri özetleyecek olur isek;

$$\begin{bmatrix} \sum F_x \\ \sum F_y \\ \sum M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin\delta_f & -\sin\delta_r \\ \cos\delta_f & \cos\delta_r \\ l_f \cos\delta_f & -l_r \cos\delta_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{yf} \\ F_{yr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\delta_f & \cos\delta_r \\ \sin\delta_f & \sin\delta_r \\ l_f \sin\delta_f & -l_r \sin\delta_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xf} \\ F_{xr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -F_r - F_a - F_w \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ M_{zd} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Nominal normal kuvvet değeri $F_{zf,r,nom}$ tekerlek üreticisi tarafından belirlenen sabit bir değerdir. Anlık düşey kuvvet değeri F_{zf} , F_{zr} sabit durumdaki normal kuvvet değeridir.

Görüldüğü gibi tek izli araç modeli normal şartlarda manevra sırasında oluşan yanal ve boyuna yük transferini tanımlamaz. Ancak eğer bu modeli geliştirip yük

transferini de hesaplamak istersek yük transferi ΔF_{zi} aşağıdaki şekilde hesaplanır ;

$$F_{zi} = F_{zi \text{ stat}} + \Delta F_{zi} \quad (3.6)$$

ΔF_{zi} aşağıdaki şekilde açıklanır;

$$\Delta F_{zf} = C_{sf} \cdot l_f \cdot x + C_{df} \cdot l_f \cdot \dot{x} \quad (3.7)$$

$$\Delta F_{zr} = -C_{sf} \cdot l_r \cdot x + C_{dr} \cdot l_r \cdot \dot{x} \quad (3.8)$$

Ancak bir araçtaki yük transferini bulabilmek için aracın yalpa ve kafa vurma modelinin hazırlanması gerekmektedir.

Yalpa ve kafa vurma modeline yay ve amortisör denklemleri ile başlanır;

$$F_{zf} = -C_{sf}(z - l_f \cdot \tan x_f) - C_{df}(\dot{z} - l_f \tan \dot{x}_f) \quad (3.9)$$

$$F_{zr} = -C_{sr}(z + l_r \tan x_r) - C_{dr}(\dot{z} - l_r \tan \dot{x}_r) \quad (3.10)$$

Burada C_{sf} , C_{sr} , C_{df} ve C_{dr} sırasıyla ön ve arka yay (s) ve amortisör (d) sabitleridir. Tüm şasinin dikey konumu ise z ile gösterilmiştir.

Ayrıca kafa vurma açılarının küçük olduğu ve sırasıyla $l_r \tan x_r$ ve $l_f \tan x_f$, $l_r x_r$, $l_f x_f$ değerlerinin etkisiz olduğu varsayılmıştır.

Araç gövdesinin dikeydeki kinetik hareket denklemleri ise aşağıdadır;

$$m\ddot{z} = F_{zf} + F_{zr} \quad (3.11)$$

burada F_{zf} ve F_{zr} dikey sırasıyla ön ve arka aksın yay ve amortisör kuvvetleridir.

Araç eksenindeki gövde hareket denklemleri ise şu şekildedir;

$$m\ddot{x} = F_{xf} + F_{xr} - F_{xair} - F_{rollres} \quad (3.12)$$

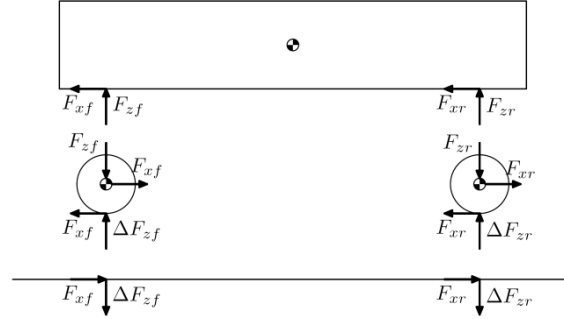
F_{xf} ve F_{xr} tekerlek tutunması üzerindeki eksenel kuvvetler (pozitif değer) veya fren kuvveti (negatif değer) ve aerodinamik kuvvetidir, şu şekilde hesaplanır;

$$F_{xair} = C_W A \frac{\rho}{2} v_x^2, \quad (3.13)$$

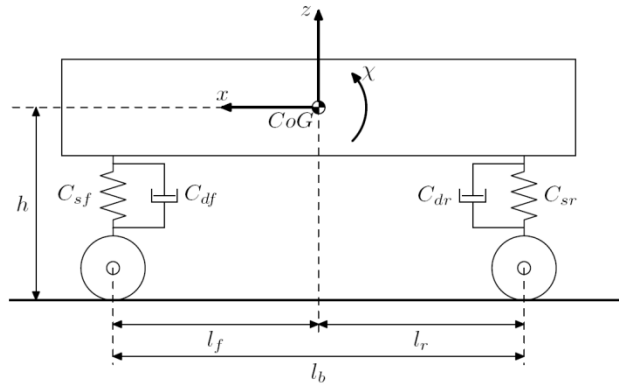
ρ ; 1.0133 barda havanın yoğunluğu olan 1.23 kg/ m³ değeridir.

Kesit alanı A , ve drag katsayısı C_w ile gösterilmiştir.

$$\ddot{x}l_{yy} = -F_{zf} \cdot l_f + F_{zr} \cdot l_r - (F_{xf} + F_{xr}) \cdot h - F_{rollres} \cdot h - F_{air} \cdot (h_{air} - h) \quad (3.14)$$



Şekil 3.2: Modelimize uygun şekilde araca etki eden dikey ve eksenal kuvvetler [2]



Şekil 3.3: Aracın dikeydeki hareketini tarifleyen değişkenlerin açıklaması [2]

Yuvarlanma direnci $F_{rollres} = f_r \cdot F_Z$ ve f_r tekerlek ve yüzeye bağlı olarak değeri 0.005 and 0.065 arasında değişen bir sabittir. Normal binek araç tekerleklerinde ;

- Düz satırlı yollarda $F_{rollres} = 0.005$
- Beton yüzeylerde $F_{rollres} = 0.01$
- Asfalt yüzeylerde $F_{rollres} = 0.035$
- Çamurlu yüzeylerde $F_{rollres} = 0.065$

Bu denklemler çeşitli kullanımlar içindir ve şartlara uygun parametreler belirlenir.

Ön ve arka tekerleklerdeki eksenal yüklerin oranı aracın seyir halinde sabit hızla ilerliyor veya frenleniyor olmasına göre farklılık gösterir. Fren kuvveti doğası gereği ön tekerleklerle doğru bir yük transferi oluşur. Bu fren kuvveti ön tekerlekler etrafında bir tork oluşturur. Aracın normal seyri sırasında çekiş olan aks üzerine

çekiş kuvvetleri etki eder. Tezde kullanılan araç modeli önden çekişlidir dolayısı ile sadece ön aks üzerinde bir çekiş kuvveti oluşur.

Böylece meydana gelen çekiş kuvveti fren kuvveti ile aynı pozisyonda uygulanmamaktadır ve ek olarak aracın frenleme veya seyir hali asimetrik kafa vurma davranışını meydana getirir.

$$\text{Viraj sertliği } y_t = \varphi_t^T + e_t \quad (3.15)$$

bilgisini kullanan lineer hareket modeli ile açıklanabilir.

Bu formülde, y_t ölçümleri, φ_t regresyon vektörünü, θ ise belirlenmesi gereken parametreleri ve e_t ölçüm hatalarını gösterir. Daha açıklayıcı olması için; parametre vektörü $\theta = (C_{\alpha f0} C_{\alpha f1} C_{\alpha r0} C_{\alpha r1})^T$ olarak hesaplanır.

Ölçüm vektörü y şu şekilde yazılır.

Ölçüm vektörü y şu şekilde yazılır.

$$y = (F_{yf} F_{yr})^T \quad (3.16)$$

Kuvvetler ise ekteki şekilde tariflenir:

$$F_{yf} = m_y a_{yf} = m \frac{l_r}{l_b} (a_{y,m} + l_f \ddot{y}) \cos \delta_f \quad (3.17)$$

$$F_{yr} = m_y a_{yr} = m \frac{l_r}{l_b} (a_{y,m} + l_r \ddot{y}) \quad (3.18)$$

$$F_{yf} = m_y a_{yf} = \left(C_{\alpha f0} - C_{\alpha f1} \cdot \frac{F_{zf}}{F_{zf,nom}} \right) \cdot F_{zf} \alpha_f \quad (3.19)$$

$$F_{yr} = m_y a_{yr} = \left(C_{\alpha r0} - C_{\alpha r1} \cdot \frac{F_{zr}}{F_{zr,nom}} \right) \cdot F_{zr} \alpha_r \quad (3.20)$$

Formüllerin regresyon matrisine yerleştirilmesi ile;

$$\varphi = \begin{bmatrix} F_{zf} \alpha_f & 0 \\ -F_{zf} \alpha_f \frac{F_{zf}}{F_{zf,nom}} & 0 \\ 0 & F_{zr} \alpha_r \\ 0 & -F_{zf} \alpha_f \frac{F_{zf}}{F_{zf,nom}} \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

bulunur.

Tekerlek yanal kayma açılarının hesaplanabilmesi için boylamsal hızın bulunması gerekir;

$$V_x \cos \beta = V_{xr} \cos \alpha_r = V_{xf} \cos (\delta_f - \alpha_f) \quad (3.22)$$

$$V_{xf} \sin (\delta_f - \alpha_f) = l_f \dot{\gamma} + v_x \sin \beta \quad (3.23)$$

$$V_{xr} \sin (\alpha_r) = l_r \dot{\gamma} - v_x \sin \beta \quad (3.24)$$

Yukarıdaki formülleri birleştirdiğimizde aşağıdaki sonuca varılır;

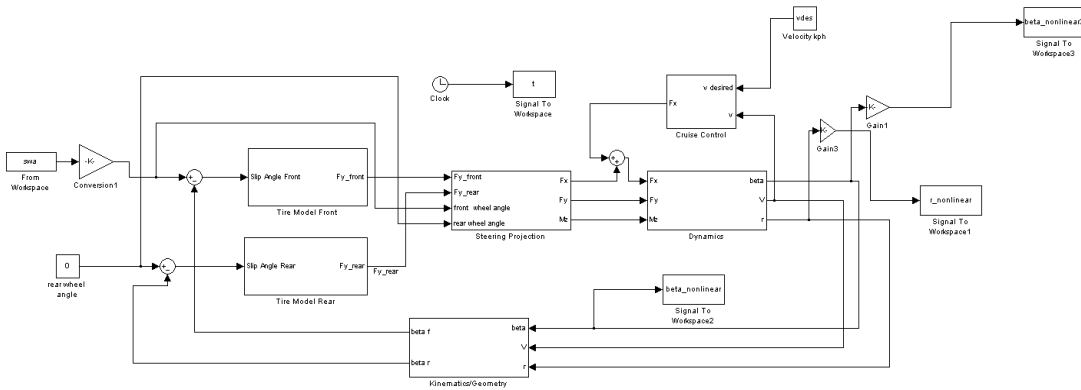
$$\tan (\delta_f - \alpha_f) = \frac{\dot{\gamma} l_f}{v_x \cos \beta} + \tan \beta \quad (3.25)$$

$$\tan (\alpha_r) = -\tan \beta + \frac{\dot{\gamma} l_r}{v_x \cos \beta} \quad (3.26)$$

$$\alpha_f = -\frac{\dot{\gamma} l_f}{v_x} - \beta + \tan \delta_f \quad (3.27)$$

$$\alpha_r = -\beta + \frac{\dot{\gamma} l_r}{v_x} \quad (3.28)$$

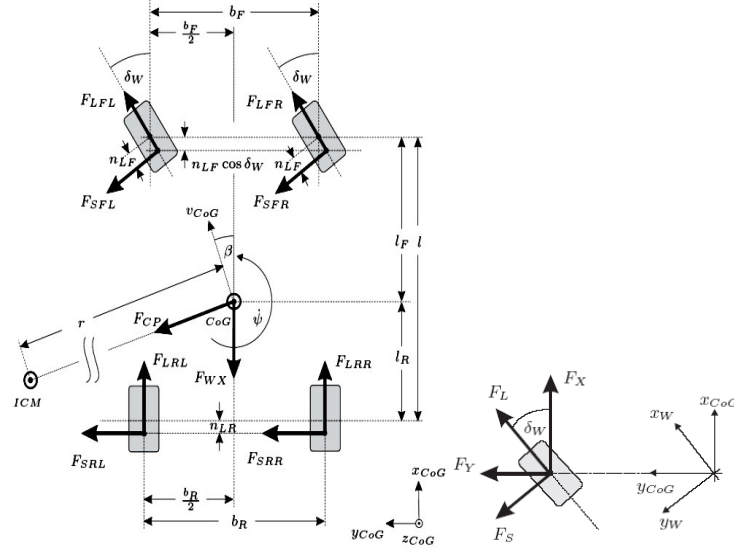
Tek izli araç modeli, aracın sadece iki boyutlu hareketlerini simüle edebilir. Yalpa ve kafa vurma hareketlerini de temsil edecek şekilde geliştirilse ve uygun bir tekerlek modeli kullanılsa dahi, sanayide basit araç hareketlerini çözümlemekten öte bir kullanımı yoktur. (Elektronik Stabilite Sistemlerinde işlemci yükünü azaltmak için kullanımı dışında.)



Şekil 3.4: Matlab Simulink Diyagramı

3.2 Çift İzli Araç Modeli

Çift izli araç modeli temel olarak birbiri ile etkileşimde olan iki tek izli araç modelinden oluşur. Tek izli araç modeli dikey hareketleri göstermez ancak gösterecek şekilde geliştirilebilir.



Şekil 3.5: Çift izli araç modeli açı ve hareket açıklamaları [1]

Yanal ve boylamsal kuvvet dağılımları:

$$m_{CoG} \cdot \dot{v}_{CoG} \cos \beta = \sum F_x - F_{cp} \sin \beta \quad (3.29)$$

$$m_{CoG} \cdot \dot{v}_{CoG} \sin \beta = \sum F_y - F_{cp} \cos \beta \quad (3.30)$$

$$\sum F_x = F_{xFL} + F_{xFR} + F_{xRL} + F_{xRR} - F_{wx} - F_{Rollx} \quad (3.31)$$

Burada F_{wx} aerodinamik direnci ve F_{Rollx} yuvarlanma direncidir.

$$\sum F_y = F_{yFL} + F_{yFR} + F_{yRL} + F_{yRR}$$

Dikey eksen etrafındaki tork dağılımları:

$$J_z \ddot{\gamma} = (F_{yFL} + F_{yFR}) \cdot (l_F - n_{LF} \cos \delta_w) - (F_{yRL} + F_{yRR}) \cdot (l_R - n_{LF} \cos \delta_w)$$

$$+(F_{xFR} - F_{xFL}).\frac{b_F}{2} + (F_{xRR} - F_{xRL}).\frac{b_R}{2} \quad (3.32)$$

Merkezkaç kuvveti;

$$F_{CP} = -\frac{m_{CoG} \cdot v_{CoG}^2}{r} = m_{CoG} \cdot v_{CoG} (\dot{\beta} + \dot{\gamma}) \quad (3.33)$$

$$v_{CoG} = -\frac{1}{m_{CoG}} (\cos\beta \cdot \sum F_x + \sin\beta \cdot \sum F_y) \quad (3.34)$$

$$\dot{\beta} = -\frac{1}{m_{CoG} v_{CoG}} (\cos\beta \cdot \sum F_y - \sin\beta \cdot \sum F_x) - \dot{\gamma} \quad (3.35)$$

Tüm kuvvetler teker koordinatlı sistemine taşındığında;

$$F_{xRj} = F_{LRj} \text{ and } F_{yRj} = F_{sRj} \quad (3.36)$$

Ön akstaki teker dönüş açısı oluşumu δ_w ekttekileri türetir ;

$$F_{xFj} = F_{LFj} \cos\delta_w - F_{SFj} \sin\delta_w \quad (3.37)$$

$$F_{yFj} = F_{LFj} \sin\delta_w + F_{SFj} \cos\delta_w \quad (3.38)$$

Yanal teker kuvveti F_{Sij} ektteki şekilde hesaplanır ;

$$F_{Sij} = C_{ij} \cdot \alpha_{ij} \quad (3.39)$$

$$\alpha_{Fj} = \delta_w - \beta - \frac{l_F \ddot{\gamma}}{v_{CoG}} \quad (3.40)$$

$$\alpha_{Rj} = -\beta + \frac{R \dot{\gamma}}{v_{CoG}} \quad (3.41)$$

Modelin yüksek yan ivmelerdeki performansının arttırılması için viraj sertliği dahil edilmelidir;

Yanal kuvvet formülasyonu ektteki şekilde yapılır;

$$F_{Sij}(t) = \left(1 - \frac{F_{zij}(t)}{k_1}\right) F_{zij}(t) \arctan(k_2 a_{ij}(t)) \quad (3.42)$$

Tekerlek yanal kayma açısında k_1 ve k_2 değerleri lineer sonlu kareler tekniği ile

hesaplanırsa yaklaşık yanıl kuvvet:

$$C_{ij}(t) = \frac{F_{sij}(t)}{a_{ij}(t)} \quad (3.43)$$

Daha önceki hesaplama da birleştirilirse, durum uzay modelini kurmak için gereken v_{CoG} , $\dot{\beta}$, $\dot{\gamma}$ değerini elde ederiz;

$$\begin{aligned} v_{CoG} = \frac{1}{m_{CoG}} \bigg\{ & (F_{LFL} + F_{LFR}) \cos(\delta_w - \beta) \\ & - (C_{FL} + C_{FR}) \left(\delta_w - \beta - \frac{l_F \dot{\gamma}}{v_{CoG}} \right) \sin(\delta_w - \beta) + (F_{LRL} + F_{LRR} \\ & - c_{aer} A_L \frac{\rho}{2} v_{CoG}^2) \cos \beta + (C_{RL} + C_{RR}) \left(-\beta - \frac{l_R \dot{\gamma}}{v_{CoG}} \right) \sin \beta \bigg\} \end{aligned} \quad (3.44)$$

$$\begin{aligned} \dot{\beta} = \frac{1}{m_{CoG} v_{CoG}} \bigg\{ & (F_{LFL} + F_{LFR}) \sin(\delta_w - \beta) + (C_{FL} + C_{FR}) \left(\delta_w - \beta - \frac{l_F \dot{\gamma}}{v_{CoG}} \right) \cos(\delta_w - \\ & \beta) - (F_{LRL} + F_{LRR} - c_{aer} A_L \frac{\rho}{2} v_{CoG}^2) \sin \beta + (C_{RL} + C_{RR}) \left(-\beta + \frac{l_R \dot{\gamma}}{v_{CoG}} \right) \cos \beta \bigg\} - \dot{\gamma} \end{aligned} \quad (3.45)$$

$$\begin{aligned} \dot{\gamma} = \frac{1}{J_z} \bigg\{ & (l_F + n_{LF} \cos \delta_w) (F_{LFL} + F_{LFR}) \sin \delta_w \\ & + \left(\delta_w - \beta - \frac{l_F \dot{\gamma}}{v_{CoG}} \right) \cos \delta_w (C_{FL} + C_{FR}) (l_F \\ & - n_{LF} \cos \delta_w) + \frac{b_F}{2} (F_{LFR} - F_{LFL}) \cos \delta_w \\ & - \frac{b_F}{2} (C_{FR} - C_{FL}) \left(\delta_w - \beta - \frac{l_F \dot{\gamma}}{v_{CoG}} \right) \sin \delta_w \\ & - (l_R + n_{LR}) (C_{RL} + C_{RR}) \left(-\beta + \frac{l_R \dot{\gamma}}{v_{CoG}} \right) + \frac{b_R}{2} (F_{LRR} - F_{LRL}) \bigg\} \end{aligned} \quad (3.46)$$

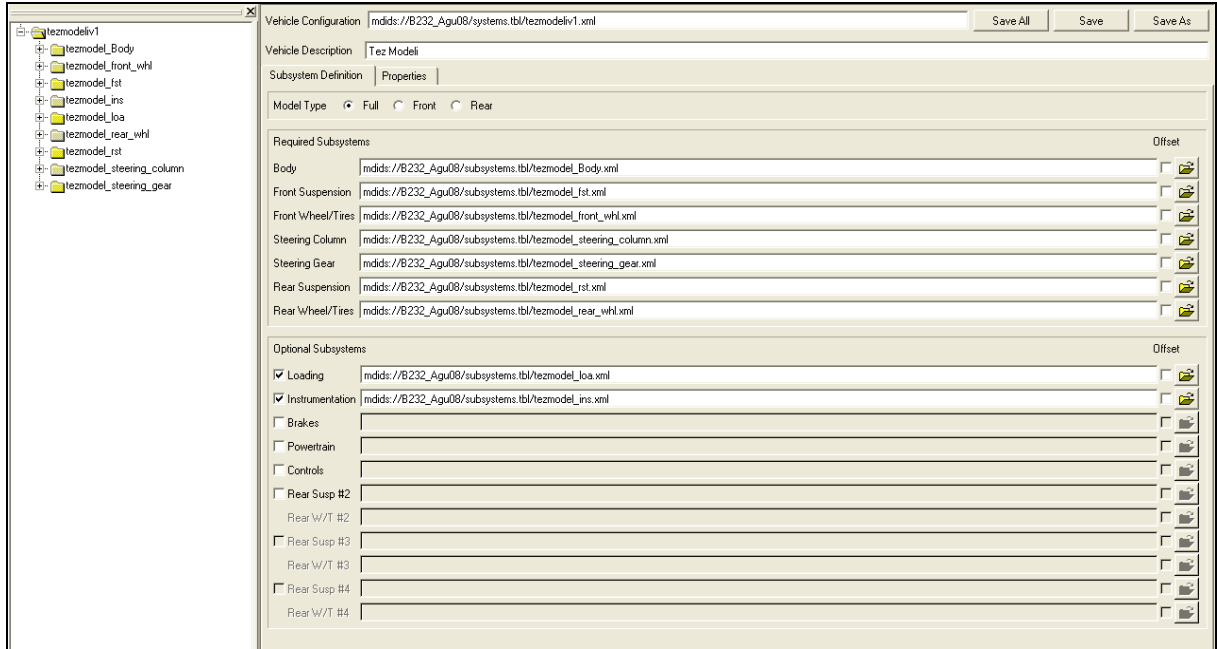
3.3 ADAMS Modeli

Koşan modellerde esnek uygulamaları mümkün kılması ve dış kontrolcülerle geniş etkileşim uygulamaları nedeniyle modellemede ADAMS Chassis yazılımı

kullanılmıştır.

ADAMS Chassis modeli aşağıdaki sistemlerden oluşur;

- Gövde
- Ön süspansiyon
- Ön tekerlekler
- Direksiyon kolonu
- Kremayer
- Arka süspansiyon
- Arka tekerlekler
- ADM Kontroller



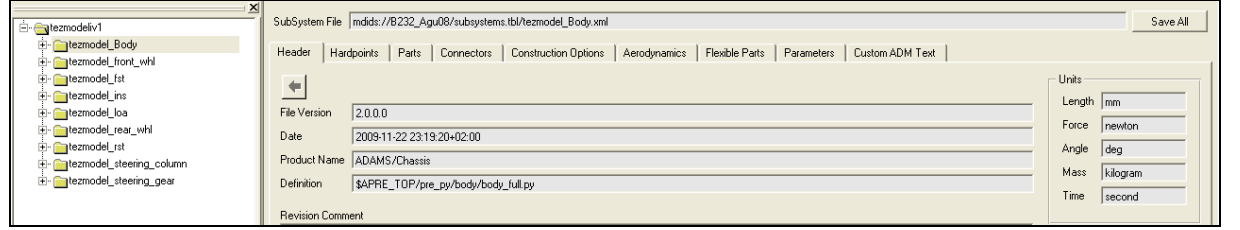
Şekil 3.6: ADAMS Chassis ana ekranı

Her sistem aşağıdaki parametrelerden oluşur;

- Konum bilgisi
- Parçalar
- Bağlantı detayları ve özellikleri
- Yapılandırma seçenekleri
- Parametreler
- Opsiyonel parametreler

3.3.1 ADAMS Chassis gövde modeli

Adams Chassis gövde modeli kütle, ağırlık merkezi, eylemsizlik momenti, uzaydaki konum ve bağlantı özelliklerinden oluşur.



Şekil 3.7: ADAMS Chassis gövde modeli

The screenshot shows the ADAMS Chassis body model interface with the position data table displayed. The table lists the following data:

Name	Left X	Left Y	Left Z	Right X	Right Y	Right Z	Comment
controller_ref	2680.0	0.0	735.0				Traction/Braking Ref Pt. 40
test_gyro	2680.0	0.0	735.0				Test Equipment Gyro 50
body_mount_1	1000.0	-100.0	1000.0	1000.0	100.0	1000.0	Body-on-Frame Mount 1 1
body_mount_2	1500.0	-100.0	1000.0	1500.0	100.0	1000.0	Body-on-Frame Mount 2 2
body_mount_3	2000.0	-100.0	1000.0	2000.0	100.0	1000.0	Body-on-Frame Mount 3 3
body_mount_4	2500.0	-100.0	1000.0	2500.0	100.0	1000.0	Body-on-Frame Mount 4 4
body_mount_5	3000.0	-100.0	1000.0	3000.0	100.0	1000.0	Body-on-Frame Mount 5 5
box_mount_1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Box-on-Frame Mount 1
box_mount_2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Box-on-Frame Mount 2
box_mount_3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Box-on-Frame Mount 3

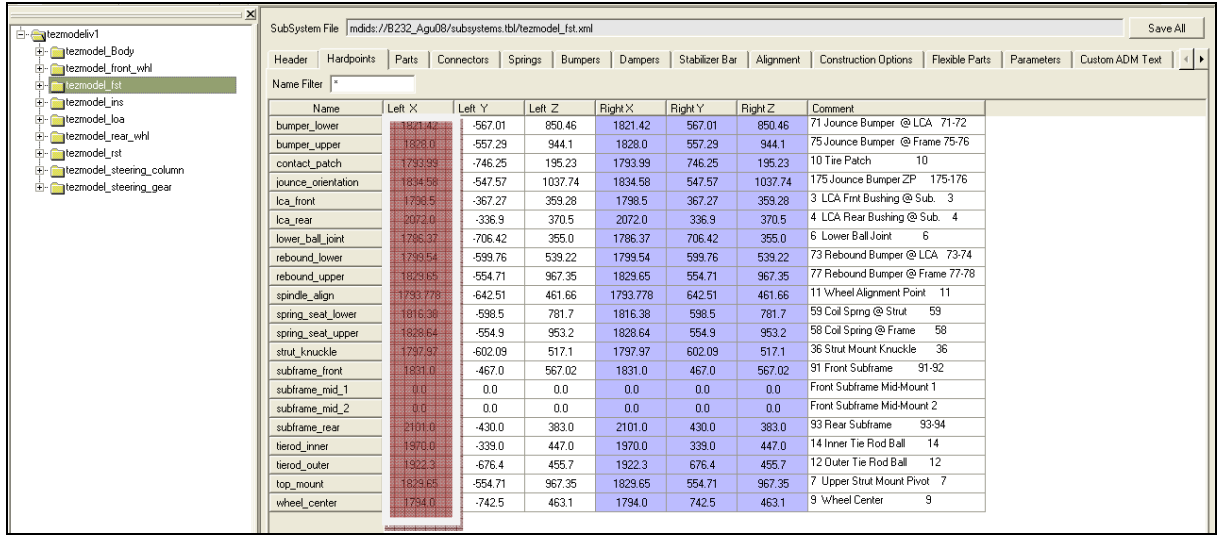
Şekil 3.8: ADAMS Chassis gövde konum bilgileri

The screenshot shows the ADAMS Chassis body model interface with the mass and center of gravity data table displayed. The table lists the following data:

Name	Left Mass	Left CG X	Left CG Y	Left CG Z	Right Mass	Right CG X	Right CG Y	Right CG Z	Comment
box	1.0	1.0	1.0	1.0					Box
chassis	1092.0188	2879.203547	1.046291638	900.0					Body (Sprung Mass)
frame	1.0	1.0	1.0	1.0					Frame

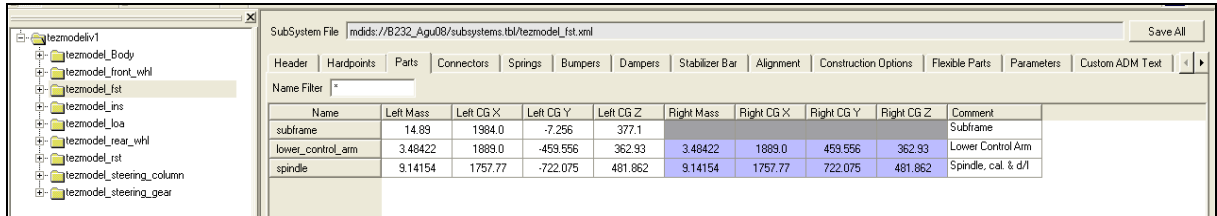
Şekil 3.9: ADAMS Chassis gövde ağırlık merkezi ve eylemsizlik momenti bilgileri

3.3.2 ADAMS Chassis ön süspansiyon modeli



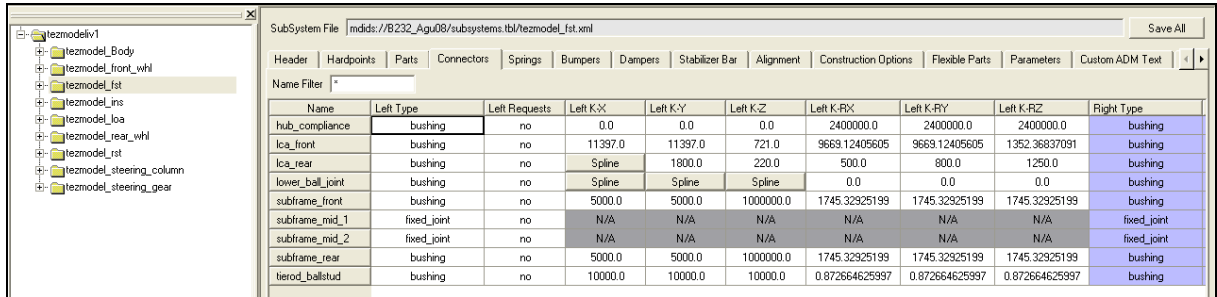
Name	Left X	Left Y	Left Z	Right X	Right Y	Right Z	Comment
bumper_lower	1821.42	-567.01	850.46	1821.42	567.01	850.46	71 Jounce Bumper @ LCA 71-72
bumper_upper	1828.0	-557.29	944.1	1828.0	557.29	944.1	75 Jounce Bumper @ Frame 75-76
contact_patch	1793.99	-746.25	195.23	1793.99	746.25	195.23	10 Tire Patch 10
jounce_orientation	1834.58	-547.57	1037.74	1834.58	547.57	1037.74	175 Jounce Bumper ZP 175-176
lca_front	1738.5	-367.27	359.28	1798.5	367.27	359.28	3 LCA Front Bushing @ Sub. 3
lca_rear	2072.0	-336.9	370.5	2072.0	336.9	370.5	4 LCA Rear Bushing @ Sub. 4
lower_ball_joint	1736.37	-706.42	355.0	1786.37	706.42	355.0	6 Lower Ball Joint 6
rebound_lower	1799.54	-599.76	539.22	1799.54	599.76	539.22	73 Rebound Bumper @ LCA 73-74
rebound_upper	1829.65	-554.71	967.35	1829.65	554.71	967.35	77 Rebound Bumper @ Frame 77-78
spindle_align	1793.778	-642.51	461.66	1793.778	642.51	461.66	11 Wheel Alignment Point 11
spring_rear_lower	1816.38	-598.5	781.7	1816.38	598.5	781.7	59 Coil Spring @ Strut 59
spring_rear_upper	1828.64	-554.9	953.2	1828.64	554.9	953.2	58 Coil Spring @ Frame 58
strut_knuckle	1797.97	-602.09	517.1	1797.97	602.09	517.1	36 Strut Mount Knuckle 36
subframe_front	1831.0	-467.0	567.02	1831.0	467.0	567.02	91 Front Subframe 91-92
subframe_mid_1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Front Subframe Mid-Mount 1
subframe_mid_2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Front Subframe Mid-Mount 2
subframe_rear	2101.0	-430.0	383.0	2101.0	430.0	383.0	93 Rear Subframe 93-94
tierod_inner	1970.0	-339.0	447.0	1970.0	339.0	447.0	14 Inner Tie Rod Ball 14
tierod_outer	1922.3	-676.4	455.7	1922.3	676.4	455.7	12 Outer Tie Rod Ball 12
top_mount	1829.65	-554.71	967.35	1829.65	554.71	967.35	7 Upper Strut Mount Pivot 7
wheel_center	1734.0	-742.5	463.1	1734.0	742.5	463.1	9 Wheel Center 9

