

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÜZLEMSEL BEŞ KOLLU SÜSPANSİYON SİSTEMİNDE KAMBER
AÇISININ KONTROL EDİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Emrah YELKENCİOĞLU**

Anabilim Dalı : DAP – Mekatronik Mühendisliği

Programı : Mekatronik Mühendisliği

HAZİRAN 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÜZLEMSEL BEŞ KOLLU SÜSPANSİYON SİSTEMİNDE KAMBER
AÇISININ KONTROL EDİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Emrah YELKENCİOĞLU
(518061004)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 30 Nisan 2009
Tezin Savunulduğu Tarih : 05 Haziran 2008**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Ümit SÖNMEZ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Levent GÜVENÇ (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Özgen AKALIN (İTÜ)**

HAZİRAN 2009

ÖNSÖZ

Süspansiyon sistemleri araçların konfor ve güvenlik hedeflerini belirleyen en temel alt sistemlerden bir tanesidir. Günümüz araç teknolojisi aktif sistemler sayesinde her geçen gün yüksek yol tutuş kapasitesi ve yüksek konfor hedefleri doğrultusunda ilerlemektedir.

Pasif süspansiyon sistemleri değişen yol ve araç koşullarına gerçek zamanlı olarak uyum sağlayamadıkları için tasarım aşamasında belirlenmiş olan performans hedeflerinin ötesine geçemezler. Bu sebeple aktif süspansiyon ve yönlendirme sistemlerinin popülerliği giderek artmaktadır. Bu çalışmada, özellikle viraj manevraları sırasında yol tutuş performansı üzerinde olumlu etkisi bulunan tekerlek kamber açısının kontrolü gerçekleştirilmiş ve tekerlekler üzerinde oluşan kuvvetler gözlenmiştir.

Bu çalışma sırasında gösterdiği her türlü destekten ötürü tez danışmanım sayın Yrd.Doç.Dr. Ümit SÖNMEZ'e teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca yüksek lisans öğrenimim boyunca bana burs sağlayarak destek olan TÜBİTAK'a ve her zaman desteklerini yanımda hissettiğim aileme teşekkür ediyorum.

Mayıs 2009

Emrah YELKENCİOĞLU

Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
KISALTMALAR	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SEMBOL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY.....	xix
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Sürüş Kalitesi ve Konfor.....	2
1.2 Süspansiyon Sistemi Elemanları	4
1.2.1 Yaylar	4
1.2.1.1 Yaprak yaylar	5
1.2.1.2 Helezon yaylar	5
1.2.1.3 Burulma yayları	6
1.2.1.4 Havalı yaylar	7
1.2.2 Şok emiciler (Damperler)	7
1.2.3 Devrilme ve kayma önleyici çubuklar.....	8
1.2.4 Burçlar (Bushing)	8
1.2.5 Lastik jant kompleksi	9
1.3 Süspansiyon Sistemi Çeşitleri	9
1.3.1 Katı aks süspansiyon sistemleri.....	10
1.3.1.1 Katı aks + yaprak yay süspansiyon sistemi.....	10
1.3.1.2 Katı aks helezon yay süspansiyon sistemi	10
1.3.1.3 Kiriş aks	11
1.3.1.4 Katı aks dört çubuk süspansiyon sistemi	11
1.3.2 Bağımsız süspansiyon sistemleri.....	12
1.3.2.1 Çift lades kemiği süspansiyon sistemi (Double whisbone)	13
1.3.2.2 MacPherson süspansiyon sistemi	15
1.3.2.3 Multi link süspansiyon sistemi	15
1.3.2.4 Trailing arm süspansiyon sistemi	16
1.4 Literatür Özeti ve Patent Araştırması	17
1.5 Patent Araştırması	24
2. ÖN DÜZEN GEOMETRİSİ VE ÖNEMLİ TEKERLEK AÇILARI.....	43
2.1 Kamber Açısı	44
2.2 Toe In/Out Açısı.....	46
2.3 Kaster Açısı.....	47
2.4 King-Pin Açısı.....	48
2.5 Süpürme Yarıçapı.....	49
2.6 Toplam Açı	49
3. VİRAJ ALMA SIRASINDA SÜSPANSİYON ETKİLERİ.....	51

3.1 Yuvarlanma Moment Dağılımı	52
3.2 Kamber Açısının Değişimi	54
4. ÇALIŞMADA KULLANILAN YAZILIMLAR	57
4.1 Adams/Car	57
4.2 Matlab/SIMULINK	58
4.3 Tümüleşik Simülasyonlar (Co-Simulation)	58
5. SİSTEMİN ADAMS PROGRAMI YARDIMIYLA MODELLENMESİ	61
5.1 Süspansiyon Sisteminin Direksiyon ve Yol Inputlarına Verdiği Cevaplar	67
5.1.1 Süspansiyon sisteminin direksiyon inputuna verdiği cevaplar	67
5.1.2 Süspansiyon sisteminin yol inputuna verdiği cevaplar	73
6. KAMBER AÇISININ KONTROL EDİLMESİ	77
6.1 Kamber Açısının Rampa Fonksiyonuna Kontrolü	77
6.2 Kamber Açısının Basamak Fonksiyonuyla Kontrolü	80
6.3 ADAMS ile Matlab Arasında Oluşturulan Tümüleşik Simülasyona Sistemin Verdiği Cevaplar	83
6.4 PID Kontrolcü İle Kamber Açısının Kontrolü	88
7. SONUÇLAR	95
KAYNAKLAR	97

KISALTMALAR

ADAMS	: Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems
SAE	: Society of Automotive Engineers
MATLAB	: Matrix Laboratory
PID	: Proportional Integral Derivative
DIN	: German Institute for Standardization
UCA	: Upper Control Arm
LCA	: Lower Control Arm

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Titreşim karakteristiği kritik değerleri	4
Çizelge 1.2 : A ve B taşıtlarının tur zamanları.....	21
Çizelge 5.1 : Süspansiyon sistemi elemanları arasındaki bağlantı türleri ve adetleri	65
Çizelge 6.1 : Durum değişkenleri ve görevleri	84
Çizelge 6.2 : PID katsayıları ve etkileri.....	89
Çizelge 6.3 : Referans cevap için tolerans değerleri	92
Çizelge 6.4 : Optimizasyon sonrası bulunan PID katsayıları	92

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	: Araç üzerinde süspansiyon sisteminin genel görünümü	2
Şekil 1.2	: Yaprak yay. (1-Arka bağlantı, 2-U kelepçe plakası, 3-Ön bağlantı, 4-Çelik plakalar, 5-U kelepçe, 6-Yay klipleri)	5
Şekil 1.3	: Helezon yay [6]	6
Şekil 1.4	: Burulma yayı	6
Şekil 1.5	: Havalı yay	7
Şekil 1.6	: Tipik bir şok emici (1-İzalatör, 2-Rot, 3-Rezervuar, 4-Piston, 5-Valf, 6-Bushing, 7-Bası silindiri, 8-Uzama silindiri, 9-Conta)	7
Şekil 1.7	: Devrilme ve kayma önleyici çubuk (1-Tutucu, 2-Burç, 3-Saplama, 4-Burç, 5-Denge çubuğu)	8
Şekil 1.8	: Burç (Bushing) [6]	9
Şekil 1.9	: Lastik ve jant kompleksi	9
Şekil 1.10	: Katı aks yaprak yay süspansiyon sistemi [6]	10
Şekil 1.11	: Katı aks helezon yay süspansiyon sistemi [6]	11
Şekil 1.12	: Kiriş (Ölü Aks) aks süspansiyon sistemi [6]	11
Şekil 1.13	: Katı aks dört çubuk süspansiyon sistemi [6]	12
Şekil 1.14	: Bağımsız süspansiyon sistemine sahip bir aracın sola dönme manevrası sırasındaki davranışı [8]	13
Şekil 1.15	: Çift lades kemiği süspansiyon sistemi	14
Şekil 1.16	: Çift lades kemiği süspansiyon sistemi (1-Üst kontrol kolu, 2-Alt kontrol kolu, 3-Küresel mafsallar) [7]	14
Şekil 1.17	: Mac-Pherson süspansiyon sistemi (1-Alt kontrol kolu, 2-Knuckle, 3- Strut)	15
Şekil 1.18	: Multi-Link süspansiyon sistemi [8]	16
Şekil 1.19	: Trailing Arm süspansiyon sistemi [6]	17
Şekil 1.20	: Dörtte bir araç modeli [10]	17
Şekil 1.21	: (a) Sistem bileşenlerinin ve eklem hız değişkenlerinin gösteren Çift Lades Kemiği Süspansiyon sistemi, (b) Sistem için tanımlanan ana parçacıklar ve koordinat sistemi [11]	18
Şekil 1.22	: Negatif kamber mekanizması [16]	21
Şekil 1.23	: Yanal ivmelenme [16]	21
Şekil 1.24	: Toplam tekerlek yanal kuvvetinin bileşeni olarak kamber kuvveti [20]	23
Şekil 1.25	: Sistemin basamak direksiyon manevrasına verdiği cevaplar [20]	24
Şekil 1.26	: Sağa manevra sırasında konvansiyonel süspansiyon sistemi üzerinde meydana gelen değişiklikler [22]	26
Şekil 1.27	: Sağa dönüş sırasında tekerlek kontak bölgeleri [22]	27
Şekil 1.28	: Sağa dönüş sırasında tekerleklerde oluşan kuvvet dağılımları [22]	27
Şekil 1.29	: F400 konsept taşıtı için geliştirilmiş değişken kamber açısına sahip süspansiyon sistemi	28
Şekil 1.30	: F400 konsept aracının viraj manevrasındaki davranışı	29
Şekil 1.31	: Ayarlanabilir kamber açısı sistemi [22]	30

Şekil 1.32 : Sağa dönüş sırasında tekerlek kontak bölgeleri (Ayarlanabilir kamber sistemiyle) [22]	31
Şekil 1.33 : Sağa dönüş sırasında tekerleklerde oluşan kuvvet dağılımları (Ayarlanabilir kamber sistemiyle).....	31
Şekil 1.34 : Ayarlanabilir kamber sisteminin genel görünümü [24].....	32
Şekil 1.35 : Direksiyon açısı ve dönüş yönünün belirlenmesi [25]	33
Şekil 1.36 : Tekerleğin gövdeye göre pozisyonunun belirlenmesi [25].....	34
Şekil 1.37 : Merkezkaç kuvvetinin belirlenmesi [25]	34
Şekil 1.38 : Kamber Açısının Üst Kontrol Kolundan Ayarlanması [25]	35
Şekil 1.39 : Araç yukarı aşağı hareketi sırasında kamber açısı sıfır	36
Şekil 1.40 : Aracın viraj alma sırasında kamber açısı sıfır olması	36
Şekil 1.41 : Ayarlanabilir kamber sistemi	37
Şekil 1.42 : Yukarı aşağı harekette kamber açısının korunması.....	37
Şekil 1.43 : Viraj alma sırasında kamber açısının korunması	38
Şekil 1.44 : Kamber kontrol sistemine sahip aracın şematik gösterimi	39
Şekil 1.45 : Kontrol ünitesi akış diyagramı	40
Şekil 1.46 : Kamber açısı ayar sisteminin Macpherson tipi süspansiyon sistemine uygulanması	40
Şekil 1.47 : Hidrolik olarak kontrol edilen kamber açısı düzeni	41
Şekil 1.48 : Gövdenin aktif olarak alçaltılması ve kamber açısının ayarlanması.....	42
Şekil 2.1 : SAE Tekerlek koordinat sistemi	43
Şekil 2.2 : Toe-Kamber ve kaster açılarının tekerlek sistemi üzerinde gösterimi ...	44
Şekil 2.3 : Kamber açısı ve oluşan kamber kuvvetinin değişimi [20]	45
Şekil 2.4 : Toe-in ve Toe-out açılarının araç üzerinde gösterimi	47
Şekil 2.5 : Pozitif ve negatif kamber açısı (1-Tekerlek düşey eksen, 2-tekerlek saptırma eksen)	47
Şekil 2.6 : Sabit akslı ve bağımsız süspansiyonlarda king pim açısı	48
Şekil 2.7 : Negatif ve pozitif süpürme yarıçapı	49
Şekil 2.8 : Toplam açı (1-King-Pim Açısı, 2-Toplam Açı, 3- Kamber Açısı, 4-Dikey Eksen, 5-Süpürme Yarıçapı)	50
Şekil 3.1 : Aşırı döner, normal döner ve az döner araç [9]	51
Şekil 3.2 : Sola dönen bir taşıtın kuvvet analizi. (Gillespie 1994) [9]	52
Şekil 3.3 : Kamber açısı ile kamber kuvveti değişimi ($F_z = 1000\text{lb}$ ve kayma açısı=0) (Gillespie 1994) [9].....	54
Şekil 3.4 : Viraj manevrasında kamber açısı değişimi.....	55
Şekil 4.1 : ADAMS/Car modelleme hiyerarşisi	58
Şekil 4.2 : ADAMS/View ve MATLAB arasındaki tümleşik simülasyonun akışı .	59
Şekil 5.1 : Alt kontrol kolu bağlantı noktalarının oluşturulması	61
Şekil 5.2 : Alt kontrol kolu geometrisinin oluşturulması	62
Şekil 5.3 : Üst kontrol kolu hardpointlerinin oluşturulması	62
Şekil 5.4 : Alt kontrol kolu geometrisinin oluşturulması	63
Şekil 5.5 : Üst kontrol koluna kazandırılmış ekstra serbestlik derecesi.....	63
Şekil 5.6 : ADAMS/Car da oluşturulmuş süspansiyon sisteminin modeli	64
Şekil 5.7 : Sağ süspansiyona ait bağlantı elemanlarının ADAMS modeli üzerinde gösterimi	65
Şekil 5.8 : Süspansiyon sistemi için tanımlanan lastikler	66
Şekil 5.9 : Süspansiyon sistemi için tanımlanmış hareket manevraları	67
Şekil 5.10 : ADAMS modelinde kamber açısının tanımlanması	68
Şekil 5.11 : ADAMS modelinde direksiyon açısının belirlenmesi.....	68
Şekil 5.12 : Sağ ve sol lastiklerin yönelme açıları.....	69

Şekil 5.13 : Viraj dışında kalan sol tekerlek için kamber açısının değişimi.....	70
Şekil 5.14 : Viraj içinde kalan sağ tekerlek için kamber açısının değişimi.....	70
Şekil 5.15 : Sol tekerlek yanıl kuvvet	71
Şekil 5.16 : Sağ tekerlek yanıl kuvvet	71
Şekil 5.17 : Sol tekerlek dikey kuvvet.....	72
Şekil 5.18 : Sağ tekerlek dikey kuvvet	72
Şekil 5.19 : Tepe noktasına yakın bir bölgede kamber açısının durumu.....	73
Şekil 5.20 : Sol tekerlek kamber açısı değişimi	73
Şekil 5.21 : Sağ tekerlek kamber açısı değişimi	74
Şekil 5.22 : Sol tekerlek yanıl kuvvet değişimi.....	74
Şekil 5.23 : Sağ tekerlek yanıl kuvvet değişimi	75
Şekil 5.24 : Sağ ve sol tekerleklerin dikey kuvvet değişimi	75
Şekil 6.1 : Sistemin rampa fonksiyonuyla kontrolü	78
Şekil 6.2 : Kamber ayar mekanizmasının zamana göre hareketi	78
Şekil 6.3 : Sağ ve sol tekerlek kamber açısı değişimi	79
Şekil 6.4 : Sol ve sağ tekerlekler üzerindeki yanıl kuvvet değişimi	79
Şekil 6.5 : Sol ve sağ tekerlekler üzerindeki dikey kuvvet değişimleri.....	80
Şekil 6.6 : Süspansiyon sisteminin basamak fonksiyonuyla kontrolü.....	81
Şekil 6.7 : Kamber ayar mekanizmasının zamana göre hareketi	81
Şekil 6.8 : Sol ve sağ tekerleklerin kamber açısı değişimleri	82
Şekil 6.9 : Sol ve sağ tekerlekler üzerindeki yanıl kuvvet değişimi	82
Şekil 6.10 : Sol ve sağ tekerlekler üzerindeki dikey kuvvet değişimleri.....	83
Şekil 6.11 : Kontrol edilen sistemin Matlab/Simulink diyagramı.....	85
Şekil 6.12 : Adams_sub bloğunun içi.....	85
Şekil 6.13 : Sisteme Simulink tarafından uygulanan basamak fonksiyonu.....	86
Şekil 6.14 : Sol ve sağ tekerleklerin kamber açısı değişimleri	86
Şekil 6.15 : Sol ve sağ tekerlekler üzerindeki yanıl kuvvet değişimi	87
Şekil 6.16 : Sol ve sağ tekerlekler üzerindeki dikey kuvvet değişimleri.....	87
Şekil 6.17 : PID kontrolcü şeması	88
Şekil 6.18 : Üst kontrol kolu pozisyonu için PID uygulaması.....	90
Şekil 6.19 : Rastgele seçilmiş PID katsayıları ile sistemin verdiği cevap	91
Şekil 6.20 : Matlab/Simulink response optimization aracı	91
Şekil 6.21 : Optimizasyon sonrası elde edilen cevap sinyali	93
Şekil 6.22 : (a) PID katsayılarının gelişigüzel seçilmesiyle elde edilen cevap, (b) PID katsayılarının optimizasyonu sonrası elde edilen cevap.....	93

SEMBOL LİSTESİ

C_o	: Titreşim karakteristiği
$Z_{\max}$	: Maksimum genlik
f	: Frekans
kt	: Titreşim karakteristiği
F	: Kuvvet
Δx	: Yer değiştirme
k	: Yay sabiti
D	: Tel çapı
G	: Malzemeye bağlı katsayı
n	: Sarım sayısı
R	: Dönme yarıçapı
F_x	: Çekiş kuvveti
F_y	: Yanal kuvvet
F_z	: Dikey kuvvet
γ	: Kamber açısı
γ_g	: Kamber açısının yere göre değişimi
γ_s	: Kamber açısının gövdeye göre değişimi
ϕ	: Yuvarlanma açısı
δ	: Direksiyon açısı
α	: Kayma açısı
N	: Normal kuvvet
W	: Araç ağırlığı
N_l, N_r	: Sol ve sağ tekerleklerle etki eden normal kuvvet
F_l, F_r	: Sol ve sağ tekerleklerle etki eden yanal kuvvet
M_z	: Geri toplama momenti
K_ϕ	: Süspansiyon sistemi yuvarlanma direnci
K_s	: Yay katılık değeri
s	: Yaylar arası yatay mesafe
h_1	: Yuvarlanma etkisi altında kalan asılı kütle merkezinin yüksekliği
V	: Araç hızı
g	: Yerçekimi ivmesi
k_p	: PID kontrolcü orantisal etki katsayısı
k_i	: PID kontrolcü integral etki katsayısı
k_d	: PID kontrolcü türev etki katsayısı
u_1, u_2	: Sol süspansiyon üst control kolunun yerdeğiştirmesi
u_3, u_4	: Sağ süspansiyon üst control kolunun yerdeğiştirmesi

DÜZLEMSEL BEŞ KOLLU SÜSPANSİYON SİSTEMİNDE KAMBER AÇISININ KONTROL EDİLMESİ

ÖZET

Süspansiyon sistemleri bir taşıtın yol ile etkileşimini sağlayan sistemlerdir. Bu sistemler yol üzerinde bulunan düzensizliklerin yolcu kabinine en az hissedilecek şekilde iletilmesini aynı zamanda sürücü ve yolcular için güvenli bir sürüş sağlamayı amaçlamaktadır.