Şekil 3.10: ADAMS Chassis ön süspansiyon parça konum bilgileri



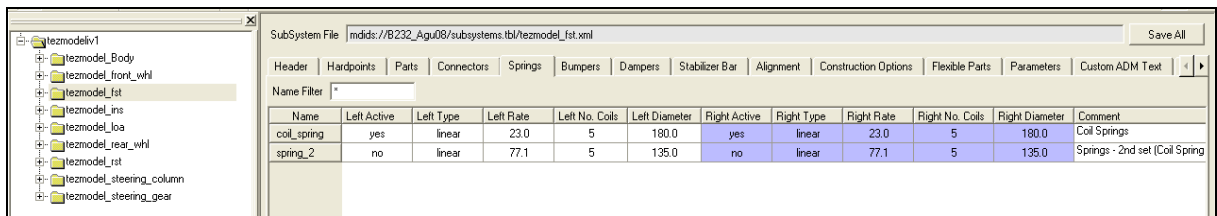
Name	Left Mass	Left CG X	Left CG Y	Left CG Z	Right Mass	Right CG X	Right CG Y	Right CG Z	Comment
subframe	14.89	1984.0	-7.256	377.1					Subframe
lower_control_arm	3.48422	1889.0	-459.556	362.93	3.48422	1889.0	-459.556	362.93	Lower Control Arm
spindle	9.14154	1757.77	-722.075	481.862	9.14154	1757.77	-722.075	481.862	Spindle, cal. & d/I

Şekil 3.11: ADAMS Chassis ön süspansiyon ağırlık merkezi ve eylemsizlik moment bilgileri



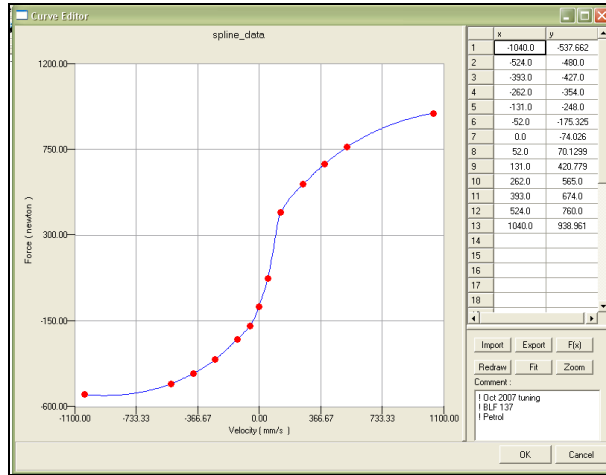
Name	Left Type	Left Requests	Left K-X	Left K-Y	Left K-Z	Left K-RX	Left K-RY	Left K-RZ	Right Type
hub_compliance	bushing	no	0.0	0.0	0.0	2400000.0	2400000.0	2400000.0	bushing
lca_front	bushing	no	11397.0	11397.0	721.0	9669.12405605	9669.12405605	1352.36837091	bushing
lca_rear	bushing	no	Spline	1800.0	220.0	500.0	800.0	1250.0	bushing
lower_ball_joint	bushing	no	Spline	Spline	Spline	0.0	0.0	0.0	bushing
subframe_front	bushing	no	5000.0	5000.0	1000000.0	1745.32925199	1745.32925199	1745.32925199	bushing
subframe_mid_1	fixed_joint	no	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	fixed_joint
subframe_mid_2	fixed_joint	no	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	fixed_joint
subframe_rear	bushing	no	5000.0	5000.0	1000000.0	1745.32925199	1745.32925199	1745.32925199	bushing
tierod_ballstud	bushing	no	10000.0	10000.0	10000.0	0.872664625997	0.872664625997	0.872664625997	bushing

Şekil 3.12: ADAMS Chassis ön süspansiyon parça bağlantı bilgileri



Name	Left Active	Left Type	Left Rate	Left No. Coils	Left Diameter	Right Active	Right Type	Right Rate	Right No. Coils	Right Diameter	Comment
coil_spring	yes	linear	23.0	5	180.0	yes	linear	23.0	5	180.0	Coil Springs
spring_2	no	linear	77.1	5	135.0	no	linear	77.1	5	135.0	Springs - 2nd set (Coil Spring

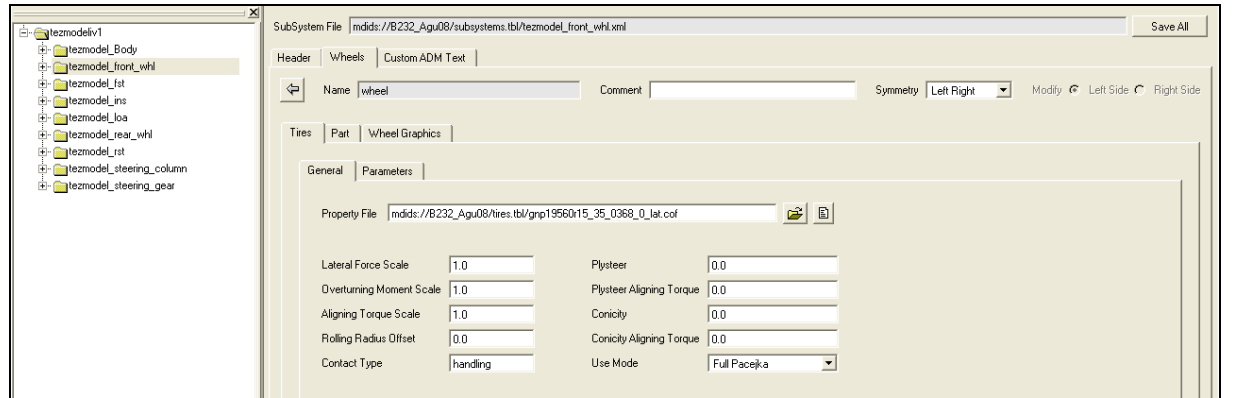
Şekil 3.13: ADAMS Chassis ön süspansiyon yay bilgileri



Şekil 3.14: ADAMS Chassis ön süspansiyon amortisör bilgileri

3.3.3 ADAMS Chassis ön tekerlek modeli

Tekerlek modeli aşağıdaki parametrelerden oluşur.



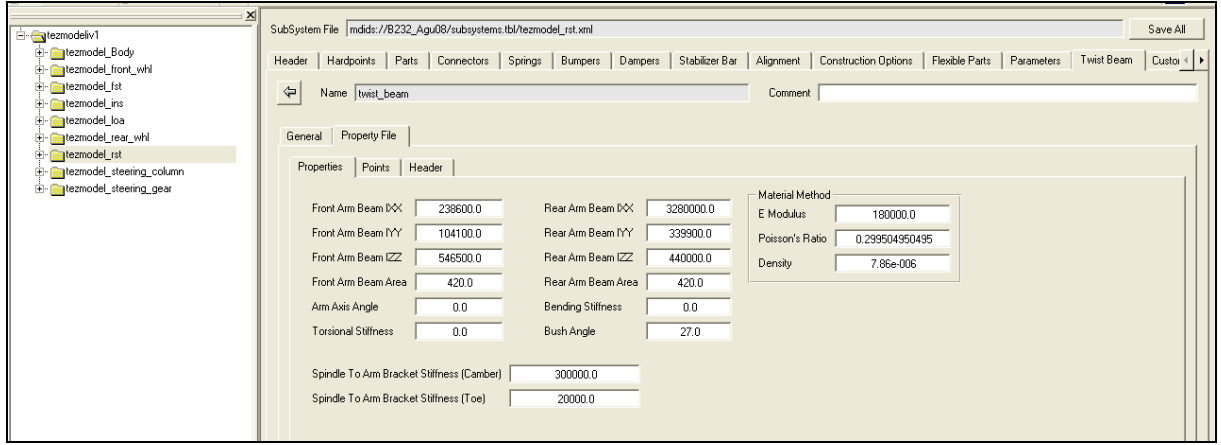
Şekil 3.15: ADAMS Chassis ön tekerlek modeli

3.3.4 ADAMS Chassis arka süspansiyon modeli

Arka süspansiyon modeli aşağıdaki parametrelerden oluşur.

Name	Left Mass	Left CG X	Left CG Y	Left CG Z	Right Mass	Right CG X	Right CG Y	Right CG Z	Comment
spindle	7.648	4283.97	-735.569	469.355	7.648	4283.97	735.569	469.355	Spindle and caliper
trailing_arm	2.11	Default	Default	Default	2.11	Default	Default	Default	Arm

Şekil 3.16 ADAMS Chassis arka süspansiyon modeli ağırlık merkezi bilgileri



Şekil 3.17: ADAMS Chassis arka süspansiyon twistbeam bilgileri (Şirket gizlilik prensipleri gereği değerler değiştirilmiştir.)

4.0 AKTİF GÜVENLİK SİSTEMLERİ

4.1 Elektronik Stabilite Kontrolü

Son bir kaç yıl içinde aktif güvenlik sistemleri sürüş güvenliği konusunda yeni bir çığır açmıştır. Daha önceleri maliyet avantajı ve iyi bir etki/maliyet oranına sahip olmaları nedeniyle otomotiv üreticileri pasif güvenlik sistemlerine yoğunlaşmışlardı. Yıllar süren çalışmalar sonucunda emniyet kemerleri ve hava yastıkları gibi pasif emniyet sistemleri bugünkü araçlardaki seviyelerine yükseldiler.

Bu tip pasif emniyet sistemlerinin amacı kaza anında sürücü ve yolcuya gelebilecek zararı engellemekti, ancak artık günümüzde kazanın olmasını engelleyecek sistemler üzerinde çalışılmaya daha fazla önem verilmeye başlanmıştır. Elektronik Stabilite Kontrolü (ESC) bu alanda geliştirilen önemli bir teknolojidir, ve U.S National Highway Traffic Safety Authority (NHTSA) tarafından emniyet kemerlerinin uygulamasından sonra en fazla hayat kurtarma potansiyeline sahip teknoloji olarak nitelendirilmiştir.

ESC'nin amacı aktif arka aks yönlendirme kontrolünün aksine, aracın yol tutuş performansını iyileştirmek ve sürücünün aracı daha performanslı kullanmasını sağlamak değil, sürücünün kritik durumlarda aracın kontrolüne hakim olmasına ve tehlikeyi daha az beceri ile bertaraf etmesine olanak sağlamaktır.

Birçok aktif emniyet sistemi 1978 yılında devreye giren “Kitlenmeyen Fren Sistemi” (ABS) teknolojisine dayanmaktadır. İlk kullanılan ABS sistemlerinin başlıca amacı aksenal kaymalarda en yüksek tutunma ve kontrol sağlamaktı. Ancak bugün ABS'nin yoğunlaştığı alan duruş mesafesini iyileştirmekten öte, fren esnasında aracın kontrol edilebilirliğini korumaktır. Özellikle kritik durumlarda frenleme sırasında aracın tekerleklerinin kitlenmesi yol ile tekerlekler arasındaki tutunma kuvvetini azaltır. Bu durumda araç artık sürücünün yönlendirmelerine tepki veremeyeceği için aracın kontrolünü sağlamak çok zor hatta imkansızdır.

ABS donanımına sahip bir araçta tekerlek-hız sensörleri tekerleklerin dönüş hızını ölçerek ABS kontrol ünitesine iletirler. Kontrolcü, tekerlekler ve yol arasındaki kayma açısını hesaplayarak lastiğin kilitlenmek üzere olup olmadığını belirler. Eğer bir kilitlenme söz konusu ise ABS devreye girerek fren basıncını düşürür ve sistemin optimum boylamsal kayma ile çalışmasını sağlar. Bu sayede tekerleklerin kilitlenmesi engellenir ve sürücü aracın kontrolünü kaybetmeden sürüşe devam edebilir.

1986 yılında ABS teknolojisi kullanılarak Çekiş Kontrol Sistemi (TCS) geliştirilmiş ve pazara sunulmuştur. TCS sisteminde ABS'ye ek olarak motor gücü de sisteme dahil edilerek TCS sistemi ile çekiş sağlayan tekerlekler üzerindeki çekiş momenti optimum boylamsal kaymayı sağlayacak şekilde kontrol edilmiş ve tekerleklerin kayması engellenmiş oldu. TCS sistemi ABS ye benzer bir teknoloji olarak düşünülebilir, farkı ise fren yerine hızlanma sırasında kullanılmasıdır.

Kritik durumların çoğunda sürücünün mümkün olan en sert fren uygulaması yeterli olmayacaktır, örnek olarak yol üzerinde veya dönemeçte bir engel ile karşılaşılması veya bölünmüş sürtünme katsayılı yol durumlarında sürücünün aracı limitlerde kullanması gerekecektir. Ayrıca sürücü dönemece çok hızlı girdiği veya direksiyonu gerekenden fazla çevirdiği durumlarda da aracın hakimiyetini kaybedecektir. Aracın özellikle kaygan, rampalı yollarda kalkışı veya dönemeçli yollarda ivmelenmesi sırasında tekerlek ve zemin arasında meydana gelecek güçlü eksenel kuvvetler söz konusu olduğunda ESC sistemi ABS ve TCS sisteminin özelliklerini birleştirir, ek olarak açıl dönme kontrolünü de devreye sokarak sürücünün aracı kontrolü altında tutmasını sağlar. ESC sistemi sürücünün ani şerit değişikliği, yolda karşılaşılan engeli bertaraf etmek gereken durumlarda araca hakim olabilmesi için tasarlanmıştır.

ESC her zaman devrededir. Saniyede 25 kez direksiyondan gelen yönlendirme ile aracın gittiği yönü karşılaştırır. Eğer araç farklı bir yönde ilerliyorsa önden kayma veya arkadan kayma durumunu tespit ederek, kaymanın kritik bir duruma yaklaştığına karar verdiğinde devreye girer. Bunu fren sistemini kullanarak, aracı doğru rotasına yönlendirmek suretiyle yapar. Her tekerlek üzerinde ayrı bir frenleme etkisi uygulanır, örnek olarak önden kayma durumunda arka iç lastiğe, arkadan kayma durumunda ise ön dış lastiğe fren uygular. Frenlemedeki bu ayarlamalar istenen ters kuvveti oluşturur ve araç sürücünün istediği şekilde rotasına girer. En

etkili uygulama frene ek olarak motor kuvvetini de devreye alarak gerçekleşir, çekiş sağlayan tekerleklerle kuvvet aktarılır.

Kazalarda aracın kontrolünün kaybedilmesi ve savrulması en önemli sebep olarak gösterilmektedir. Uluslararası yapılan araştırmalarda yaralanma ile sonuçlanan kazaların en az %20 sinin öncesinde araçların savrulduğu, bu oranın ölüm ile sonuçlanan kazalarda %40 a çıktığı görölmüştür. Bu istatistikler dünya genelinde yapıldığı için oranların alt sınırlara yakın çıktığına dikkat edilmelidir. Örnek olarak “German In Depth Accident Study” (GIDAS) tarafından yapılan araştırmada savrulma ile meydana gelen kazalardaki ciddi yaralanma oranı %48 olarak raporlanmıştır. ESC sisteminin kullanımının yaygınlaştırılması ile pek çok ölkede ESC’nin kaza durumlarındaki etkisi incelenebilir hale gelmiştir. Japonya, Almanya, İsveç, Fransa ve Amerika’da bu çalışmalar devam etmektedir. şimdiye kadar farklı analitik metotlar kullanılarak yapılan incelemelerde ESC sisteminin farklı yol koşulları, farklı marka ve modeldeki araçlarda (ki bunlara binek araçlar ve SUV’ler de dahildir) olumlu etkilerde bulunduğu görölmüştür. İlk yapılan çalışmalar sonradan elde edilen bilgilerle zenginleştirilmekte ve farklı koşullar altında ESC sisteminin etkileri daha detaylı bir şekilde değerlendirilmektedir. Bugüne kadar yapılan araştırmalara dayanarak denebilir ki, ESC sisteminin araçta meydana gelen ölümcöl kaza oranını binek araçlarında %30-50, SUV araçlarında ise %50-70 oranında azalttığı tespit edilmiştir.

ESC sistemi Avrupa’daki araçlarda 1990 yıllarında kullanılmaya başlanmış, diğer marketlerde daha sonradan yaygınlaşmıştır. Diğer teknolojilerde olduğu gibi ilk çıktığında standart binek araçlarda kullanılmak için çok pahalı olan, ESC ilk önce lüks araçlarda opsiyon olarak verilmeye başlanmış, sonradan standart bir uygulama olarak yaygınlaşmıştır.

Bundan sonra ESC donanımlı araçların sayısında devamlı bir artış görölmüştür. 2003 yılında Avrupa’da trafiğe yeni girecek olan araçların %29 unda ESC donanımı varken, 2004 yılında bu rakam %37 ye, 2005 de %40 a yükselmiştir. Ocak – Haziran 2006 6 aylık dönemde ise talepte biraz düşüş görölmüş, %42 de kalmıştır. Bu 6 aylık dönemde en fazla talep İspanya’da görölmüştür, oran %41 den %49 a yükselmiştir, İspanya’yı İngiltere takip etmektedir, talep 6 puan artarak %42 olmuştur. İsveç’te trafiğe yeni çıkan araçlarda bu oran %91, Almanya’da ise oran %72 den %75 e

yükselmiştir. Uluslararası çalışmalar ESC'nin ölümcül kaza oranını %20 ile %40 oranında azalttığını raporlamıştır. 2009 yılında ise Ford bütün ticari araçlarında ESC'yi standart hale getirmek için bir çalışma başlatmış ve hedef tarih olarak 2010 yılını vermiştir.

Şimdiye kadar üreticilerin büyük bölümü ESC'yi opsiyonel bir donanım olarak piyasaya vermişlerdir. Avrupa'da en çok satılan sınıf olan küçük araç sınıfında ise bu sistemi standart olarak sunan bir marka bulmak neredeyse imkansızdır, hatta birçok marka opsiyon olarak bile ESC vermemektedir. Ancak uluslararası otoriteler ESC'nin yaygınlaştırılması için büyük baskılar yapmakta ve yakın zamanda ESC'nin bir opsiyon olmaktan çıkıp, emniyet kemeri gibi zorunlu bir uygulama haline gelmesini planlamaktadır.

ESC sistemi araç üreticileri tarafından farklı isimlerle pazara sunulmaktadır, bunlardan bazıları; Elektronik Stabilite Programı (ESP), Dinamik Stabilite Kontrolü (DSC), Araç Dinamik Kontrolü (VDC), Araç Stabilite Kontrolü (VSC), veya Araç Denge Yardımcısı'dır. (VSA). ESC sisteminin çalışması ve sürüş güvenliğine katkısı ise aşağı yukarı aynıdır.

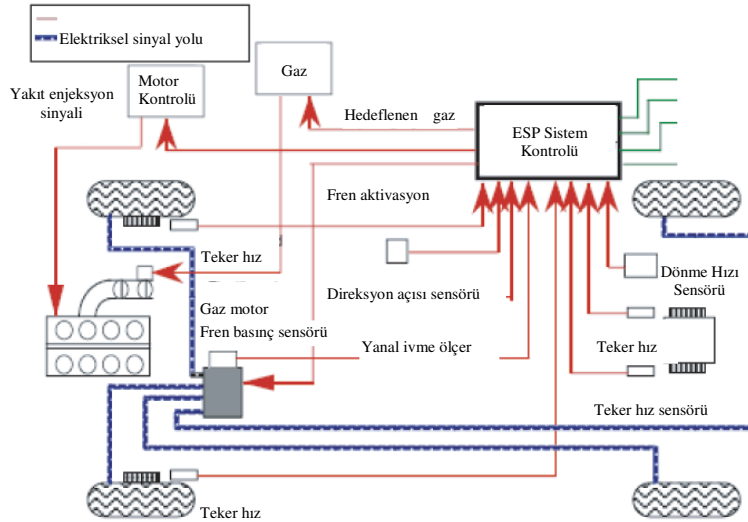
Aracın genelde düzlemsel hareket gösterdiği düşünülerek aracın dinamiği çift izli araç modeli ile açıklanabilir. Çift izli araç modeli düşünüldüğünde bir aracın izleyeceği yolun, araç üzerine (özellikle de tekerleklerdeki sürtünme kuvveti) etki eden dış kuvvetler tarafından tayin edildiği sonucuna varılabilir. Diğer bir deyişle, aracın beklenen hareketi tekerlek/yol sürtünme kuvvetleri tarafından desteklenmelidir. Ancak tekerlek/yol sürtünme kuvvetinin yoldaki sürtünme katsayısına ve tekerlek üzerindeki dik kuvvete bağlı bir limiti vardır. Gerekli sürtünme kuvveti lastiğin destekleyebileceğinden fazla veya eşit olduğu durumda tehlike meydana gelir.

Çoğu durumda, bir veya iki tekerlek tutunma limitine vardığında dahi diğerlerinin hala kullanılabilecek tutunma potansiyeli mevcuttur. Böyle bir durumda aracın denge durumunu korumak ve belirlenen rotada sürüşe devam edebilmek için tüm tutunma değerlerinin en optimum şekilde kullanılması gerekir. Genellikle sürücüler aracı kontrol altında tutabilmek için gaz/fren pedalları ve direksiyon hareketlerini birleştirirler, yani tekerlek/yol yüklerinde değişiklikler meydana getirirler. Ne yazık ki, yapılan araştırmalara göre, ortalama bir sürücü yoldaki sürtünme katsayısını ve

tekerleklerdeki tutunma kuvvetini çoğu zaman kaza riski oluşmadan önce tayin edemez. Kritik durumlarda tekerlekler sürtünme kuvvetlerindeki limit değerlere sürücü farkına varmadan ulaşmış olur. Bu kritik durumlarda aracın denge durumu kayma başladıktan sonra giderek kötüleşir. Kayma tipleri önden ve arkadan kayma durumları olarak adlandırılır. Önden kayma durumunda, aracın ön kısmı istenen dönüş rotasından ayrılarak virajın dışına doğru sürüklenir, arkadan kayma durumunda ise, aracın arkası virajın dışına doğru açılır ve aracın kendi etrafında dönme ihtimali oluşur. Kritik koşullarda (örneğin ıslak zemin üzerinde yüksek hızda alınan virajlarda) çoğu sürücü kontrol yeteneklerini aşan bir durumla karşılaşabilir. Genelde sürücüler araç hareketlerindeki beklenmedik değişikliklerle irkilirler, ve aniden sert ve olması gerekenden bir hayli yüksek genlikli tepkiler verirler. Bu durum araç için özellikle düşük sürtünmeli yüzeylerde limit tekerlek yanal kayma açılarına ve akabinde kaymaya sebep olacaktır.

Dönme momenti ESC tarafından direk olarak oluşturulabilir ve araç kontrol edilebilir. Bu sistemler ABS ve TCS'nin tüm özelliklerini barındırmanın yanı sıra dönme moment modülasyonu ile eksenel (tekerlek kayması) kontrollere ek olarak aracın yanal kontrol yeteneğine de sahiptir.

ESC sistemleri genellikle aşağıdaki sistem ve fonksiyonları içerirler;

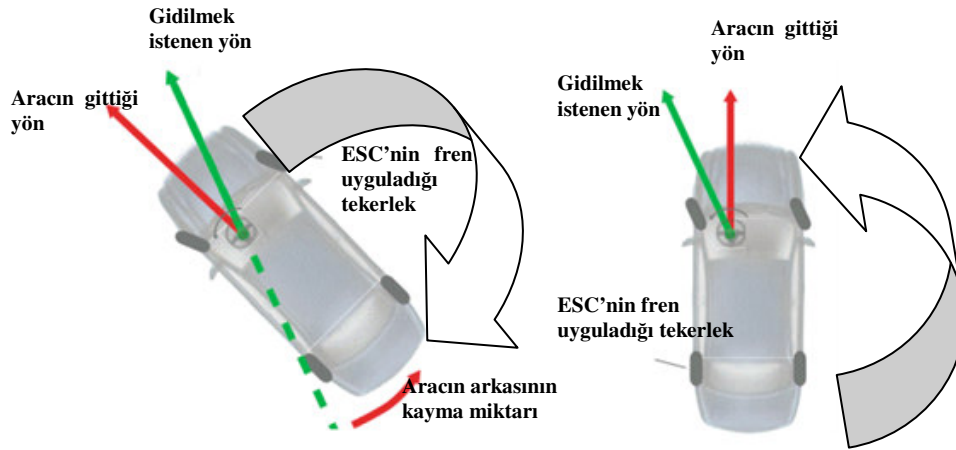


Şekil 4.1: ESC Parçaları arası etkileşim [4]

Aracın denge kontrolünün en önemli görevlerinin başında sürtünme kuvvetine bağlı olan savrulma açısının limitlendirilmesi gelir. Bu sistem yüzme açısının miktarının

tespit edilmesiyle aracın eksenel hareketlerini otomatik olarak düzenler ve dengeli bir sürüşü mümkün kılar. Bunu sürücünün direksiyon ve fren hareketleri ve aracın dinamik durumunu sensörler aracılığı ile devamlı ölçerek sağlar. ESC sistemlerinde, ilk olarak sürücünün verdiği tepki, direksiyon açısı sensörü, gaz pedalındaki ve frenlerlerdeki basınç sensörleri aracılığı ile ölçülür ve aracın normal şartlarda vereceği tepki hesaplanır. Ardından, tekerlek hız sensörleri, açısal dönme sensörleri ve yanal ivme sensörü tarafından aracın verdiği tepki ölçülür. Nominal ile gerçekleşen değerler arasındaki fark araç dinamiği kontrolcüsünü harekete geçirir.

Eğer sağ ve sol tekerlekler arasındaki çekiş ve fren kuvvetleri uygun şekilde dağılmışsa, bu dağılan kuvvetlere uygun olarak bir dönme açısı oluşacak ve aracın yanal hareketi tam olarak kontrol edilebilecektir. Tekerlek ekseninde etki eden kuvvetlerin bilinçli bir şekilde dağıtılması ile ortaya çıkan dönme momentini kontrol ederek dengeli bir araç dinamiği sağlayan “Direk dönme açısı kontrolü” (DYC) sistemi en çok gelecek vaat eden çalışmaların başında gelmektedir.

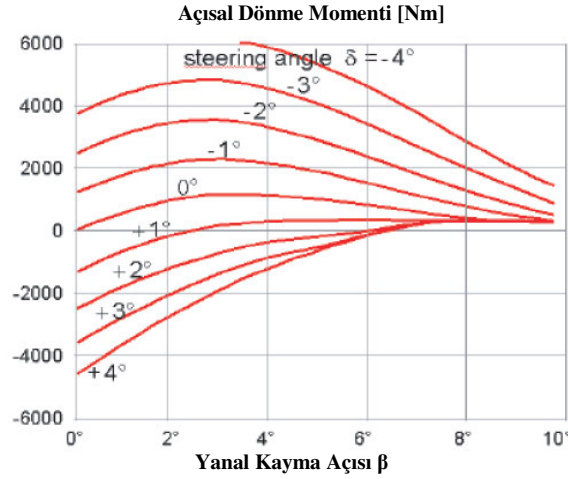


Şekil 4.2: ESC açısal dönme kontrolü çalışma prensibi [4]

Şekil 4.2 da gösterildiği gibi, ESC sistemi aracın ıslak zemin üzerinde şerit değiştirilirken aşırı dönmeye başlaması durumunda kaymayı engeller. Bunu meydana gelen aşırı dönme açısını ölçerek açısal dönme momenti oluşturmak için dış tekerleklere fren kuvveti uygulayarak yapar, ve aşırı dönme oranını azaltarak dengeli bir sürüş sağlar.

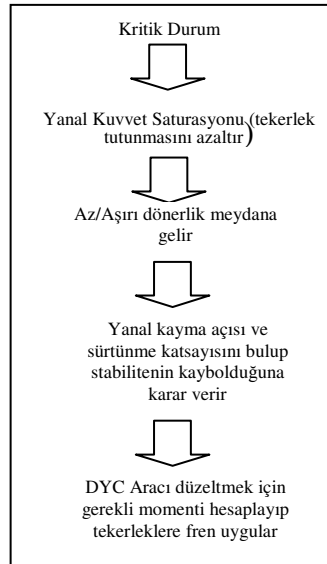
Kritik durumlarda aracın dengesini koruyabilmesini sağlamanın neden bu kadar zor olduğunu anlamak için fiziki etkilere bakılabilir. Araca yön verilince bir açısal

dönme momenti oluşur ve yön değişikliği meydana gelir. Direksiyondan verilen açının etkisi yan kayma açısına bağlıdır. Yüksek kayma açılarında kapsamlı direksiyon müdahalelerine karşın açısal dönme momentinde küçük değişiklikler görülür. Yanal kayma açılarının özellikleri yoldaki sürtünme katsayısına bağlıdır.



Şekil 4.3: Kuru asfalt üzerinde yan kayma açısının açısal dönme momente etkisi [4]

ESC sistemi aracın sağ ve solu arasında meydana gelen çekiş ve frenleme kuvvetleri arasındaki farktan doğan açısal dönme momentini kullanarak aracı denge durumuna getiren sistemdir.



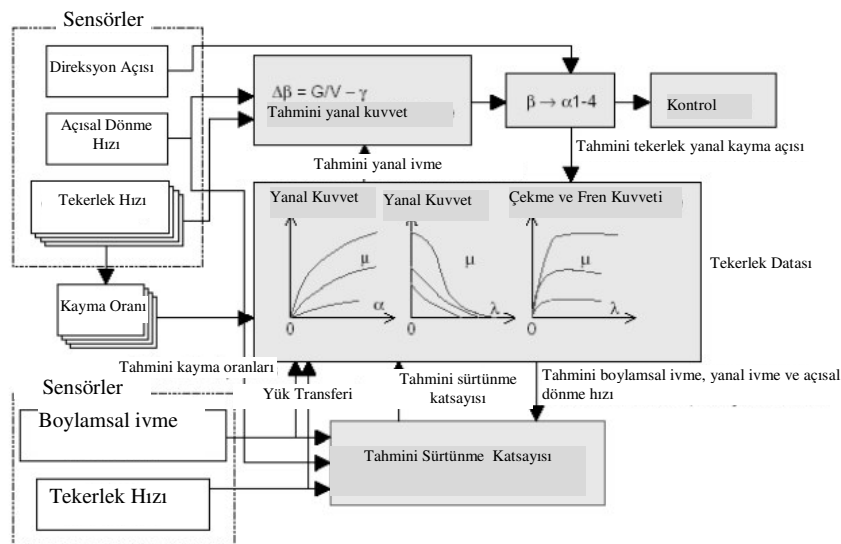
Şekil 4.4: ESC'nin çalışma prensibi [4]

Yukarda anlatıldığı üzere, ESC'nin ana görevi sürtünme kuvvetine bağlı olan yanal kayma açısını sınırlamaktır. Aracın yan kayma açısı ve açısal dönme hızı değerleri

Şekil 4.5 ESC'nin çalışma prensibini gösterir. ESC algoritmasındaki ana fonksiyonlar aşağıdaki gibidir;

- Araç ve tekerlek yan kayma açılarının hesaplanması
- Yol ile tekerlek arasındaki sürtünme kuvvetinin hesaplanması
- Tekerlek üzerindeki yanal kuvvetin ve denge hesaplamalarının yapılması
- Dengenin sağlanması için dört lastiğin kontrolü

- Savrulma açısı / yanal kuvvet
- Tekerlek yanal kayma açısı / yanal kuvvet
- Kayma oranı / fren ve çekme kuvveti



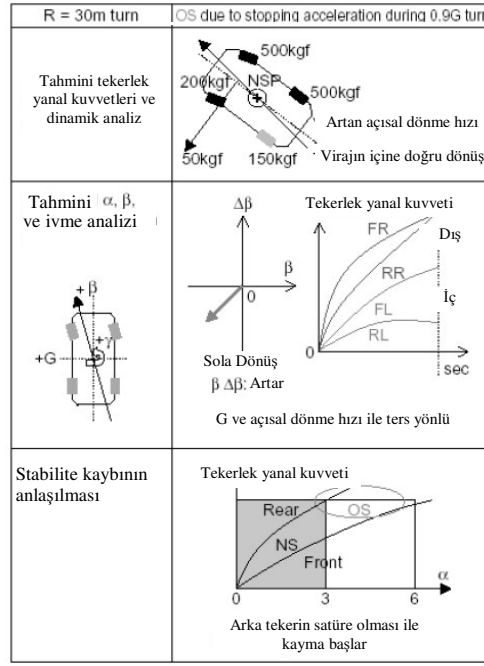
Şekil 4.5: Aracın yan kayma açısının hesaplanması [4]

Sürtünme kuvvetinin hesaplanması ise en önemli konudur. Durum şu şekilde ele

alınmalıdır: Düz bir hat üzerinde sabit hızla sürüş ile limitlere yakın viraj sürüşünde fark vardır, kütle (m) üzerinde ani bir değişiklik olduğunda, ve ek olarak, ABS aracılığı ile tekerlek kayma kontrolü devreye girdiğinde hesaplamaların doğru bir şekilde yapılması gerekir. Bunun yapılabilmesi için ekteki akışa uygun bir sıra takip edilir:

Düz çizgi halinde sürüş, viraj, kasis durumlarının her birisi için ayrı m bilgileri girilir.

- Tekerlek kuvvet haritası ve tekerlek savrulma açısı değeri β için eksenel ve yanal ivmeler ve dönme momentleri hesaplanması.
- Hesaplanan bilgiler ile (eksenel ve yanal ivmeler ve dönme momentleri) ile her sensörün ölçtüğü değerler karşılaştırılarak μ düzeltme değerinin hesaplanması.
- Düzeltile μ değerine göre tekerlek karakteri bilgi haritası kazanç uygulamaları.
- Tekerlekteki yanal kuvvet bilgileri ve denge hesaplamaları, Şekil 4.5 de gösterildiği gibi tekerlek yan kayma açısı α , araç yan kayma açısı β , açısal dönme hızı, yanal ivme ve tekerlek yan kuvvet değerlerini kullanan aşırı dönerlik (OS) analizleri sonucunda belirlenir. Bu sonuçlara göre arka tekerlek yan kuvvetleri aşırı dönerliğin başlangıcı ile sature edilmiştir. α_r (arka tekerlek yan kayma açısı) ve aradaki fark $\Delta\alpha_r$ bu değerlerin limit değerlerle karşılaştırılması kritik koşulların önceden öngörülmesini sağlar.



Şekil 4.6: Araç yan kayma açısının hesaplanması [4]

1. Arka tekerlek yan kayma açısı α_r limit değerini aşar
2. Arka tekerlek yan kuvvetleri satüre edilmiştir.
3. Aracın yan kayma açısı ve açısıl dönme momenti artar
4. Yola tutunma tamamen kaybedilir, direksiyon ile kontrol, dönüş mümkün değildir.

Bu prosesten anlaşılacağı üzere, eğer aşırı dönme 1. aşamada tahmin edilebilir ise sonrasındaki aşamalarda karşı moment ve yavaşlama kontrolü tekrar edilerek araç dengesi sağlanabilir, direksiyon artık etkilidir ve araca istenen hareketi verebilmek mümkün olur. Burada denge ön dış tekerlek fren kontrolünü, direksiyon sistemi ise arka iki tekerlek üzerindeki fren kuvvetini kullanarak gerekli tutunmayı sağlar.

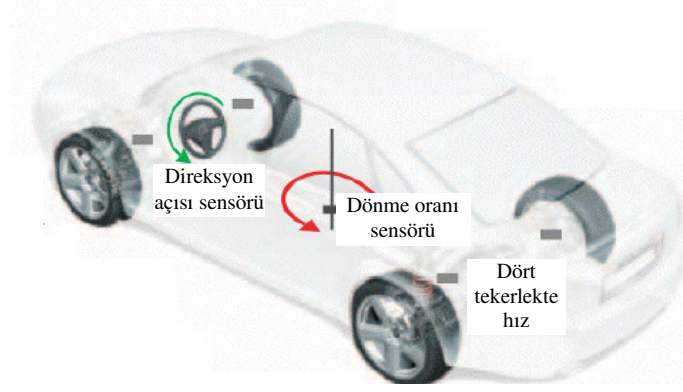
Bilindik içten yanmalı motorlu araçlarda, karşılaşılan karışıklıklar ve zorluklar sürüş/fren kontrollerinin en optimum şekilde uygulanmasını sınırlandırır. Bu sebeple, ESC sistemi geliştirilirken dikkat edilmesi gereken problemler ve güçlükler vardır:

İlk olarak, her tekerlek üzerindeki bağımsız sürüş/frenleme kuvvet ayarlamaları karmaşık bir teknoloji gerektirir.

Sonrasında, bilinen çekiş/frenleme teknolojilerini kullanarak sürüş/frenleme torkunu hassas bir şekilde kontrol etmek zordur. Özellikle kademeli kontrol söz konusu ise

tekerleklerle dağılan çekiş torkunu kontrol ve kesin sonuç almak oldukça zordur.

Son olarak, yukarıda tarif edilen parametre tahminleri karmaşık algoritmalara dayanır, çünkü mevcut araçlardaki kontrol sistemlerinin çekiş/fren kuvvetlerini hassas bir şekilde ölçülmesi zordur.



Şekil 4.7: ESC Parçaları [4]

Hidrolik düzenleyicide her tekerlek üzerindeki fren basıncını kontrol edebilmek için giriş ve çıkış selenoid valfleri vardır. Entegre ECU hem elektrik ve elektronik hem de sistemin tüm kontrol fonksiyonlarını içerir. Ünite motor kompartımanında fren ana silindiri ile tekerlek fren silindirleri arasında yer alır, bu şekilde fren ana silindire ve tekerlek fren silindirlerine giden hidrolik borularının boyunu kısa tutmak mümkün olabilir.

ECU tekerleklerin hızını hesaplamak için tekerlek hız sensörlerinden gelen sinyalleri işleme alır. Burada iki farklı işletim prensibi vardır: Pasif (Inductive) ve aktif (Hall) hız sensörleri. Aktif sensörler gittikçe daha yaygınlaşmaktadır. Bu sensörler temas olmadan hızı ölçebilmek için manyetik alandan faydalanırlar, aynı zamanda dönüşün yönünü veya tekerleklerin hareketsiz olup olmadığını da ölçerler.

Açısal dönme sensörü aracın dik eksenini etrafındaki tüm açısal dönme momentlerini kaydeder. Entegre yanal ivme sensöründeki bilgilerle birlikte aracın gerçek konumu belirlenir ve sürücünün istediği konum ile karşılaştırılır.

Direksiyon açısı sensörünün görevi direksiyon simidinin dönüş açısına göre konumunu belirlemektir. Bu değer, aracın hızı ve istenen fren basıncı veya gaz pedalının konumu ile birlikte sürücünün gerçekleştirmek istediği manevrayı hesaplamada kullanılır. (istenen konum).

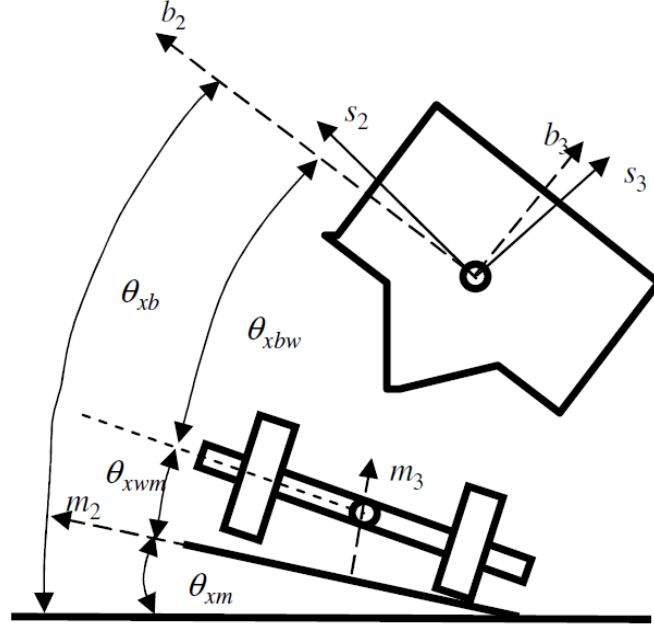
Bilgi iletişim kanalı (data bus) ESC sisteminin motor kontrol sistemi ile iletişime geçebilmesini sağlar. Bu sayede eğer sürücü aşırı gaz verirse motor torku düşürülebilir. Benzer şekilde motorun yüksek çekiş torku nedeniyle çekiş sağlayan tekerleklerdeki aşırı kaymayı da dengeler.

4.2 Devrilme Kontrol Sistemi

Bilindik ESC sistemi aracın, sürücünün istediği rotayı takip edebilmesi için tekerleklerde frenlemeler ve motor torkunun düşürülmesi suretiyle dönme ve savrulma açılarını kontrol etmeyi hedefler. Yani yol şartlarındaki değişikliklerinden bağımsız olarak sürücünün aracın kontrolüne tam olarak hakim olmasını amaçlar.

Dönme ve savrulma kontrollerinin yanı sıra, ESC sisteminin son yıllardaki araçlardaki devrilmeyi da azaltıcı eklentileri vardır. Yol ve sürüş stili değişikliklerine rağmen araç dinamiği özelliklerinde ödün vermeden devrilme kontrolünü sağlamak, potansiyel bir devrilme durumunun öngörülmesi ve saptanması ile mümkündür. Potansiyel devrilme durumunun hassas bir şekilde öngörülmesinin mümkün olmaması ve yolun düşey eğimli olması ve aşırı yükleme gibi durumlarında eklenmesiyle sözü edilen yaklaşımların hassasiyet ve sağlamlık arasında iyi bir denge kurması gerekmektedir. “Roll Stability Control™” (RSC) sistemi özellikle araçların devrilme oranını azaltmak için tasarlanmıştır. RSC sisteminin ana fikri ilk olarak Ford Motor Company tarafından ortaya atılmış, geliştirilmiş ve 2003 yılında Volvo XC90 modeli ile birlikte kullanılmaya başlanmıştır. RSC sistemi var olan ESC sistemine yalpa açısı sensörü ve gerekli kontrol algoritmalarını eklemiştir. ESC sistemindeki bilgilerle birlikte yalpa açısı sensörü, aracın devrilmesine sebebiyet verebilecek kritik yalpa durumlarının etkili bir şekilde belirlenmesine yardımcı olur. Bu kritik durumlar yoldaki düşey eğim varyasyonlarından ayırt edilebilmeli ve aracın yük durumundaki değişikliklere göre nitelendirilebilmelidir. RSC sistemi bu durumda virajın dışındaki tekerleklerle fren basıncı uygular. Bu basınç yanal kuvveti düşürerek iç taraftaki tekerleklerin zemine temasta kalmasını sağlar, böylece aracın devrilmesi engellenmiş olur.

Aracın devrilme açısından kararlılığını yitirmesi durumu, aracın yalpa ekseninde uzaksayan bir yalpa hareketi göstermesine, yani sürekli bir yalpa durumunun oluşmasına denir.



Şekil 4.8: Düşeysel eğimli yolda kullanılan aracın yalpa açıları [4]

Sıradan bir yolda kullanılan bir araç düşünelim. Şekil 4.8 bu aracın arkadan görüntüsünü göstermektedir. Aracın yalpa açısının düzensiz olma durumu yol düzlemine göre tekerlek merkezlerinin gösterdiği dik hareket ile belirlenir. Aracın iki lastiğinin de bir süre boyunca yoldan kalkması halinde araca yalpasal kararsız denir. (iki tekerlek de virajın iç kısmındadır). Yalpa kararsızlığı durumu ayrıca çeşitli yalpa bilgileri kullanılarak da belirlenebilir. Çeşitli yalpa açılarının tariflenebilmesi için iki koordinat sistemi belirlenmiştir:

Gövde-sabit şekilde bir koordinat sistemi b ve b_1 , b_2 ve b_3 eksenleri (gövde ismi verilmiştir) ve yol koordinat sistemi m ve m_1 , m_2 ve m_3 eksenleridir. Bu eksenler yol yüzeyine bağlıdır, ancak araç gövdesi ile birlikte döner ve hareket ederler (hareketli yol düzlemi ismi verilmiştir). Deniz seviyesine göre araç gövdesinin yalpa açısı θ_{xb} ile, deniz seviyesine göre yolun düşey eğim açısı θ_{xm} ile, tekerlek eksenini ile yol yüzeyi arasındaki yalpa açısı θ_{xwm} ile (buna tekerlek ayrılma açısı denir), ve gövde ile tekerleklerin eksenini arasındaki yalpa açısı ise θ_{xbw} gösterilir (buna şasi yalpa açısı denir).

Potansiyel bir devrilme durumunu ifade eden kritik yalpa açısı aracın gövdesi ile yol arasındaki bağıl yalpa açısıdır, θ_{xbm} , şu şekilde hesaplanır.

$$\theta_{xbm} = \theta_{xbw} + \theta_{xwm} \text{ or } \theta_{xbm} = \theta_{xb} - \theta_{xm} \quad (4.1)$$

Eğer θ_{xbm} değeri bir süreliğine eşik değerinden fazla ise araç büyük ihtimalle devrilme açısından dengesiz bir durum alacaktır. Bağlı yalpa açısı θ_{xbm} lazerli yükseklik sensörleri kullanılarak hesaplanabilir, bu lazer sensörleri kendi ışın doğruları istikametinde yol yüzeyi ile araç gövdesi arasındaki mesafeyi ölçerler. Ancak seri üretimde mevcut teknoloji ile bu sistemleri kullanmak yüksek maliyetleri de beraberinde getirir.

O nedenle aracın üzerinde var olan diğer sensörleri kullanmak daha uygun olacaktır.

RSC sensörünün ölçüm aldığı istikametler her zaman gövde düzlemi ile “b” ile aynı olmayacağı için, ayrı bir sensör düzlemi tanımlamaya gerek vardır. “b” düzlemi ve “s” düzlemi arasındaki açısal farklara sensör sapmaları denir, ve genelde RSC sensörünün gövdeye bağlanması sırasında yapılan hatalardan kaynaklanır. Her ne kadar bu sapmalar küçük değerler olsa da, sinyallerde hataya sebep vermemeleri için düzeltilmeleri gerekebilir. Sensör sapmalarına ek olarak, yükün aracın içinde eşit konumlandırılmamasından dolayı yol ile araç arasında da saplamalar olabilir ve bunların da düzeltilmesi gerekebilir. Örneğin, arka aksa doğru konumlandırılmış ağır yük taşıyan araçta RSC sensörü yol yüzeyine göre kafa vurma açısı kadar dönebilir. Bu sapmalar sensöre, hesaplanan sinyallere veya sürüş koşullarına göre belirlenebilir. RSC sensöründen gelen bilgi, kinematikleri basitleştirilerek ve aracın dikey hızı yok sayılarak ekteki denklemlerle ifade edilebilir.

$$\dot{\theta}_{xs} \approx \omega_{xs} + \omega_{zs} \theta_{ys} \quad (4.2)$$

$$\dot{v}_{xs} \approx a_{xs} + \omega_{zs} v_{ys} + \ddot{\theta}_{ys} \quad (4.3)$$

$$\dot{v}_{ys} \approx a_{ys} + \omega_{zs} v_{xs} + \ddot{\theta}_{xs} \quad (4.4)$$

Burada ω_{xs} ve ω_{zs} eksenel ve dikey yöndeki açısal hızlar, a_{xs} ve a_{ys} RSC sensörüne bağlı sensör düzlemi merkezinin eksenel ve yanal ivmeleri, v_{xs} ve v_{ys} sensör düzlemi merkezinin eksenel ve yanal hızlarıdır. θ_{xs} ve θ_{ys} sensör düzleminin deniz seviyesine göre yalpa ve kafa vurma açılarıdır. v_{xs} (4.3) değerinin tekerlek hız sensörünün gönderdiği sinyale göre hesaplanan araç referans hızına bağlı olduğuna dikkat etmek gerekir. (4.3) e dayanarak ekteki bulgulara ulaşmak zor değildir:

1. Yalpa açısı sensörü sadece sensörün deniz seviyesine göre konumunu belirler, Şekil 4.8' deki θ_{xb} değeri tek başına RSC sisteminde bir değişken olarak kullanılamaz;
2. Yalpa ve kafa vurma açı değerleri eğer eksenel hız biliyorsa ivme ölçerler kullanılarak bulunabilir, ancak gerçek hatta bu hız bilinemez;
3. Eğer yalpa açısı belirlenebiliyorsa eksenel hız ve yanal kayma değerleri hesaplanabilir;
4. Eğimli yolda bir açısal dönme hızı var ise yalpa karakterinde değişik olmasa da yalpa oranı sensörleri bir değer okuyacaktır.

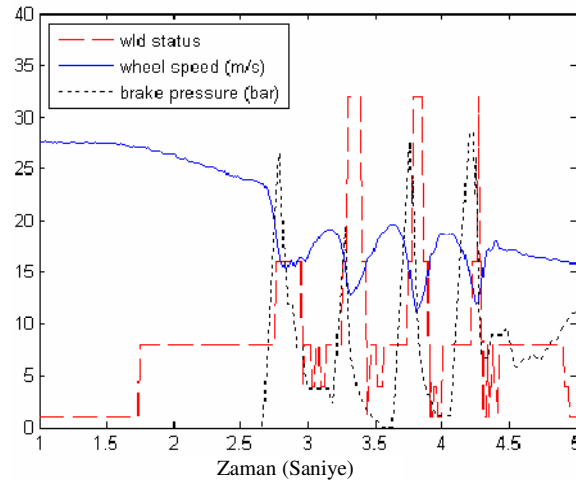
Yalpa oranı sensör sinyallerinde ve kafa vurma açısının hesaplanmasında belirsizlikler olduğu için potansiyel sapmalar nedeniyle (4.3) denklemin direk olarak uygulanması uygun olmayacaktır. Bu sebeple yalpa oranı sensör bilgilerini RSC sistemindeki kritik yalpa açıları ve durumlarını hesaplamak için farklı metotlar kullanılır.

Aracın tekerleklerinin yola temas durumunda olup olmadığını doğrulamak için RSC sisteminde tekerlek kalkma saptaması yapılır. Tekerlek kalma durumu ayrıca tekerlek ayrılma açısının bulunmasını da sağlar. Tekerlek kalkma saptamaları aktif (ALKS) ve pasif (PLKS) saptama prensiplerinden oluşur. Entegre tekerlek kalkma saptaması (ELKS) ise aktif tekerlek kalkma saptaması ve pasif tekerlek kalkma saptaması bilgilerini birleştirerek lastiğin nihai kalkma durumu hakkında bilgi verir. Her lastiğin kalkma durumu 5 kademedeki 2, 4, 8, 16 ve 32 değerleri ile ifade edilir, bu değerler sırasıyla lastiğin yol yüzeyi ile kesin temasta olması, muhtemelen temasta olması, herhangi bir bilgi olmaması, muhtemelen teması kaybetmesi ve kesinlikle temasta olmaması anlamında kullanılır.

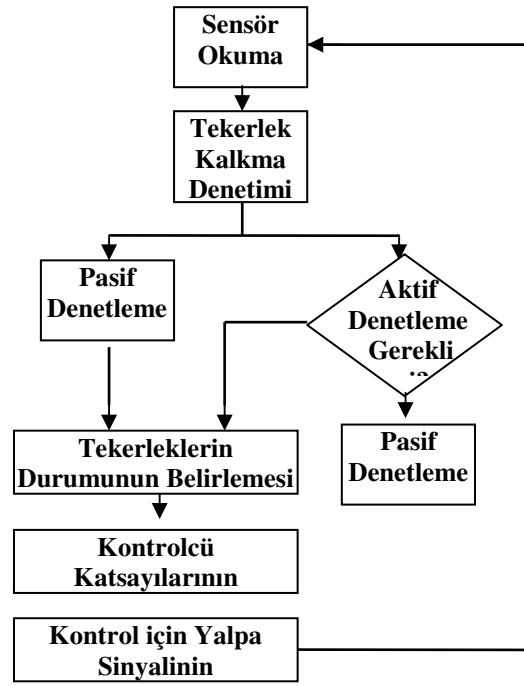
Aktif tekerlek kalkma saptaması, fren basıncı uygulandıktan sonra tekerlek dönüşünün kontrol edilerek yol ile temasın devam edip etmediğini tespit eder. Daha detaylı bir anlatımla, içteki lastiğe az bir fren basıncı uygulanır, sonrası bu lastiğin tepkisini ölçer. Eğer eksenel ivme sensörü aracın yüksek sürtünmeli bir yolda sert bir viraja girdiğini belirlerse ve içteki tekerlek az bir fren basıncına karşın eşik değerini aşan bir eksenel kayma oranı gösterirse, bu durumda içteki lastiğin yol ile teması kaybetmesi mümkündür. Bu sistemde verilen etkiye cevaben bir reaksiyon değeri ölçüldüğü için aktif tekerlek kalkma saptaması da bir zaman gecikmesi kaybı söz

konusudur. Pasif tekerlek kalkma saptaması sistemi ise herhangi bir fren basıncına ihtiyaç duymadan aracın dinamiğini ve tekerlek hız profil bilgileri ile yüzey ile temas durumunu kontrol eder. Yani, pasif olarak tekerlek hızlarını ve diğer bir takım dinamik değerleri gözlemleyerek bu bilgilerle bir tekerlek kalkma durumu olup olmadığını tespit eder. Aktif tekerlek kalkma saptaması sisteminin düz bir yolda giderken ki avantajları ile pasif tekerlek kalkma saptaması sisteminin anlık manevralardaki avantajlarını birleştirmek gerekir. Şekil 4.10 böyle bir uygulamayı göstermektedir. Şekil 4.9 da ayarsız kontrol ile yapılan J-dönüş manevrası sırasında tekerlek kalkma saptaması durumu gösterilmektedir. Şekil 4.9’da aktif tekerlek kalkma saptamasındaki fren basıncı ve tekerlek hız durumu da verilmiştir.

Şekil 4.9’da mavi çizgi ile gösterilen lastik hızındaki ani düşüşler fren basıncı ile karşılaştırılır. Bu karşılaştırmada bir miktar faz farkı göz önüne alınarak hızın minimum noktaları basıncın tepe noktaları ile karşılaştırılır. Eğer tekerlek üzerindeki sürtünme katsayısı iç tekerlerdeki sürtünme katsayısına oranla çok düşük ise algoritma tarafından tekerlek kalkmak üzere yorum yapılarak kırmızı ile gösterilen durum grafiğinde tepe noktaları oluşur.



Şekil 4.9: RSC kontrolündeki J dönüş manevrasında katsayıların belirlenmesi [4]



Şekil 4.10: ATK ve PTK sistemlerinin birleştirilmesi

Özet olarak RSC sistemi mevcut ESC sistemindeki özellikler ile uyum içinde ve tamamlayıcı olarak çalışarak araç devrilmelerini azaltmayı amaçlar. Yalpa oranı sensörünün eklenmesi RSC sisteminin araç yükleme koşullarından ve değişken ve quasistatik manevralarından bağımsız olarak herhangi bir devrilme durumunu tespit etmesini sağlar.

4.3 Aktif Viraj Denge Çubuğu (ARB):

Viraj denge çubuğu süspansiyonun dikeydeki yay sertliği değerinden bağımsız olarak yalpa sertliği değerini, yani dönüşlerdeki yalpa direncini artırır. Bu bar “O” kesite sahip “U” şeklindedir. Genelde gövdeye ve tekerlekler burçlardan bağlanır veya iki bağlantı ile süspansiyonun iki yanına konumlandırılır. Viraj denge çubuğunun çalışma prensibi bir burulma yayı gibidir, sağ ve sol tekerlekler aynı deplasmanda birlikte hareket ederler ise bar bağlantı noktaları etrafında sadece döner, burulmaz. Ancak iki tekerlek birbirinden farklı yönlerde veya eşit olmayan bir şekilde hareket ederse, bağlantı noktaları farklı deplasmanlar gösterecek ve viraj denge çubuğunun burulmasına sebep olacaktır.

Dönüşler sırasında gövdenin asılı yük değeri ağırlık merkezinde eksenel bir kuvvet uygulayacaktır. Ağırlık merkezi (COG) ve yalpa merkezleri çakışmıyorsa bu

kuvvet bir yalpa eksenini etrafında bir moment oluşturacak ve gövdeyi de bu eksen etrafında dönmeye zorlayacaktır. Yalpa eksenini etrafındaki momenti oluşturan kuvvet çiftine yalpa çifti denir.

Süspansiyonun yalpa sertliği değeri gövdenin x eksenini etrafında yapacağı dönme hareketini sınırlandıracaktır. Bu değer yay, viraj denge çubuğu ve burçların sertliklerinin bileşkesinden oluşmaktadır. Anlık manevralarda amortisörler de yalpa hareketini bir miktar azaltacaktır, ancak kararlı hal manevralarında süspansiyon hareketi olmayacağından amortisörler pasif durumda kalacaktır.

Yalpa hareketini kısıtlamak için ayarlama genellikle yay ve viraj denge çubuğu yardımı ile yapılır. Zorunlu durumlarda amortisörlerin de yalpa hareketini sınırlandırmak için özellikle yavaş hız bölgesinde sertleştirilmesi söz konusu olabilir.

Bu ayarlamalar sırasında yay sertliği değerinin direk olarak sürüş konforunu etkileyeceği düşünülürse, daha sert bir viraj denge çubuğu kullanılması aracın dinamik karakterini bozmayacak şekilde olduğu sürece daha doğru olur. Yani viraj denge çubukları, aracın süspansiyon yayları sertleştirilmeden ve konfor seviyesinden ödün vermeden gövdenin yalpa hareketinin sınırlandırılması sağlarlar.

Viraj denge çubuğunun sertlik değeri, viraj denge çubuğunun çapı ve uzunluğuna bağlıdır. Genel geometri ve bağlantı noktalarına ek olarak yarıçapın dördüncü dereceden kuvveti ve uzunluğun tersi alındığında sertliğe olan etkisi bulunabilir. Yani yarıçapın artırılması ve çubuğun uzunluğun azaltılması viraj denge çubuğunu daha sertleştirecektir. Viraj denge çubuğu sertleştikçe sağ ve sol tekerleklerin birbirine göre hareket edebilmeleri için daha yüksek bir kuvvet gerekecektir, bu da gövdenin yalpa etmesi için daha fazla bir kuvvet gerekeceği anlamına gelir.

Viraj denge çubuğunun başlıca iki görevi vardır; gövdenin yana yatmasını kontrol altında tutmak ve aracın az/aşırı kayar hareketlerini sınırlandırmak.

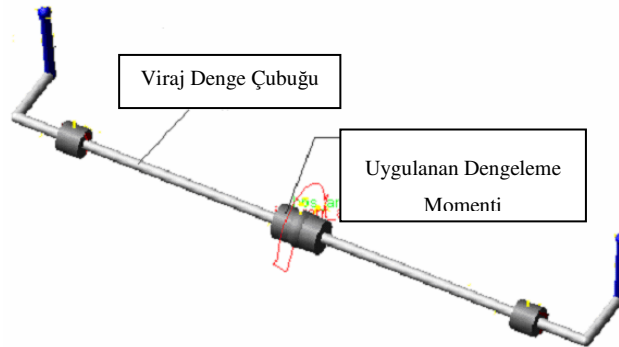
Gövdenin yan yatmasını azaltmak aracın toplam yalpa sertliği özelliğine bağlıdır. Aracın toplam yalpa sertliği değerini arttırmak düzgün yolda giderkenki halde içteki ve dıştaki tekerlekler arasındaki yük transferini çok az değiştirecek, daha çok yan yatmayı azaltacaktır. Araç eksenindeki yük transferi ağırlık merkezinin yerden yüksekliği ve iz açıklığına bağlıdır.

Aracın önden veya arkadan kayma davranışları ise ön ve arka süspansiyon arasındaki

yalpa sertliği dengesine bağlıdır. Bir tanesi daha sertleştikçe o tarafa daha fazla kuvvet transfer olacak ve dolayısı ile daha büyük kayma a ılları meydana gelecektir. Yani  n aksın yalpa sertliği arttırılırsa toplam ağırlık transfer oranı da  n aksta artacaktır. Sonuç olarak  n dış tekerleklerdeki eksenel yük artacağından (ve arka dış tekerleklerdeki y k azalacağından) araç önden kayar özellik gösterecektir. Tersinin yapılması aracın arkadan kayar hale gelmesine sebep olacaktır.

Yol tutuşu açısından aktif viraj çubuğu aracın önden veya arkadan kayar hale gelmesini direk etkilediğinden yalpa sertliği ayarlamaları için çok uygundur. Ancak viraj denge çubuğu sisteminin bir takım sakıncaları da vardır. Viraj denge çubuğu süspansiyonun karşılıklı noktalarını birleştiren bir bardan oluştuğu için, süspansiyonların eşit olmayan dikey hareketlerinde aynı ek bir yay gibi çalışacak ve süspansiyonun toplam düşey yay sertliği değerini arttıracaktır. Özellikle tek tekerlekten etki eden kasislerde ve yüksek frekans uygulayan yol koşullarında, orta/yüksek deplasman hareketlerinde viraj denge çubuğu ikincil bir yay gibi davranacaktır. Bu durum titreşim ve sertliğe neden olur. Ayrıca aşırı yalpa sertliği J dönüşü manevraları, ani şerit değişiklikleri gibi sert dönüşlerde lastiğin yoldan kesilmesine, hatta devrilmelere sebep olabilir.

Sonuç olarak araç üreticileri sürüş konforu ile yol tutuşu arasındaki hassas dengeyi sağlayabilmek için birkaç tip sensör kullanan çeşitli ARB tasarımlarını piyasaya sürmüşlerdir.



şekil 4.11: Aktif Viraj  ubuğu kontrolü

Tezde kullanılan model ise viraj çubuğuna ortadan uygulanan bir momentten ibarettir. Bu moment manevra boyunca aracın  n ve arka yalpa a ıllarını kontrol ederek aracın özellikle  n yalpa açısını azaltmaya çalışmaktadır. Ancak yapılan

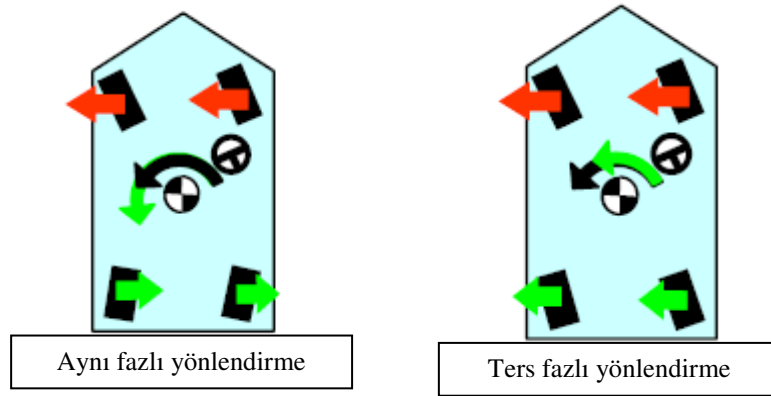
simülasyon sonuçlarında görülmüştür ki, yalpa açısını azaltarak aracın devrilme kabiliyetinde iyileştirme sağlanamadığı gibi yüksek kayma açılarında ulaşıldığında devrilme eğilimini arttırıcı bir etkisi olmuştur. Dolayısı ile yüksek ağırlık merkezine sahip araçlarda tek başına kullanıma uygun bir sistem olmadığına karar verilmiş ancak aktif devrilme kontrolü yapan araçlarda dönme açısını kontrol etmek ve aracın yalpa hareketini azaltmak için kullanımının uygun olduğu görülmüştür.

4.4 Arka Akstan Aktif Yönlendirme:

Arka akstan yönlendirme kontrolü (RAS) sistemi ilk olarak araç dinamiğini iyileştirecek bir teknoloji olarak geliştirilmişti. Nissan HICAS1'in, dört tekerlekten yön verme sistemini 1985 yılında kullanılmaya başlamasından sonra 20 yıl boyunca arka akstan aktif yönlendirme sisteminin geliştirilmesine çalışıldı. Bu süre zarfında kontrol metodu da aynı fazlı anlık kontrolden, ters fazlı anlık kontrole, sonra da model takip kontrolüne kaydı. Bu değişime paralel olarak, arka akstan yönlendirme için kullanılan tahrik sistemi olan hidromekanik kremayer sistemi yerine yüksek hassasiyetli servo motor kullanılarak hem tepki süresi, hem de hassasiyet kayda değer şekilde iyileştirildi.

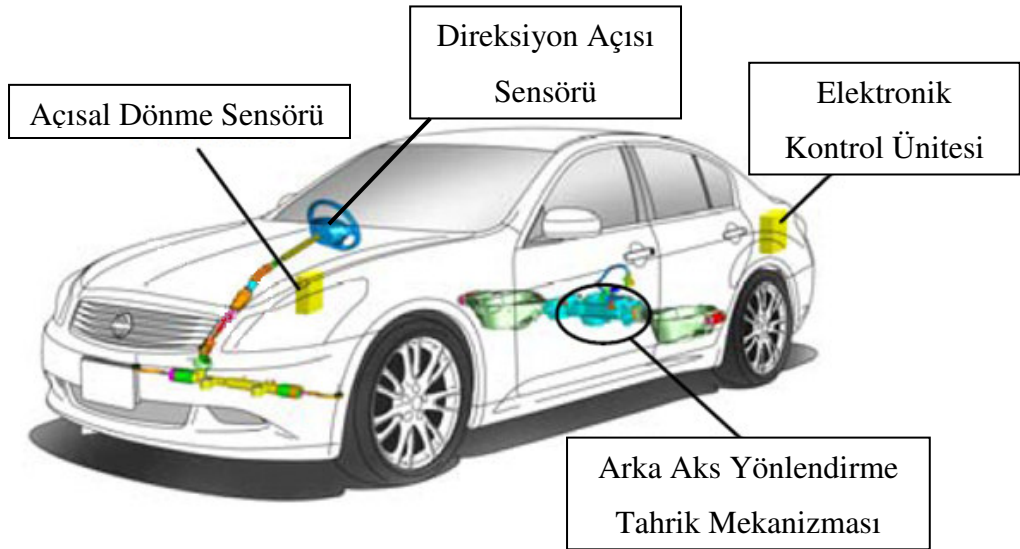
Arka akstan aktif yönlendirme sisteminin amacı şimdiye kadar birbirine zıt gibi düşünülen iki araç dinamiği özelliğini birleştirmektir. Bu iki durum; aracın düşük ve orta hızlarda spor araçlara benzer hızlı ve atak tepkiler vermesi ve yüksek hızlarda da dengeli ve güvenli bir sürüş performansı göstermesidir. Bu amaca ulaşabilmek ve istenen kararlı hal özelliklerini yakalayabilmek için Şekil 4.12'da gösterildiği üzere düşük ve orta hızlarda kararlı hal dönme hızı kazancı arttırılmış, yüksek hızlarda ise düşürülmüştür. Sonuç olarak seri direksiyon manevralarında bile araçtan hızlı tepkiler ve daha başarılı bir takip performansı alınmıştır. Sürücünün direksiyon manevraları sırasında aracın ön ve arka tekerleklerinde ayrı ayrı viraj kuvvetleri meydana gelir ve aracın açisal dönme ve yanal hareket etkisine girerken dönmesi sağlanır. Arka akstan yönlendirme sisteminde, arka tekerleklerin ön tekerleklerle aynı fazla yönlendirilmesi Şekil.4.12 de solda gösterildiği gibi arka tekerlek viraj kuvvetlerini arttırır, böylece yanal ivme tepkisini iyileştirerek aracın yanal kayması azaltılır. Aracın dönme çapı da aynı şekilde küçülür ve daha direk bir yönlendirmenin yanı sıra daha ani yönlendirmelere çabuk tepkiler verebilen bir araç

ortaya çıkar. Şekil 4.12 da sağda gösterildiği üzere, arka tekerleklerin ön tekerleklerle ters fazda yönlendirilmesi arka tekerleklerdeki viraj kuvvetini azaltır bu durumda yanal ivme azalır ve aracın yüzme açısı da artar. Diğer bir deyişle, tek kontrol çıkışı olan arka aksın yönlendirme sisteminde kontrolcünün dönme çapını azaltmak için arka aksı ön aks ile aynı fazda mı yönlendireceği yoksa stabiliteyi arttırmak için ters fazda mı yönlendireceğini tamamen hız ve direksiyondan gelen yönlendirme açısına aracın verdiği tepki belirler. Bu karar genellikle yüksek hızlarda ters düşük hızlarda aynı fazda yönlendirme şeklinde olacaktır.