Modern taşıtlarda kullanılan süspansiyon sistemlerinin aslında çok karmaşık sistemler olması gerekmektedir. Bunun sebebi ise süspansiyon sisteminin hem araç hareketsiz haldeyken statik koşullara uygun davranış gösterme gerekliliği, hem de araç hareketli iken, yol düzensizlikleri, eğimler, viraj manevraları, araç hızı, rüzgar, araç içindeki yüklerin ataletleri ve bunların olabilecek bütün kombinasyonları gibi dinamik değişkenlere adapte olması gerekliliğidir. Farklı manevralar sırasında tekerlekler üzerinde oluşan kuvvetler tekerlekler ve yol arasındaki sürtünme karakteristiğine, tekerlek iskeletinin yola göre olan geometrik pozisyonuna ve tekerlek üzerine etki eden normal yüke bağlı olarak değişkenlik gösterir. Tekerlek pozisyonunda meydana gelen ufak değişiklikler bile aracın yol tutuş karakteristiğine çok büyük etkiler yapabilmektedir.

Bu çalışmada bağımsız süspansiyon türlerinden biri olan double wishbone süspansiyon sisteminin ADAMS ortamında modellenmesi ve modele eklenen ekstra bir serbestlik derecesiyle tekerlek kamber açılarının belirlenen yönde kontrol edilmesi amaçlanmıştır. Bu sayede araç viraj alma yeteneği arttırılarak yüksek hızla viraja girme durumunda aracın devrilmesinin önüne geçilmesi sağlanabilmektedir.

Çalışmanın son bölümünde MATLAB/Simulink ortamında oluşturulmuş oransal integral türevsel etkili (PID) kontrolcüyle ADAMS modeli arasında tümleşik simülasyon oluşturularak PID katsayıları belirlenmiş ve sistemin, yapılmak istenen kontrol şekline verdiği cevaplar incelenmiştir.

CAMBER ANGLE CONTROL ON A PLANAR FIVE-BAR SUSPENSION SYSTEM

SUMMARY

Suspension systems are the systems which supplies the road-tire interaction for vehicles. These systems aim to reduce the transfer of road irregularities' negative effects to the passenger cab. Also at the same time, they aim to supply safe driving environment for the driver and passengers.

Suspension systems, used on the modern vehicles should be very complex systems. Because these systems have to adapt both static conditions during vehicle is in stationary and dynamic conditions such as vehicle speed, slopes, turning maneuvers, road irregularities, wind, inertias of the masses inside the vehicle and all other combination of these effects, during vehicle is in motion. Tire forces which occur during different maneuvers have some uncertainties depend on the friction characteristic between tire and road, tire frame's geometric position according to the road and normal force acting on the tire. Small changes on the wheels' geometrical position may have big effects on the vehicles road holding capability.

In this work of thesis a double wishbone suspension system has been designed with ADAMS software and camber angle of the suspension system is aimed to control along the pre-defined direction with an additional degree of freedom which added on the upper control arm of the double wishbone suspension system. In this way vehicles turning capabilities can be improved and roll over prevention can be achieved during high speed cornerings.

Finally a co-simulation between ADAMS model and PID controller created in MATLAB/Simulink environment, carried out to determine PID coefficients (k_p , k_i and k_d) and the response of the system to the applied controller has been observed.

1. GİRİŞ

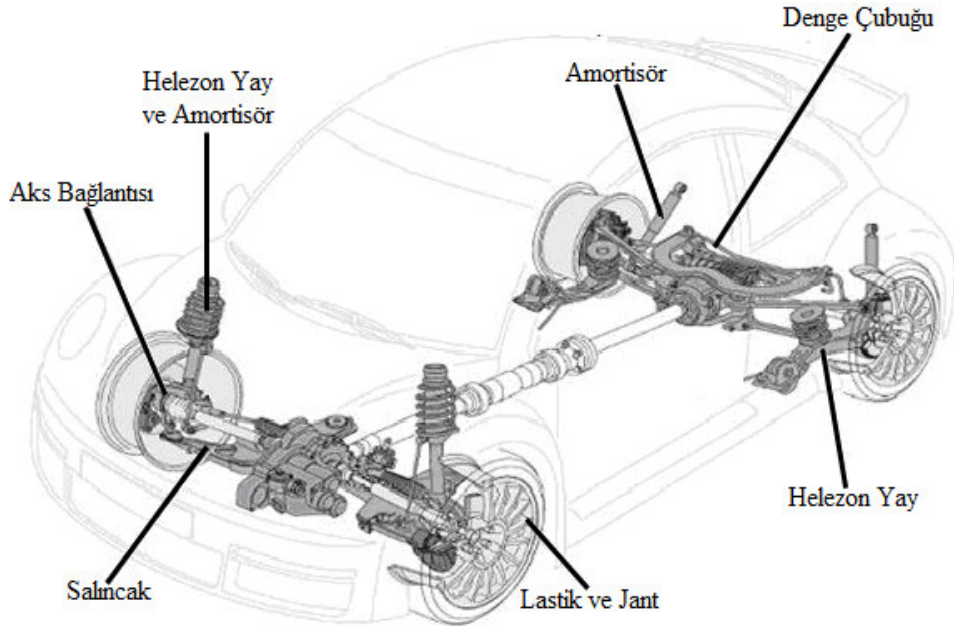
Süspansiyon sistemleri aracın tekerleklerini bağlantı çubukları, yaylar ve şok emiciler yardımıyla gövdeye bağlayan elemanların oluşturduğu topluluğa verilen isimdir. Sistemin en temel görevi aracın izlediği yoldaki düzensizliklerden, araç içerisindeki yolcuların en az şekilde etkilemesini sağlamak ve aracın sürücü kontrolü altında kalmasına yardımcı olmaktır. Süspansiyon sisteminin temel görevlerini şu şekilde özetlenebilir;

- Doğru araç yüksekliğini sağlamak,
- Yoldaki düzensizliklerin etkisini azaltarak sürücü kabinine iletmek, (Konfor)
- Araç ön düzen ayarlarının gerçekleştirilmesini sağlamak, (Toe in/out, Kamber, Kaster)
- Araç ağırlığını desteklemek,
- Tekerleklerin yolla kontak halinde kalmasını sağlamak, (Yol Tutuş)
- Araç seyir yönünün kontrolünü sağlamak

Süspansiyon sistemi, yaylardan, sönümleyicilerden, devrilme ve kayma önleyici çubuklardan, esnek bağlantıların yapıldığı bushing adı verilen elemanlardan, strut adı verilen dayanaktan ve lastik-jant kompleksinden oluşur. Yay sistemleri, araca etkiyen kuvvetleri sıkıştırarak absorbe eder, sönümleyiciler ise bu sıkışma enerjisinin kontrollü bir şekilde birkaç salınım ile sönümlenmesini sağlar. Bu, süspansiyon sisteminde tekerleklerin yol ile temasının sağlanmasına yardımcı olan özelliktir. Otomobilin yol tutuş yetenekleri sürüş güvenliğinin sağlanmasındaki en önemli faktördür. Otomobilin yerle bağlantısı ve yol tutuşu birçok parçanın birlikte çalışmasıyla sağlanır. Yürüyen aksam, direksiyon sistemi, süspansiyon sistemi, fren sistemi ve tekerlekler belli bir düzen ile karosere bağlıdır. Süspansiyon sistemi otomobilin ağırlığını taşıdığı gibi lastiklerin yol ile tutunmasını da sağlamalıdır. Otomobilin yol tutuşu hayati önem taşır; çünkü aracın aktif güvenliği, dengesi ve konforu bu sistemin sağlıklı çalışmasına bağlıdır.

Bir süspansiyon sisteminin tasarlanabilmesi için taşıtın bütün süspansiyon parametrelerine nasıl tepkiler verdiğinin iyi bilinmesi gereklidir. Aslında süspansiyon tasarımında iki hedef vardır; bunlardan birincisi yolcunun fiziksel ve ruhsal yapısında etkilenmeyi veya zedelenmeyi en aza indirecek konforun sağlanması, diğeri ise taşıtın yol ile olan temas kuvvetinin değişmemesi, yani seyir karakteristiğinin iyi olmasıdır. Bu iki özellik birbirine sıkı sıkıya bağlıdır ve genel anlamda birinin iyileşmesi diğernin kötüleşmesi anlamına gelmektedir.

Süspansiyon sistemlerinin sürüş ve seyir özellikleri birbirine bu derece bağlı olmasına karşın problemin karmaşıklığından dolayı ayrı ayrı incelenmeli ve eğer bir iyileştirme düşünülüyor ise incelenen problem sonuçları birleştirilerek yapılmalıdır. İyi bir süspansiyon sistemi tasarlamak için sistemin, temel parametrelerin değişimine verdiği cevaplar iyi bilinmelidir. Bu amaçla problem çok karmaşık hale getirilmeden incelenen parametreye göre özel çözümler elde edilmelidir [1].



Şekil 1.1 : Araç üzerinde süspansiyon sisteminin genel görünümü.

1.1 Sürüş Kalitesi ve Konfor

Sürüş kalitesi, taşıttaki sürücü ve yolcuların duygu ve hisleri ile ilgili bir terimdir. Sürüş konforu, yüzey düzgünsüzlükleri, aerodinamik kuvvetler, motor ve transmisyon titreşimleri tarafından üretilen taşıt titreşimleriyle ilgili bir ifadedir.

Uzun süreli taşıt titreşimleri, sürücü ve yolcuları rahatsız etmekte, baş dönmesi, araba tutması gibi etkiler yaparak sürüş veriminin azalmasına neden olmaktadır. Titreşimler ayrıca, taşınan yükü ve taşıtın kendisini de etkilemektedir. Bu sebeplerle düzgün sürüş ve konforun sağlanması, taşıt tasarımındaki ana hedeflerden birisidir. Titreşimler çoğunlukla yoldaki düzgünsüzlüklerden kaynaklanmaktadır. 3~5mm yüksekliğinde ve 8~10mm uzunluğundaki düzgünsüzlükler küçük pürüzler, 10~12mm yükseklik ve 5~8mm uzunluğundaki düzgünsüzlüklerde dalga olarak adlandırılmaktadır [2].

Genel olarak 5~13 Hz arasındaki taşıt titreşimleri yüksek frekanslı titreşimler, 0.8~2 Hz arasındakilerde düşük frekanslı titreşimler olarak tanımlanmaktadır. Çoğunlukla yaysız kütleler yüksek frekanslı, yaylı kütleler ise düşük frekanslı titreşimler yapmaktadır. Yüksek ve düşük frekanslı titreşimlerin her ikisi de rahatsız edicidir. Yürüme sırasındaki vücut titreşimleri 1.17 $\approx$ 1.66 Hz arasındadır. Vücudun buna alışık olması nedeniyle bu frekanstaki titreşimler rahatsız edici değildir. Modern otomobillerdeki titreşimlerde bu düzeydedir (1 $\approx$ 1.3 Hz).Titreşimin frekansındaki değişme, insan vücudunu, genliğindeki değişimden daha çok etkilemektedir. Bu sebeple şiddetli titreşimler için genlik ve frekansın birleşik etkisini belirten ve titreşim karakteristiği olarak adlandırılan bir parametre kullanılmaktadır (1.1) [2].

$$C_o = Z_{\max} * f^{kt} \quad (1.1)$$

Burada ;

C_o : Titreşimin karakteristiği [m/s]

$Z_{\max}$: Maksimum genlik [m]

f :Frekans

kt :Titreşimin şiddetine bağlı bir katsayı (k = 1.5 $\approx$ 1.7),

Çizelge 1.1 : Titreşim karakteristiği kritik değerleri.

Durum	Co [m/s]
Hissedilmez	0,035
Zor Hissedilir	0,035-0,1
Hissedilir	0,1-0,2
Çok Hissedilir	0,2-0,3
Rahatsız Edici	0,3-0,4

Aracın yol tutuş kararlılığı ve sürüş emniyeti, kayma açısı (diyagonal hareket açısı), kamber, kaster, toe gibi ön düzen açıları ve lastiklerde meydana gelen deformasyonlar nedeniyle oluşan yanıl kuvvetlere bağılıdır. Tekerleğin konumu ve dikey kuvvetler, tekerleğin araç gövdesine göre hareketini belirleyen süspansiyon sisteminin geometrisinin bir fonksiyonudur. Bu nedenle aracın kararlılığı ve sürüş emniyetinin sağlanması hususunda süspansiyon sistemlerinin tasarımının büyük bir dikkat ile yapılması gerekir. Süspansiyon sistemi tasarlanırken geometrik açıdan ön düzen açılarını, tekerleklere etkiyen yanıl kuvvetleri, akslar üzerindeki yük dağılımları gibi farklı etkenleri göz önünde bulundurmak gerekir [2, 4].

1.2 Süspansiyon Sistemi Elemanları

Süspansiyon sistemleri farklı beklentileri karşılayabilmek üzere farklı çalışma prensiplerine göre dizayn edilebilmektedirler. Süspansiyon sistemlerinin çeşitleri hakkında detaylı bilgi bu tezin ilerleyen kısımlarında verilecektir. Her ne kadar farklı süspansiyon sistemleri mevcut olsa da, bu farklı tasarımların oluşmasında kullanılan temel elemanlar birbirleriyle benzerlik göstermektedir. Bu elemanlar sırasıyla Yaylar, şok emiciler (damper), kayma ve devrilme önleyici çubuklar, esnek bağlantıların gerçekleştirildiği çok serbestlik derecesine sahip burçlar (bushing), lastik ve jant kompleksidir.

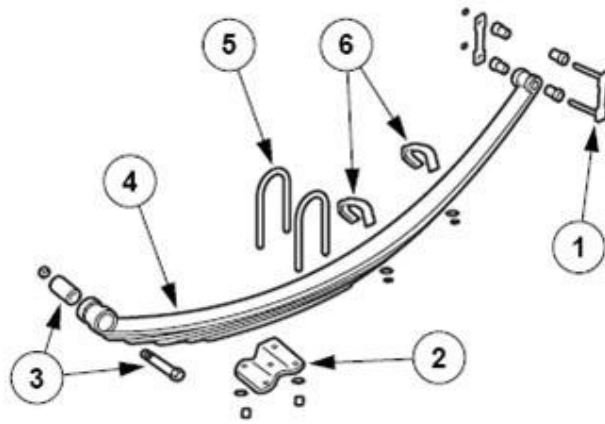
1.2.1 Yaylar

Günümüz taşıtlarında helezon yay, yaprak yay burulma çubuğu ve havalı yaylar olmak üzere dört farklı tipte yay kullanılmaktadır. Yayları lastik jant kompleksini yol üzerinde belirlenen pozisyonda durmasını, yoldan gelen etkilerin absorbe edilmesini ve araç asılı kütlelerinin desteklenmesini sağlarlar. Belirtilen dört farklı yay tipinin

hepside bu temel görevleri yerine getirirler ancak bazısının yük taşıma kapasitesi daha fazla iken, diğerlerinin konfor özellikleri diğerlerinden daha iyi olabilmektedir.

1.2.1.1 Yaprak yaylar

İki veya daha fazla çelik plakanın bir araya getirilmesiyle meydana gelirler. Normal çalışma durumunda basıya zorlanarak yoldan gelen yükleri sönümlerler. Çelik plakalar birbirleri üzerinde bükülüp ve kayarak süspansiyon hareketini gerçekleştirirler. Yaprak yaylar yük taşıma kapasitesini artırırken sürüş konforunu azaltırlar.



Şekil 1.2 : Yaprak yay (1-Arka bağlantı, 2-U kelepçe plakası, 3-Ön bağlantı, 4-Çelik plakalar, 5-U kelepçe, 6-Yay klipleri).

1.2.1.2 Helezon yaylar

Helezon yaylar kontrol koluyla araç iskeleti arasına monte edilmiş, helezon biçiminde sarılmış çelik tellerdir. Sarılan çeliğin yarıçapı ve sargının uzunluğu oluşturulan yayın direncini belirler.

$$F = k * \Delta x \quad (1.2)$$

$$k = \frac{D^4 * G}{64 * n * R^3} \quad (1.3)$$

F:Yay Kuvveti

Δx : Yayıdaki Yer değiştirme

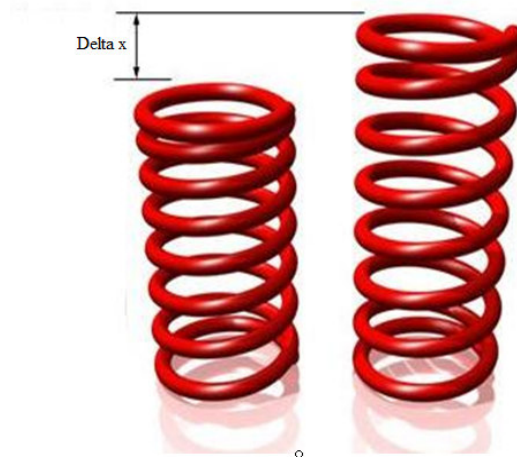
k: Yay Sabiti

D: Tel Çapı

G: Malzemeye Bağlı Katsayı

n: Sarım Sayısı

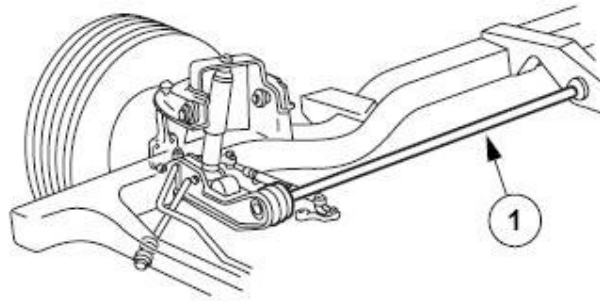
R: Yay Yarıçapı



Şekil 1.3 : Helezon yay [6].

1.2.1.3 Burulma yayları

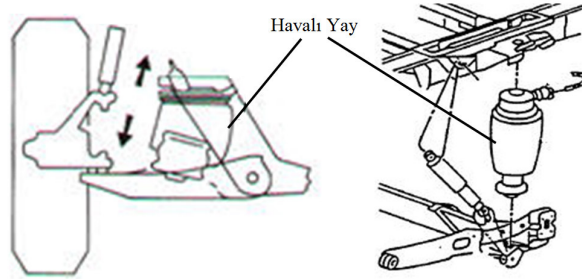
Düz ya da ‘L’ şeklinde yay çeliklerinden imal edilirler. Süspansiyon sistemi içerisine boylamasına ya da çapraz olarak monte edilirler. Burulma yayının bir ucu sürekli rijit, diğer ucu ise süspansiyon sistemindeki hareketli eleman üzerine bağlıdır. Bu hareketli eleman, süspansiyon sisteminin hareketini yaya aktararak, yayın burulmasını ve hareketi sönümlemesini sağlar.



Şekil 1.4 : Burulma yayı.

1.2.1.4 Havalı yaylar

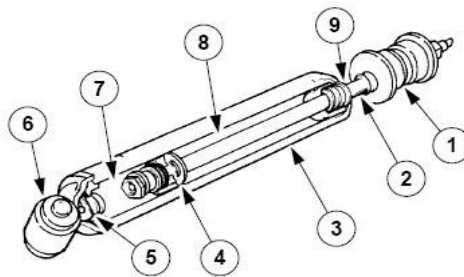
Kauçuk bir silindir içerisine basınçlı hava sıkıştırılmasıyla elde edilen süspansiyon sistemi elemanıdır. Alt kontrol koluna bağlı olan piston, bu elemanın yukarı aşağı hareketiyle kauçuk malzemeyi sıkıştırarak süspansiyon görevi görmesini sağlar. Kauçuk silindir üzerindeki valf fazla havanın dışarı atılmasını sağlarken sistemdeki hava basıncı bir kompresör yardımıyla istenilen seviyede tutulmaktadır.



Şekil 1.5 : Havalı yay.

1.2.2 Şok emiciler (Damperler)

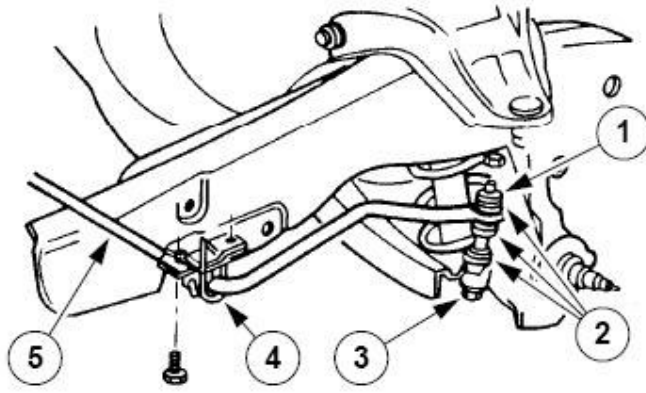
Şok emicilerin asıl görevi birçok kişinin düşündüğü gibi araç ağırlığını taşımak ya da sürüş yüksekliğini sağlamak değildir. Şok emiciler, içerisindeki hidrolik sıvı ve orifisler vasıtasıyla, yol profili üzerindeki düzensizlikler sonucu süspansiyon sisteminin oluşturduğu kinetik enerjiyi termal enerjiye çevirerek, istenmeyen bu enerjinin düzenli bir şekilde yok edilmesini, bu sayede de yayların ve süspansiyon sisteminin hareketinin kontrol edilmesini sağlamaktadır. Şok emiciler bu görevlerini yerine getirirken aynı zamanda tekerleklerin yol ile kontak halinde kalmasına yardımcı olur, taşıtın dikey hareketini azaltır (bounce), frenleme ve konfor performansını artırırlar [5].



Şekil 1.6 : Tipik bir şok emici (1-İzalatör, 2-Rot, 3-Rezervuar, 4-Piston, 5-Valf, 6-Bushing, 7-Bası silindiri, 8-Uzama silindiri, 9-Conta).

1.2.3 Devrilme ve kayma önleyici çubuklar

Bu elemanlar şok emici elemanlar ile birlikte kullanıldıklarında araca ek stabilite kazandırmaktadır. Uygun forma getirildikten sonra süspansiyon sisteminin ilgili bölgesine rijit olarak, şasi üzerine ise burçlar (bushing) yardımıyla bağlanmış elemanlardır. Viraj manevralarında gövdenin yuvarlanma hareketini kontrol etmekle görevlidirler. Bu çubuklar bükülmeye karşı direnç göstererek aracın yolla kontak halinde kalmasına yardımcı olurlar. Çubuk kalınlığına bağlı olarak aracın viraj kararlılığını arttırmakta ve devrilme ve kaymaları %15 oranında azaltmaktadır [6,7].



Şekil 1.7 : Devrilme ve kayma önleyici çubuk (1-Tutucu, 2-Burç, 3-Saplama, 4-Burç, 5-Denge çubuğu).

1.2.4 Burçlar (Bushing)

Bushingler, süspansiyon sistemi içerisinde hareketli bağlantıya ihtiyaç duyulan noktalarda sıklıkla kullanılan elemanlardır. Örnek olarak kontrol kolları, strut, sistem içerisinde kullanılan linkler, denge çubukları ve yaprak yayların süspansiyon sistemine bağlantıları bushingler yardımıyla yapılır. Bu sayede hareketin kontrolü ve yeterli esnekliğe sahip olunması sağlanır. Bushinglerin dizaynı bağlantı noktalarındaki hareketi kontrol edecek şekilde yapılır. Elastik yapıda olmaları yoldaki titreşimlerin süspansiyon elemanlarına iletimini azaltır.

Süspansiyon sistemlerinde kullanılan kauçuk tipli bushingler genellikle torka göre elastiklik gösteren tip bushinglerdir. Bu bushinglerin içinde kullanılan kauçuk malzeme kullanılacakları her iki süspansiyon sistemi üzerindeki bağlantı noktalarına sabitlenmişlerdir. İlgili süspansiyon sistemi elemanının belirlenmiş sınırlar içerisindeki hareketiyle bükülerek harekete gerekli esnekliği ve kontrolü kazandırır [6,7].



Şekil 1.8 : Burç (Bushing) [6].

1.2.5 Lastik jant kompleksi

Lastik aracın yolla kontak halinde olan tek noktasıdır. Bu nedenle süspansiyon sisteminin en önemli elemanlarından birisidir. Lastik bir havalı yay görevini görerek yoldan gelen yüklerin ilk olarak sönmüldüğü ve süspansiyon sistemine aktarıldığı elemandır. Lastik süspansiyon sistemine uygun jant sayesinde monte edilir.



Şekil 1.9 : Lastik ve jant kompleksi.

1.3 Süspansiyon Sistemi Çeşitleri

Günümüzde araçlarda kullanılan farklı tipte süspansiyon sistemleri mevcuttur. Taşıtlarda süspansiyon sistemi ön ve arka akslar için ayrı ayrı incelenebilir. Süspansiyon sistemleri araç gövdesine bağlanış şekline göre çeşitlilik gösterir. Araçlarda kullanılan süspansiyon çeşitleri iki ana başlık altında toplanmaktadır,

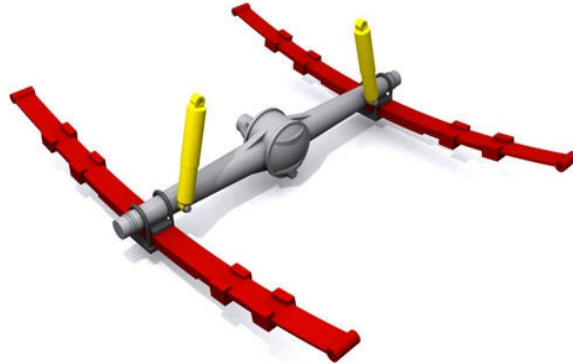
- Katı Aks (Bağımlı) Süspansiyon Çeşitleri
- Bağımsız Süspansiyon Çeşitleri

1.3.1 Katı aks süspansiyon sistemleri

Katı aks süspansiyon sistemlerinde tekerlekler katı bir aks ile birbirlerine bağlıdır. Sistemin avantajları; tasarımı kolaylık sağlaması, ucuz olması, tekerlek iz genişliğinin sabit kalması, yük taşıma kapasitesinin fazla olması ve tekerlek aşınmalarının daha az olması gösterilebilir. Ancak tekerleklerin birbirleriyle sürekli ilişkide olması nedeniyle, katı aks süspansiyon sistemleri istenilen konforu sağlayamamaktadır. Genellikle ticari araçlarda ve arka süspansiyon sistemi tasarımlarında tercih edilmektedirler.

1.3.1.1 Katı aks + yaprak yay süspansiyon sistemi

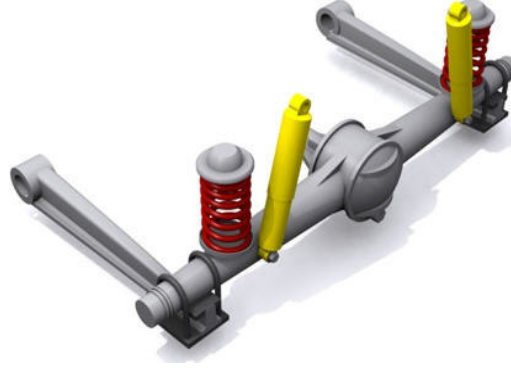
Çok bilinen ve eski araçlarda kullanılan bir sistemdir. Basit tasarımı, düşük maliyeti ve yük taşıma kapasitesi önemli avantajları arasındadır. Ancak sürüş konforu açısından çok da tatmin edici değildir. Genellikle ticari araçlarda tercih edilir. Montaj için yeterli yanal boşluklar olmalıdır.



Şekil 1.10 : Katı aks yaprak yay süspansiyon sistemi [6].

1.3.1.2 Katı aks helezon yay süspansiyon sistemi

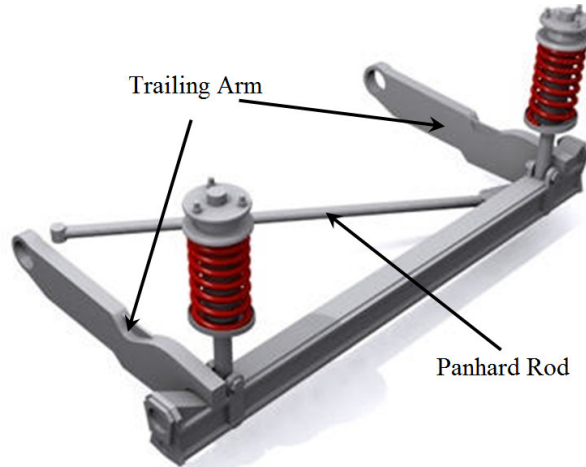
Bir önceki sistemde kullanılan yaprak yayların yerine helezon yaylar kullanılarak tasarlanmış süspansiyon sistemidir. Önceki sistemde yaprak yayların sağladığı yanal desteği aksın ucuna eklemiş kontrol çubukları sağlar. Sargı yaylar ve sönüm elemanı aks ile şasi arasına monte edilmiştir. Montaj için daha az boş alana ihtiyaç duyması sistemin bir avantajıdır.



Şekil 1.11 : Katı aks helezon yay süspansiyon sistemi [6].

1.3.1.3 Kiriş aks

Sistem sadece önden çekişli araçlarla birlikte kullanılabilir. Kirişin iki ucunda bulunan trailing kollar vasıtasıyla sistem şasiye monte edilir. Kirişin bir ucundan başlayıp çapraz olarak uzanan panhard rodu, kirişin yanal hareketini dengeler ve yol tutuş kabiliyetini arttırır.

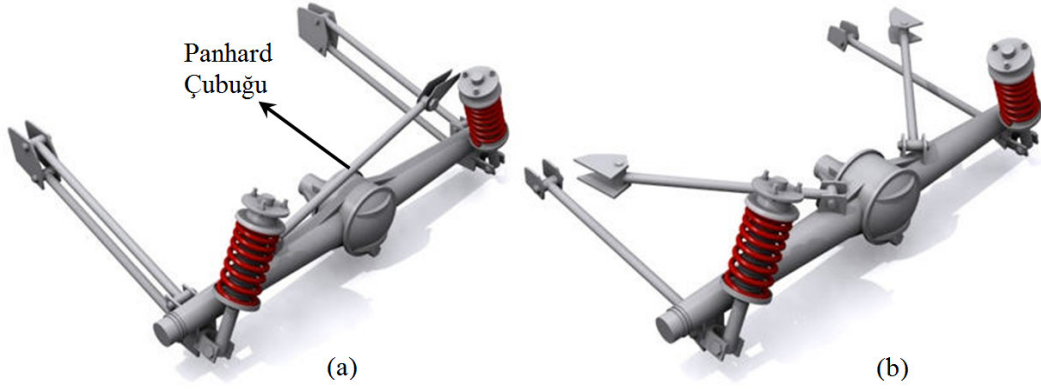


Şekil 1.12 : Kiriş (Ölü Aks) aks süspansiyon sistemi [6].

1.3.1.4 Katı aks dört çubuk süspansiyon sistemi

Bu süspansiyon sistemi araçlarda hem önde hem de arkada kullanılabilir. Şekil 1.13 de görüldüğü gibi iki farklı dizaynı bulunmaktadır. Soldaki tasarımda (a) çubuklar tekerleklerin hareketiyle paralel kenar geometrisini bozmayacak şekilde hareket etmektedir. Yanal stabiliteyi sağlamak için sisteme Panhard Çubuğu eklenmiştir.

Sağdaki resimde (b) ise çubuklarda ikisi aksın orta noktasına yakın noktalarda katı aksa bağlanarak panhard çubuğuna olan gereksinim ortadan kaldırılmış ve daha kompakt bir tasarım elde edilmiştir.



Şekil 1.13 : Katı aks dört çubuk süspansiyon sistemi [6].

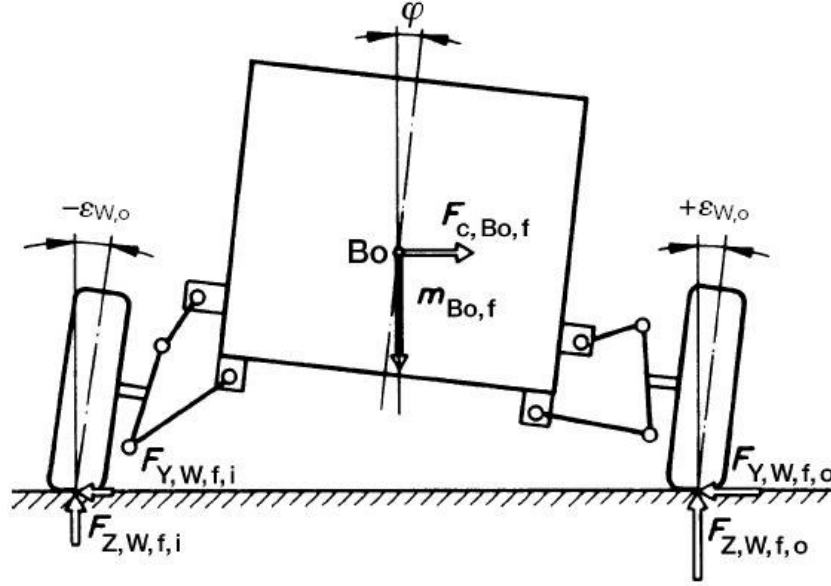
1.3.2 Bağımsız süspansiyon sistemleri

Bağımsız süspansiyon sistemlerinde her bir tekerlek diğerinden bağımsız olarak yol tepkilerine cevap verebilmektedir. Günümüz taşıtlarında sıklıkla tercih edilmektedirler. Yük taşıma kapasitesi olarak katı aks süspansiyon sistemlerinin gerisinde kalsalar da, konfor ve sürüş özellikleri oldukça iyidir. Bağımsız süspansiyon sistemlerinin avantajlarını şu şekilde sıralayabiliriz.

- Düşük yer gereksinimi
- Düşük ağırlık
- Tekerlek hareketlerinden ötürü direksiyona iletilen titreşim daha azdır.
- Kolay yönlendirilebilme
- Tekerleklerin birbirinden bağımsız hareket edebilmesi sayesinde tek tekerin bir engelden geçmesi durumunda, bütün sistemin bu etkiye maruz kalmaması sağlanabilir.

Bağımsız süspansiyon sistemlerinin yukarıda belirtilen son iki avantajı, özellikle bozuk yol şartlarına sahip virajlarda aracın yol tutuş karakteristiğini arttırmak için önemli özellikler arasındadır. Şekil 1.14 de bağımsız süspansiyon sistemine sahip bir aracın sola dönme manevrası sırasındaki davranışı görülmektedir. Manevra sırasında dışta kalan tekerleğe daha fazla yanal kuvvet etkimekte pozitif kamber açısına sahip olmaktadır. İçteki tekerlek ise yanal kuvvet etkisiyle negatif kamber açısına sahip olmaktadır. Tekerleklerin bu davranışı yanal yol tutuşu azaltmaktadır. Bu davranışı engellemek için kamber açısının kinematik değişiminin ayarlanması sırasında

lastikler üzerindeki yanal kuvvetlerin etkisi göz önünde bulundurulmalı ve gövdenin yuvarlanma hareketi minimuma indirilmelidir. Bu işlem daha yüksek sertliğe sahip yaylar, ek anti-roll barlar kullanılmasıyla gerçekleştirilebilir [8].