Şekil 4.12: Arka aks aktif yönlendiricili bir aracın hareketleri [4]

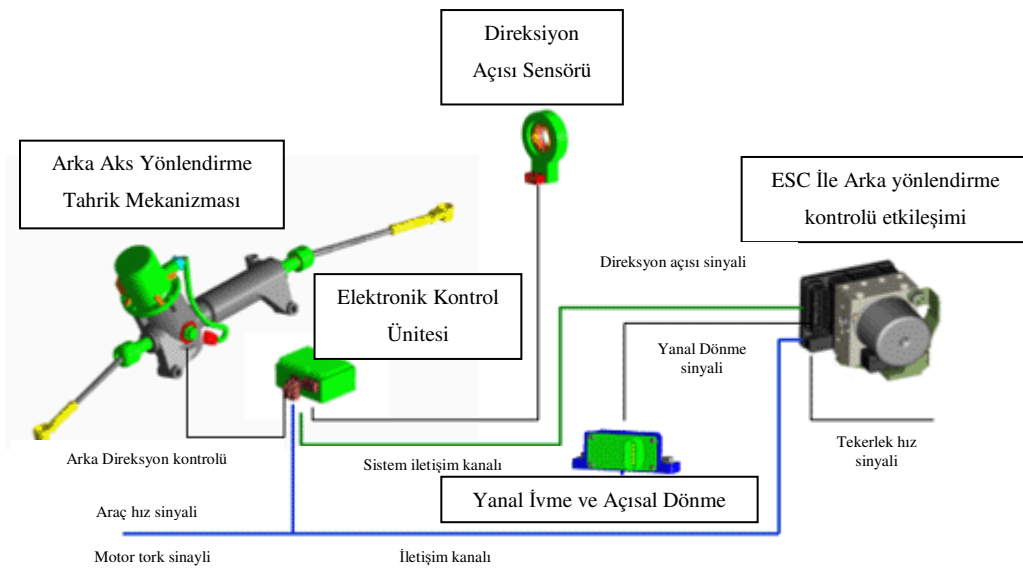
4WAS sisteminin parçaları Şekil 4.13 ve 4.14’de gösterilmiştir. Sistem arka tekerleklerin aktif olarak yönlendirilmesi için bir tahrik mekanizması ve elektronik kontrol ünitesinden oluşur. Her parçanın fonksiyonu aşağıdaki gibidir:



Şekil 4.13: Arkadan yönlendirmeli kontrol sisteminin parçaları [4]

Arkadan yönlendirme sistemi özünde ön aksda çalışan kremayer sisteminden çok farklı değildir. Aynı prensibi kullanır, ancak ön yönlendirme sisteminden bağımsız olarak tamamen EPAS olmak durumundadır, ayrıca sistemde bir sürücünden gelen girdileri ileten bir kolon söz konusu değildir. Onun yerine kontrol ünitesi arka tekerleklerle ne kadar dönme açısı verileceğine karar vererek EPAS sistemi yardımıyla bu açıları tekerlekler üzerinde uygular.

Sistemin bozulması durumunda tekerlekler boşa kalmaz aksine düz konumda kilitli kalırlar, böylece sistemin bozulmasından kaynaklanabilecek stabilite problemlerinin de önüne geçilmiş olur.



Şekil 4.14: Arkadan yönlendirmeli kontrol sisteminin parçaları arasındaki etkileşimi [4]

Sistemin çalışma mekanizması basittir. Direksiyondan gelen veriyi giriş olarak kabul eder ve buna uygun bir dönme açısı belirler. Açısal dönme ve yanal ivme sensöründen aldığı bilgiyi hesapladığı referans değer ile kıyaslar ve dönme açısından sapma sistem için hata olarak algılanır. Kontrolcü hatayı minimize edecek şekilde arka aksı kontrol eder. Bunu yaparken yüksek hızlarda genellikle az dönerliği tetikleyerek arka aksı ters fazda çevirir ve aşırı dönme durumunu kontrol altında tutar. Düşük ve orta hızlarda ise aksine arka aksa aynı fazda hareket vererek aracı aktif dönmeye zorlar. Dolayısıyla araç daha düşük bir dönme çapı ile istenen rotayı takip edecektir.

4.5 Aktif Güvenlik Sistemleri ile İlgili Regülasyonlar

4.5.1 ESP sistemi'nin Avrupa ve Amerika'daki yasal durumu:

Brüksel'de 10 Mart 2009'da yapılan Avrupa Birliği Parlamentosu toplantısında ESP'nin yeni çıkacak bütün araçlar için şart tutulması gerektiği konusunda görüş birliğine varıldı. Kasım 2011'den itibaren geçerli olacak Avrupa Birliği Regülasyonu'na göre Avrupa Birliği sınırları içinde satılacak bütün ticari ve binek araçlar ESP sistemi ile donatılmış olmak zorundalar. Kasım 2014 yılından sonra ise bütün araçların ESP sistemi sunması zorunlu hale gelecek.

Yeni regülasyon ile amaçlanan, kaymalardan kaynaklı kazaların %80 oranında azalmasını sağlayabileceği bilinen ESP sistemini standart hale getirerek araçları daha güvenli hale getirmek.

ESP'nin zorunlu hale getirilmesi bir dizi yakıt tüketimi regülasyonu ile birlikte olacak. Ayrıca ESP'ye ek olarak ani fren yardımcısı ve şerit takip sistemleri de 3.5 ton üzeri ticari araçlarda ve 8 kişiden fazla yolcu taşıyan minivan ve otobüslerde Kasım 2013 yılından sonra kademeli olarak 2015 yılına kadar tamamını kapsayacak şekilde zorunlu hale gelecek.

Amerikan Otoban Trafik Güvenlik Komisyonu (NHTSA) 2007'de 4.5 ton altı 2012 model yılına sahip bütün araçların ESP ile donatılması için bir regülasyon yayınlamıştır. Ayrıca 2009'un Şubat ayında Euro NCAP (European New Car Assessment Program) kuruluşu da 2010 model yılı ve üzeri araçlara ancak ESP'nin standart olması durumunda 5 yıldız vereceğini açıklamıştır.

Aktif güvenlik sistemlerinin de piyasaya sunulabilmesi için geçmeleri gereken homologatif ve firmaların kendi prosedürlerini yazdıkları bir dizi test mevcuttur. Bu bölümde ESP sisteminin araç üzerindeki performansını sınavan regülatif testler ve Ford Motor Company tarafından uygulanan testler açıklanacaktır. Fren sisteminin işlevselliğini ve aktif güvenlik sistemleri devre dışı kaldığında aracın bütün temel fonksiyonlarını yerine getirip getiremediğini sorgulayan sistemsel testler kısa bir özet dışında bu Tez'de yer almamaktadır.

4.5.2 Duraksamalı sinüs manevrası (Sine With Dwell)

Amerikan Otoban Trafik Güvenlik Komisyonu FMVSS126 ile 2007 yılında, 2012

yılından itibaren yeni model çıkartan bütün 4.5 ton altı araçlarda uygulanmak üzere bir regülasyon getirmiştir. FMVSS126 aşağıdaki başlıklardan oluşur;

- Fonksiyonel gereklilikler:
 - ESP sistemi dört lastiği ayrı kontrol edebilecek donanımsal ve yazılımsal beceriye sahip olmalıdır
 - ESP her türlü kullanım koşulunda aktif kalabilmelidir.
 - Açısal Dönme kontrolü, ABS veya ASR devreye girdiğinde aktif kalabilmelidir.
- Performans gereklilikleri (Sine with Dwell)
 - Aşırı Dönerlik kriteri
 - Yanal Kararlılık kriteri
 - Tepki kriteri
- ESC devre dışı uyarısı
- ESC hata uyarısı

FMVSS126, 3 kriterden oluşmaktadır. Hepsi aynı manevranın farklı bölümlerinde incelenir. Bu test 80km/s ile giderken, direksiyonun aracın yanal ivmesi 0.5g ye ulaşana kadar 13.5 deg/s hız ile çevrilmesi ile, aracın 0.3g'lik yanal ivmeye ulaştığı direksiyon açısı bulunması ile başlar. Bu açı her iki yöne doğru yapılan 3 testin ortalaması alınarak bulunur ve bulunan direksiyon açısına “A” sayısı denir. A sayısı bulunduktan sonra Şekil 4.1 de görüldüğü gibi direksiyona 0.7 Hz'lik bir frekans ile, ikinci tepeden önce 500ms beklenerek şekilde bir sinüs dalgası verilir. Bu direksiyon girişi başta 1.5A olacak şekilde başlar ve 270° 'yi geçene kadar 0.5A kadar arttırılarak uygulanır. Direksiyon girişi son turda 300° 'yi geçmesi durumunda 300° olarak alınır ve test bu direksiyon açısı ile her iki yöne de 3'er kere tekrarlanıp bitirilir.

Testten geçme kriterleri;

1. **Tepki Kriteri:** T=1.07 saniye anında eğer direksiyon girişi 5A dan büyük veya eşit ise, 3.5 ton altı araçlar için aracın yanal hareketi 1.83m veya daha büyük olmalıdır. 3.5 ton üzeri araçlar için ise bu değer 1.52m olarak tanımlanmıştır. Aksi halde aracın izlemesi gereken rotayı izleyemediğine karar verilir ve araç testten kalmış olur.
2. **Aşırı Dönerlik Kriteri:** T=2.93 saniye anında (direksiyon girişi bittikten 1 saniye sonra) aracın anlık açısal dönme hızı açısal dönme hızının tepe yaptığı değer

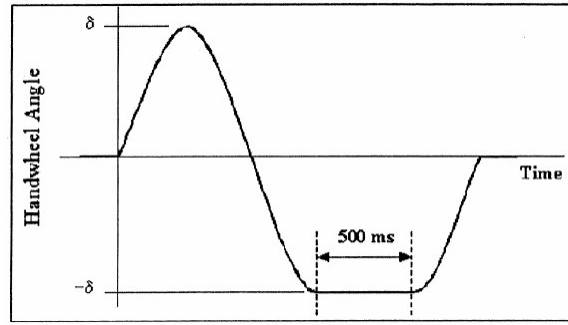
%35'ine eşit veya daha düşük olmalıdır. Aksi halde ESP sisteminin yeterli açısall dönme kompanzasyonuna sahip olmadığına karar verilir ve araç testten kalmış olur.

$$\frac{\dot{\psi}_{(t_0+1.00)}}{\dot{\psi}_{Peak}} \times 100 \leq 35\% \quad (4.5)$$

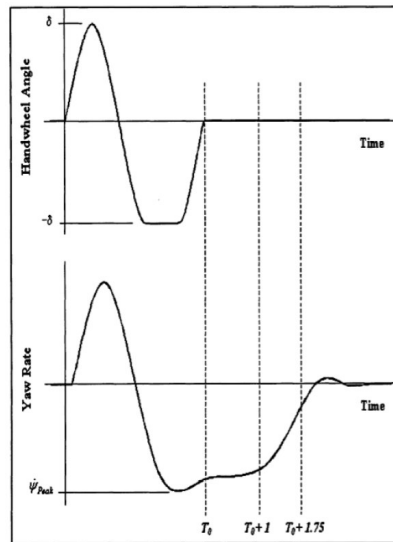
3. **Yanal Kararlılık Kriteri:** T = 3.68 saniye anında (direksiyon girişi bittikten 1.75 saniye sonra) aracın anlık açısall dönme hızı, açısall dönme hızının tepe yaptığı değerin %20'sinden büyük olması durumunda aracın hala yanal kararlılığı sağlayamadığına karar verilir ve araç testten kalmış olur.

$$\frac{\dot{\psi}_{(t_0+1.75)}}{\dot{\psi}_{Peak}} \times 100 \leq 20\% \quad (4.6)$$

Direksiyon girişı bir robot sistemine girilen direksiyon açıları ve zaman bilgilerinden oluşur. Bu sayede sürücüden kaynaklı hata payı yok edilmiş olur ve her test bir öncekinin tamamen aynı koşullarda yapılabilir.



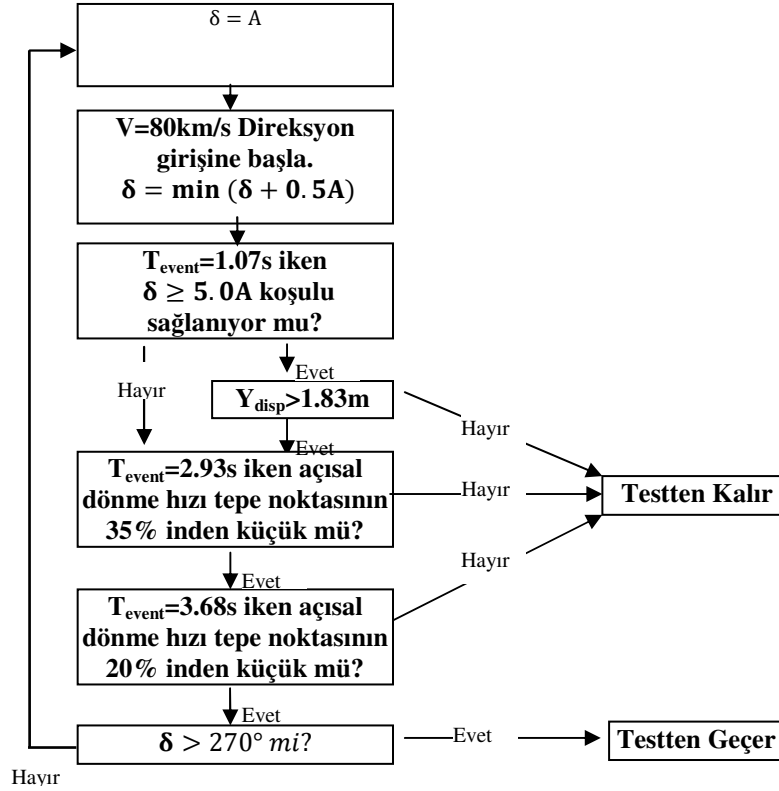
Şekil 4.15: Duraksamalı sinüs dalgası testi direksiyon girişı [4]



Şekil 4.16: Duraksamalı sinüs dalgası testi anlık açısall dönme hızı hesaplanması [4]

Görüldüğü gibi FMVSS126 aracın tepki, aşırı dönme eğilimi ve yanal kararlılığı ile ilgilenir. En büyük getirisi bu üç özelliği bir arada tek manevrada değerlendirebilmesidir. Ancak devrilme kararlılığı ile ilgili bilgi vermez. Bunun için j-dönüşü veya balık oltası manevraları yapılır.

Aracın testten geçme/kalma kriterini akış diyagramı şekil 4.17 de gösterilmiştir;



Şekil 4.17: “Sine with Dwell” testi geçme kalma kriteri

4.5.3 Balık Oltası (Fishhook) manevrası:

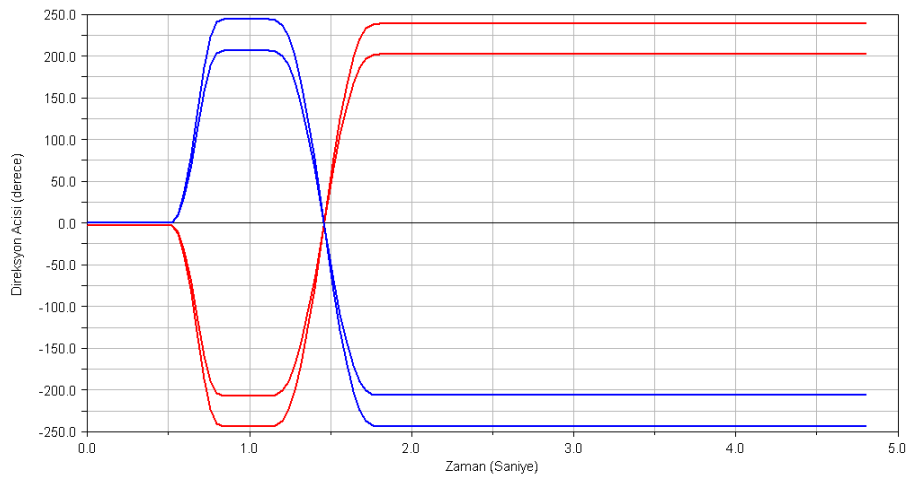
Balık oltası manevrası şeridini kaybeden bir sürücünün panik anında şeridine dönmeye çalışırken direksiyona fazladan düzeltme girişi uygulaması, ve bunun yüzünden aracın hakimiyetini kaybetmesini temsil etmektedir.

Bu testin orijinali Toyota tarafından geliştirilmiş ve ardından Nissan ve Honda tarafından da benzerleri yapılmıştır. NHTSA ise 1997 yılından beri bu testin prosedürünü bir çok kez değiştirerek aracın en kritik yalpa hareketini simüle edecek hale getirmeye çalışmıştır. Yeni uygulamasında ilk direksiyon yönlendirmesini takiben aracın maksimum yalpa yapacağı şekilde ters direksiyon girişinin verilme zamanını belirlenmiştir. Test programlanabilir bir robot tarafından yapılmaktadır.

İlk önce 80.5 km/saat hız ile giderken direksiyon yanal ivme 0.5g olana kadar 0.1 g/sn den düşük bir direksiyon çevirme hızı ile direksiyonu belirlenen yöne çevirilir ve 0.3g deki değeri kaydedilir.

Aynı testi 3 kere her iki yöne doğru da tekrar edilir, bulunan değerlerin ortalaması alınır ve bu değer “A” katsayısı olarak belirlenir.

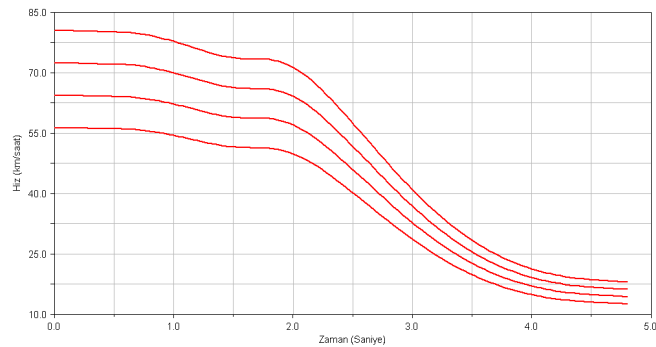
6.5A değeri genelde testin eski versiyonlarında ki gibi 270° civarındadır. Ancak 0.3g deki direksiyon açısının kullanılması direksiyon oranını formülün dışında bırakmıştır. Testte yükleme koşulu, sürücü, ekipman, ve arkada 3 adet 75 kiloluk su dolu manken olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.18: “Fishhook” testi direksiyon girişi

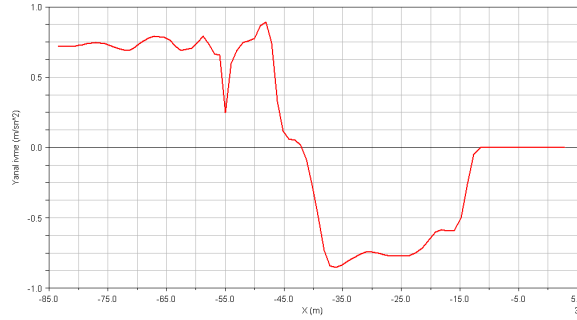
İlk verilen direksiyon girişi ve ters direksiyon girişinin genlikleri simetrik ve 80.5km/s hızla giderken 0.3g ye tekabül eden direksiyon girişinin (A) 6.5 katıdır.

Manevra 56.35 km/saat, 64.4 km/saat, 72.45 km/saat, 80.5 km/saat hızlar ve 6.5*A ve 5.5*A ile tekrar edilir.

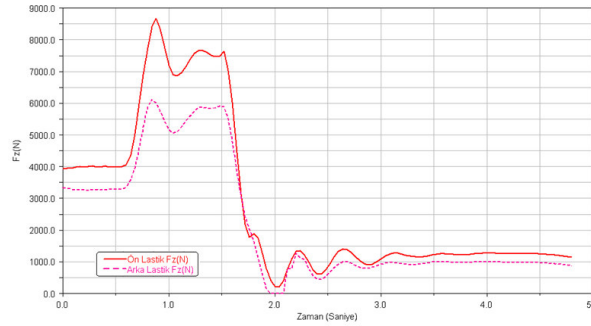


Şekil 4.19: “Fishhook” testi boyunca araç hızı

Şekil 4.19’da gösterildiği gibi testin başlangıç anında gaz girişi kesildiğinden araç hızı sürekli olarak düşer, bu test koşulu sürücünün panik anındaki psikolojisinden yola çıkılarak oluşturulmuştur.



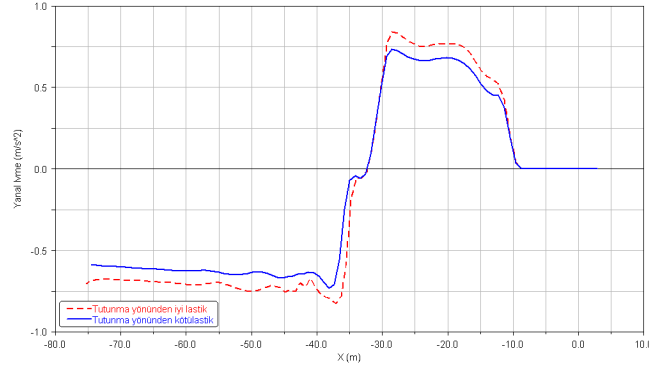
Şekil 4.20: “Fishhook” testi boyunca 80.5 km/saat hızda aracın yanal ivmesi



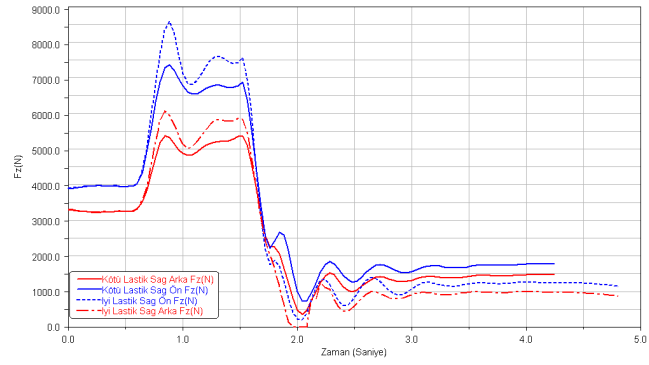
Şekil 4.21: “Fishhook” testi boyunca 6.5A direksiyon açısında ve 80.5km/saat hızda aracın kritik tekerlekleri olan sol ön ve sol arka tekerleklerine z yönünde gelen kuvvetler

Sertifikasyon için testi geçme kriteri; belirlenmiş hızlar ve direksiyon girişlerinde iki lastiğin aynı anda 50mm’den fazla kalkmamasıdır. Tek lastiğin ne kadar kalkabileceği yönünde bir bilgi verilmemiştir. Ancak bu testin FMC’ de yapılan ön testlerinde herhangi bir lastiğin yerden kesilmesi testin bitirilmesi ve aracın testten kalması, dolayısı ile aracın sertifikasyon testine girmeden önce devrilme performansını iyileştirici geliştirilme yapılması anlamına gelir.

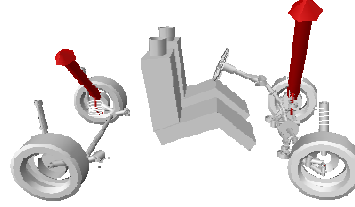
Testin amacı aracın devrilme karakterinin incelenmesi olmak ile birlikte eğer aracın tekerleklerinden biri patlar veya hava kaçırsa ise test önce bir defa tekerlekler değiştirilerek tekrar edilir, durumun tekrarı durumunda test başarısız sayılır. Ancak bu testi stabilite açısından yetersiz kılan bir durum, test boyunca izlenmesi gereken referans bir rota olmamasıdır. Bundan dolayıdır ki birçok üretici bu teste tutunma açısından zayıf tekerleklerle girmekte ve aracın yüksek yanal ivmelere çıkmasını engellemektedir. Dolayısı ile bu testte aracın karakteri kadar kullanılan lastiğin özellikleri de çok önemli rol oynar.



Şekil 4.22: “Fishhook” testinde tekerleklerin tutunmasının yanıl ivme üzerindeki etkisi



Şekil 4.23: “Fishhook” testinde tekerleklerin markasının tekerleklerle gelen Fz kuvvetleri ve test geçme kriteri üzerindeki etkisi.

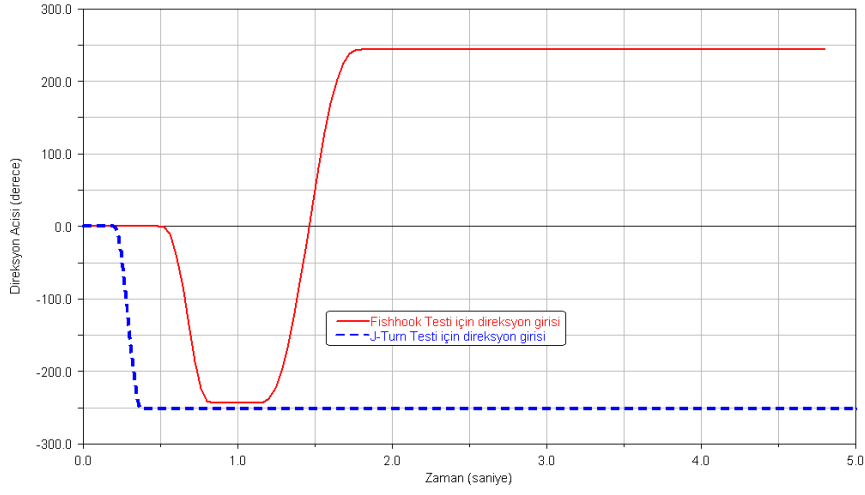


Şekil 4.24: “Fishhook” testinde yanıl ivmenin en yüksek olduğu an tekerleklerle etki eden kuvvetler

4.5.4 J-dönüşü (J-Turn) manevrası:

J-dönüşü manevrası aracın ani ve yüksek genlikli direksiyon girişlerine olan tepkisini gözlemlemek amaçlı oluşturulmuş bir testtir. Aslen bir sertifikasyon testi olmayıp NHTSA Fishhook testinin bilgisayar ortamında sertifikaya edilebilmesi için bir korelasyon testidir. Aracın devrilme potansiyelini en iyi şekilde ortaya çıkaran test olduğuna inanıldığı için ileriki bölümlerde j-dönüşü testi ile yapılan simülasyon sonuçlarından ayrıntılı bir şekilde bahsedilecektir.

Teste 88.5 km/saat hız ile aracı düz sürerek başlanır. Gaz bırakılarak araç boş vitese alınır ve direksiyon 515 derece/saniye hızla belirlenen yöne her manevrada bir açıyı yapacak şekilde 90°, 180°, 270° ve 360° çevrilir ve 5 saniye beklenir.



Şekil 4.25: “Fishhook” ve “J-turn” testleri için direksiyon girişi

Testte yükleme koşulu, sürücü, ekipman ve arkada 3 adet 70 kg su dolu manken olarak belirlenmiştir.

Test geçme koşulu aynı balık oltası testinde olduğu gibi tekerlek kalkması gözlemlenmemesi durumudur.

5. ARAÇ MODELLERİNİN KORELASYONU

5.1 ADAMS Modeli Kinematik Korelasyon Sonuçları:

ADAMS modeli kinematik açıdan daha önce test edilmiş aynı süspansiyon karakteristiğine sahip bir aracın verileri kullanılarak korale edilmiş, sonrasında günümüz SUV'lerine uygun şekilde modifiye edilerek tamamen yeni bir SUV araç yaratılmıştır. Bu bölümde yeni araç yaratılmadan önce yapılan korelasyon çalışmasının sonuçlarını ve bu süspansiyon özelliklerinin araç karakterine etkilerini inceleyeceğiz.

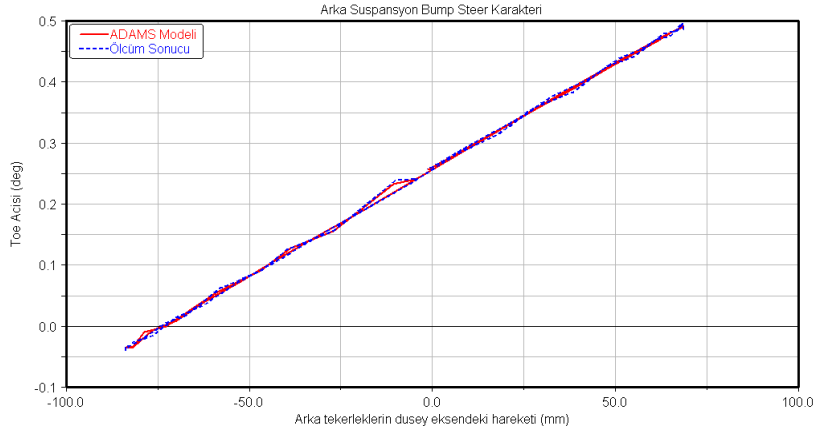
Korelasyona öncelikle süspansiyon karakteristiğini belirleyen kinematik özellikler ile başlayıp sonrasında adım adım daha karmaşık manevraları korale edecek ve tamamen korelasyonu tamamlanmış bir ADAMS modeli yaratacağız.

Yapılacak korelasyon çalışmaları sırası ile;

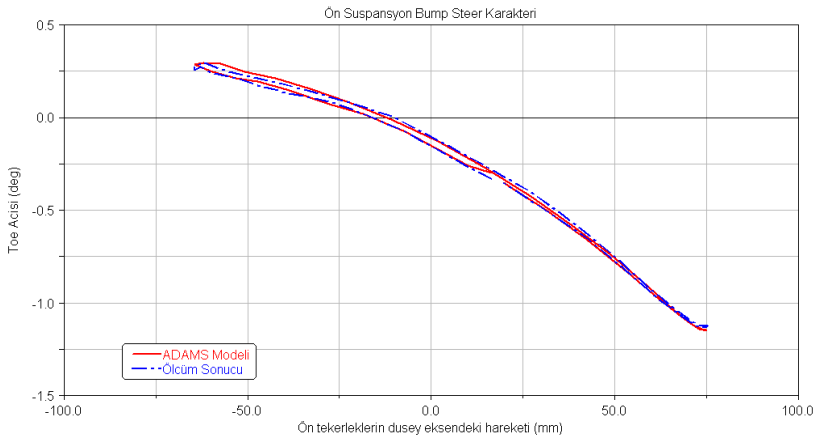
1. Sıkışma Yönlenmesi
2. Sıkışma Kasteri
3. Sıkışma Kamberi
4. Yalpa Yönlenmesi
5. Yalpa Kamberi

şeklinde olacak. Yalpa yönlenmesi karakteri aracın yol tutuşunu etkileyen en önemli kinematik özelliklerin başında gelir.

K&C korelasyonu daha önce test edilmiş olan araç ile ADAMS modelinin kıyaslanması ve gerektiği noktalarda korelasyonu sağlayacak ufak düzenlemeler ile yapılır. Bu bölümde ilk önce aracın iki lastiğinin aynı anda hareketi üzerinden ADAMS modeli korelasyonu gösterilecek ve sonrasında iki lastiğin farklı yöndeki hareketlerinin araç üzerindeki etkisi açıklanacak.