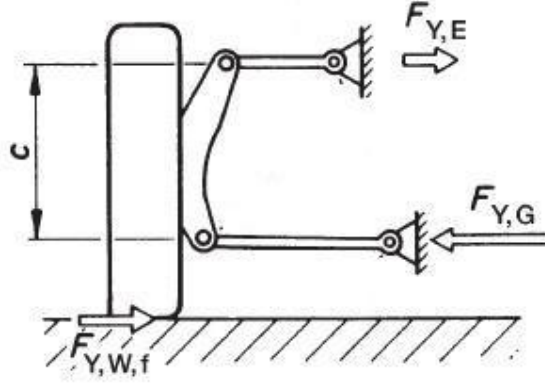


Şekil 1.14 : Bağımsız süspansiyon sistemine sahip bir aracın sola dönme manevrası sırasında davranışı [8].

Bağımsız süspansiyon sistemlerinin, yıllar içerisinde, konfor, maliyet, araç üzerindeki montaj alanı gibi faktörleri en iyi şekilde karşılayabilmek için değişik tasarımları türetilmiştir. Günümüzde en yaygın olarak kullanılan bağımsız süspansiyon türleri Çift Lades Kemiği ve Mac-Pherson tipi Bağımsız süspansiyon sistemidir [8,9].

1.3.2.1 Çift lades kemiği süspansiyon sistemi (Double whisbone)

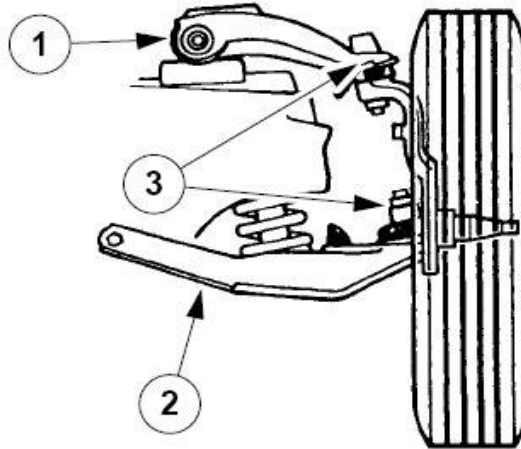
Bağımsız süspansiyon sistemlerinin avantajlarının son ikisi bu sistemle daha rahat gerçekleştirilebilmektedir. Sistem, aracın her iki yanında, şasi etrafında dairesel hareket yapabilecek şekilde monte edilmiş birbirine paralel iki kontrol kolu ve bu kontrol kollarına küresel mafsallar ile tutturulmuş bir dirsek (knuckle) elemanından oluşur. Paralel kollar arasındaki c mesafesi ne kadar arttırılırsa kollar ve yataklanma noktaları üzerine etki eden kuvvetlerde o kadar azalmakta ve tekerleklerin kontrolü daha iyi sağlanmaktadır. Şekil 1.15. Sistem tekerleklerin düşey hareketi sırasında kamber açısında meydana gelen büyük değişimlerden ötürü, diğer bağımsız süspansiyon sistemlerine oranla daha iyi bir yol tutuş performansı sağlamaktadır.



Şekil 1.15 : Çift lades kemiği süspansiyon sistemi.

Sistemin ilk tasarımlarında alt ve üstte bulunan paralel kontrol kolların uzunlukları birbirlerine eşit olarak tasarlanmıştır. Bu iki kontrol kollunun tekerleğin düşey hareketlerinde aynı yarıçaplı yaylar üzerinde hareket etmesine ve lastik temas yüzeyinin daha fazla hareket etmesine neden olduğu için sonraları kolların uzunlukları farklılaştırılmıştır.

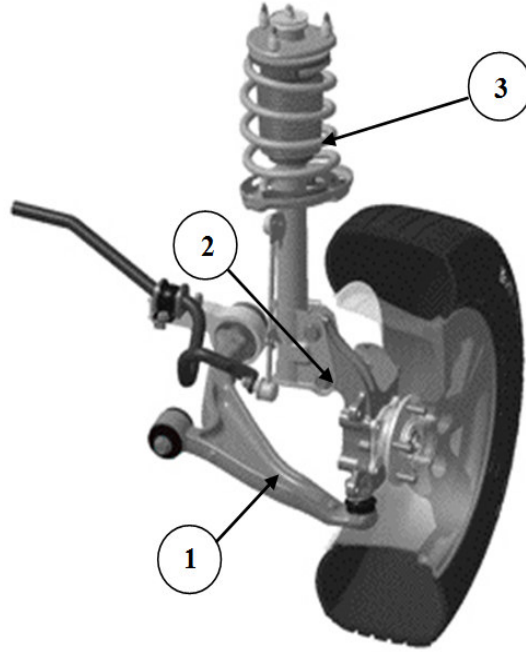
Çift lades kemiği süspansiyon sistemi, sonraki bölümlerde bahsedilecek olan ön düzen geometrisine ait açıları toe-in/out, kamber, kaster gibi belirlenen sınırlar içerisinde kontrol edilebilmesine bu sayede de istenmeyen tekerlek aşınmalarının minimuma indirilmesini sağlar. Sistemin tasarımından ötürü daha az montaj alanına ihtiyaç duyması nedeniyle sürücü kabini daha fazla yer sağlanabilmektedir. Ancak kullanılan eleman sayısının fazlalığı ve karmaşık yapılı olması sistemin dezavantajlarıdır [7,8,9].



Şekil 1.16 : Çift lades kemiği süspansiyon sistemi (1-Üst kontrol kolu, 2-Alt kontrol kolu, 3-Küresel mafsallar) [7].

1.3.2.2 MacPherson süspansiyon sistemi

Çift lades kemiği süspansiyon sisteminden sonra geliştirilmiş bir süspansiyon sistemi tasarımıdır. Çift lades kemiği tasarımında kullanılan üst kontrol kolu yerini, amortisör kulesi üzerindeki, yay ve piston rotunun bitiş noktası olan sabit bir noktaya bırakmıştır. Sistemin diğer sistemlere göre avantajı az sayıda eleman kullanılması ve tasarımındaki kolaylıktır. Az sayıda eleman kullanılması sebebiyle maliyet olarak ta uygundur. Kamber açısındaki değişimler bu sistemde küçük boyutlarda gerçekleşmektedir. Bu da çift lades kemiği süspansiyon sistemiyle kıyaslandığında daha kötü bir yol tutuş performansına neden olmaktadır. Ayrıca MacPherson sistemin amortisör kulesi vasıtasıyla doğrudan gövdeye bağlı olduğu için yoldan gelen etkileri doğrudan gövdeye iletmekte ve kabin içerisinde daha fazla titreşim ve gürültü hissedilmesine neden olmaktadır. MacPherson sistemi gövde bağlantısı için ek donanımlar gerektirmez. Diğer sistemlerle kıyaslandığında daha az hacim kapladığı için araç tasarımında esneklik sağlar.

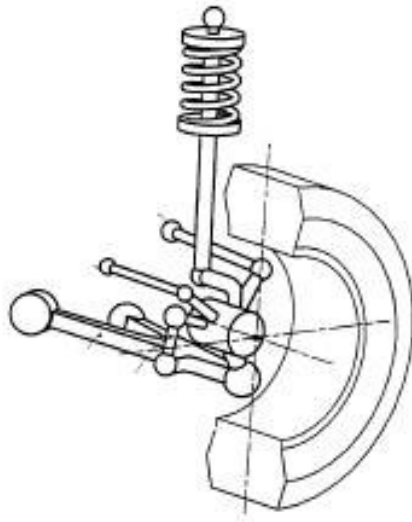


Şekil 1.17 : Mac-Pherson süspansiyon sistemi (1-Alt kontrol kolu, 2-Knuckle, 3-Strut).

1.3.2.3 Multi link süspansiyon sistemi

Üç veya daha fazla yatay kol ve bir veya daha fazla düşey koldan oluşan bağımsız süspansiyon sistemi türüdür. İlk olarak Mercedes firması tarafından 1982 yılında

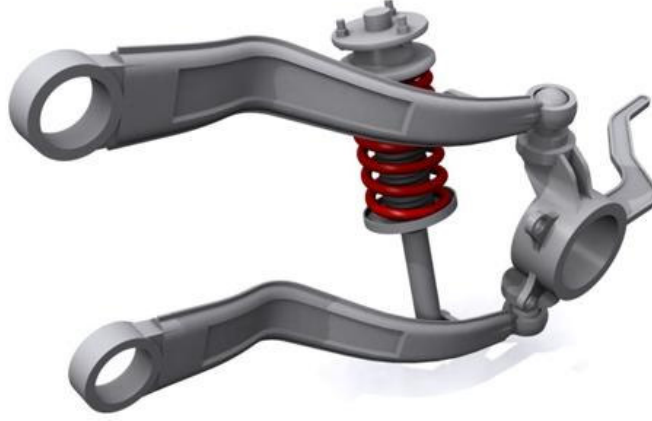
geliştirilmiştir ve o tarihten itibaren hem önden çekişli hem de arkadan itişli araçlarda ön ve arka süspansiyon sistemi olarak kullanılmaktadır. Sistemde kullanılan kolların uzunluğu birbirine eşit olmak zorunda değildir. Çok sayıda değişik konfigürasyonla tasarım yapmak bu sistem için mümkündür. Sistemin avantajları arasında yol tutuş ve konfor özelliklerinin aynı anda iyileştirilmesi, sistem içerisinde herhangi bir elemanın konumunu diğer parametreleri etkilemeden değiştirilebilmesi olarak sıralanabilir. Dezavantajları ise çok sayıda parça kullanılması nedeniyle sistem tasarımının kompleksliği ve sistem maliyetinin fazlalığıdır.



Şekil 1.18 : Multi-Link süspansiyon sistemi [8].

1.3.2.4 Trailing arm süspansiyon sistemi

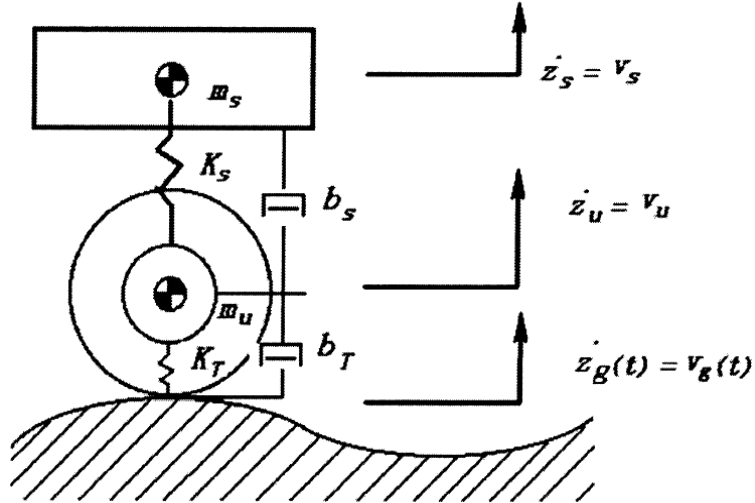
Çalışma prensibi olarak double-wishbone süspansiyon sistemiyle benzerlik göstermektedir fakat bu sistemdeki askı kolları şasiye paralel olarak uzanmakta ve monte edilmektedir. Eski bir tasarımdır günümüzde çok fazla tercih edilmemektedir



Şekil 1.19 : Trailing Arm süspansiyon sistemi [6].

1.4 Literatür Özeti ve Patent Araştırması

Taşıt dinamiği analizlerinde kullanılmak üzere geliştirilmiş araç modelleri dörtte bir, yarım ve tam araç modeli şeklinde farklı serbestlik dereceleriyle incelenmektedir. Yapılacak çalışma doğrultusunda en uygun model gerekli serbestlik derecesine sahip olacak şekilde kurularak analiz işlemleri yapılmaktadır. Literatürde üç farklı taşıt modeline içinde farklı çalışmalar bulmak mümkündür. Bir taşıt çok serbestlik derecesiyle karmaşık bir titreşim sistemi olarak ifade edilebilir ancak sadece temel hareketler göz önüne alınarak sistemi basitleştirmek mümkündür. Şekil 1.20 de iki serbestlik derecesine sahip dörtte bir araç modeli görülmektedir [10].



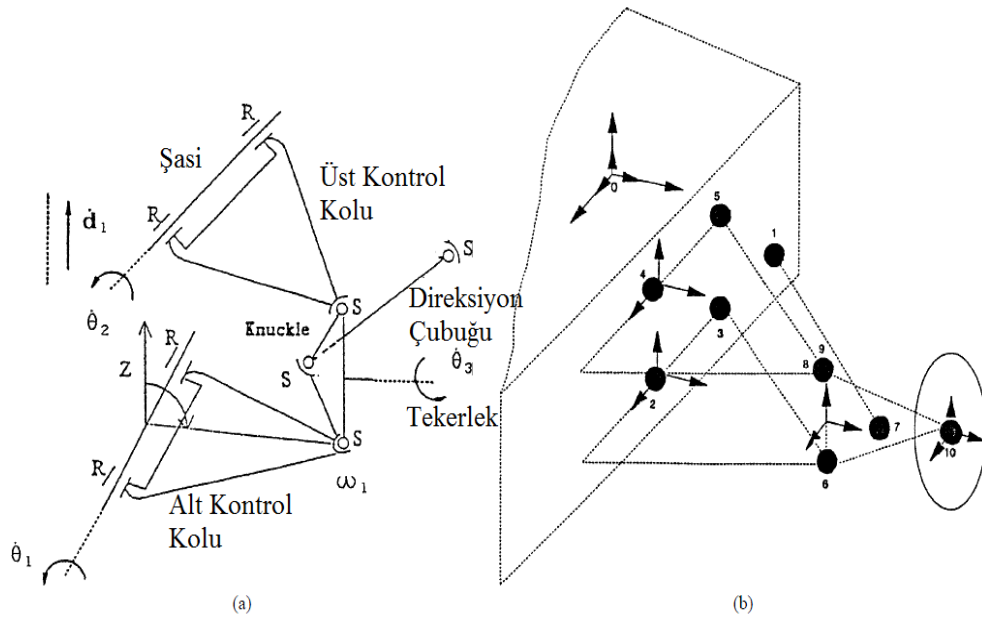
Şekil 1.20 : Dörtte bir araç modeli [10].

Bu model sürüş konforu ve titreşim karakteristiklerinin elde edilmesinde kullanılmıştır. Yapılan çalışmayla süspansiyon tasarım parametrelerinin sürüş konforu üzerine etkileri gösterilmiş, kütle oranı, yay katılığı ve sönüm oranının süspansiyon tasarımda dikkate alınması gerekliliği gösterilmiştir [10].

İki çeyrek araç modellerinin bir araya getirilmesi ile yarım, dört tanesinin bir araya getirilmesiyle de tam araç modeli elde edilebilir. Yedi serbestlik derecesine sahip basit bir tam araç modeliyle dört tekerleğin düşey yöndeki hareketi, gövdenin kafa vurma, yuvarlanma ve düşey yöndeki zıplama hareketleri elde edilebilir.

Çift lades kemiği süspansiyon sistemini dinamik modelleme yönünden inceleyen çalışmada, süspansiyon sisteminin nokta-eklem koordinat yöntemiyle modellenmesi gerçekleştirilmiştir [11].

Çalışmada mekanik sistem eşdeğer parçacık sistemine dönüştürülmüş ve hareket denklemlerinin eldesi için parçacık dinamiği kuralları uygulanmıştır. Çok sayıda geometrik ve kinematik kısıtlamanın varlığından ötürü hız transformasyonu yöntemi kullanılarak bazı kısıtlar ortadan kaldırılmıştır. Kartezyen ve bağıl eklem değişkenlerinin bir arada kullanılmasıyla sistemde genelliğin kaybedilmeden yeter sayıda denklemin elde edilmesini sağlar. Seçilmiş olan çift lades kemiği süspansiyon sistemi açık ve kapalı çevrimleri içeren çeyrek araç modelidir.



Şekil 1.21 : (a) Sistem bileşenlerinin ve eklem hız değişkenlerinin gösteren Çift Lades Kemiği Süspansiyon sistemi, (b) Sistem için tanımlanan ana parçacıklar ve koordinat sistemi [11].

Diğer bir çalışmada kontrol uygulamaları için yeni bir nonlinear Macpherson süspansiyon sistemi önerilmektedir. Model asılı kütlenin dikey ivmelenmesini içermekte ve süspansiyon bağlantılarının kinematığını birleştirmektedir. Bu iki serbestlik derecesi sadece McPherson süspansiyon sisteminin, sürüş kalitesini arttırmak için kontrol uygulamalarını daha doğru temsilini sağlamamış aynı zamanda kamber, kaster ve king pin açıları gibi süspansiyon kinematik parametrelerinin daha kolay değerlendirilmesine olanak sağlamıştır. Çalışmada lineer olmayan ve lineerleştirilmiş modellerin performansları incelenmiş ve geleneksel model ile karşılaştırılmıştır. Yol düzensizliklerinden kaynaklanan, lineer model üzerindeki Kinematik parametrelerin değişimleri ADAMS yazılımı içerisinde oluşturulmuş sanal McPherson prototipiyle karşılaştırılmıştır. Analitik sonuçların her iki durumda da birbirleriyle uyumlu olduğu gösterilmiştir [12].

Bir yol taşıtını hareketi sırasında taşıta etkileyen dinamik etkilerin çoğu taşıtın kendi hareketi sonucu oluşan kuvvetlerden kaynaklanmaktadır. Bu kuvvetler sadece taşıtın genel hareketinden değil aynı zamanda tekerlek - süspansiyon sistemi, direksiyon sistemi gibi ana parçaların yerel hareketlerinden de etkilenmektedir. Bu nedenlerden ötürü tam ve doğru bir taşıt simülasyonu için genel taşıt dinamik modeli yeterli değildir. Kesin bir model için yerel dinamik davranışlar da göz önünde bulundurulmalıdır. Kamber açısındaki bir değişim veya tekerlek yol temas noktasının düşey hareketi, lineer analiz yöntemiyle incelenememektedir. Tekerlekler arasındaki direksiyon açılarının farkı da lineer olmayan direksiyon modeline ihtiyaç duymaktadır. Muller G. çalışmasında üç boyutlu taşıt modeli içerisinde oluşturulmuş direksiyon ve süspansiyon sistemlerinin doğru tanımlanması ve viraj alma ve frenleme manevraları sırasında oluşan dinamik kuvvetler ve momentlerin tam ve doğru olarak belirlenmesi amaçlamıştır [13].