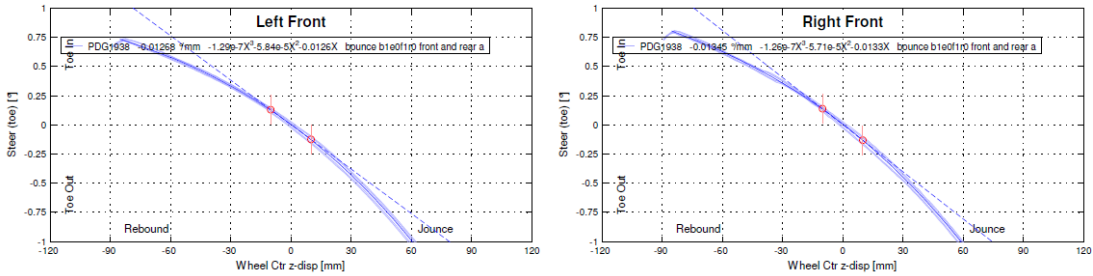


Şekil 5.1: ADAMS modeli arka aks sıkışma yönlenmesi karakteri

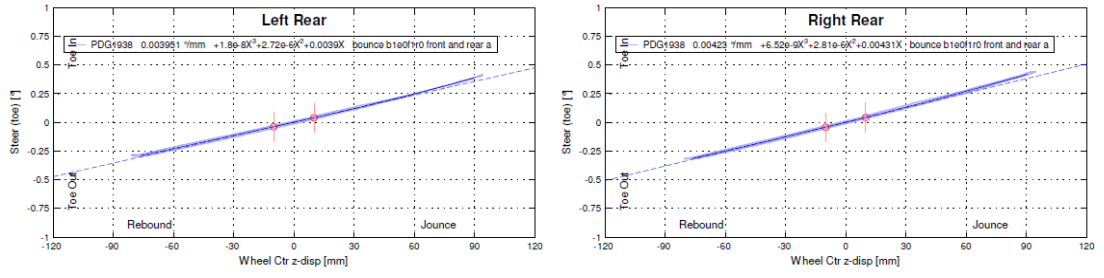


Şekil 5.2: ADAMS modeli ön aks sıkışma yönlenmesi karakteri

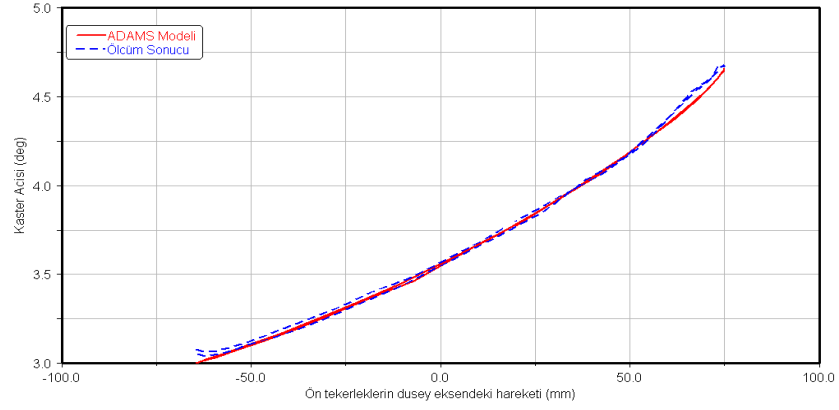
Şekil 5.1 ve 5.2 den görüldüğü gibi ön ve arka tekerleklerdeki sıkışma yönlenmesi karakterleri başarılı bir şekilde ADAMS modeline yansıtılabilmektedir. İki lastiğin aynı anda kalktığı hareketlerde, aracın toe-in, tekerleklerin aynı anda alçaldığı hareketlerde ise “toe-out” a doğru gittiği görülmektedir. Bu açı ne kadar ufak olur ise aracın doğrusal kararlılığı okadar iyi olacak ve yoldaki odülasyonlar aracın açısal dönme hızı üzerinde bir hata sinyali oluşturmayacaktır.



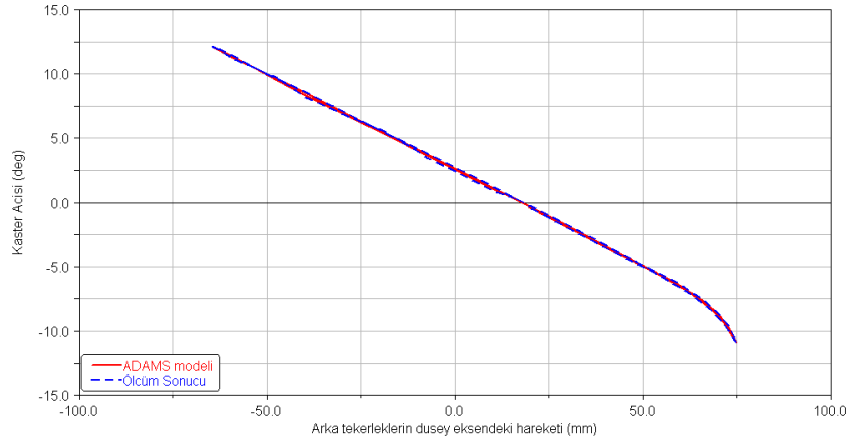
Şekil 5.3: Örnek bir SUV araç için ön aks sıkışma yönlenmesi ölçüm sonuçları



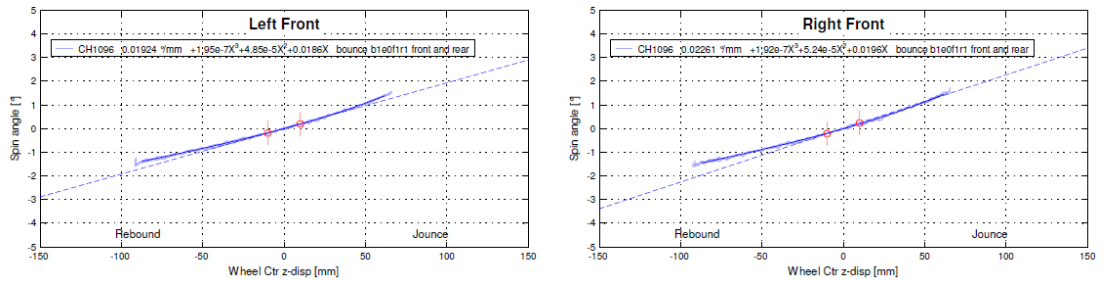
Şekil 5.4: Örnek bir SUV araç için arka aks sıkışma yönlenmesi ölçüm sonuçları



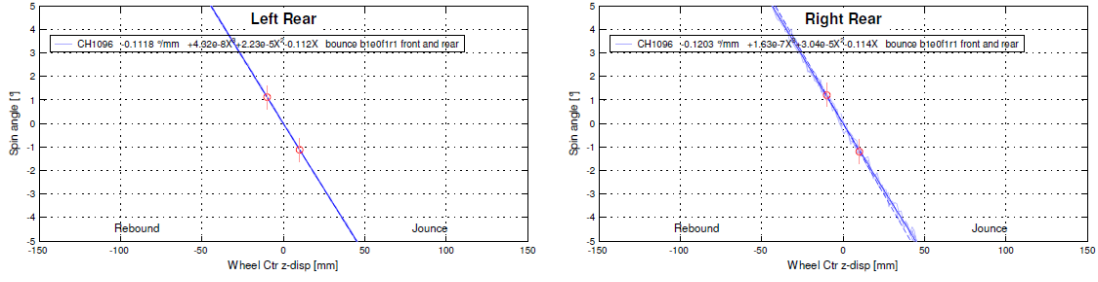
Şekil 5.5: ADAMS modeli ön aks sıkışma kasteri karakteri



Şekil 5.6: ADAMS modeli arka aks sıkışma kasteri karakteri

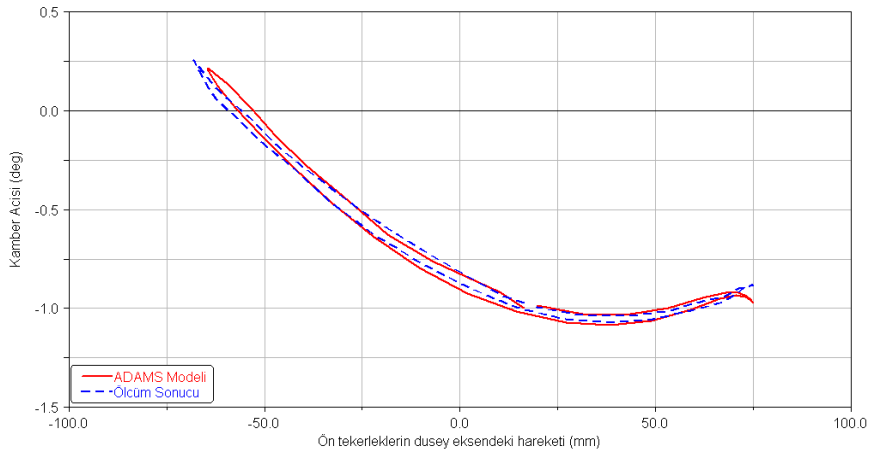


Şekil 5.7: Örnek bir SUV araç için ön aks sıkışma kasteri ölçüm sonuçları

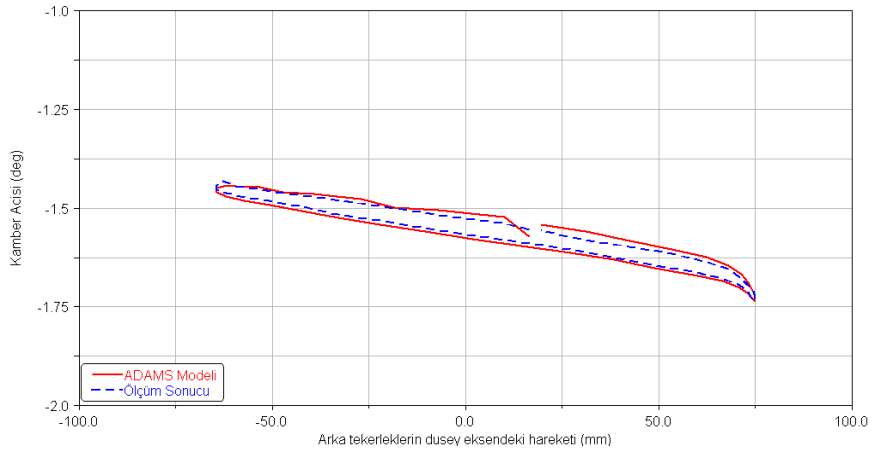


Şekil 5.8: Örnek bir SUV araç için arka aks sıkışma kasteri ölçüm sonuçları

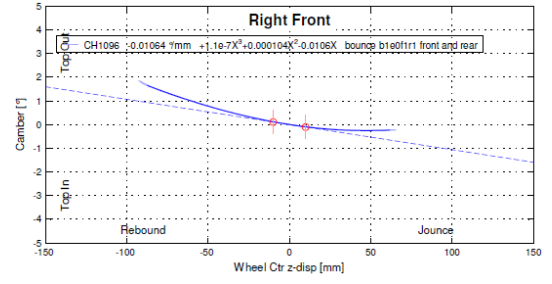
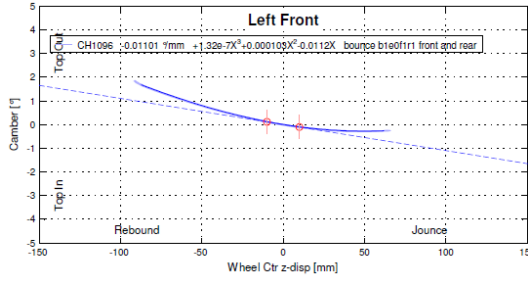
Şekil 5.5 ve 5.6 dan da görüldüğü gibi ön ve arka tekerleklerdeki sıkışma kasteri açıları da çok iyi bir korelasyon seviyesindedir.



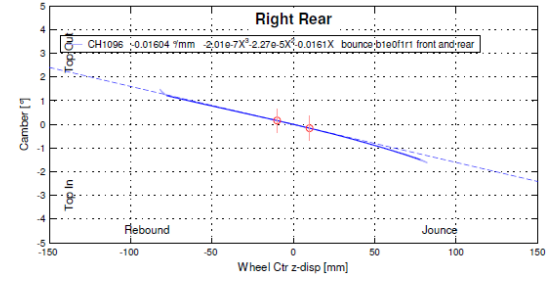
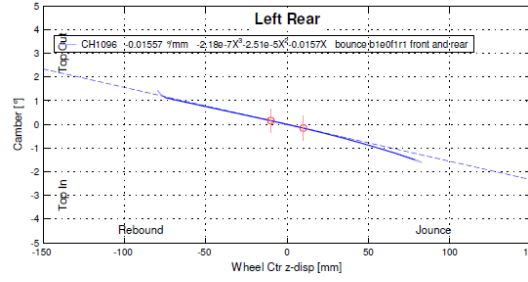
Şekil 5.9: ADAMS modeli ön aks sıkışma kamberi karakteri



Şekil 5.10: ADAMS modeli arka aks sıkışma kamberi karakteri

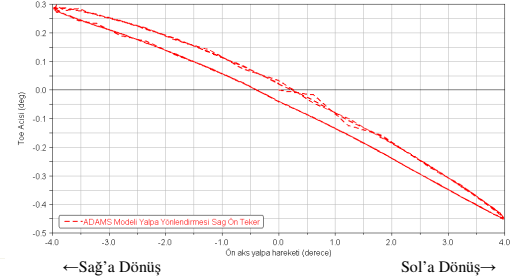
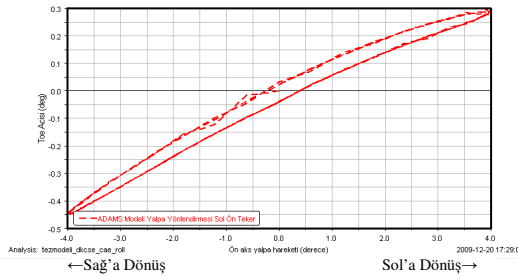


Şekil 5.11: Örnek bir SUV araç için ön aks sıkışma kamberi ölçüm sonuçları

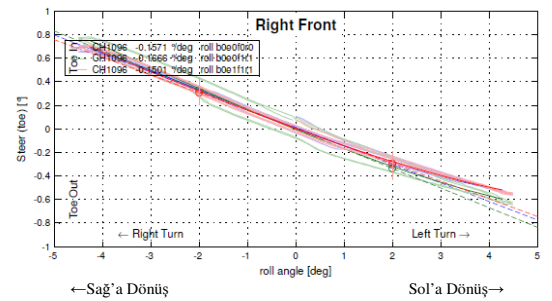
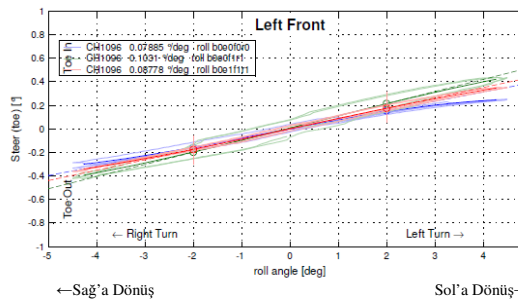


Şekil 5.12: Örnek bir SUV araç için arka aks sıkışma kamberi ölçüm sonuçları

Şekil 5.9 ve 5.10 da görüldüğü gibi modelin en zor korelasyonunun sağlandığı açı kamber açısı olmuştur. Bu da kamber açısının bağlı olduğu parametrelerin biraz daha karmaşık bir yapıya sahip olmasından dolayıdır. Özellikle kontrol kollarının burç sertlikleri bu konuda önemli rol oynamaktadır.

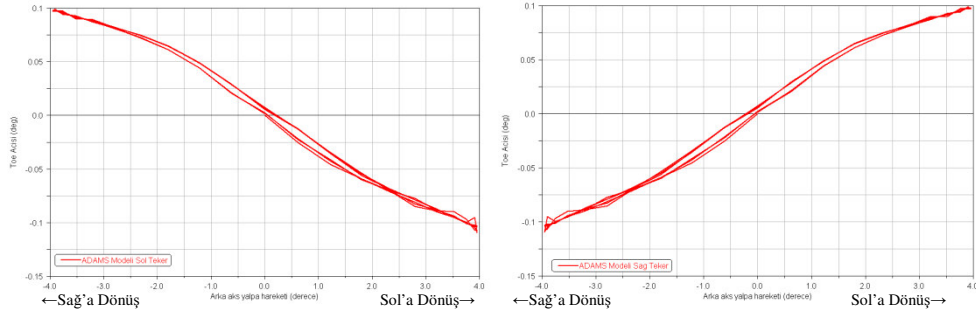


Şekil 5.13: ADAMS modeli ön aks yalpa yönlenmesi karakteri

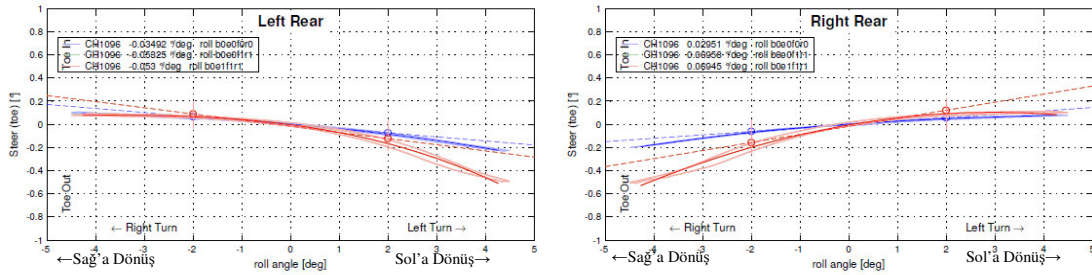


Şekil 5.14: Örnek bir SUV araç için ön aks yalpa yönlenmesi ölçüm sonuçları

Yalpa yönlenmesi aracın yol tutuşu karakterinde çok önemli bir rol oynar. Binek araçlarda, aracın sıkışan ön tekerlekleri “toe-in” yönünde hareket etmemelidir. Bunun sebebi araçlar viraja girdiklerinde dışa doğru yalpa yaparlar. Bu da dış lastiğin sıkışmasına dolayısı ile toe açısının değişmesine sebep olur. Eğer bu tekerlek toe in olur ise, yük transferi arttıkça aracın virajın içine doğru fazladan yönelmesine, dolayısı ile aşırı döner hale gelmesine sebep olacaktır. Şekil 5.13 ve 5.14 de görüldüğü gibi iki araçta süspansiyon sıkıştıkça “toe-out” olacak şekilde tasarlanmıştır.

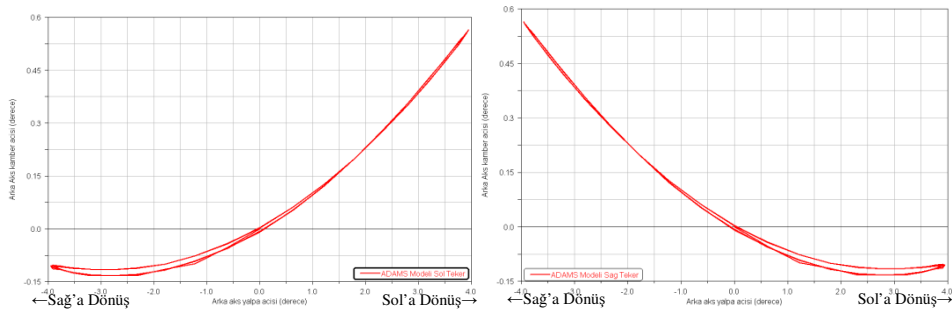


Şekil 5.15: ADAMS modeli arka aks yalpa yönlenmesi karakteri

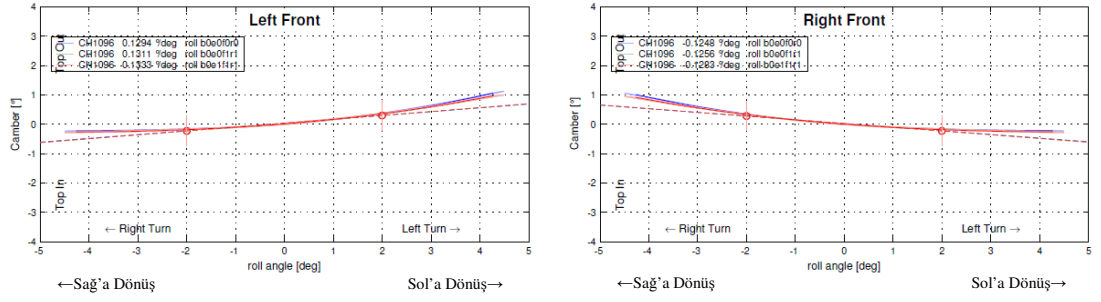


Şekil 5.16: Örnek bir SUV araç için arka aks yalpa yönlenmesi ölçüm sonuçları

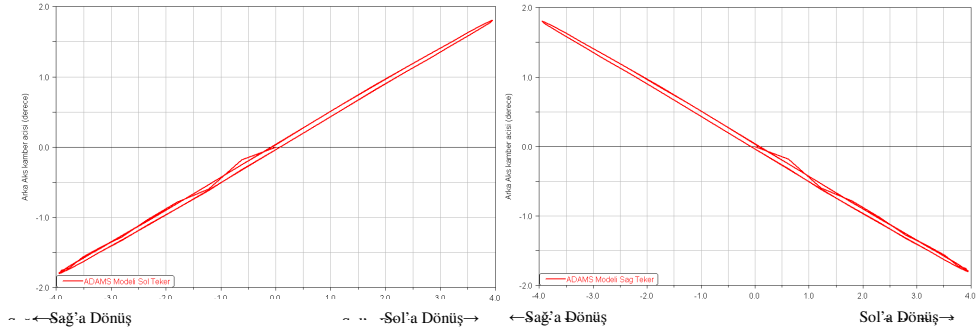
Arka tekerlekte ise durum farklıdır. Arka tekerleklerin sıkıştıkça “toe-in” olmaları istenir. “Toe-in” olan arka tekerlekler dönme çapını arttıracığından az dönerliğe sebep olacaktır.



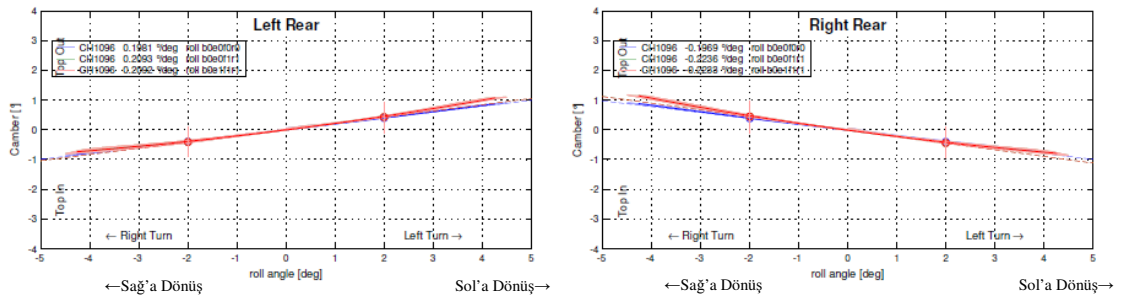
Şekil 5.17: Örnek ADAMS modeli ön aks yalpa kamberi karakteri



Şekil 5.18: Örnek bir SUV araç için ön aks yalpa kamberi ölçüm sonuçları



Şekil 5.19: Örnek ADAMS modeli arka aks yalpa kamberi karakteri



Şekil 5.20: Örnek bir SUV araç için arka aks yalpa kamberi ölçüm sonuçları

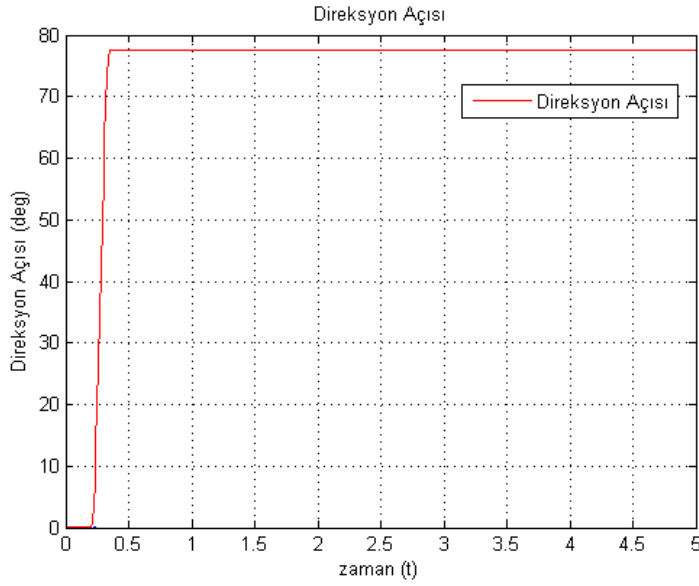
Yalpa kamberi doğru kullanıldığında yol tutuşuna katkıda bulunabilen bir özelliktir. Yapılması gereken süspansiyonun sıkıştığı taraftaki tekerleklerin biraz negatif kambere gelmelerini sağlamak böylece her daim yük transferinin olduğu lastiğin yola en büyük yüzey ile basmasını sağlamaktır.

5.2 Tek izli Araç Modeli Korelasyonu:

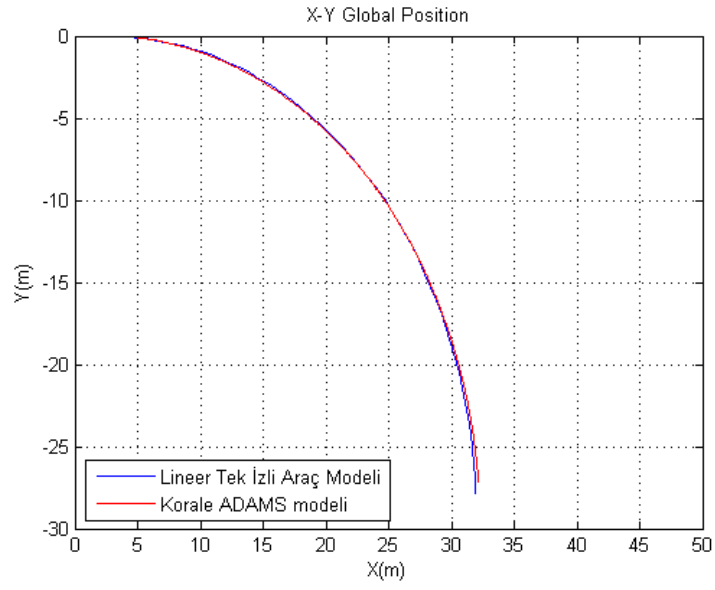
5.2.1 Sabit yarıçaplı dönme testi:

Lineer tek izli araç modeli “quasistatik” manevralarda iyi sonuç verirken özellikle tekerleklerin nonlinear bölgede çalıştığı çapraz tekerlek açılarının büyüdüğü manevralarda yetersiz kalmaktadır.

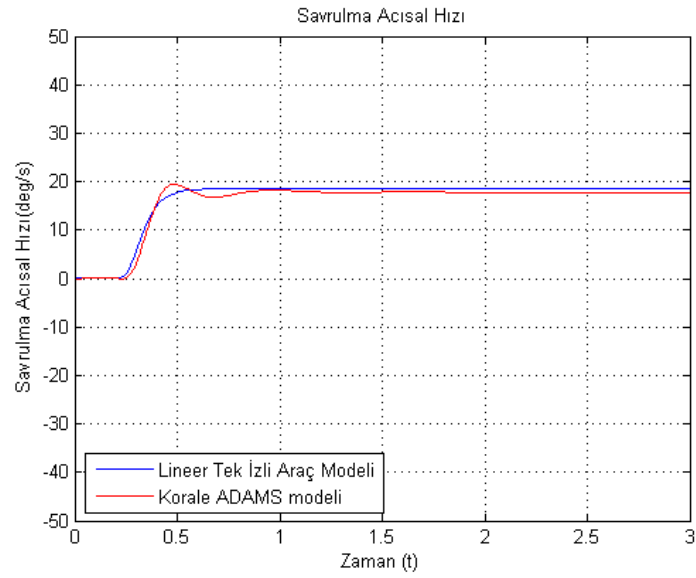
Araç modelinin 30 metre yarıçapında dönerken 0.3g yanal ivme oluşturduğu hız 34 km/s ve direksiyon açısı ise 77,5° dir. Bu bilgileri korelasyonu tamamlanmış olan ADAMS modelimizde ve bu ADAMS modelinden korale edilen lineer tek izli araç modellerinde koşturduğumuzda aşağıdaki sonuçlar elde edilir. Bu sonuçlardan da görülmektedir ki tek izli araç modeli, 0.3g'ye yani lineer kabul ettiğimiz yanal ivme aralığının sonuna kadar gayet başarılı sonuçlar üretebilmektedir. Modelimizin sonuca ulaşmasını kolaylaştırmak ve gerçek hayata daha yakın bir manevra oluşturabilmek için step girişi rampa girişi şeklinde uygulanmış ve direksiyon açısı 0 dan 77.5° ye yaklaşık 0.2 saniyede yani 387.5 derece/saniye lik bir hız ile çevrilmiştir. Manevra sırasında hız 80.5 km/saat tir.



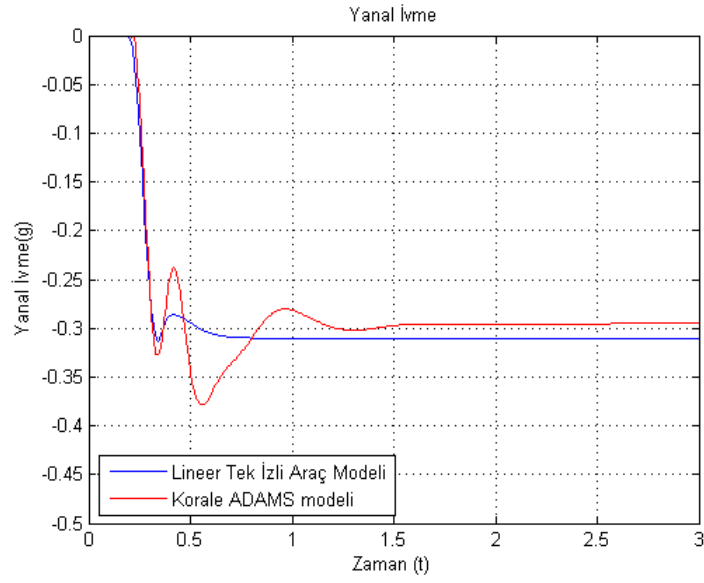
Şekil 5.21: Sabit çaplı dönüş manevrası için direksiyon girişi



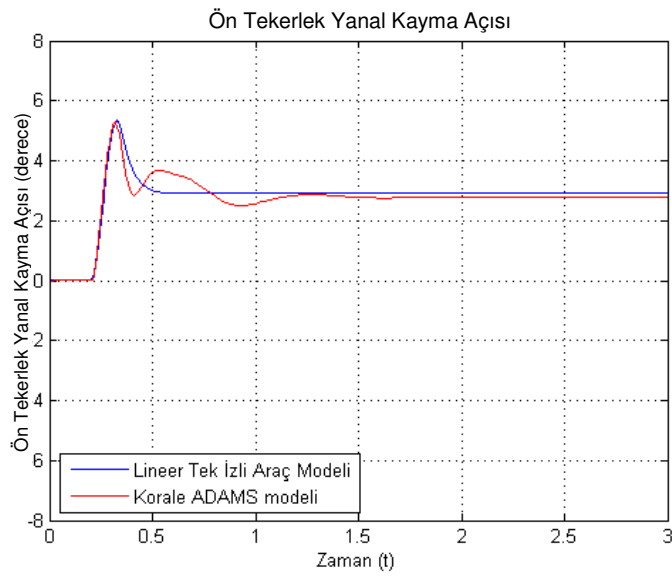
Şekil 5.22: Sabit çaplı dönüş manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin pozisyon karşılaştırması



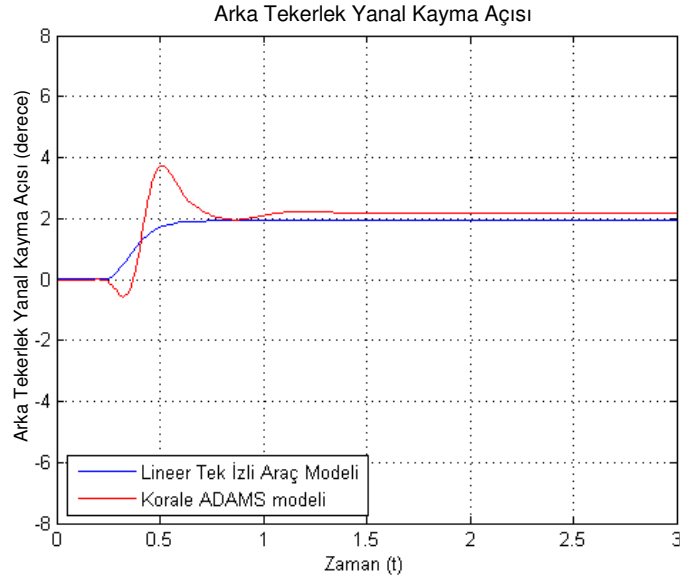
Şekil 5.23: Sabit çaplı dönüş manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin savrulma açısal hız karşılaştırması



Şekil 5.24: Sabit çaplı dönüş manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin yanal ivme karşılaştırması



Şekil 5.25: Sabit çaplı dönüş manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin ön tekerlek yanal kayma açısı karşılaştırması

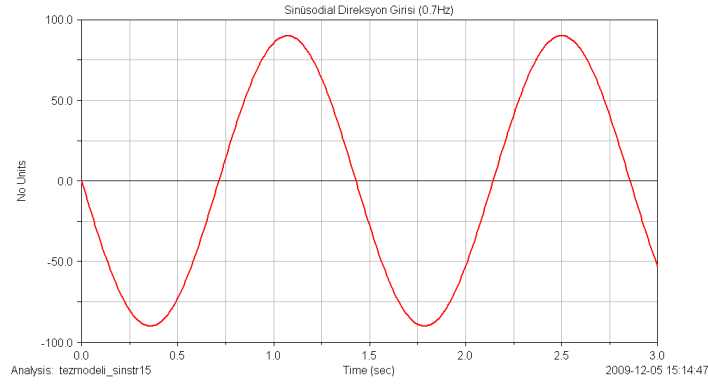


Şekil 5.26: Sabit çaplı dönüş manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin arka tekerlek yanall kayma açısı karşılaştırması

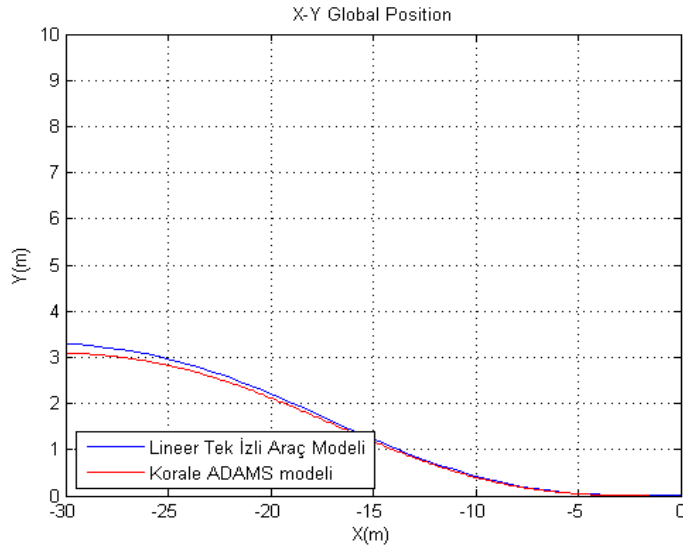
Tekerlek yanall kayma açıları ve yanall ivme grafikleri manevranın doğasından kaynaklanan aşma dışında tamamen örtüşmektedir. Bunun ana sebebi tekerlek yanall kayma açılarından ve savrulma açısından kaynaklı trigonometrik hatanın düşük olması ve tekerleklerin $0.35g$ 'nin altında yani lineer bölgede çalışıyor olmasıdır. Ayrıca direksiyon hareketi tamamlandıktan sonra manevra quasistatik bir manevra haline geldiğinden burçların ve esnek diğer parçaların nonlinear etkileri ihmal edilebilir duruma gelmekte ve C_f ve C_r değerleri ile karşılanabilmektedir.