Bu yüksek lisans tezinin kapsamı ön düzen açılarından biri olan tekerlek kamber açısının kontrol edilmesi ve bu sayede araç yol tutuş özelliklerinin iyileştirilmesidir. Literatürde doğrudan bu konuyla ilgili yapılmış çok fazla çalışma bulunmamakla beraber, ön düzen açılarındaki değişimlerin araç dinamiğine etkilerinden bahseden çalışmalar hakkında bilgiler bulunmaktadır.

Yol taşıtlarının manevra ve stabilite kabiliyetlerini arttırmak için tekerleklerin açısı değişimlerinin kontrol edilmesiyle gerçekleştirilebilir. Burada yalnızca ön ve arka tekerleklerin yönelme açılarını kontrol eden bir sistemden değil aynı zamanda viraj

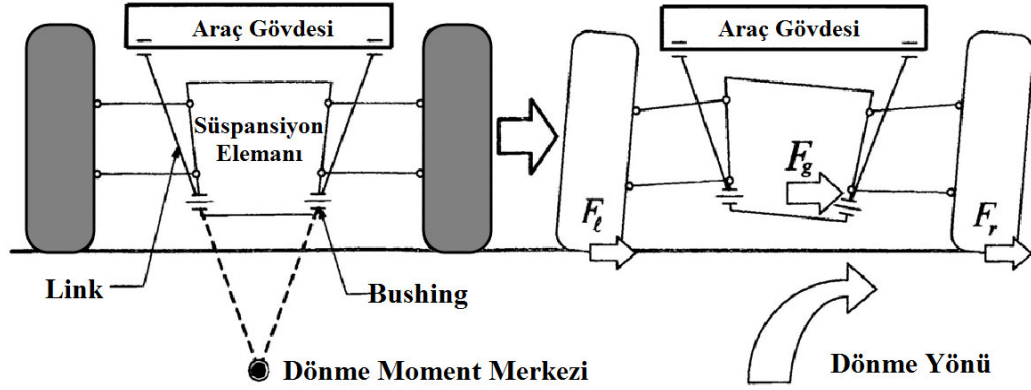
alma manevrası gibi yüksek yanal kuvvetlere maruz kalınan durumlarda, kamber açısını da kontrol ederek kamber kuvvetinin (camber thrust) etkisiyle araç dinamiğini iyileştirmek beklenmektedir. Teorik analiz ve bilgisayar simülasyon sonuçlarına göre, ileri besleme ve geri besleme kontrol metotlarının kullanıldığı tekerlek durum kontrol sistemlerinin, değişik koşullar altında yalnızca direksiyon açısı kontrolüne dayanan dört tekerlek yönlendirme sistemlerine göre daha iyi manevra kabiliyetine sahip oldukları gözlenmiştir [14].

Diğer bir çalışmada, çift izli bir taşıtın, sabit durum viraj alma davranışını tahmin etmek için gerekli modelleme prosedürleri hakkında bilgi verilmektedir. Bu metot geleneksel kinematik yuvarlanma merkezi yaklaşımının basitliğine sahiptir fakat ticari bilgisayar programlarının kullanıldığı multi body simülasyonları, daha az miktarda input datasına gereksinim duyar. Bu metodun ana fikri, her bir tekerlek ve şasi arasındaki ani merkezi tanımlayarak, her bir tekerleğe ait süspansiyon sisteminin, salıncak koluyla birlikte modellenmesidir. Ardından tekerlek kontak yüzeylerindeki kuvvetler iki ayrı parçaya ayrılabilir; birincisi salıncak koluna dik ve süspansiyon hareketine neden olan kuvvet diğeri ise salıncak kolu boyunca olan ve doğrudan şasiye iletilen kuvvettir. Bu kuvvet bileşenleri kullanılarak, doğru şasi pozisyonu ve gerçek tekerlek kuvvetleri tahmin edilebilir. Yöntemin temel avantajları daha kesin yük transfer tahminlerinin yapılabilmesi, kamber kuvveti gibi yüksek dereceli lastik etkilerinin göz önüne alınabilmesi ve yüksek derecedeki yanal ivmelerin doğru şekilde tahmin edilebilmesi olarak sıralanabilir [15].

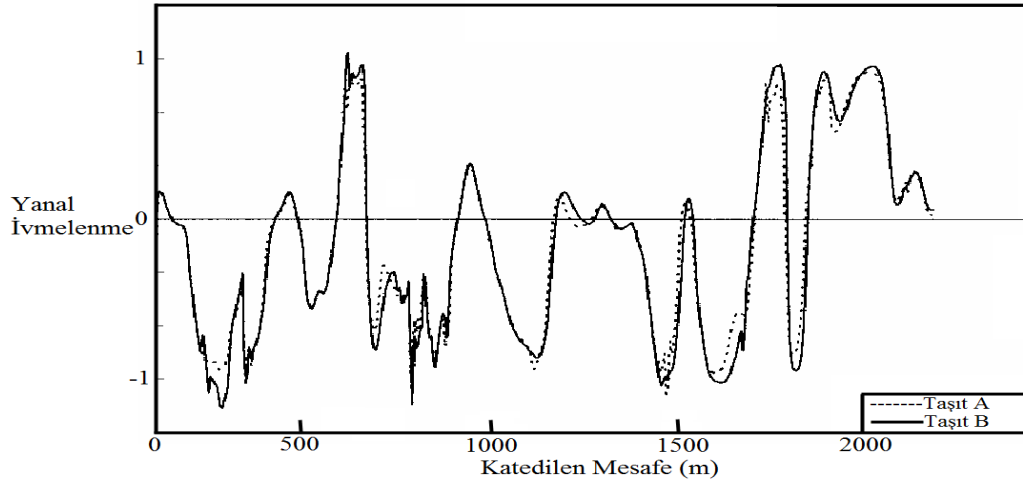
Araç viraj alma performansını arttırmak üzere kamber açısının kontrol edilmesine yönelik çalışmalar literatürde mevcuttur. Bu çalışmada viraj alma sırasında tekerleklere negatif kamber açısı veren bir mekanizmadan bahsedilmiştir. Şekil 1.22 de salınım yapan bir süspansiyon eleman yapısı kabul edilmiş, tekerleklere bir yanal kuvvet etki ettiğinde ve süspansiyon sisteminin salınım yapan elemanının anlık dönme merkezi kontrol edilerek, salınım yönünün negatif kamber açısını sağlayacak şekilde olması gerçekleştirilmiştir. Önerilen bu mekanizmanın alt yapısı ilk olarak geometrik analizle belirlenmiştir. Bu mekanizmayla elde edilen negatif kamber açısının değeri salınım yapan süspansiyon elemanını sabitleyen bağlantı kollarının uzunluğuyla, monte edilme pozisyonu ve açısıyla değişmektedir. Uygun bir negatif kamber açısının sağlanması bu üç değişkenin ayarlanmasıyla gerçekleştirilmektedir. Sonraki adımda tam araç modeli için en hızlı simülasyon koşturulmuş ve

ayarlanabilir negatif kamber açısının kritik viraj alma performansı üzerindeki etkileri gözlenmiştir.

Şekil 1.23 de B taşıtının yanal ivmelenmeleri A ya göre daha büyüktür. B taşıtının virajlardaki hızı A taşıtından daha fazladır. Yani ayarlanabilir kamber açısı sayesinde viraj alma performansı arttırılmıştır. Bunun sonucu olarak B taşıtının parkuru tamamlama süresinde iyileşme olmuştur. Çizelge 1.2 [16].



Şekil 1.22 : Negatif kamber mekanizması [16].



Şekil 1.23 : Yanal ivmelenme [16].

Çizelge 1.2 : A ve B taşıtlarının tur zamanları.

	Tur Zamanı (s)
Taşıt A	82.62
Taşıt B	80.20

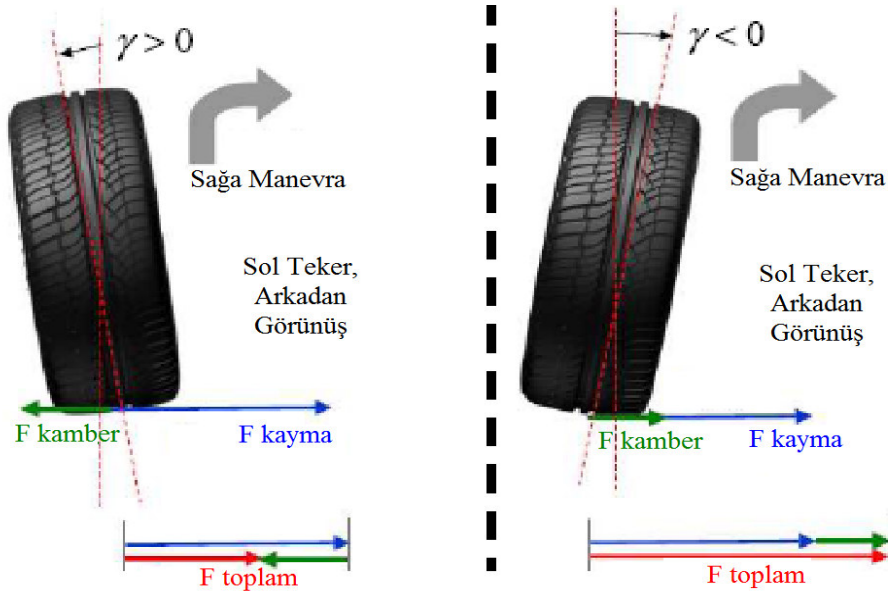
Günümüzde Multi Body Simülasyonları ve güvenilir tekerlek modelleriyle temsil edilen araç dinamiği simülasyon teknolojisi, sadece geleneksel pasif sistemlere sahip taşıtlar için değil aynı zamanda elektronik elemanlarla donatılmış aktif sistemlere sahip taşıtlar içinde güvenilir sonuçlar vermektedir. Fakat kompleks aktif sistemlere sahip taşıt uygulamaları, kompleksite nedeniyle daha uzun simülasyon zamanlarına ihtiyaç duymaktadır. Bir başka açıdan bakmak gerekirse tek izli, çift izli veya azaltılmış serbestlik derecesine sahip modeller, multi body modellerine göre daha az bilgi verebilmektedir. Kuwayama I. ve diğ. 18 serbestlik derecesine sahip aktif süspansiyon sisteminden bahsetmiştir. Sistem kamber açısı için ekstra bir serbestlik derecesine sahiptir. Çalışmada modelin açıklaması, bazı sonuçlar ve kamber açısının kontrol stratejisi yayınlanmıştır. Konu edilen model, pasif süspansiyon sistemi için yeniden oluşturulabilir. Bütün önemli ölçüler, parametreler, ve fiziksel özellikler, gerçek bir araç üzerinden onaylanmış, belirli bir multi body tam araç modeli yardımıyla oluşturulmuştur [17].

Diğer bir aktif süspansiyon çalışmasında değişken geometrili aktif süspansiyon sistemi ele alınmıştır. Eyleyici hareketi yay/damper ünitesi ve yol tekerlek arasındaki piston oranının değişimiyle sağlanmaktadır. Eyleyici hareket, büyük ölçüde ana süspansiyon ünitesi kuvvetlerine dik olduğundan, iş öncelikle hareketin sürtünme direncine karşı yapılmaktadır. Buda sistemin kuvvet ve enerji gereksinimlerinin düşük olmasını sağlamaktadır. Mekanik tasarım, oransal diferansiyel elemanlar veya neural network içeren kontrol sistem tasarımı tartışılmıştır. Teorik taşıtın sabit süspansiyon yüksekliği, serbest titreşim ve manevra performansları hesaplanmıştır. Yuvarlanma açısının kontrolü, yükselme cevabı tahmini ve enerji ekonomisi detaylı hususların ve elektriksel eyleyicilerin modellerini içeren denemelerle konfirme edilmiştir [18].

Teorik analizler ve bilgisayar simülasyonları, kontrol uygulamalarının araç viraj alma kabiliyetini, ivmelenme ve frenleme performanslarını olumlu şekilde etkilediğini göstermektedir. Çekiş ve frenleme kuvvetleri altında tekerlek durum kontrolünün bir sonucu oluşan yanal hareketin dinamiği ve aracın savrulması yarı kararlı durum analizi yöntemi kullanılarak Mori Kazunori ve diğ. tarafından incelenmiştir. Tekerleklerin toe ve kamber açılarına bağımlı, genişletilmiş bir stabilite faktörü tanımlanmıştır. Kontrol sisteminin etkisi bu yeni tanımlanan faktörle analiz edilmiştir. Ek olarak modifiye edilmiş bir kontrol metodu önerilmiş ve bu

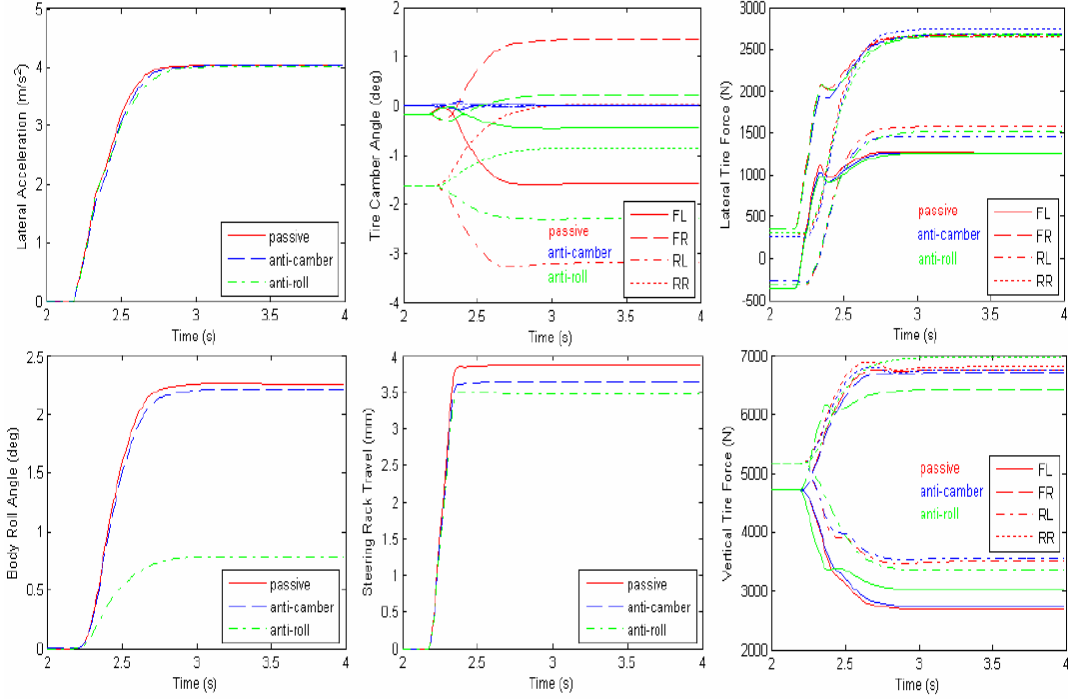
metotla yalnızca araç dinamiğinin iyileştirilmesi sağlanmamış aynı zamanda duruş sırasında tekerlek açılarının durumlarını ayarlamak için gerekli eyleyici değerleri de azaltılmıştır [19].

Kamber açısı aracın viraj alma manevrası sırasında oluşan yanal kuvvetleri azaltabilir veya arttırabilmektedir. Bu amaçla istenmeyen kamber açısı değişimlerini önlemek için bu çalışmada 1-Aktif Yuvarlanma önleyici ve 2-Aktif Kamber önleyici adında iki farklı aktif kontrol yöntemi Modelica/Dymola Yazılımı kullanılarak modellenmiş ve simüle edilmiştir. Bu kontrol metodlarının performans değerleri konvansiyonel pasif multi-body araç modelleriyle karşılaştırılmıştır. Kamber açısındaki istenmeyen değişimleri önleyen sistemler için oluşturulmuş kontrol sistemi Modelica/Dymola ortamında oluşturulmuş ve multi-body modeli üzerinde simule edilmiştir. Yuvarlanma önleyici sistem en iyi yol tutuş performansını sağlamış fakat aynı zamanda aşırı dönerlik (oversteer) karakteristiği göstermiştir. Çalışmada beklendiği üzere aktif kamber sistemlerinin konvansiyonel araçlara göre daha üstün yol tutuş performansı sağladığı görülmüştür [20].



Şekil 1.24 : Toplam tekerlek yanal kuvvetinin bileşeni olarak kamber kuvveti [20].

Şekil 1.24 kamber kuvvetinin, oluşan yanal kuvvetlere bağlı olarak nasıl artıp azaldığını göstermektedir.



Şekil 1.25 : Sistemin basamak direksiyon manevrasına verdiği cevaplar [20].

Başka bir çalışmada arka tekerleklerin direksiyon ve kamber açılarının kontrol edildiği yeni bir süspansiyon sistemi tanıtılmıştır. Bu sistemde hidrolik eyleyiciler ve elektronik direksiyon sistemi (steer by wire) teknolojisi kullanılarak arka tekerleklerin hem yönelme hem de kamber açıları kontrol edilebilmektedir. Bu yeni tasarım süspansiyon sistemiyle dinamik kamber ve toe in/out değişimlerinin araç performansına etkilerinin araştırılması sağlanmıştır. Şerit değiştirme ve park manevraları gibi otomatik manevralar sistem sayesinde kolayca gerçekleştirilebilir, lastik-yol kontakının optimizasyonu sağlanabilmektedir [21].