5.2.2 Düşük ivmeli sinüsoidal dalga direksiyon girişi:

Bu manevranın amacı düşük yanall ivmeler doğuran manevraların (düşük yanall yük transferi durumunda) quasistatik bir manevra ile korale edilen lineer tek izli bir araç modelinde sebep olduğu hatanın görülmesi ve model parametrelerinin, gerekmesi durumunda yanall yük transferi doğuran manevraları da kapsayacak şekilde düzenlenebilip düzenlenemeyeceğinin gösterilmesidir. Bu manevrada kullanılan direksiyon açısı 45° ve hız 45 km/saat şeklinde seçilmiştir. Aracın çıktığı en yüksek yanall ivme değeri $0.3g$ ve tekerleklerde oluşan tekerlek yanall kayma açıları en yüksek 2° dir.

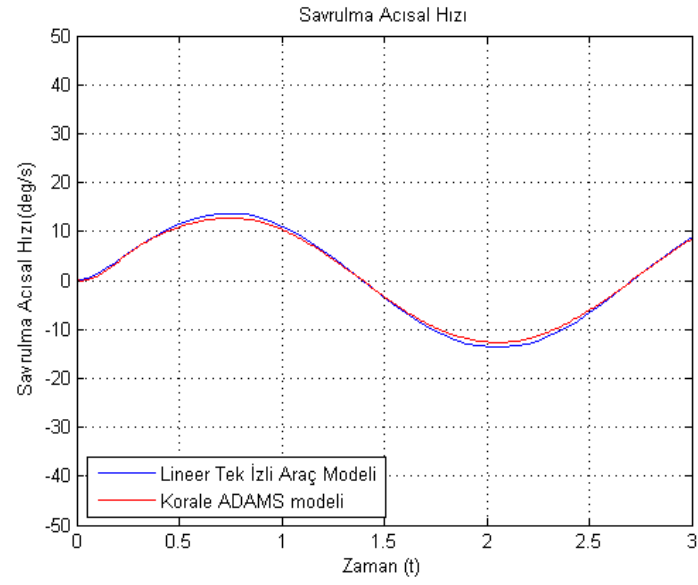


Şekil 5.27: Düşük İvmeli Sinüsoidal manevra için direksiyon girişi

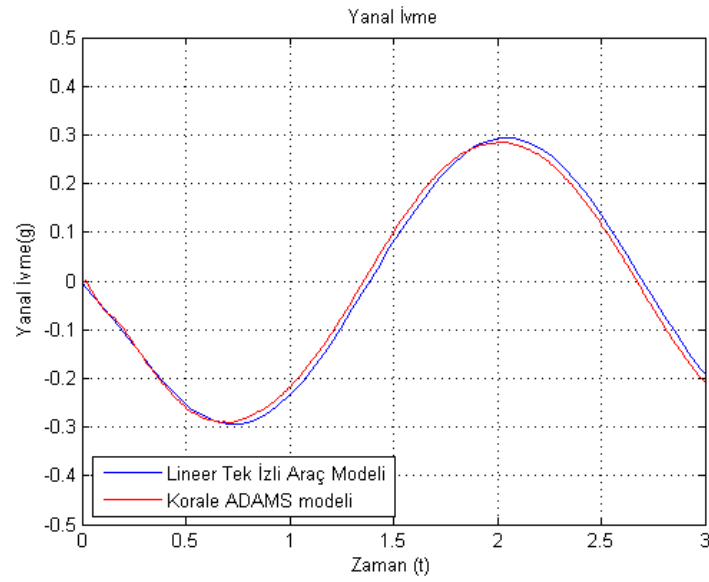


Şekil 5.28: Düşük İvmeli Sinüsoidal manevra için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin pozisyon karşılaştırması

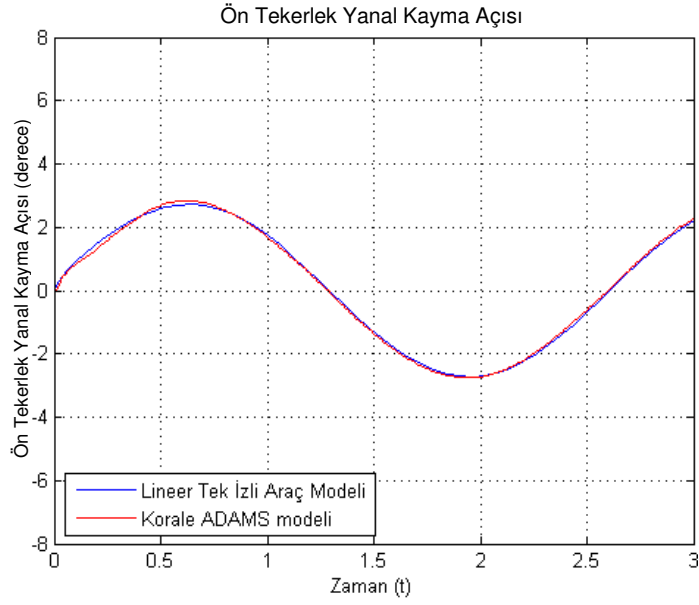
Sonuçlar incelendiğinde görülmektedir ki modeller çok yakın sonuç vermektedirler. Bu da oluşan açılar ve yanal ivmenin düşüklüğü düşünüldüğünde çok normal bir sonuç olarak nitelendirilebilir. Aynı zamanda bu sonuçlara dayanılarak, tek izli lineer araç modelimizin doğru parametreler ile oluşturulduğu da söylenebilir.



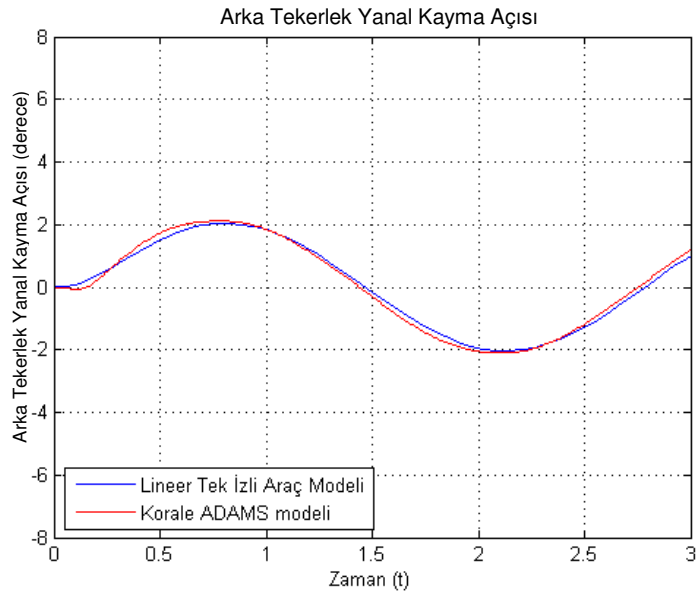
Şekil 5.29: Düşük İvmeli Sinüsoidal manevra için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin savrulma açısal hızı karşılaştırması



Şekil 5.30: Düşük İvmeli Sinüsoidal manevra için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin yanal ivme karşılaştırması



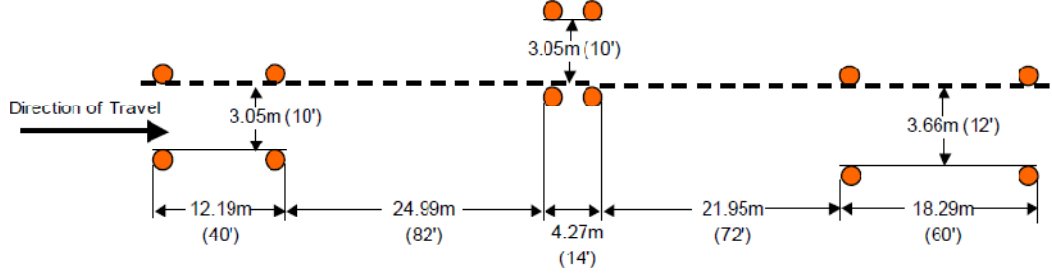
Şekil 5.31: Düşük İvmeli Sinüsoidal manevra için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin ön tekerlek yanal kayma açısı karşılaştırması



Şekil 5.32: Düşük İvmeli Sinüsoidal manevra için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin arka tekerlek yanal kayma açısı karşılaştırması

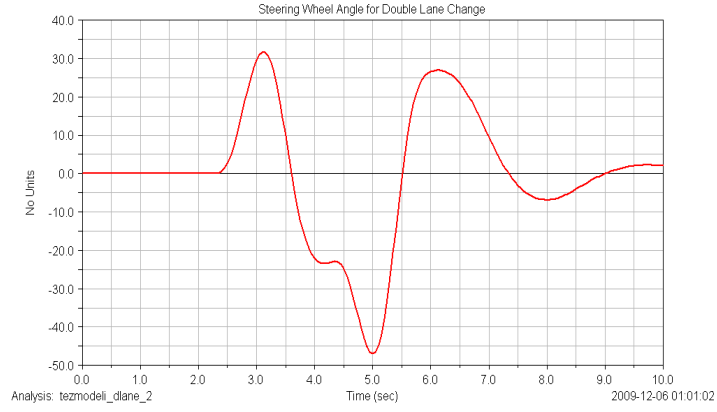
5.2.3 Çift kademeli şerit değiştirme testi:

Çift kademeli şerit değiştirme testinin amacı aracın limitlere yakın yanal ivme ve açısal dönme hızı değerlerindeki davranışını incelemektir. Aracın geçme kriteri 120 km/saat dir ve hedeflenen yanal ivme $0.7 \pm 0.05g$ dir.

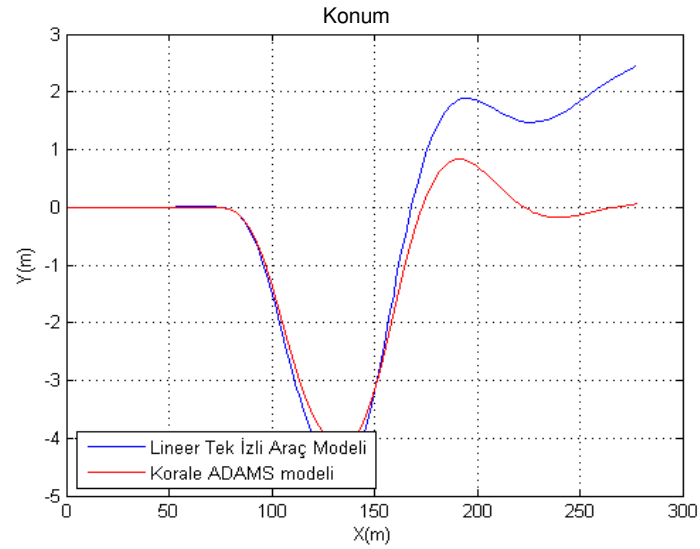


Şekil 5.33: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için test düzeni

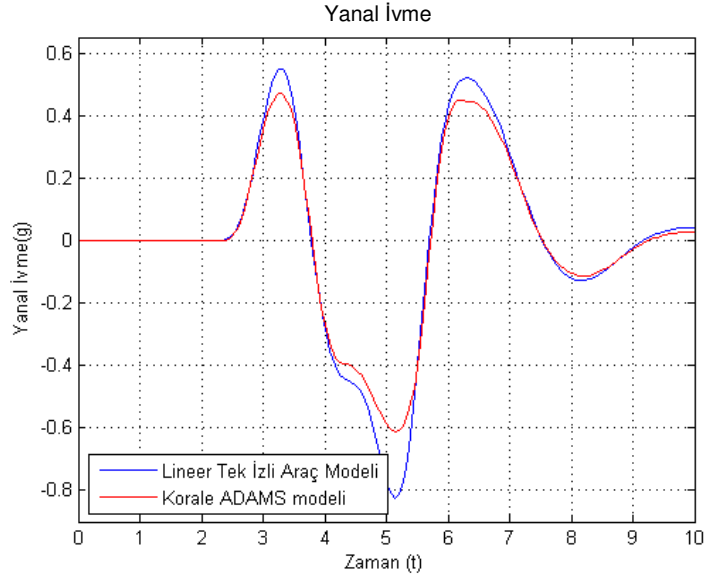
Ancak bu bölümde amaç aracın testi geçmesi veya kalması olmadığından manevra birçok hızda denenmiş ve başarı olan en yüksek hız yani 120 km/saat hız teze konmuştur.



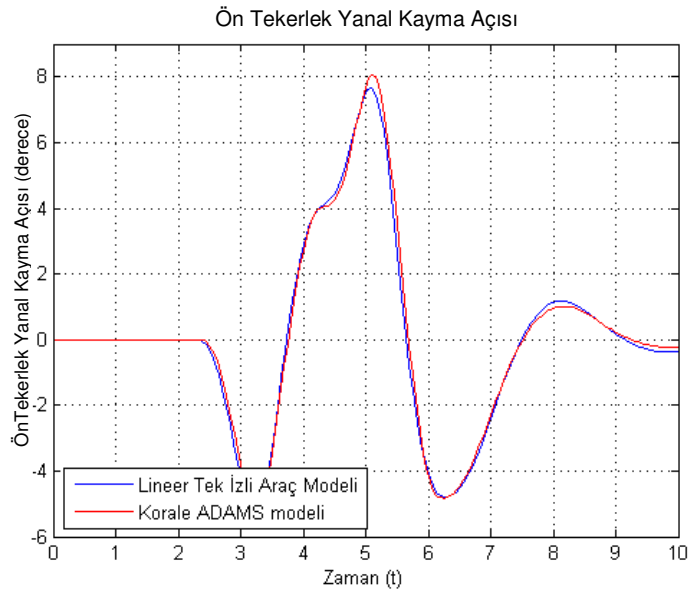
Şekil 5.34: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için direksiyon girişi



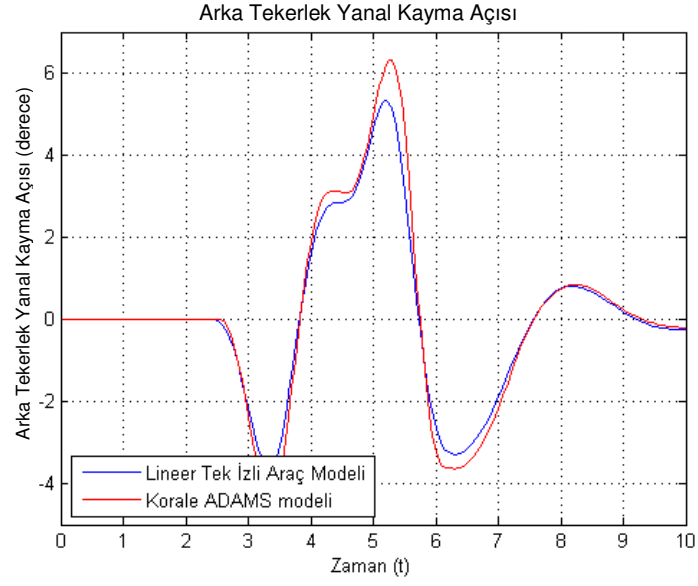
Şekil 5.35: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin pozisyon karşılaştırması



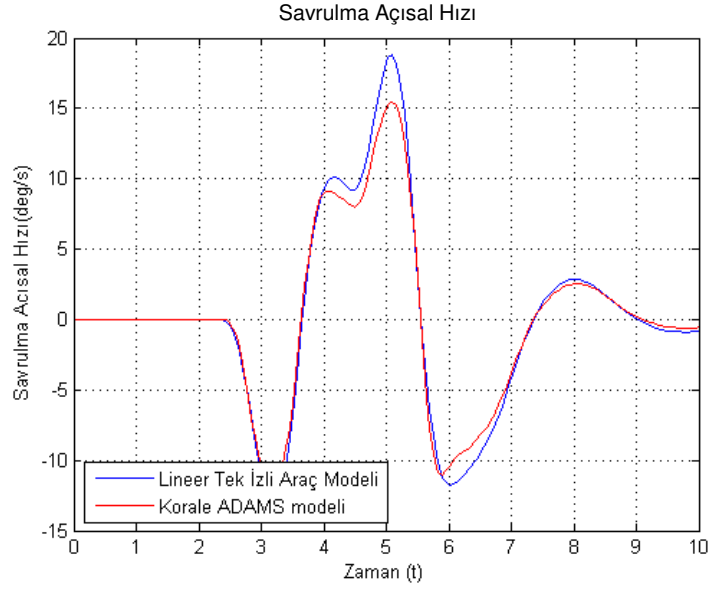
Şekil 5.36: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin yanal ivme karşılaştırması



Şekil 5.37: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin ön tekerlek yanal kayma açısı karşılaştırması



Şekil 5.38: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin arka tekerlek yanal kayma açısı (arka) karşılaştırması



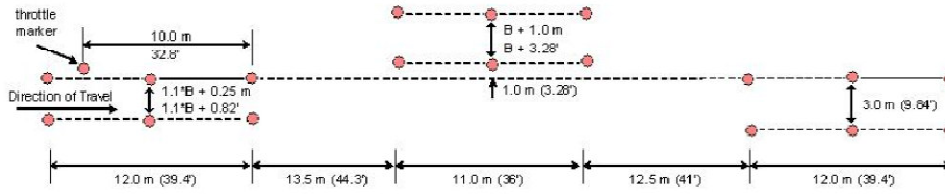
Şekil 5.39: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin savrulma açısal hız karşılaştırması

Şekil 5.34 den de görüldüğü gibi lineer tek izli model, çift kademeli şerit değiştirme manevrasında başarılı sayılabilecek (%94 başarı ile) savrulma açısal hızı ve tekerlek yanal kayma açısı değerleri verebilmek ile beraber, yeterli derecede başarılı bir pozisyon hassasiyeti sağlayamamaktadır. Bundan dolayıdır ki pozisyon bilgisi gerektiren simülasyonlarda lineer tek izli model kullanılamaz. Ancak tasarlayacağımız kontrolcüler savrulma açısal hızı ve tekerlek yanal kayma açısı

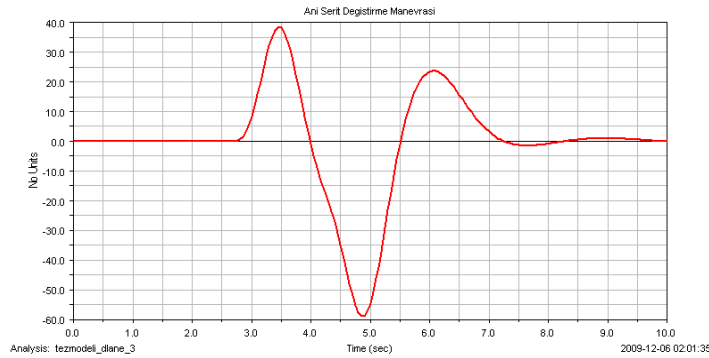
bilgilerini kullandığından tek izli lineer araç modeli kullanarak kontrolcü geliştirmek mümkündür. Bu sayede, hem kontrolcünün geliştirilmesi sırasında simülasyonlar daha kısa sürmekte (ADAMS'a göre yaklaşık 100 kat) hem de sanayide daha az işlemci yükü gerektiren bir model kullanımı her zaman ön planda olduğundan uygulanabilir bir kontrolcü tasarlanmış olmaktadır. Ayrıca kontrol sırasında gerekli hesaplamalar (arka teker yönlendirme açısı vs.) bu modelde de yapılarak, ve etkileri ADAMS modelinde gözlemlenerek, eş zamanlı simülasyonda (SIL) tekniği kullanılmış olmaktadır.

5.2.4 Ani şerit değiştirme testi:

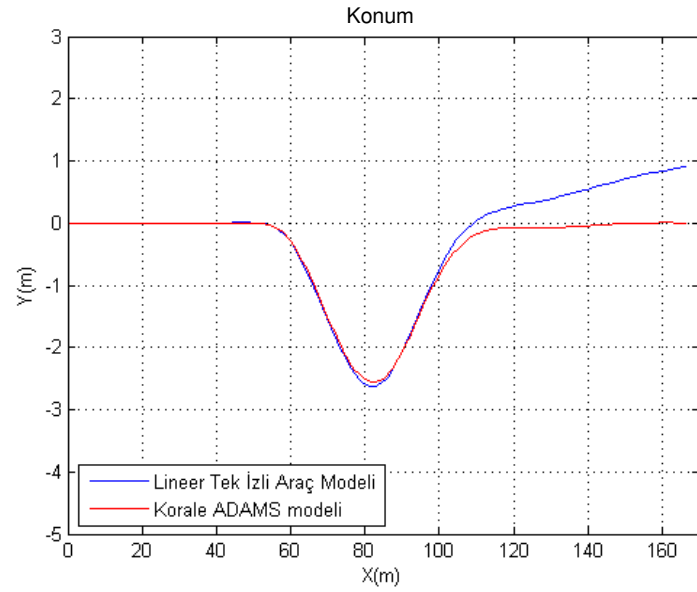
Ani şerit değiştirme manevrasını çift kademeli şerit değiştirme manevrasından ayıran en önemli özellik, aracın çift kademeli şerit değiştirme manevrasında sahip olduğunun yarısı kadar uzunlukta bir koridorda şerit değiştirmek zorunda kalmasıdır. Bu durum, özellikle yüksek yanal yük transferine sebep olacak ve dış tekerleklerin aşırı yüklenmesi ile iç lastiğin kalkması veya bütün sürtünme potansiyelini kaybetmesine sebep olarak aracın limitlerinde nonlineer bir tepki vermesine sebep olacaktır..



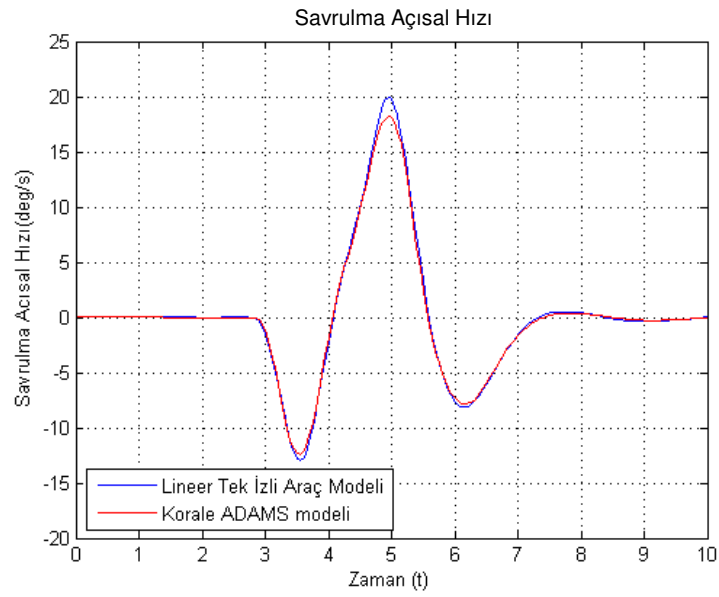
Şekil 5.40: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için test düzeni



Şekil 5.41: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için direksiyon girişi

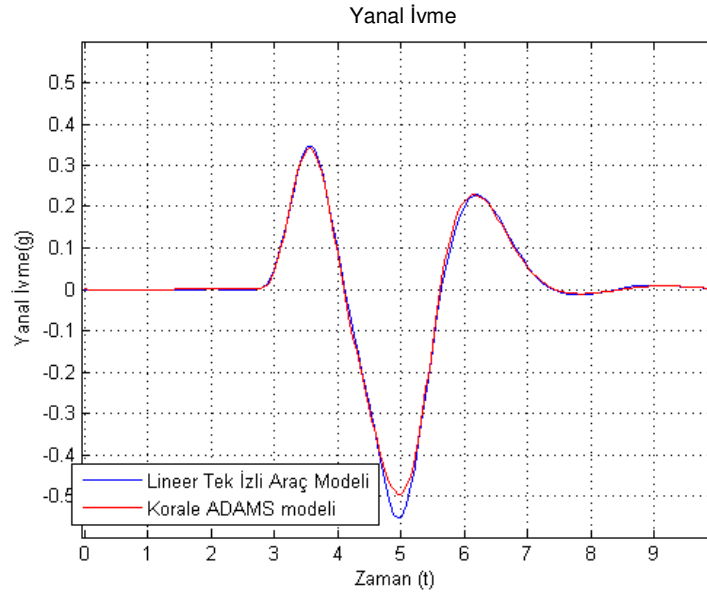


Şekil 5.42 Ani şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin pozisyon karşılaştırması

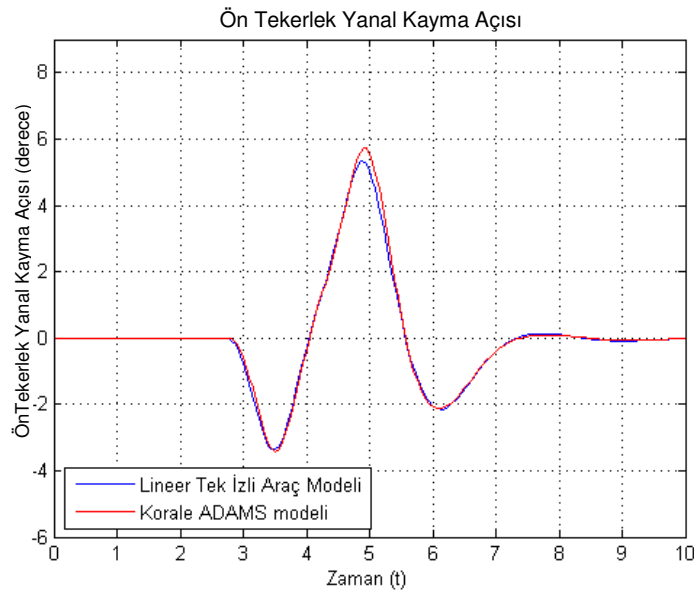


Şekil 5.43 Ani şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin savrulma açısal hızı karşılaştırması

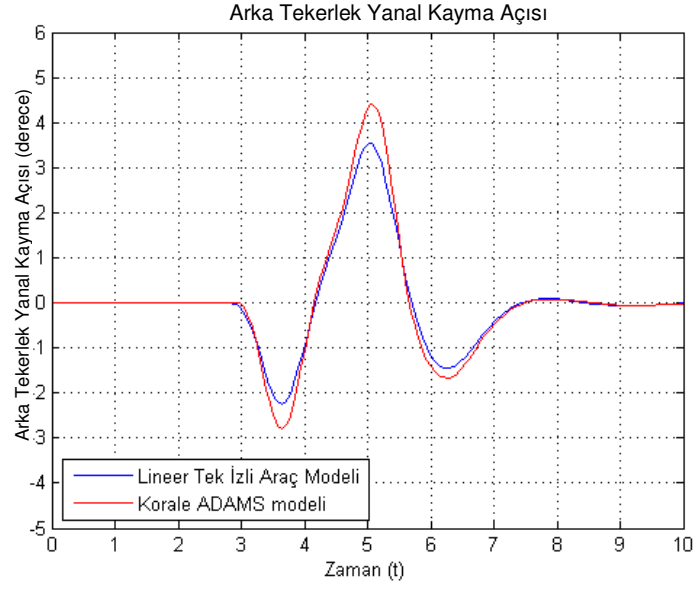
Burada bahsedilen nonlinearite trigonometrik fonksiyonların sebep olduğu nonlinearite'den çok lastiğin tepkisi ve süspansiyondaki durdurucu sistemlerin (bump stop) aracın tepkisinde yarattığı nonlinear karakter ile ilgilidir



Şekil 5.44 Ani şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin yanal ivme karşılaştırması



Şekil 5.45 Ani şerit değiştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin ön tekerlek yanal kayma açısı karşılaştırması



Şekil 5.46 Ani şerit değıştirme manevrası için lineer tek izli araç modeli ve ADAMS modelinin arka tekerlek yanal kayma açısı karşılaştırması

Yukarıdaki şekillerden de açıkça görüldüğü gibi açılarının büyüdüğü ve yanal ivmenin arttığı durumlarda, lineer tek izli araç modeli hassas sonuçlar verememektedir, ancak hala tasarlanan kontrolcünün gürbüzlüğü ile orantılı olarak kontrolcü tasarımına uygundur. Global koordinatlardaki konum bilgisindeki hata kontrolcü performansını etkilemeyeceğinden Şekil 5.20 deki hatanın büyüklüğü, kontrolcü tasarımı için bir engel teşkil etmemektedir.

6.0 ADAMS ile Eş Zamanlı Simülasyon ve Kontrol:

6.1 Eş Zamanlı Simülasyon

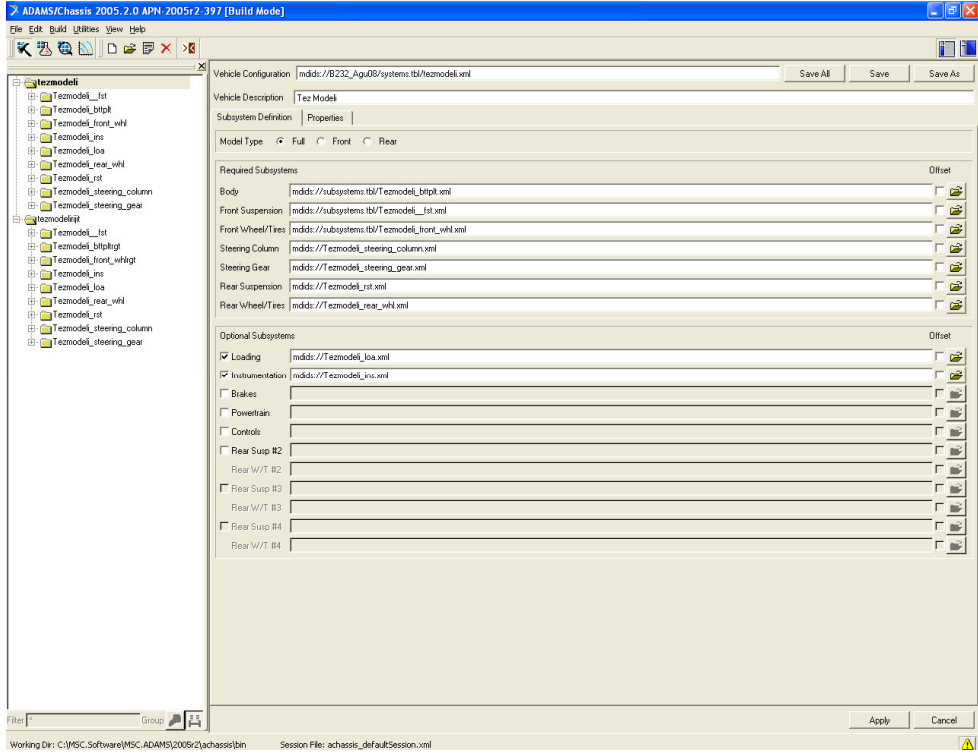
5'inci konuda detayları anlatıldığı gibi Lineer Tek İzli Araç Modeli çok hızlı çalışmakla beraber kompleks ve yüksek yanal ivmeli manevralarda yetersiz kalmaktadır. Tek izli araç modelinin 3'üncü konuda da anlatıldığı gibi basitten karmaşığa birçok varyasyonu bulunmaktadır. Ancak bütün bu modellerde özellikle yüksek yanal ivmelere ve tekerlek yanal kayma açılarına sebep olan manevralarda aracın süspansiyon parametrelerinin detaylarının eksikliği, nonlinear modellemenin yetersizliği ve modellemeyi kolaylaştıran kabullerden kaynaklı hatalar bulunmaktadır. Bundan dolayıdır ki bu modeller kontrolcü geliştirmek ve kontrolcü içine hesaplamalar sırasında kullanılmak üzere yerleştirilmek açısından çok faydalı olmak ile birlikte SIL (Software In the Loop) sistemlerde kullanılmak için yetersiz kalmaktadırlar.

Bu tezde kullanılan yöntem bugün en yaygın şekilde kullanılan uygulamalardan birisi olan eş zamanlı simülasyon tekniğidir. Bu yöntemi kısaca açıklamak gerekirse; ADAMS Controller, ADAMS Chassis ve MATLAB'in ortak çalıştırılması ile yapılan kontrol amaçlı uygulamalar arası simülasyon tekniğidir. Amaç MATLAB'in kontrol yeteneklerini ADAMS'da oluşturulan kompleks modeller ile birleştirerek tasarlanan kontrolcünün yeteneğinin en üst seviyede test edilmesi ve hassas bir şekilde gerekli parametrelerin ayarlanmasıdır.