1.5 Patent Araştırması

Modern taşıtlarda kullanılan süspansiyon sistemlerinin aslında çok karmaşık sistemler olması gerekmektedir. Bunun sebebi ise süspansiyon sisteminin hem araç hareketsiz haldeyken statik koşullara uygun davranış gösterme gerekliliği, hem de araç hareketli iken, yol düzensizlikleri, eğimler, viraj manevraları, araç hızı, rüzgar, araç içindeki yüklerin ataletleri ve bunların olabilecek bütün kombinasyonları gibi dinamik değişkenlere adapte olması gerekliliğidir.

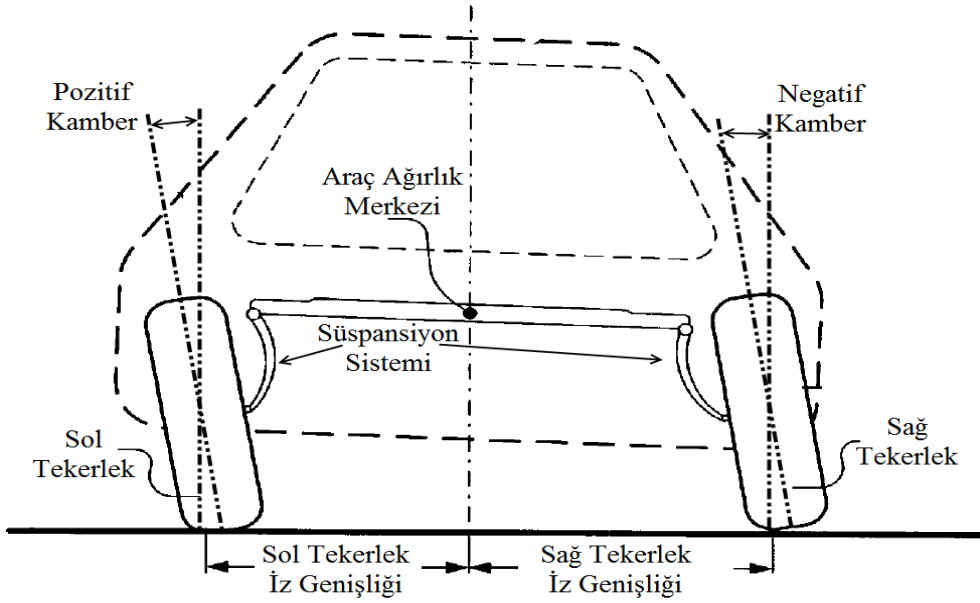
Bahsedilen bütün bu etkilere uyum sağlayabilmesi için süspansiyon sistemlerinde ikinci bölümde detaylı olarak bahsedilecek olan kamber, kaster, toe gibi karakteristik açılar tanımlanmıştır. Bu karakteristik açılar daha süspansiyon sisteminin tasarım aşamasında belirlenerek sabitlenir ve daha sonra üzerlerinde aracın dinamik davranışını etkileyecek büyük değişiklikler yapılmasına olanak olmaz. Bu nedenle de araç seyir halindeyken karşılaştığı bütün koşullara, tasarım aşamasında karar verilmiş dinamik yeterlilik ölçüsünde cevap verebilmektedir. Bu sınırlamanın yapılması başlangıçta da bahsettiğimiz gibi, araç seyir halindeyken karşılaşılan çok farklı dinamik etkenler nedeniyle aslında çok karmaşık bir yapıda olabilecek süspansiyon sisteminin kompleksliğini dolayısıyla maliyetini azaltmak için yapılmaktadır.

Süspansiyon sisteminin en önemli açıları kamber, kaster ve toe açılarıdır. Bu tezin konusu kamber açısının seyir halinde kontrol edilmesi olduğu için bizim için en önemli karakteristik açı burada kamber açısı olmaktadır.

İkinci Bölümde de detaylı şekilde değinileceği üzere kamber açısı tekerlek merkez ekseninin, araç merkezine doğru veya merkezin dışına doğru yaptığı hareket sonucu oluşan açıdır. Otomobillerde olduğu gibi enine olarak karşılıklı yerleştirilmiş tekerlek düzeninde, tekerleğin üst kısmı aracın merkezine doğru hareket ettiğinde negatif kamber, tekerleğin üst kısmı aracın dışına doğru hareket ettiğinde pozitif kamber açısı oluşmaktadır.

Günümüz taşıtlarında süspansiyon sistemlerinin küçük pozitif kamber açısına sahip olması otomotiv üreticileri tarafından benimsenmiştir. (Mercedes Benz firması araçlarında küçük negatif kamber açısı kullanmaktadır). Bu sayede kamber açısının ön yüklemde sıfırdan farklı bir değere ayarlanması, yaylar ve pnömatik lastikler gibi esnek elemanların süspansiyon sistemi içerisinde kullanılıyor olması nedeniyle, kamber açısının araç tam yükleme durumuna geçmesi durumunda ve hareket halindeyken istenilen aralıkta değişimini sağlamaktadır [22].

Şekil 1.26 da sağa dönme manevrası yapan konvansiyonel bir süspansiyon sistemine sahip araçtaki birtakım değişiklikler gözlemlenebilir. Şekil 1.26 da gözüktüğü üzere aracın sağa dönüşü sırasında viraj dışında kalan tekerlekler pozitif kamber açısına, viraj iç kısmında kalan sağ tekerlekler ise negatif kamber açısına sahip hale gelirler. Aynı zamanda araç merkez eksenine göre sağ tekerlek ile sol tekerlek arasında kalan iz genişliği de artık birbirine eşit değildir.



Şekil 1.26 : Sağa manevra sırasında konvansiyonel süspansiyon sistemi üzerinde meydana gelen değişiklikler [22].

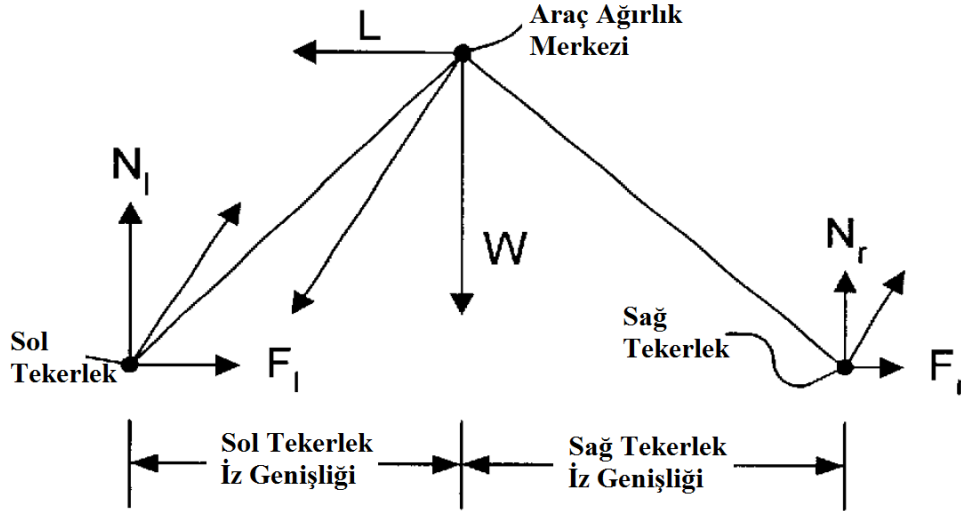
Şekil 1.27 de tekerlek kontak bölgelerinin sağa dönüş durumundaki değişimleri görülmektedir. Şekil 1.28 de araca ait serbest çisim diyagramı görülebilir. Burada taşıtın ağırlık merkezi sağ ve sol tekerleklerin yerle temas noktaları olmak üzere üç önemli nokta dikkat çekmektedir. Araç ağırlığı, ağırlık merkezinden aşağı yönde W vektörü ile ifade edilmektedir. Bu ağırlığa bağlı olarak sol ve sağ tekerleklerin temas bölgelerinde ters yönde N_l ve N_r normal kuvvetleri oluşmaktadır. Araç ağırlık merkezi üzerine viraj manevrası sonucunda oluşan merkezkaç kuvveti (L) de etki etmektedir. Ağırlık merkezine etki eden bu yanıl kuvvet etkisiyle, tekerleklerin temas bölgesinde ters yönde F_l ve F_r sürtünme kuvvetleri oluşmaktadır. Şekil 1.27 de sağa dönüş manevrası sırasında sol ve sağ tekerleklerin kontak bölgelerinin farklı olduğu görülmektedir. Sol taraftaki lastiğin temas bölgesi sağ lastiğin temas bölgesine oranla fazla olduğu için sol tekerleğe etki eden sürtünme kuvveti de daha fazladır. ($F_l > F_r$) Dönüş sırasında oluşan bu sürtünme kuvvetlerinden en iyi şekilde yararlanmanın yolu tekerleklerin yolla temasını maksimum olacak şekilde sağlamak ve sağ ve sol lastiklerde oluşan sürtünme kuvvetlerinin dağılımını mümkün olduğunca eşit olarak gerçekleştirmektir. Konvansiyonel süspansiyon sistemleriyle günümüz taşıtlarında bunu gerçekleştirmek mümkün olamamaktadır.

Şekil 1.28 de sağa dönüş manevrası sırasında sağ ve sol tekerleklerde oluşan normal kuvvetlerinde birbirinden farklı olduğu görülmektedir. ($N_l > N_r$). Bunun nedeni ise

ağırlık merkezine etki eden yatay kuvvetin araç üzerine uyguladığı momenttir. Klasik mekanik denklemlerini yazıp analiz ettiğimizde bu farkın oluşumunu konfirm edebiliriz. Eğer tekerlek temas noktalarında oluşan bu normal kuvvet farkı çok büyük değerlere ulaşır ise aracın sağ tekerleğinin yol ile olan teması kaybolur ve araç devrilmeye başlar. Tekerleklerde oluşan sürtünme kuvvetlerinin sağ ve solda tekerleklerde nasıl eşit olması isteniyorsa, manevra sırasında oluşan normal kuvvetlerinde her iki tekerlekte eşit olması istenir. Bunu sürtünme kuvvetlerinde olduğu gibi, günümüz konvansiyonel süspansiyon sistemleriyle sağlamak güçtür.



Şekil 1.27 : Sağa dönüş sırasında tekerlek kontak bölgeleri [22].



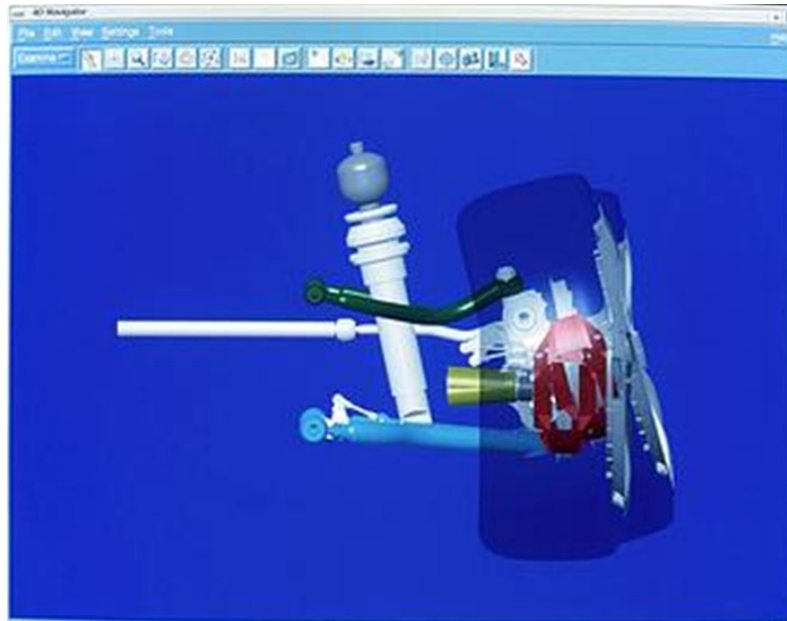
Şekil 1.28 : Sağa dönüş sırasında tekerleklerde oluşan kuvvet dağılımları [22].

Buraya kadar hep statik düzene sahip süspansiyon sistemleri üzerinde duruldu. Bunun nedeni günümüz taşıtlarında hala yaygın olarak bu tür sistemler kullanılmasıdır. Fakat kullanılan statik süspansiyon düzeninin sürüş koşullarında optimum cevabı veremedikleri ve sürüş dinamiklerini olumlu yönde etkileyemedikleri bilinmektedir. Bu problemin tek çözümü yol koşullarına göre

sistemi dinamik olarak ayarlayabilecek, kontrol edilebilir bir süspansiyon sistemi düzenidir [22].

Tezin devam eden kısmında yol koşullarına göre dinamik olarak cevap verebilen süspansiyon sistemleri üzerine alınmış patentlerden kısaca bahsedilecektir.

Mercedes firmasının F400 Carving isimli konsept taşıt modeli için geliştirilmiş olan süspansiyon sisteminde kamber açısı viraj dışında kalan tekerlekler için yol koşullarına bağlı olarak 0 ila 20 derece arasında değiştirilebilmektedir. Şekil 1.29. Bu sistem için özel olarak geliştirilmiş lastiklerle beraber ayarlanabilir kamber açısına sahip süspansiyon sistemi, konvansiyonel süspansiyon sistemine oranla %30 daha fazla yanıl stabilite sağlamaktadır. Bu aktif güvenliği oldukça iyi bir şekilde arttırmaktadır. Zira daha fazla yanıl stabilitenin anlamı daha fazla yol tutuş ve daha iyi viraj alma performansı anlamına gelmektedir.



Şekil 1.29 : F400 konsept taşıtı için geliştirilmiş değışken kamber açısına sahip süspansiyon sistemi.

Bu yeni süspansiyon sisteminde araç viraj alırken viraj dışında kalan tekerlekler negatif kambere getirilerek lastiklerin sadece iç taraflarının yol ile temasa geçmesi sağlanır. Bu sistem için özel hazırlanmış lastiklerin iç yüzeyleri hafifçe yuvarlatılmıştır. Lastik deseni ve kauçuk karışımı yüksek dinamik ve güvenli bir viraj alma kabiliyeti için özel olarak seçilmiştir [23].



Şekil 1.30 : F400 konsept aracının viraj manevrasındaki davranışı.

Süspansiyon sisteminde kamber açısının control edilmesiyle ilgili patentler tezin devam eden kısımlarında patent numaralarıyla beraber verilecektir.

US6279920 numaralı patentle araştırmacılar değişken kamber açılı süspansiyon sistemi hakkında bilgi vermektedir. Patentte sözü geçen süspansiyon sistemi, araç dönüş manevrası sırasında sensörler vasıtasıyla araç üzerine etkiyen yanal kuvvetleri belirler, sistem içerisindeki kontrol ünitesi yardımıyla viraj manevrası nedeniyle oluşan etkiye verilmesi gereken dinamik tepkiyi hesaplar ve kamber açısı ayarlama mekanizması viraj dışında kalan tekerlekleri negatif, viraj içerisinde kalan tekerlekleri pozitif kamber olacak şekilde ayarlar. Bu sayede sistem, lastiklerin yol ile kontak bölgeleri, normal kuvvetleri ve lastik iz genişliğini dengeleyerek lastik ile yol arasındaki maksimum sürtünmeyi sağlar.

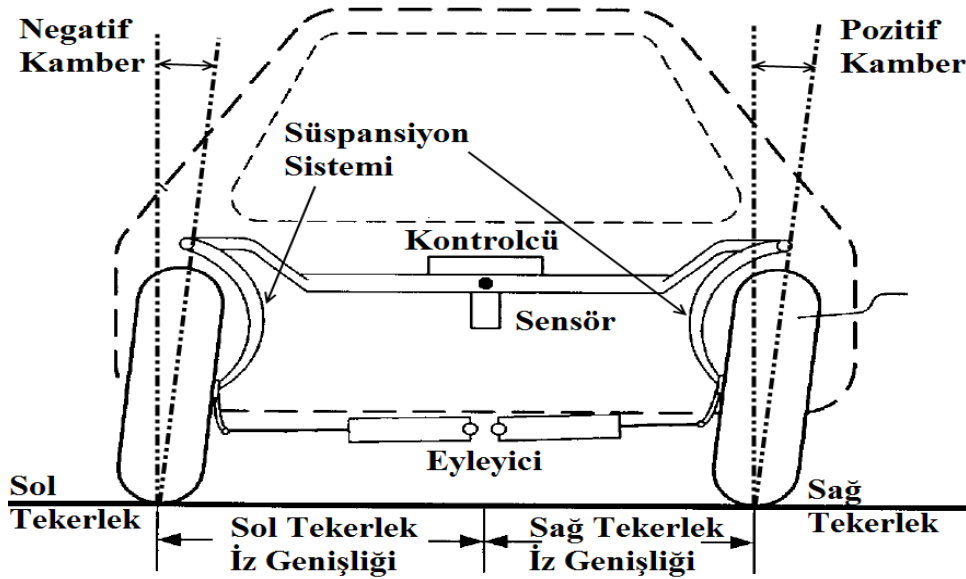
Patentte oluşturulan sistem ile aşağıdaki hedeflerin gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır;

- Tekerleklerin kayma ve çekiş kaybını engelleyerek ayrıca aracın devrilmeye karşı direncini arttırarak daha iyi bir viraj kararlılığı sağlayan güvenli bir sistem oluşturmak,
- Araca daha hızlı viraj alma kabiliyeti kazandırmak

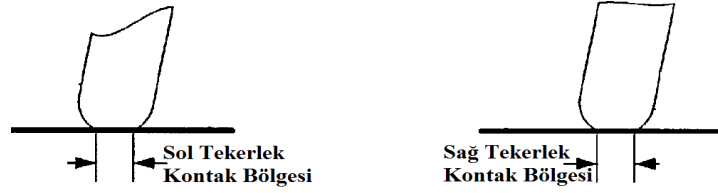
- Süspansiyon sistemi içerisindeki aşınma ve kuvvet dağılımlarının daha dengeli olmasını sağlamak
- Sürücü için daha güvenli, konforlu ve eğlenceli bir sürüş ortamı yaratmak.

Yukarıda sayılan hedefleri gerçekleştirmek için sistem şu şekilde çalışmaktadır. Araç ağırlık merkezine yerleştirilmiş sarkaç tipi bir sensör araç hareketlerine bağlı olarak sadece enine olarak hareket edebilmektedir. Sensörün bu hareketi sonucu oluşan çıkış sinyali kontrolcüye iletilir ve burada araç üzerine etkiyen net kuvvet hesaplanır. Hesaplanan bu kuvvete göre kamber ayarlayıcı eyleyicilerin kamberi hangi yönde ve hangi derecede ayarlayacağı kontrolcü tarafından eyleyicilere gönderilir Şekil 1.31.