6.1.1 Modelin ADAMS dan MATLAB ortamına aktarımı:

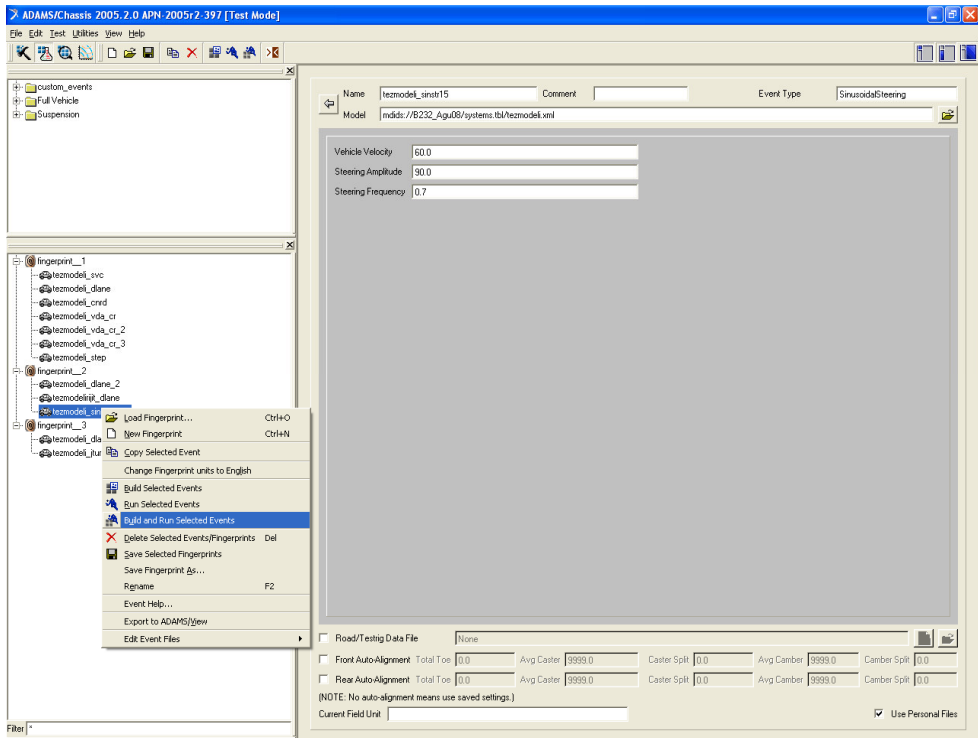
ADAMS Chassis modeli bütün alt sistemleri kapsayacak şekilde açılır.

Model kurulduğunda “adm” ve “acf” uzantılı iki ana dosya oluşturulur. “*.adm” dosyası bütün araç modelini içeren dosyadır.



Şekil 6.1: ADAMS Chassis ana ekranı

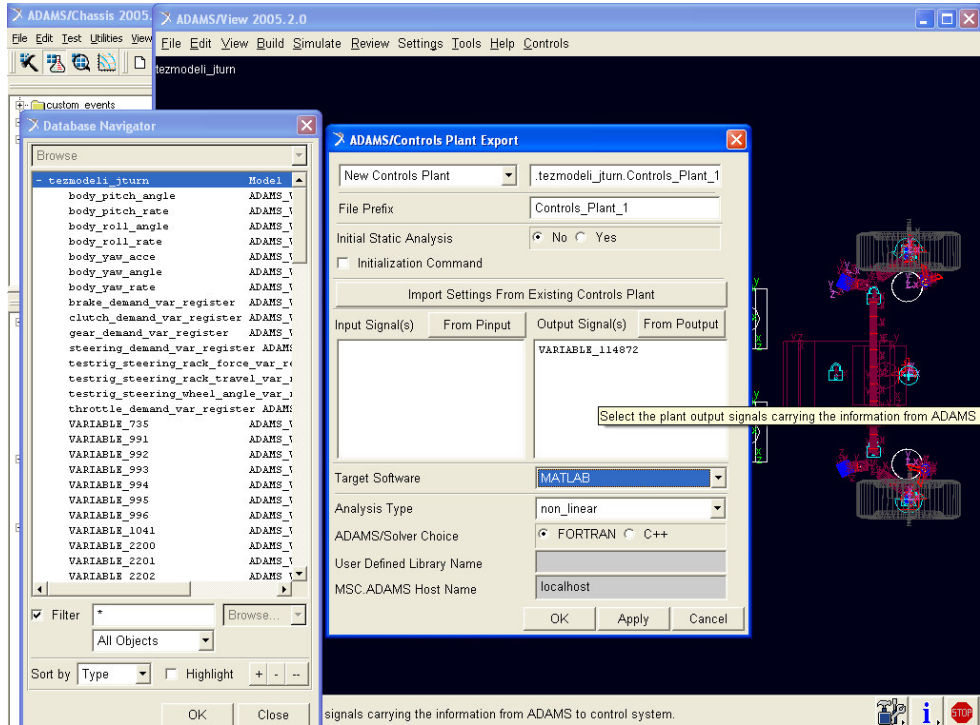
Modelin eş zamanlı simülasyon için kullanılacak manevra için kurulması sağlanır.



Şekil 6.2: ADAMS Chassis simülasyon ekranı

Wordpad ile açılmak suretiyle içinde model veya manevra ile ilgili bilgiler değiştirilip model bu değişiklikler ile koşturulabilir. “*.acf” dosyası ise “*.adm” dosyasının üzerinde otomatik olarak değişiklik yapmaya yarayan ve manevranın ayrıntılarını içeren dosyadır. “*.acf” de yazan her parametre “*.adm” dosyasındaki karşılığı parametrenin üzerine yazılarak model güncellenmiş olur. Özellikle eş zamanlı simülasyon sırasında “*.acf” ve “*.adm” dosyaları büyük önem taşır. Bu dosyalar içinde değişken ve istekler tanımlanarak MATLAB ile ADAMS arasında bağlantı kurulmalıdır.

Model kurulduktan sonra “Control Toolbox” kullanılarak modelin girişleri ve çıkışları seçilir.



Şekil 6.3 : ADAMS View kontrol ekranı

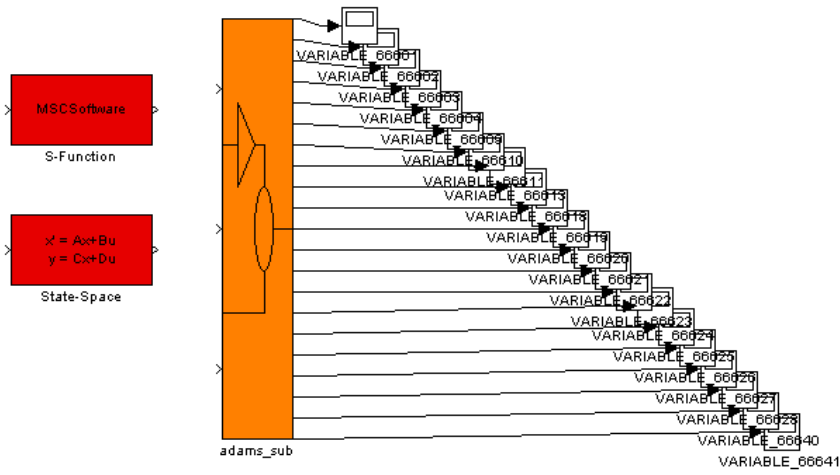
ADAMS ile MATLAB’ın hangi giriş ve çıkışları kullanarak iletişim kuracakları belirlendikten sonra “Control_Plant_1.com” ve “adams_sys.mdl” dosyaları yaratılır. Bu dosyalar model SIMULINK ortamında koşarken “ADAMS Solver” ın “*.adm” dosyasını kullanarak işlediği verileri SIMULINK’e aktarmasına yarar.

Bu proses tamamlandıktan sonra MATLAB açılır ve “Control_Plant_1.com” dosyası çalıştırılır. Bundan sonraki işlemler otomatik olarak “*.adm” dosyasının çözücü tarafından açılması ve SIMULINK’ten aldığı bilgiler ile “*.adm” dosyasını çözmeye

başlaması ile devam eder. Bulunan sonuçlar aynı bir ADAMS simülasyonunda olduğu gibi “*.req” dosyasına kaydedilir ve sonrasında ADAMS Post Processor ile açılabilir.

6.1.2 Modelin MATLAB ortamında kullanımı:

ADAMS Chassis altında kurulan ve ADAMS Control ile MATLAB ortamına aktarılan model Control_Plant_1 komutu ile yüklenip, adams_sys komutu ile bir SIMULINK penceresinde açılır. Böylece daha önce ADAMS Control aracılığı ile seçilen giriş ve çıkışların gösterildiği 3 adet kutucuk oluşur. Bu kutucuklardan birisi durum uzay modeli, diğer ikisi ise S-function olarak tanımlanmış olan nonlinear modeli tanımlar.



Şekil 6.4: ADAMS modelinin MATLAB SIMULINK'e aktarılmış görüntüsü

Turuncu kutucuk açıldığında, içinde yine bir adet S-function ve bu S-function'a bağlı giriş ve çıkışları tanımlayan portlar ile bilgilerin çalışma ortamına yazılmasını sağlayan aracı kutucukların olduğunu görülür.

S-function bloğu aynı normal bir SIMULINK kutucuğu gibi çalışır, ekstra bir ayar gerektirmez ancak çalıştırıldığından yeni bir dosya penceresinde ADAMS Solver'ı çağırıp, çözümü takip etmemize olanak sağlar.

6. 2 Kontrolcü Tasarımı:

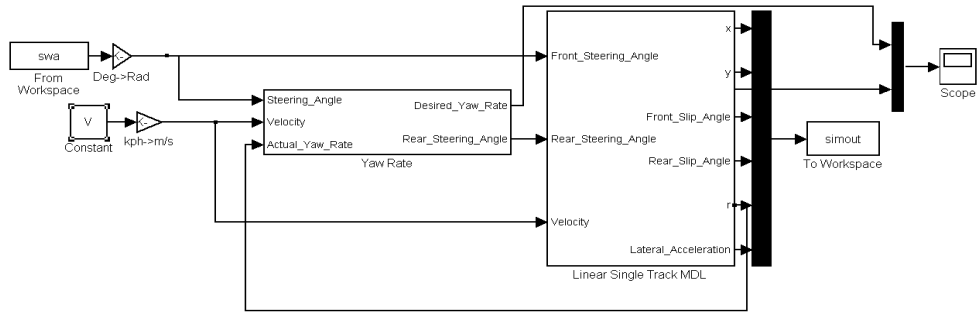
Manevraların sonuçlarının modellere göre kıyaslanmaları sırasında amaç sürücü performansından öte, aracın sürücü isteklerine verdiği tepki olduğu için, testler aynı

hızda aynı parkurda ve aynı direksiyon girişi uygulanarak yapıldı. Bunun sonucunda modellerin verdiği tepkiler incelenerek performansları değerlendirildi.

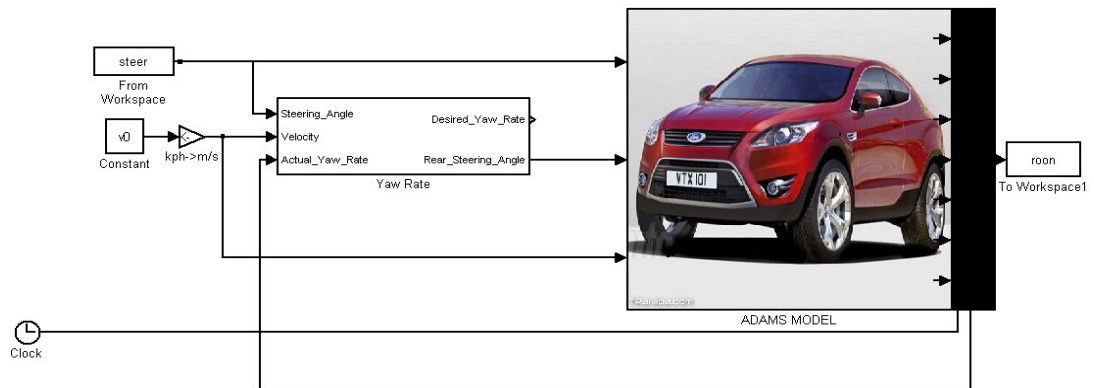
Sanayide kullanılan en yaygın kontrolcü olması ve iyi performans vermesinden ötürü kontrolcü PID seçildi. Farklı hızlarda yapılan manevraların hepsinde yeterli performansı sağlaması için ise “Gain Scheduling” yöntemi uygulandı. Böylece manevra boyunca gözlemlenen hız, kontrolcünün sürekli yenilenen K_p , K_i ve K_d değerleri ile çalışmasına ve daha başarılı sonuçlar vermesine yardımcı olmaktadır. Ayrıca hem sürücü modeline hem de kontrolcüye gerçeği yansıtması için biraz gecikme verildi.

6.2.1 Aktif arka aks yönlendirme kontrolü:

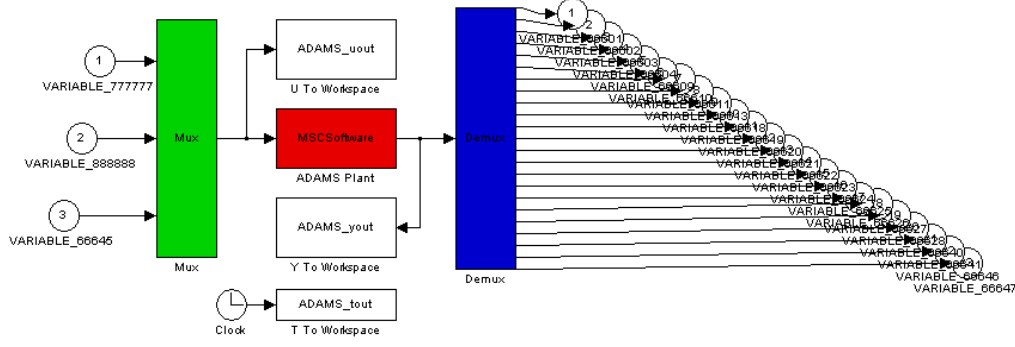
Kontrolcü tasarımı konusunda da bahsedildiği gibi kontrolcü öncelikle lineer tek izli araç modelinde tasarlanmış ve sonrasında ADAMS ile eş zamanlı simülasyon yapılarak ADAMS modelinde denemiş ve sonuçların yakınlığı karşılaştırılmıştır.



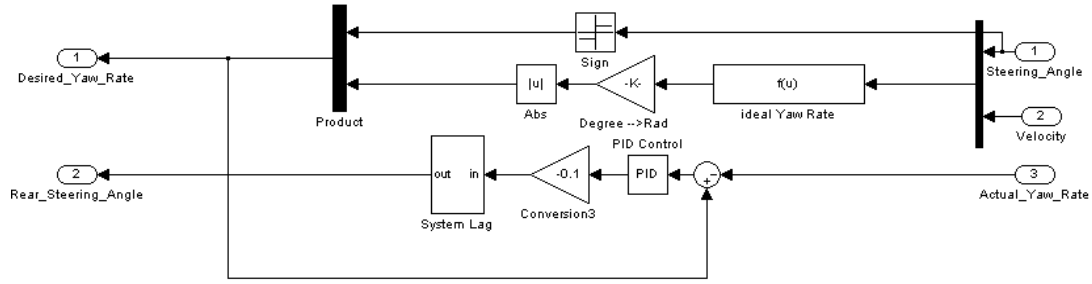
Şekil 6.5: Tek izli araç modelinde aktif arka aks yönlendirme kontrolcüsü



Şekil 6.6: ADAMS modelinde aktif arka aks yönlendirme kontrolcüsü



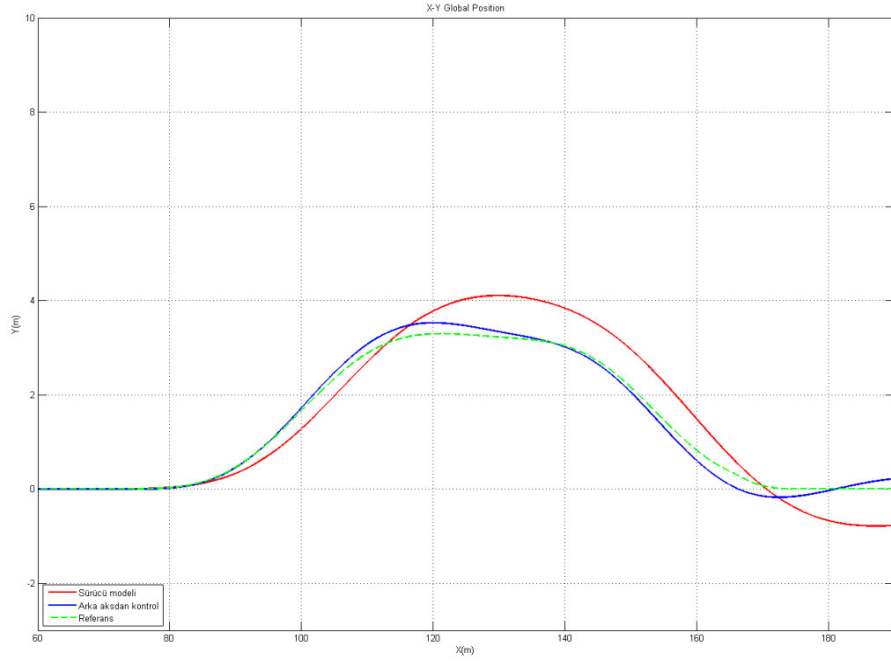
Şekil 6.7: ADAMS araç modelinin ayrıntılı görüntüsü



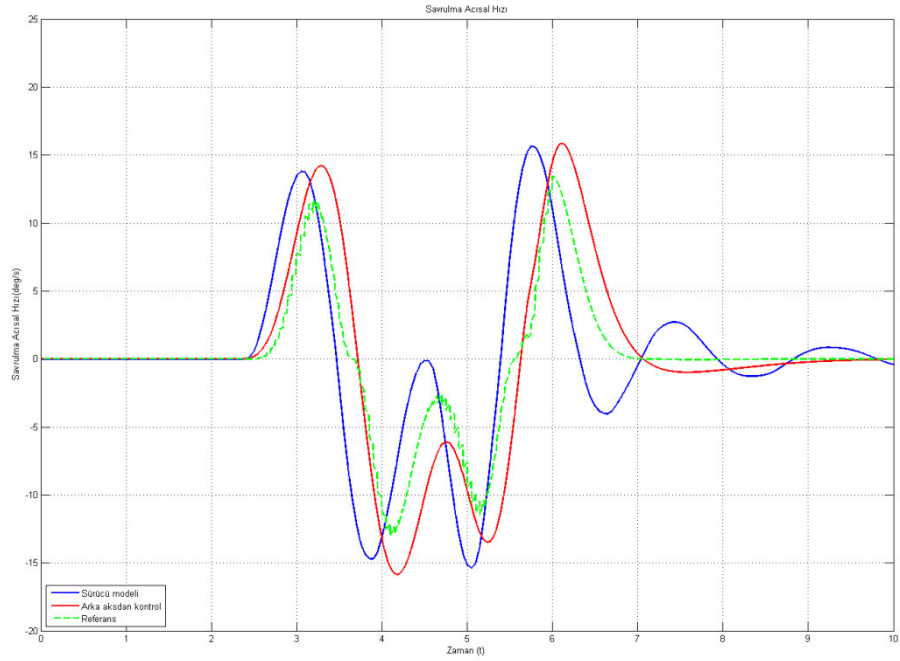
Şekil 6.8: Aktif arka aks kontrolcüsünün ayrıntılı görüntüsü

Aşağıdaki şekillerde de görüldüğü gibi ADAMS modelinden alınan sonuçlar arka tekerlek yönlendirme kontrolcüsünün beklenen başarıyı sergilediğini göstermektedir.

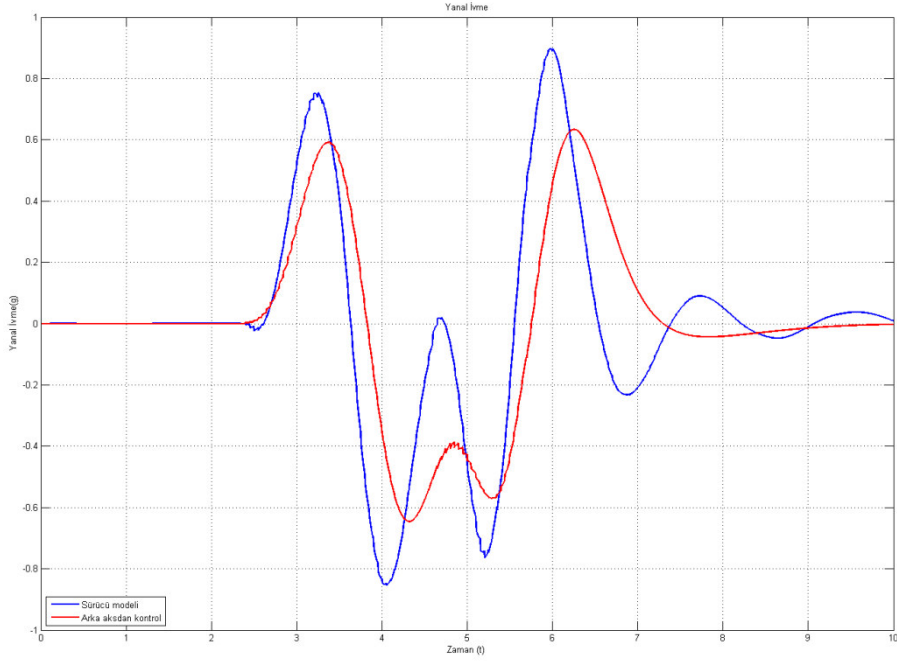
Sonuçlar daha detaylı incelenirse, araç ön ve arka akstaki tekerlek yanal kayma açısının minimum olduğu durumdan hesaplanan ideal hareket çizgisini yakalamakta ve bu çizgiden hesaplanmış olan açısal dönme hızı grafiğine de çok yaklaşımaktadır. Bunun doğal bir sonucu olarak ön ve arka akslardaki tekerlek yanal kayma açıları azalmış ve daha güvenli ve tekerlek potansiyelini daha az kullanan dolayısı ile aracın ani hareketlere vereceği tepkiyi daha üst seviyede tutan bir sürüş durumu ortaya çıkmıştır. Böylece arka akstan yönlendirme kontrolünün, aracın ideal dönüş çizgisini takip etmesini sağlarken aynı zamanda arka tekerleklerdeki yanal kayma açısını fark edilir oranda azaltarak aracın arka tekerleklerinde oluşan yanal kuvvetleri de azaltan ve lastiğin tutunma potansiyelini arttıran bir sistem olduğu görülür.



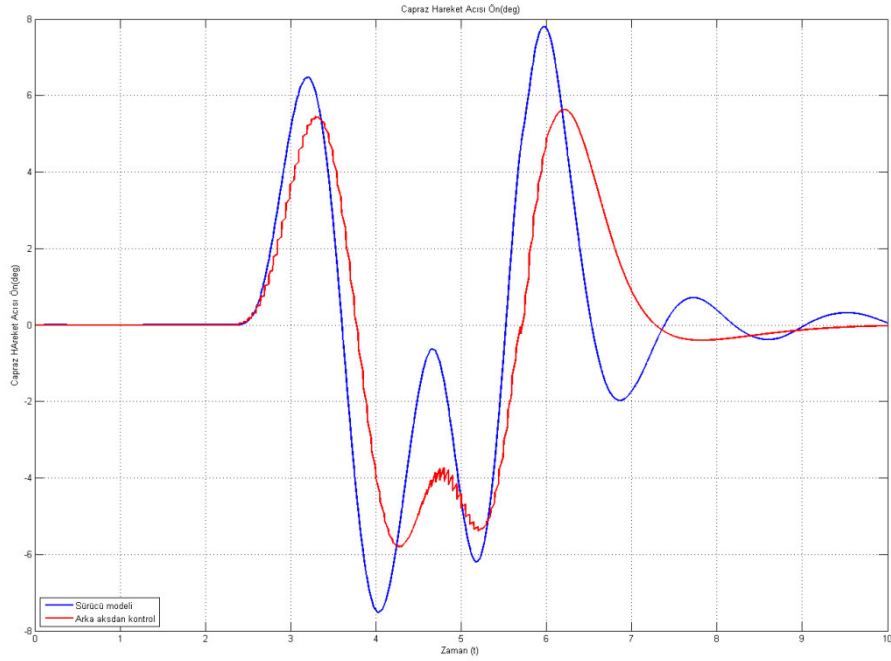
Şekil 6.9: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka akstan yönlendirme kontrolü pozisyon kıyaslaması



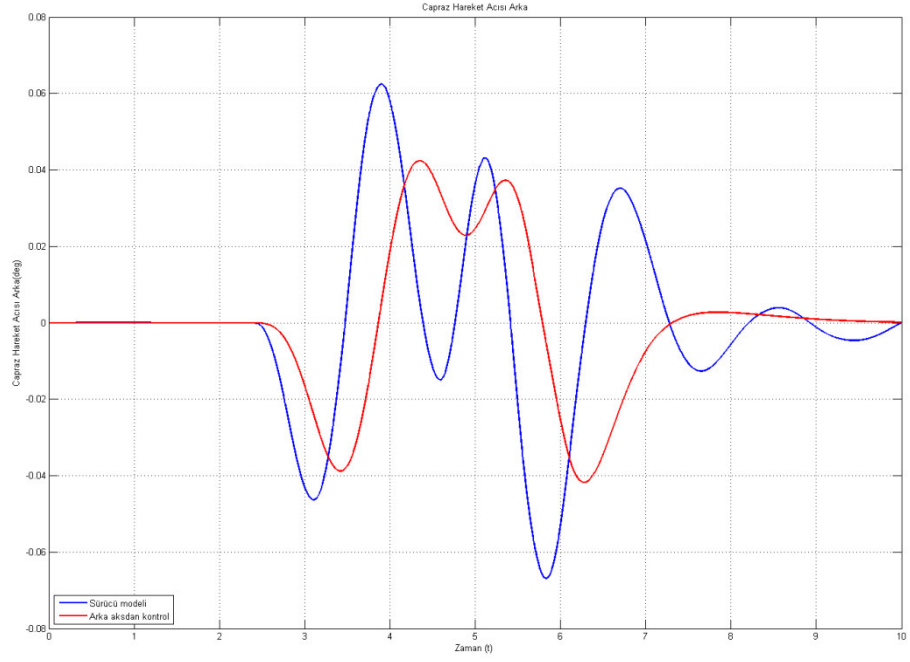
Şekil 6.10: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka akstan yönlendirme kontrolü savrulma açısı kıyaslaması



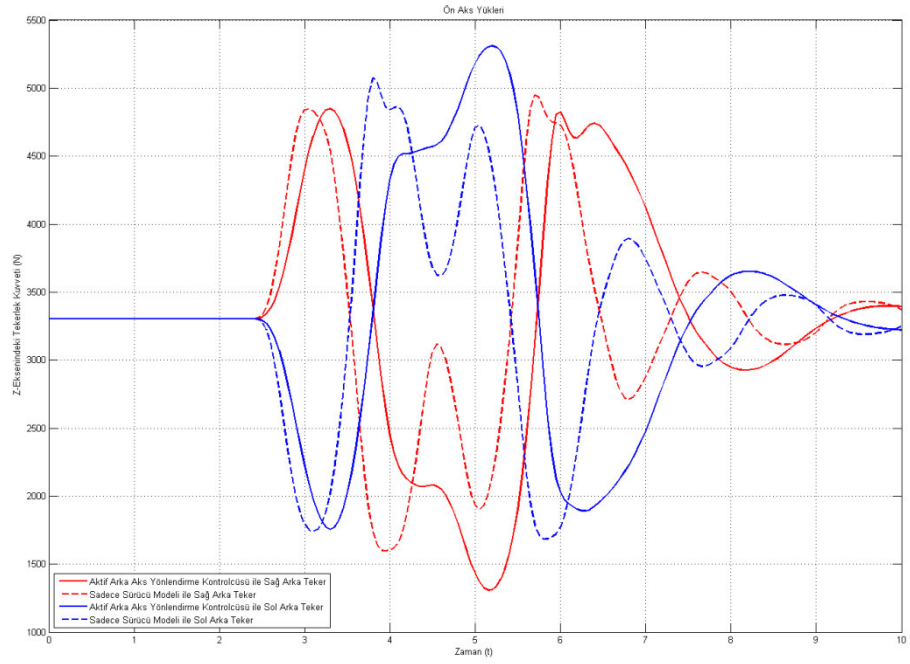
Şekil 6.11: Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka akstan yönlendirme kontrolü yanal ivme kıyaslaması



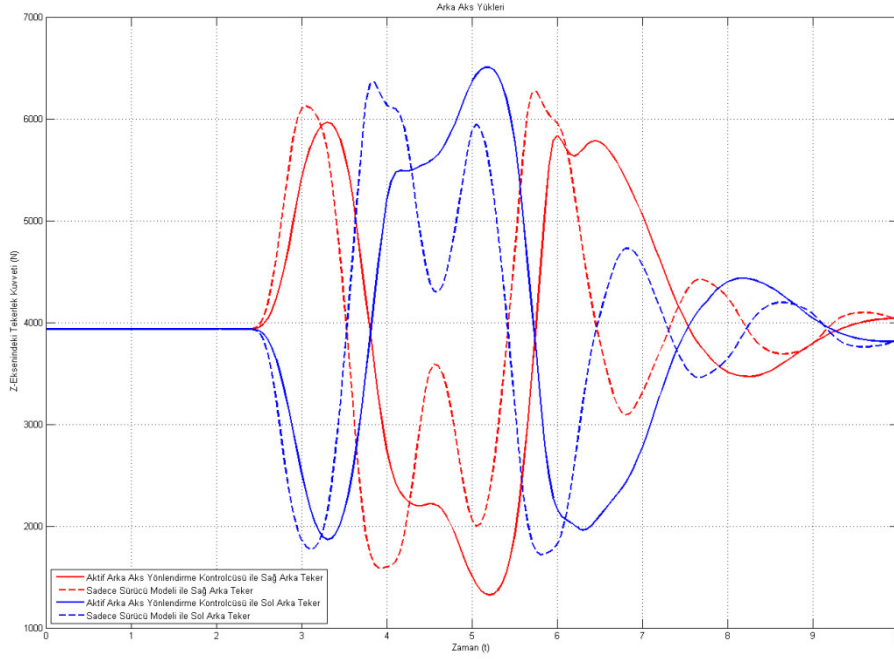
Şekil 6.12 Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka akstan yönlendirme kontrolü ön tekerlek kayma açısı kıyaslaması



Şekil 6.13 Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka akstan yönlendirme kontrolü arka tekerlek kayma açısı kıyaslaması



Şekil 6.14 Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka akstan yönlendirme kontrolü ön aks yükleri kıyaslaması



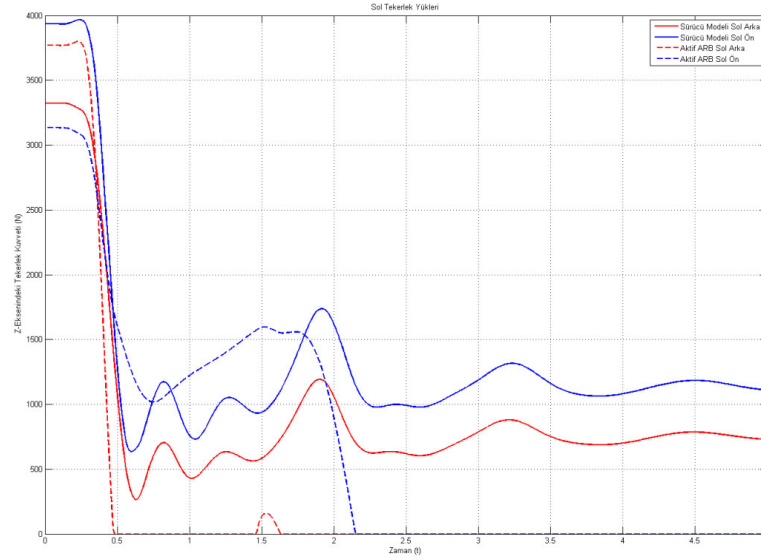
Şekil 6.15 Çift kademeli şerit değiştirme manevrası için sadece sürücü modeli ve arka akstan yönlendirme kontrolü arka aks yükleri kıyaslaması

6.2.2 Aktif viraj çubuğu kontrolü:

Tek izli lineer araç modeli bu kontrolcü için uygun olmadığından bütün simülasyonlar ADAMS modeli kullanılarak yapıldı. Modelin gerçekçi olabilmesi için tekerlekler üzerine gelen düşey kuvvet değil aracın yalpa açısı kontrol edildi. Bu durumda araç takip etmesi gereken yörüngeyi takip edemeyip az döner hale geldi. Strateji aracın ön yalpa açısı çok arttığında bu yalpayı azaltacak bir aksi moment uygulamak yönündeydi, arkada ise “twistbeam” olduğundan aktif viraj çubuğu kullanılmamakta ve arka aks kontrol edilmemektedir. Bunun sonucunda doğal olarak önde aracın tekerlekler arası yük transferi artmış ve J dönüşü gibi dönme açısal hızının yüksek değerlere çıktığı, dolayısı ile yanıl kuvvetin de kritik değerlere ulaştığı manevralarda aracın kontrolünün kaybı ve hatta devrilmeye sebep olduğu görülmüştür. Rota takibinde ise ön ARB’yi aşırı yumuşatarak aracın aşırı döner hale gelmesine ve ön tarafta yüksek yalpa açılara sebep oldu. Sonuç olarak sistemin yapısının arka süspansiyon olarak “twistbeam” kullanılan SUV araçlara uygun olmadığı gözlemlendi.