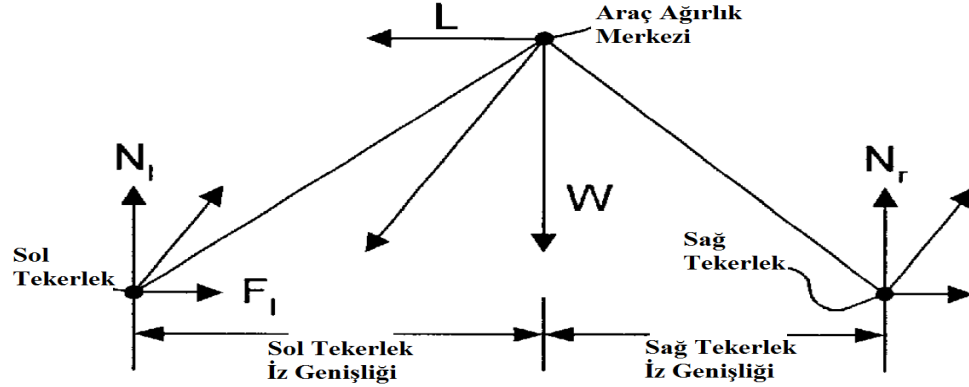
Şekil 1.31 da sağa dönüş manevrası yapan ve değişken kamber açılı süspansiyon sistemi düzenine sahip bir araç görülmektedir. Aracın sağa dönüş manevrası sırasında viraj dışında kalan tekerlekler kamber ayarlayıcı sistem tarafından negatif kambere viraj içinde kalan tekerlekler ise pozitif kambere ayarlanmıştır. Şekil 1.32 aracın sağa dönüş sırasında tekerlek temas yüzeylerini göstermektedir. Sistem Kamber açılarını viraj içinde kalan sağ tekerlek ve viraj dışında kalan sol tekerlek için en uygun şekilde ayarlayarak tekerlek temas yüzeylerinin aynı kalmasını sağlamaktadır. Şekil 1.33 kamber açısının ayarlanmasıyla tekerlekler üzerinde oluşan kuvvet dağılımlarının nasıl eşitlendiğini göstermektedir. [22]



Şekil 1.31 : Ayarlanabilir kamber açısı sistemi [22].

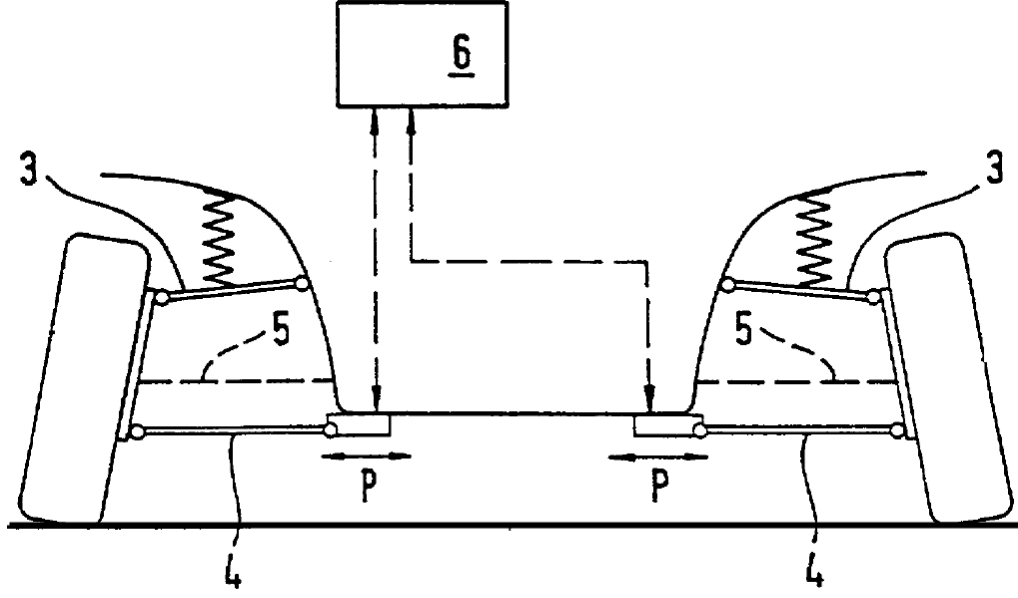


Şekil 1.32 : Sağa dönüş sırasında tekerlek kontak bölgeleri (Ayarlanabilir kamber sistemiyle) [22].



Şekil 1.33 : Sağa dönüş sırasında tekerleklerde oluşan kuvvet dağılımları (Ayarlanabilir kamber sistemiyle).

GB2352696A. Bu patentte buluş sahibi, süspansiyon sistemi içerisine koyduğu eyleyiciler vasıtasıyla tekerlek kamber açılarını kontrol etmeyi amaçlamıştır. Sistemdeki eyleyiciler (6) numarayla gösterilen sensör sistemi ve kontrol ünitesi yardımıyla kontrol edilmektedir. Sensör sistemi (6), direksiyon açısı, savrulma oranı, aracın enine ivmelenmesi, araç hızı gibi parametrelerin fonksiyonu şeklinde önceden tanımlanmış asıl sürüş koşullarıyla, sürücü girdileri sonucunda oluşan aracın gerçek zamanlı sürüş koşulları arasındaki farklılıkları otomatik olarak algılayarak kontrol sisteminin gerekli komutları oluşturmaya olanak sağlamaktadır. Oluşabilecek herhangi istenmeyen durum hesaplanır ise kontrol sistemi (6) eyleyicileri harekete geçirerek aracın kararlı hale geçmesini sağlar. Sistem ayrıca kamber açısını değiştirerek, herhangi bir tekerdeki düşük lastik basıncını da telafi edebilmektedir. Şekil 1.34 [24].



Şekil 1.34 : Ayarlanabilir kamber sisteminin genel görünümü [24].

Buluşun altındaki temel fikir aracın sürüş güvenliği ve viraj alma kabiliyetini arttırmak için tekerlek kamber açılarının otomatik olarak ayarlanmasıdır. Şekil 1.34 de görüldüğü üzere alt kontrol kollarının şasiye bağlandığı noktalara yerleştirilmiş olan eyleyiciler, aracın viraj alması esnasında, sensör sisteminden gelen bilgiye göre tekerleklerin viraj doğrultusunda kaymalarına karşı dirençlerini arttıracak şekilde kamber açılarını değiştirirler [24].

Bu patentle buluş sahibi;

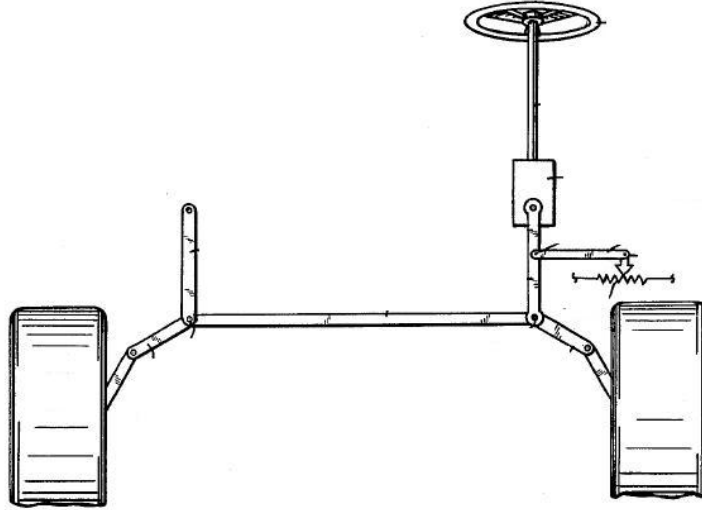
- Oluşturduğu sensör ve eyleyici sistemleriyle araç kamber açısını değiştirerek sürüş güvenliğini arttırmayı
- Araç viraj alırken virajın dışında kalan tekerleği negatif kambere, virajın içerisinde kalan tekerleği pozitif kambere getirerek viraj kararlılığını arttırmayı
- Tekerlekler arasında herhangi bir basınç kaybı oluşması durumunda kamber açısını değiştirerek bu farklılığın olumsuz etkilerini ortadan kaldırmayı amaçlamıştır.

US4191274A1 numaralı patentte viraj alma sırasında aracın sergilediği davranışa göre kontrol edilebilen otomotiv süspansiyon sisteminden bahsedilmektedir. Sistem içerisinde, aracın üzerindeki merkezkaç ve düşey kuvvetleri, direksiyon dönüş yönü

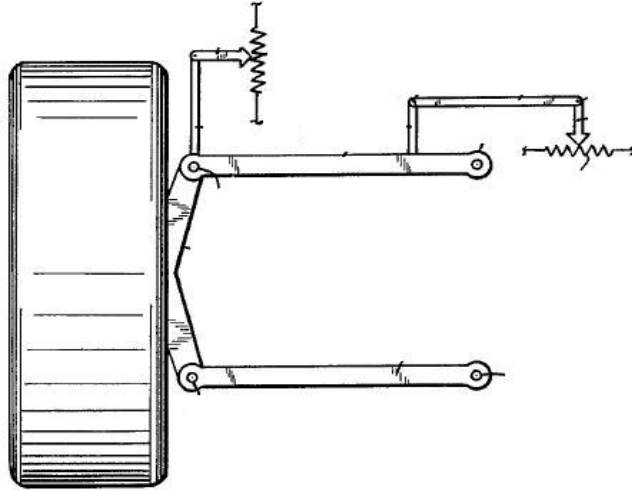
ile direksiyon dönme açısını ve her bir tekerleğin araç gövdesine göre kamber açısını belirleyen sensörler kullanılmaktadır. Sensörler tarafından iletilen bilgilere göre merkezi işlemci tarafından belirlenen aracın dinamik durumundaki değişmelere göre, sistem içerisinde bulunan servo mekanizmalar yardımıyla her bir tekerlek için kamber açıları ayarlanarak, bütün tekerleklerin yol ile maksimum temas halinde kalması sağlanır.

Sistem içerisinde kullanılan sensörlerin şematik gösterimleri şu şekildedir.

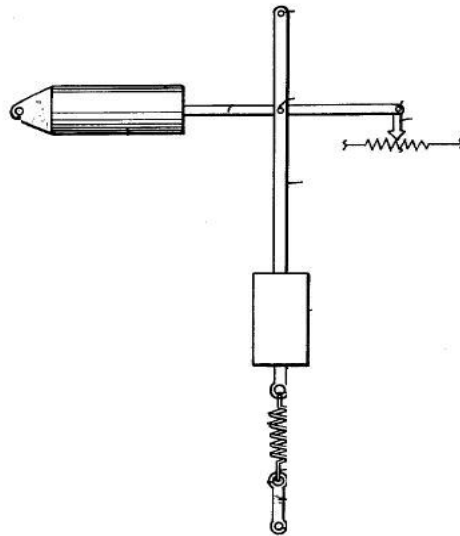
- Direksiyon yönü ve dönüş açısını belirleyen sensör Şekil 1.35
- Tekerleklerin araç gövdesine göre düşey doğrultudaki hareketini ve kamber açısı değişimlerini belirleyen sensör Şekil 1.36
- Aracın bir merkezkaç kuvvetine maruz kalması durumunda bu kuvvet etkisini belirleyen sensör. Şekil 1.37



Şekil 1.35 : Direksiyon açısı ve dönüş yönünün belirlenmesi [25].

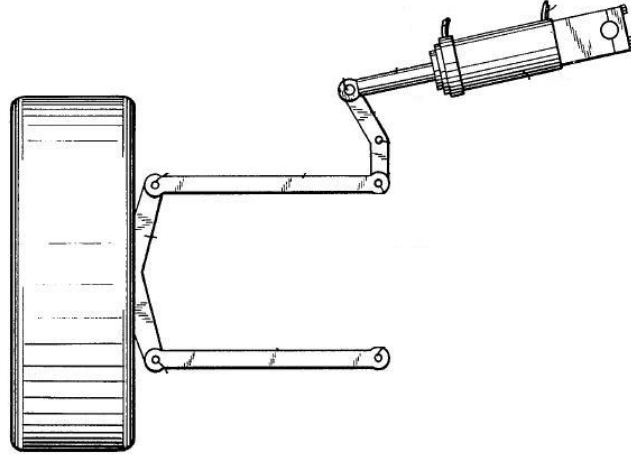


Şekil 1.36 : Tekerleğin gövdeye göre pozisyonunun belirlenmesi [25].



Şekil 1.37 : Merkezkaç kuvvetinin belirlenmesi [25].

Şekillerde gösterilen sensör sistemlerinin hepsi mekanik bir hareket sonucu oluşan değişimleri, potansiyometreler vasıtası ile elektriksel bir sinyale dönüştürerek kontrolcüye göndermektedir. Kontrolcüde içerisindeki algoritmaya göre, Şekil 1.38 da gösterilen servo mekanizma ile üst kontrol koluna hareket vererek kamber açısını değiştirmekte, bu sayede tekerlek ile yol temasının maksimumda olmasını sağlamaktadır [25].



Şekil 1.38 : Kamber Açısının Üst Kontrol Kolundan Ayarlanması [25].

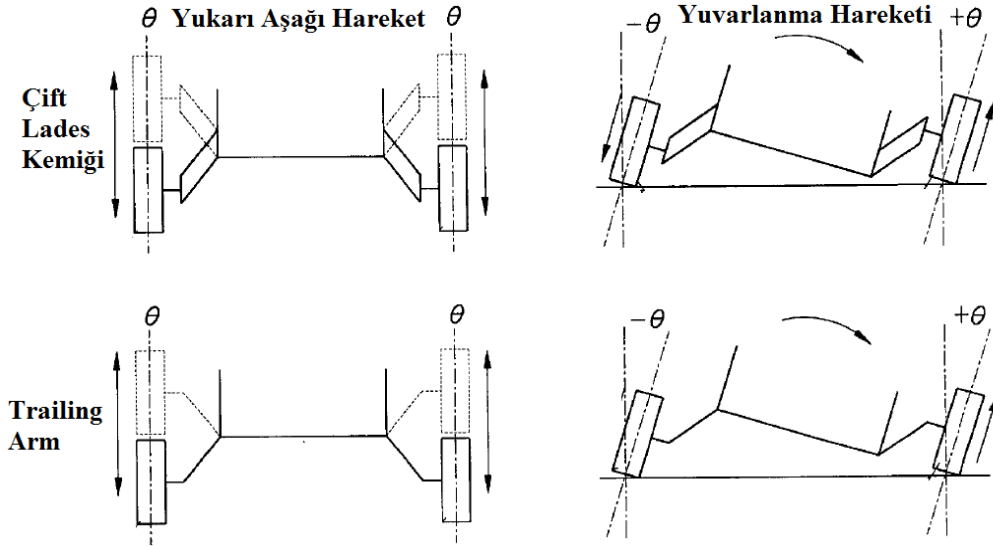
US6250660B1 Patentte bahsi geçen sistem, süspansiyon sisteminin temel açılarından olan kamber açısını, süspansiyon sistemi hareketleri doğrultusunda optimum şekilde kontrol edebilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu sayede yol tutuş, konfor, doğrusal kontrol ve aracın viraj alma kararlılığı gibi özelliklerin en iyi kombinasyonunun oluşturulması amaçlanmıştır.

Kamber açısı, aracın yol tutuş davranışı açısından oldukça önemli bir açıdır. Günümüz taşıtlarında genellikle kamber açısı maksimum yol teması elde edebilmek için sıfıra yakın değerlerde seçilir. Ancak bu seçim araç sadece doğrusal olarak yol alırken tekerlekler ile yol arasındaki maksimum teması sağlamaktadır. Şekil 1.39 ve Şekil 1.40 da iki farklı süspansiyon sisteminin kamber açılarıyla tekerlek yol temasları arasındaki ilişki anlatılmaktadır.

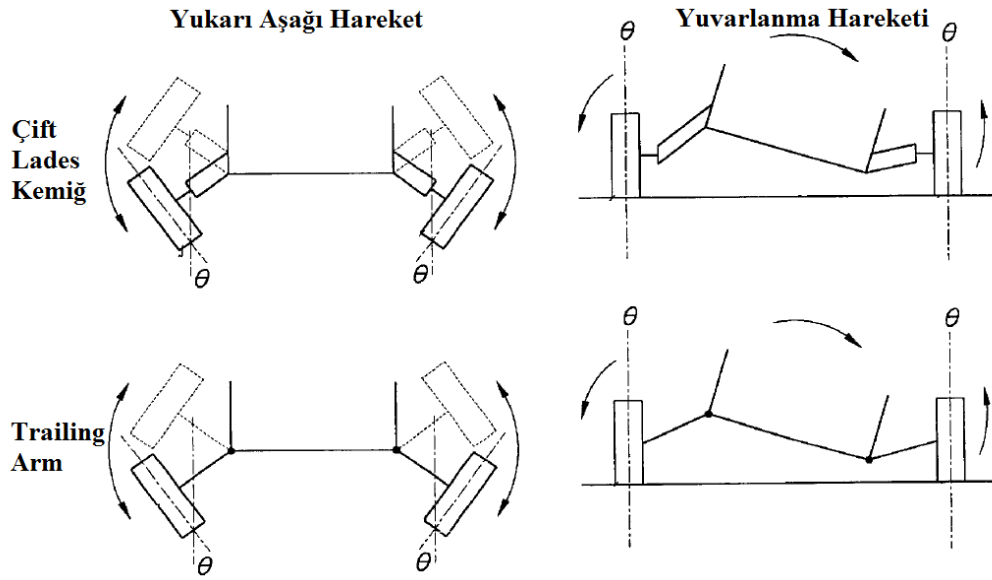
Şekil 1.39 da Çift lades Kemiği süspansiyon sistemi ve trailing arm süspansiyon sistemleri görülmektedir. Bu süspansiyon sistemleri aracın zıplaması durumunda kamber açısı sıfır olacak şekilde tasarlanmıştır, ancak bu tasarım viraj alma sırasında kamber açısının değişmesine engel olamamakta ve tekerlek-yol teması azalmaktadır.