Bu sistemin diğer aktif kontrol sistemlerine göre en büyük avantajı düşük hızlarda tekil tekerlek hareketlerinde çarpma sertliğini büyük ölçüde azaltması ve konforu

iyileştirmesidir. Ancak aracın devrilme potansiyelini belirgin bir şekilde arttırmasından ötürü bu sistemin SUV’ler gibi yüksek ağırlık merkezi olan araçlarda sadece RSC ile beraber kullanımı önerilmektedir. Düşük ağırlık merkezli araçlar için ise önden veya arkadan kayma karakteristiğini değiştirmekte kullanılabilir, ancak bu gibi durumları viraj denge çubuğu ile kontrol etmek ancak profesyonel yarışçıların veya yüksek performanslı araçların tercih edeceği bir yöntemdir. ESC ve aktif arka yönlendirme kontrolcüsünün aksine sistemin devre dışı kalması durumunda aracın viraj kabiliyeti direkt olarak azalacağı, ve aracın bu sistem olmadan tasarlanması durumuna oranla daha tehlikeli hale geleceği (sürüş konforunu arttırmak için aracın özellikle ön denge çubuğu daha yumuşak seçilir, bu da aracın aşırı dönerlik gösteren bir karakterde olması anlamına gelecektir.) için günümüz normal binek araçlarında uygulanmamaktadır.



Şekil 6.16: J- dönüşü manevrasında aktif viraj çubuğu ile yalpa kontrolü durumunda aracın kritik tekerleklerine gelen düşey kuvvetin kontrolsüz araç ile kıyaslanması.

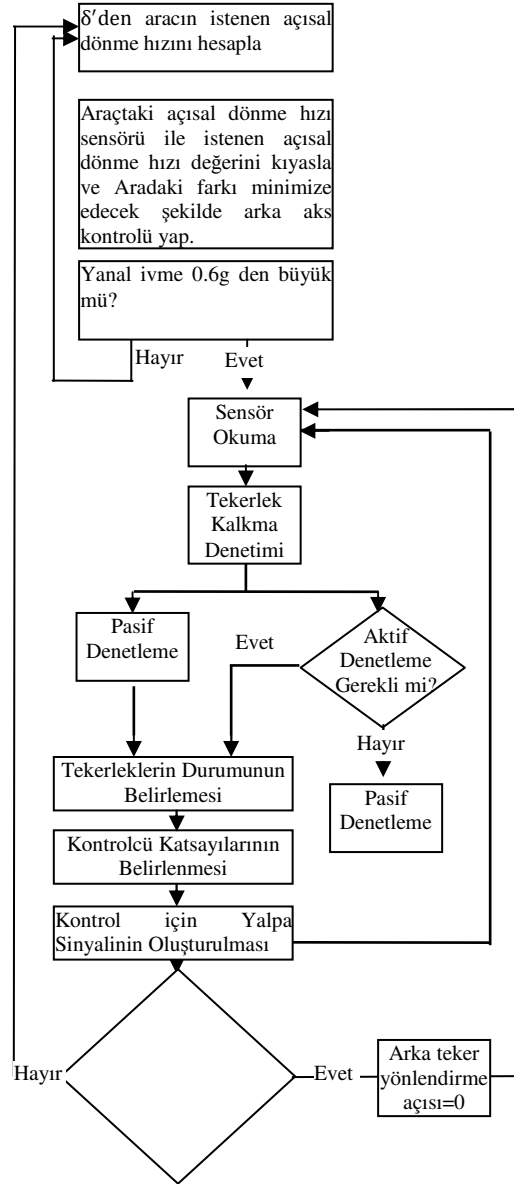
6.2.3 Aktif arka aks yönlendirme kontrolü ve devrilme kontrolünün beraber kullanımı:

Bölüm 6.1.2 de anlatıldığı gibi aktif arka aks yönlendirme kontrolü aracın konum ve açısal dönme hızı kontrolü için çok başarılı bir çözüm sunmaktadır. En büyük avantajı ise güvenlik ve doğal bir sürüş deneyimini birleştirerek sportif kullanımda insanlara sürekli ESC’nin devreye girmesi ile oluşan rahatsızlığı hissettirmiyor olmasıdır. Ancak aktif arka aks kontrolü avantajlarının yanında dezavantajları da

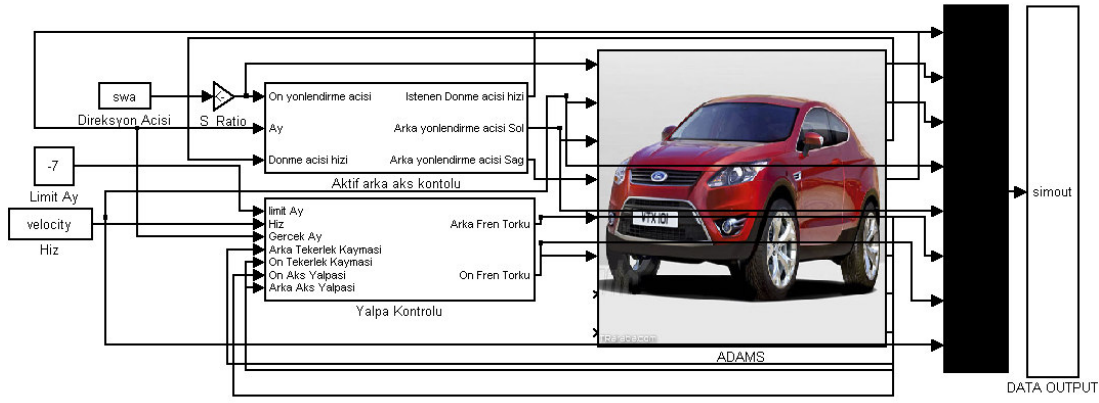
olan bir sistemdir. Aracın manevra yeteneğini arttırmasından ve arka tekerleklerin de aracın dönüşüne katkıda bulunmasından dolayı daha yüksek yanal ivmelerde bile aracın az dönerliğini azaltmakta ve araca etkiyen yanal kuvvetin toplamda artmasına sebep olmaktadır. Bunun doğal sonucu olarak aracın devrilme eğilimi de artmaktadır.

Dolayısı ile aktif arka aks kontrolünün avantajlarından yararlanırken güvenlikten de ödün vermemek için aynı zamanda bir devrilme kontrolcüsü de kullanmak gerekir. Günümüzde en iyi devrilme kararlılığı kontrolcülerinden birisi olarak bilinen “Ford Motor Company” tarafından geliştirilmiş “RSC” sistemi bu amaç için çok uygundur.

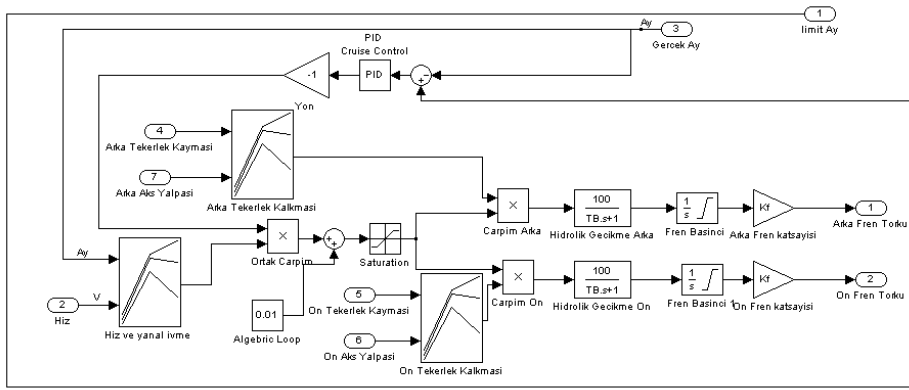
“RSC” sistemi açısız dönme hızı kontrolü yapmadığından günümüzde tek başına kullanılan bir sistem olmamakla beraber Ford marka araçların çoğunda ESC algoritmasının içine eklenmiş şekilde bulunmaktadır. Tezde ise açısız dönme hızı kontrolü aktif arka aks yönlendirme kontrolcüsü tarafından yapıldığından bu iki sistem birleştirilerek kullanılmıştır. Yeni kontrol şeması aşağıdaki gibi düzenlenmiştir. Kontrolcü katsayıları tablolardan okunduğundan burada tabloların yerine kıyaslamalar kullanılmıştır.



Şekil 6.17: J- dönüşü manevrasında aktif viraj çubuğu ile yalpa kontrolü durumunda aracın kritik tekerleklerine gelen düşey kuvvetin kontrolcüsüz araç ile kıyaslanması.



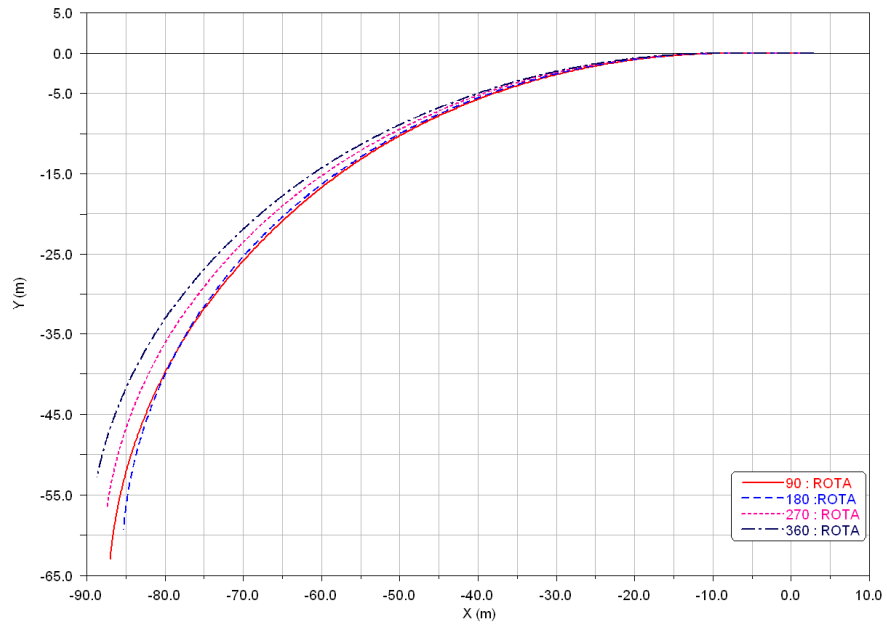
Şekil 6.18: J- dönüşü manevrasında aktif viraj çubuğu ile yalpa kontrolü durumunda aracın kritik tekerleklerine gelen düşey kuvvetin kontrolcüsüz araç ile kıyaslanması.



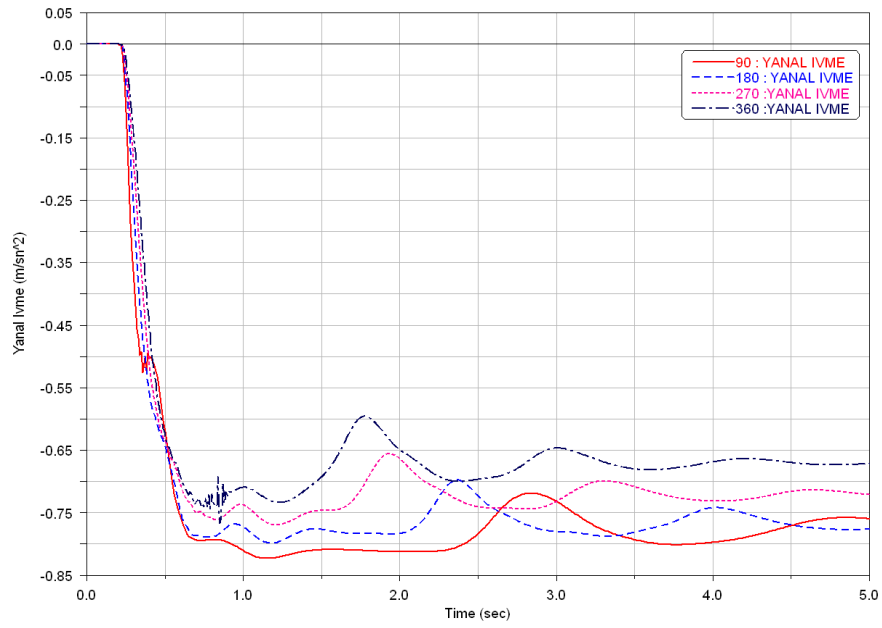
Şekil 6.19: J- dönüşü manevrasında aktif viraj çubuğu ile yalpa kontrolü durumunda aracın kritik tekerleklerine gelen düşey kuvvetin kontrolcüsüz araç ile kıyaslanması.

Aracın devrilme karakteri ile rota izleme karakterlerinin bir arada en iyi görülebileceği manevra j-dönüşü manevrası olduğundan, aracın normal hali, arka akstan yönlendirme kontrollü hali ve arka akstan kontrole ek olarak devrilme kontrollü hali j-dönüşü manevrası kullanılarak kıyaslanmıştır.

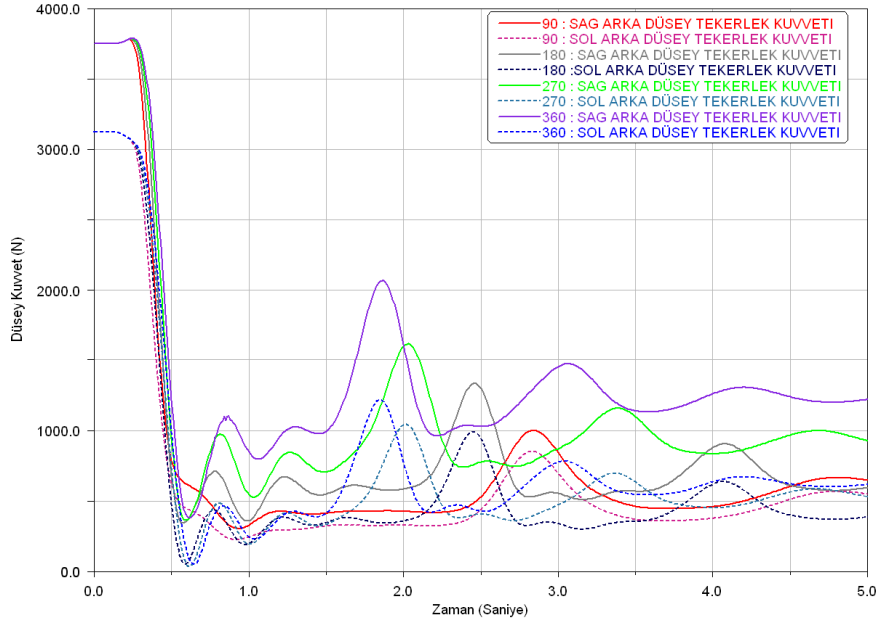
Öncelikle aracın kritik direksiyon açının bulunması gerekir. Bunun için 4 kritik direksiyon açısında da j-dönüşü manevrası uygulanmıştır. Kritik açılarının bulunması için standart dışı bir hız kullanılarak manevra 100 km/saat hızında yapılmıştır.



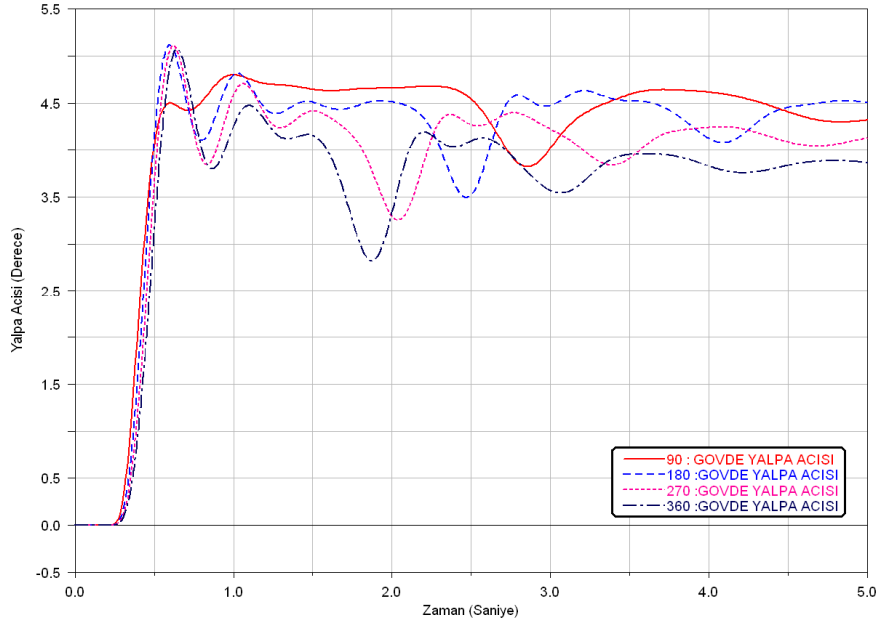
Şekil 6.20: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için izlenen rotalar.



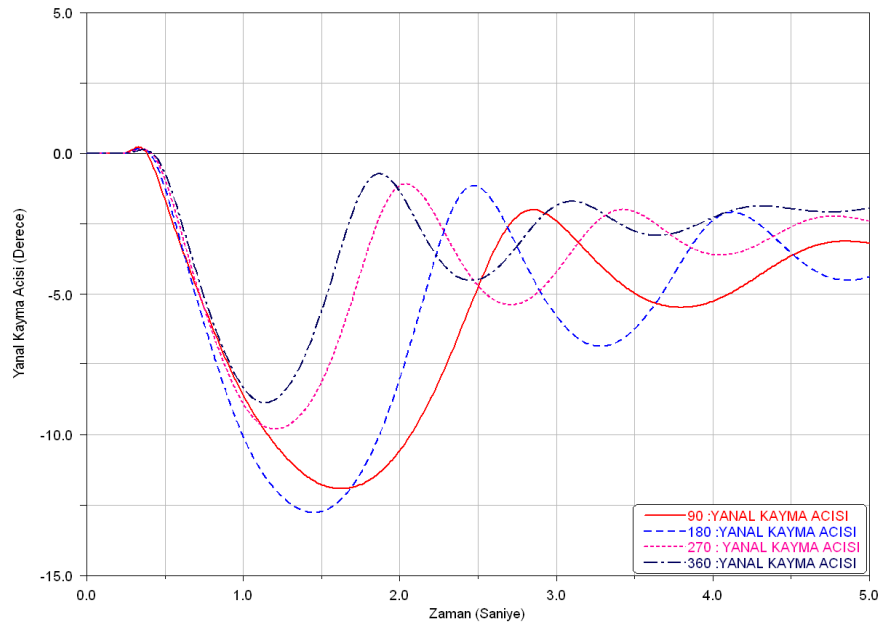
Şekil 6.21: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için yanıl ivme değerleri.



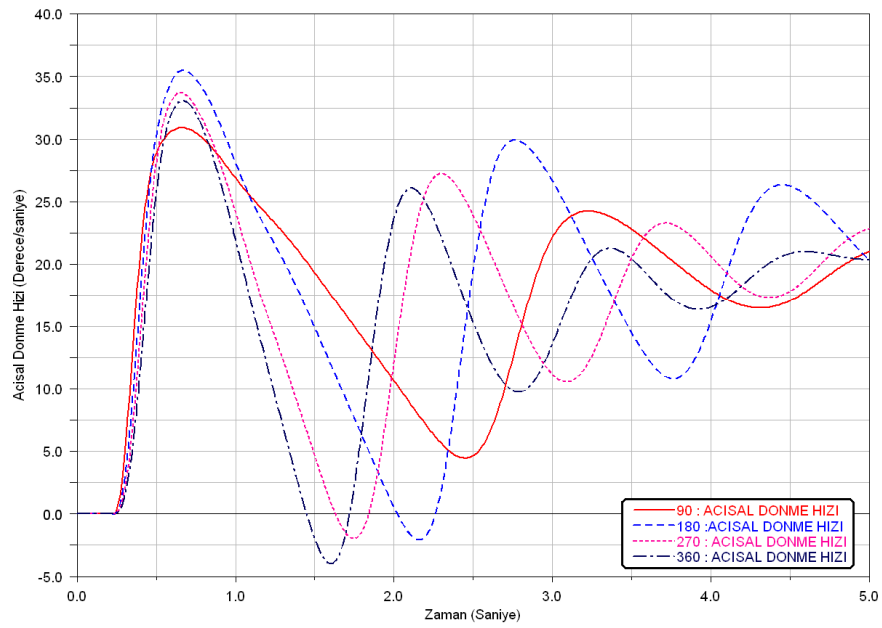
Şekil 6.22: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için düşey kuvvet değerleri.



Şekil 6.23: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için yalpa açısı değerleri.

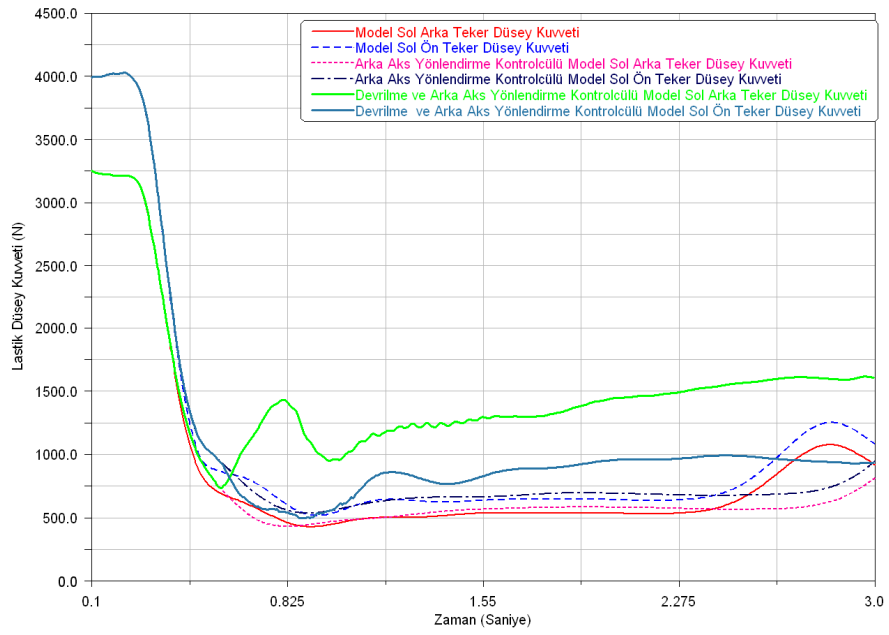


Şekil 6.24: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için yanal kayma açısı değerleri.

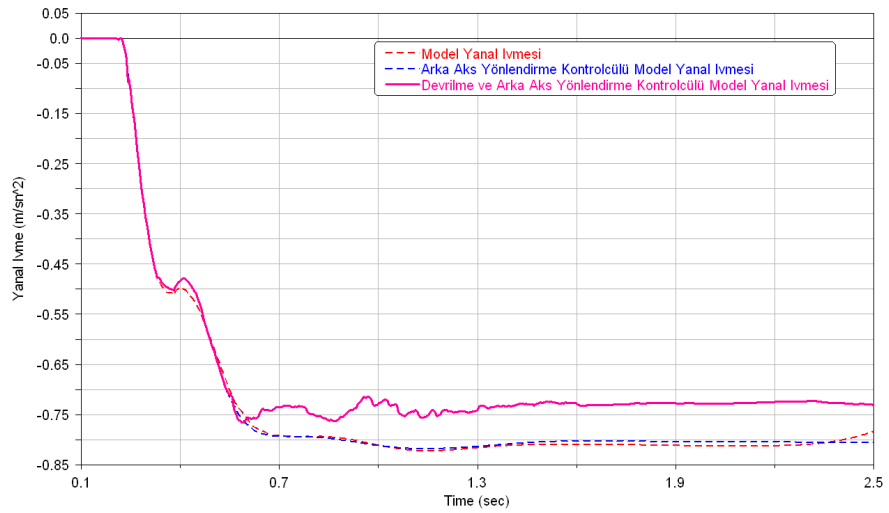


Şekil 6.25: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için açısız dönme hızı değerleri.

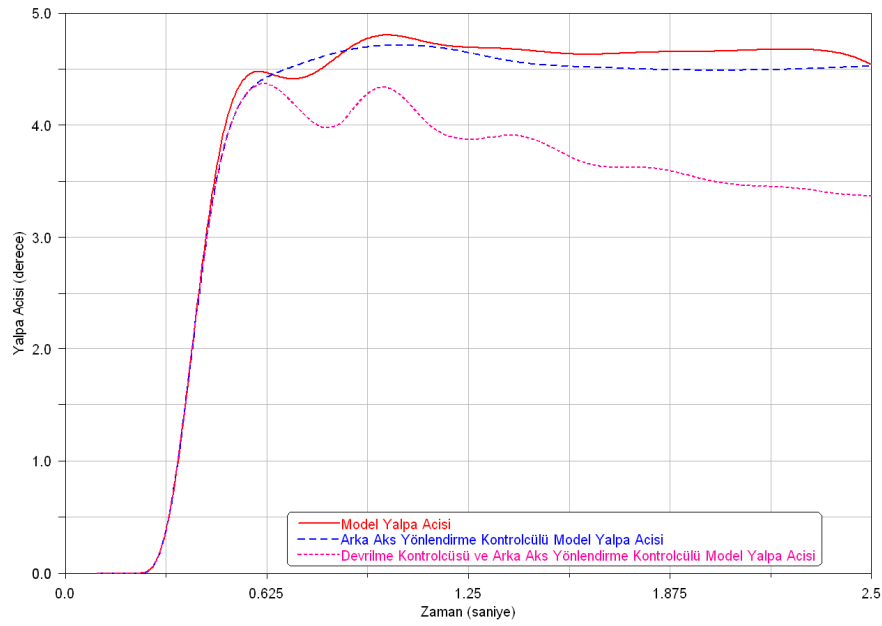
Şekil 6.19 ile Şekil 6.24 arası şekillerden görülmektedir ki bu araç için en kritik direksiyon açısı 180° dir. 180° özellikle yalpa açısı tepe noktası (Şekil 6.22) ve tekerlek düşey kuvvetleri, aracın devrilmeye ne kadar yaklaştığını göstermektedir. Onun için arka aks yönlendirme kontrolü ve devrilme kontrol sistemleri 180° direksiyon girişi ve 80.5 km/saat hızda test edilecek ve aracın kontrolcüsüz hali ile kıyaslanacaktır.



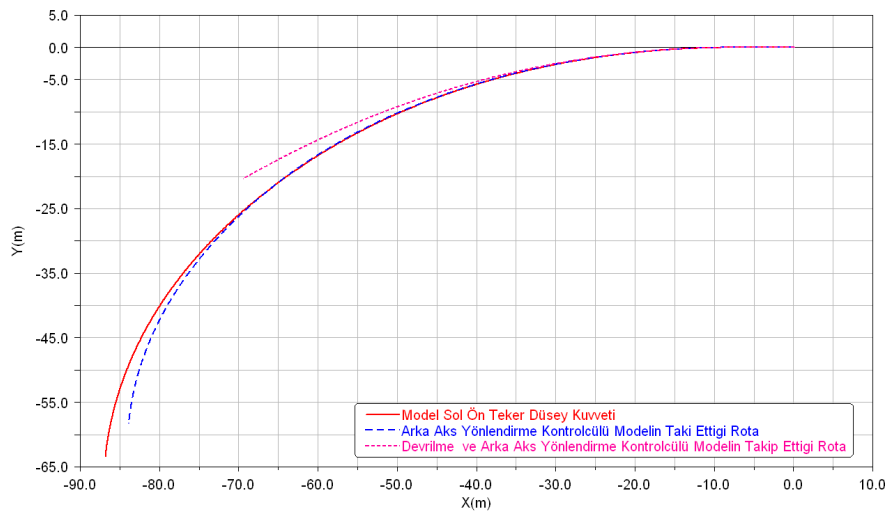
Şekil 6.26: J- dönüşü manevrasında 180° direksiyon açısı için tekerlek düşey kuvveti.



Şekil 6.27: J- dönüşü manevrasında 180° direksiyon açısı için yanıl ivme değerleri.



Şekil 6.28: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için yalpa açısı değerleri.



Şekil 6.29: J- dönüşü manevrasında kritik direksiyon açıları için takip edilen rotalar.

Şekil 6.25-6.28 göstermektedir ki, arka aks yönlendirme kontrolü devrilme kontrolü ile birleştirildiğinde, aracın aşırı dönerliğini azaltır. Ayrıca yalpa açısında tepe noktasını %4, rejim halini de yaklaşık %23 azalttığı, yanal ivmeyi ise tepe noktasında %4, rejimde ise %9 azalttığı görülmüştür. Bu sonuçları aracın virajda iç tarafta kalan tekerleklerine gelen düşey kuvvetlerin yaklaşık 2.2 katına çıkması ile birleştirdiğimizde, çok açıkça görülmektedir ki, arka aks yönlendirme kontrolü ile devrilme kontrolü birlikte çalıştıklarında aracın rota takibinden az bir ödün verilerek devrilme riski çok büyük ölçüde azaltılmıştır.

7 SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Avrupa’da insanların daha büyük ve daha geniş iç hacimli araçlara yönelmesi, SUV türü araçlara olan talebi de çok büyük oranda arttırmıştır. Bunun sonucu olarak daha yüksek sürüş yüksekliği olan ve hem arazi şartlarına uygun hem de iyi bir asfalt performansı sunabilen SUV’ler yapılması ihtiyacı doğmuştur. Kinematik olarak tasarımın limitlerine gelindiğinde, artık aktif güvenlik sistemlerinin kullanımı kaçınılmaz hale gelmiş ve çoğu üretici SUV araçlarında Elektronik Stabilite Kontrolü, Aktif Devrilme Kontrolü, Aktif Yönlendirme Kontrolü gibi güvenlik donanımlarını standart olarak sunmaya başlamıştır.

Yapılan karşılıklı simülasyonlar göstermektedir ki iyi korale edilmiş bir Lineer tek izli araç modeli 0.35g yanal ivmeye kadar başarılı sonuçlar vermektedir.

Tek izli araç modeli kullanılarak oluşturulan arka aks yönlendirme kontrolcüsü, ADAMS modeli ile eş zamanlı simülasyonda kullanıldığında da iyi sonuç vermektedir. Dolayısı ile bu tarz uygulamalarda kontrolcü tasarımına tek izli araç modeli ile başlamak zamandan büyük tasarruf sağlayacaktır.

ADAMS’ın eş zamanlı simülasyon modülü çok başarılı kontrol uygulamaları yapabilmekte ancak ADAMS Chassis programı ile model oluşturmanın zorluğu göz önüne alındığında kontrol için CARSIM gibi daha basit model oluşturulabilen programların seçimi avantaj sağlamaktadır.

Regülatif testler kullanılarak yapılan kontrolcü karşılaştırmaları göstermektedir ki arka akstan yönlendirme kontrolü RSC ile birleştirildiğinde gerek rota takibi gerekse devrilmeyi engelleme konusunda oldukça başarılı bir ikili ortaya koymaktadırlar.

KAYNAKLAR

- [1] **Webersinke L., Kiencke U., 2006** “Nonlinear Lateral Vehicle Dynamics Control via Adaptation of a Quality Function”, *SAE Technical Paper Series*, 2006-01-1018.
- [2] **Lundquist C., Schön T., 2008.** Recursive Identification of Cornering Stiffness Parameters for an Enhanced Single Track Model,
- [3] **Hiemer M., von Vietinghoff A., Uwe K.** “Determination of the Vehicle Body Side Slip Angle with Non-Linear Observer Strategies”, *SAE Technical Paper Series*, 2005-01-0400.
- [4] **Katayama T., Yasuno Y., Oida T., 2008,** “Development of 4 Wheel Active Steer”, *SAE Technical Paper Series*, 2008-01-0495
- [5] **Aksun Güvenç, B., Güvenç, L., Karaman, S., 2009,** "Robust Yaw Stability Controller Design and Hardware in the Loop Testing for a Road Vehicle", *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 58, No. 2, pp. 555-571.
- [6] **Aksun Güvenç, B., Bunte, T., Odenthal, D., Güvenç, L., 2004,** "Robust Two Degree of Freedom Vehicle Steering Compensator Design", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 12, No. 4, pp.627-636.
- [7] **Aksun Güvenç, B., Bunte, T., Odenthal, D., Güvenç, L., 2004,** "Robust Two Degree of Freedom Vehicle Steering Compensator Design", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 12, No. 4, pp.627-636.
- [8] **Aksun Güvenç, B., Güvenç, L., 2002,** "The Limited Integrator Model Regulator and its Use in Vehicle Steering Control", *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, pp. 473-482.

- [9] **Güvenç L., 2005.** Vehicle Control Systems Ders Notları, İTÜ.
- [10] **Vehicle Dynamics Portal.** Ford Motor Company Vehicle Dynamics Database
- [11] **Gillespie T.D., 1992.** Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE inc.
- [12] **Ünlüsoy S., 2008.** Automotive Engineering II Ders Notları, ODTÜ
- [13] **Reimpell J., Stoll H., Betzler W., 2001.** The Automotive Chassis B.H.inc.
- [14] **Aga M., Okada A., 2003,** Analysis of Vehicle Stability Control (VSC)
Effectiveness for Accident Data.
- [15] **Van Zanten A., 2001,** Bosch ESP Systems: 5 Years of Experience, SAE Paper
2000-01-1633, Warrendale.
- [16] **Paine M.,** Electronic Stability Control: Review of Research and Regulations., Pty
Limited
- [17] **Data 360, 2007.** Light Vehicle Market Share by Size Class. 11/08/2009,
http://www.data360.org/graph_group.aspx?Graph_Group_Id=623

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Mehmet Eren Uyanık

Doğum Yeri ve Tarihi : Ankara 02.04.1978

Adres : Bahçelievler Sitesi No 38 Yahya Kaptan
Kocaeli/TÜRKİYE

Lisans Üniversite : İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği
Bölümü

İş Deneyimleri : Ford Otosan 2004 - 2010