Şekil 1.40 da ise tam tersi bir durum söz konusudur. Burada araç süspansiyon sistemi viraj alma sırasında kararlı olacak şekilde tasarlanmasına karşın, aracın yukarı aşağı yöndeki hareketinde kamber açısı değişmekte ve aracın doğrusal kararlılığı bozulmaktadır [26].

Günümüz süspansiyon sistemlerinde hem doğrusal yol tutuş kararlılığını hem de viraj alma kararlılığını aynı süspansiyon geometrisiyle sağlamak mümkün olamamaktadır.

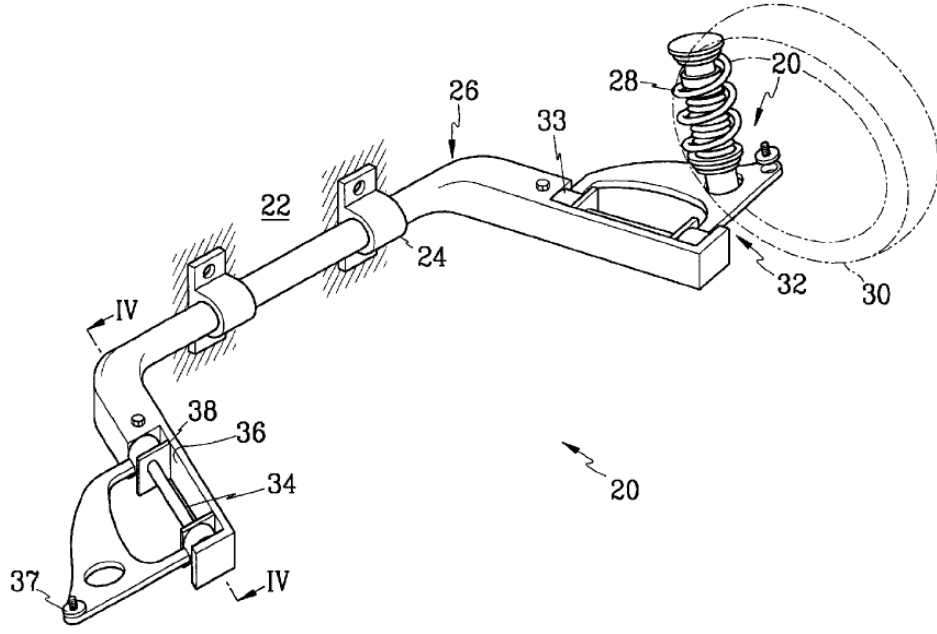


Şekil 1.39 : Araç yukarı aşağı hareketi sırasında kamber açısı sıfır.



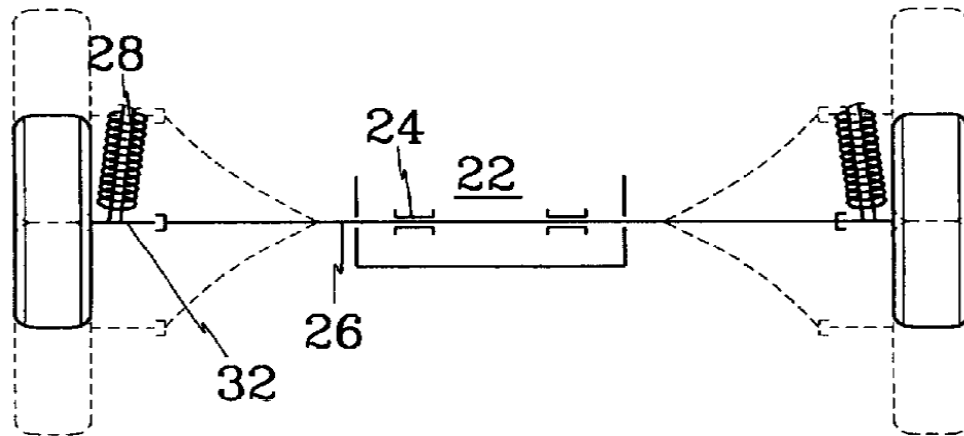
Şekil 1.40 : Aracın viraj alma sırasında kamber açısı sıfır olması.

Bu patent ile yukarıda bahsi geçen sorun, aracın doğrusal kararlılığı ve viraj kararlılığının aynı anda sağlanması amaçlanmıştır. Şekil 1.41 de patentte anlatılan sistem görülebilir.

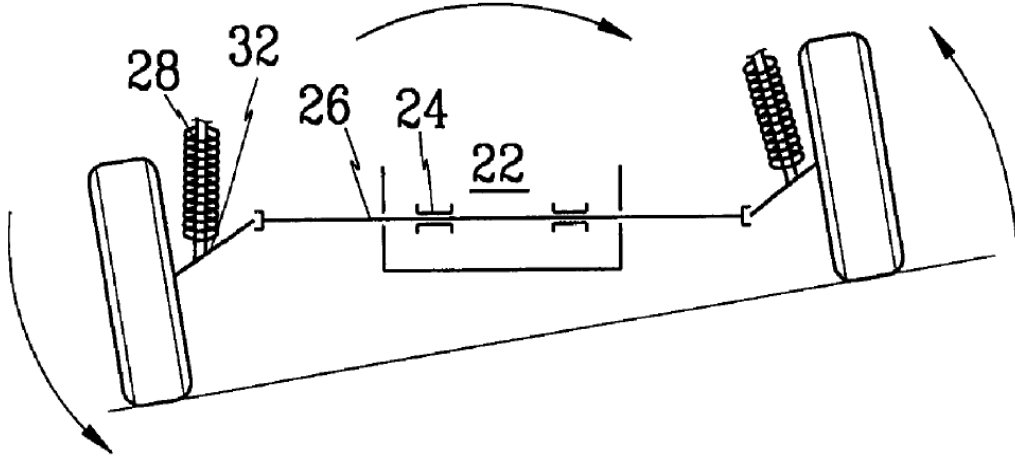


Şekil 1.41 : Ayarlanabilir kamber sistemi.

Şekil 1.41 de (26) numara ile gösterilmiş olan trailing arm dönel mafsallar (24) yardımıyla araç gövdesine monte edilmiştir. Aracın yukarı aşağı hareketi sonucunda trailing arm da (26) yukarı aşağı hareket ederek kamber açısını optimumda tutar Şekil 1.42. Diğer taraftan araç viraj alma sırasında, burulma çubuğu (34) trailing arm arasında burularak sol ve sağ tekerlekler arasında oluşan yükseklik farkını telafi eder ve kamber açısının tekerlek-yol temasını optimumda sağlamasına yardımcı olur Şekil 1.43 [26].



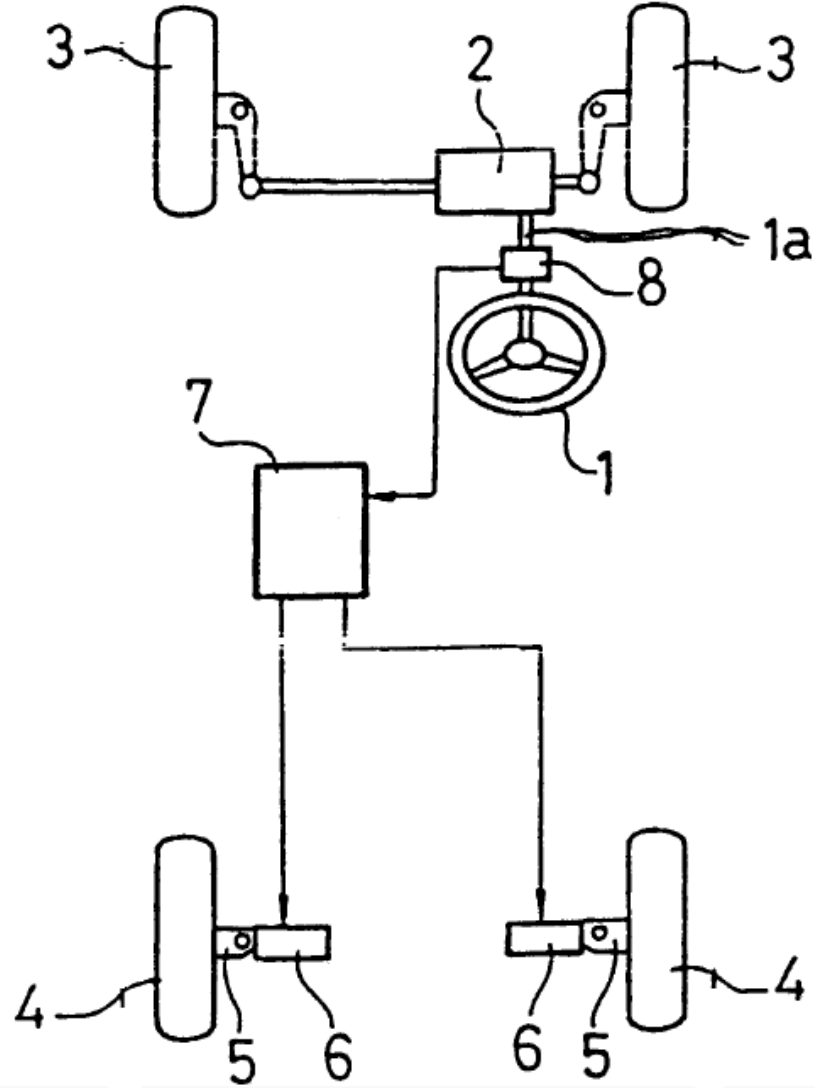
Şekil 1.42 : Yukarı aşağı harekette kamber açısının korunması.



Şekil 1.43 : Viraj alma sırasında kamber açısının korunması.

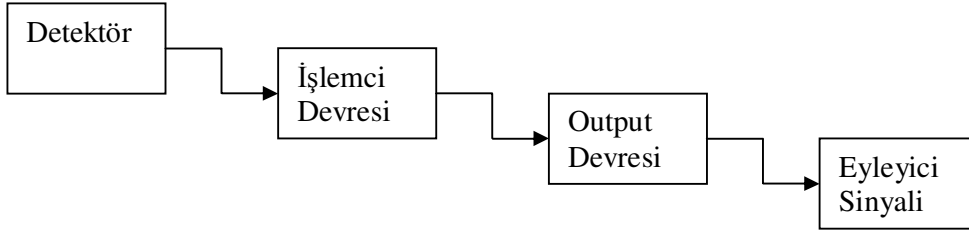
EP0246116B1 numaralı patent aracın viraj alma performansını arttırmak için, araç seyir hızına göre tekerlek kamber açılarını değişken olarak kontrol edebilen bir sistemi anlatmaktadır.

Şekil 1.44 üzerinden sistemin kısaca tanıtımını gerçekleştirebiliriz. Direksiyon kutusu (2), direksiyon simidi (1), direksiyon dönüş yönü detektörü (8), kontrol ünitesi (7), eyleyiciler (6) ve kamber açısı ayarlama mekanizması (5) numara ile gösterilmektedir. Sistemdeki eyleyiciler, direksiyon konum detektöründen aldığı bilgiye göre kontrol sinyali üreten kontrol ünitesi tarafından kontrol edilmektedir [27].



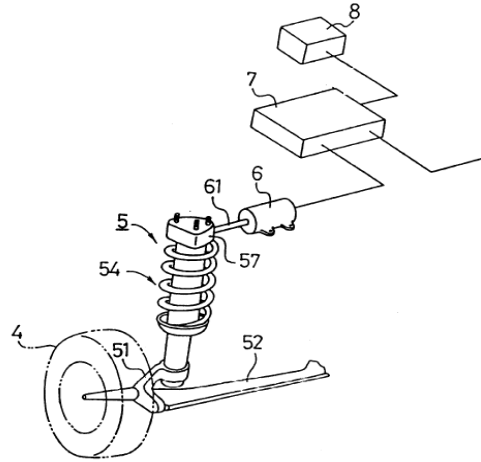
Şekil 1.44 : Kamber kontrol sistemine sahip aracın şematik gösterimi.

Kontrol ünitesi Şekil 1.45 de gösterilen akış diyagramına göre çalışarak bir kontrol sinyali üretmektedir. Manevra sırasında arka tekerleklerin değiştirilen kamber açısının değeri, sabit bir değer olabildiği gibi sürekli değişen bir değerde olabilmektedir. Bu değer direksiyon inputunun hızına ve direksiyonun ne kadar çevrildiğine bağlı olarak belirlenmektedir.



Şekil 1.45 : Kontrol ünitesi akış diyagramı.

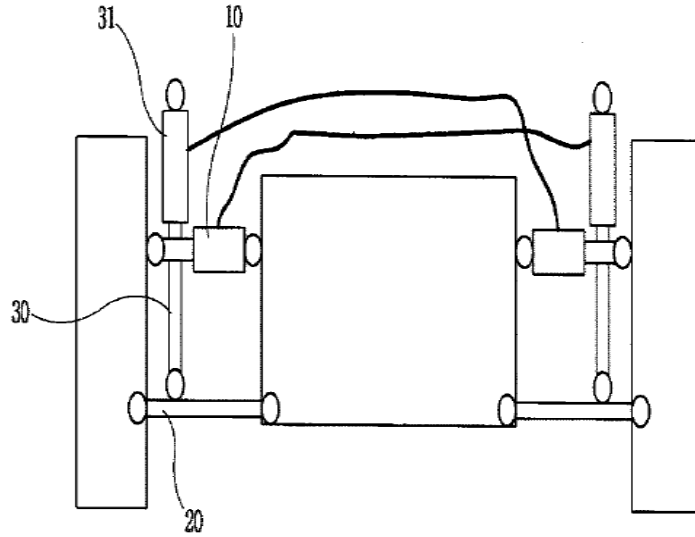
Bu patentte bahsi geçen sistem, ön tekerleklerin manevra miktarı ve yönüne göre arka tekerleklerin kamber açısını yolla teması maksimumda tutacak şekilde negatif veya pozitif kamber olarak ayarlamaktadır. Arka tekerleklerdeki kamber açıları, aracın dönme yarıçapının merkezine yönelecek şekilde dıştaki teker için negatif, içteki teker içinse pozitif kamber olacak şekilde sistem tarafından ayarlanır. Böylece tekerleklerin kamber açıları nedeniyle oluşan kamber kuvvetleri, (camber thrust) viraj kuvvetlerini, pozitif olarak etkileyecek şekilde oluşmasına yardımcı olur ve aracın viraj kararlılığı artırılır. Şekil 1.46 da sistemin Macpherson tipi süspansiyon sistemine uygulanışı görülmektedir [27].



Şekil 1.46 : Kamber açısı ayar sisteminin Macpherson tipi süspansiyon sistemine uygulanması.

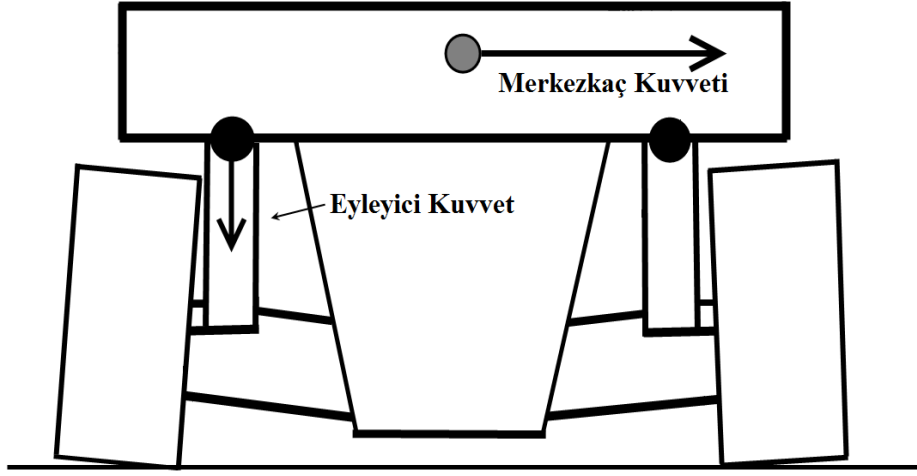
KR20070063882A Patentin amacı aracın doğrusal stabilitesini ve viraj esnasında manevra kabiliyetini atıracak şekilde kamber açısını kontrol etmektir. Sistemde çift lades kemiği süspansiyon sistemi üzerinde kamber açısının kontrolü gerçekleştirilmiştir. Çift lades süspansiyon sistemi düzeninde alt ve üst kontrol kollarının geometrik hareketleri sonucunda, süspansiyon sisteminin yukarı hareketiyle tekerlekler negatif kamber açısına, süspansiyon sisteminin aşağı

hareketinde ise tekerlekler pozitif kamber açısına sahip olurlar. Şekil 1.47 de önerilen sistemde üst kontrol kolu üzerine kamber açısını kontrol edecek hidrolik silindir (10) monte edilmiştir. Şekil 1.47 de görüleceği üzere sol tarafta ki şok emici sağ üst askı kolunda bulunan hidrolik silindire, sağ taraftaki şok emici ise sol üst askı kolunda bulunan hidrolik silindire monte edilmiştir. Süspansiyon sisteminin yukarı hareketinde sağ ve sol şok emicilerden eşit miktarda sıvı, şok emici içindeki artan basıncın etkisiyle ilgili hidrolik silindire aktarılır. Bu sayede negatif kambere gelen tekerlekler hidrolik piston sayesinde açılarak eski konumlarına döner. Aynı olay süspansiyon sisteminin aşağı hareketi sırasında tam tersi yönde gerçekleşerek kamber açısının her iki teker içinde eşit miktarda ayarlanması sağlanmış olur [28].



Şekil 1.47 : Hidrolik olarak kontrol edilen kamber açısı düzeni.

WO2007054165A1. Bu patentte değişken yol koşullarını algılayan ve eyleyicilere değişken giriş sinyallerini gönderen kontrol ünitesine ve tekerlekler ile araç gövdesi arasındaki bağıl hareketi ayarlayan her bir tekerleğe eklenmiş eyleyicileri içeren aktif süspansiyon sisteminden bahsedilmektedir. Araç gövdesi viraj alma manevrası sırasında aktif olarak virajın içerisinde bulunan tekerlek üzerindeki eyleyiciler sayesinde aşağı çekilir. Bu sayede potansiyel devrilme riski engellenir. Süspansiyon sistemini kinematığı, tekerlek kamber açılarının gövde hareketine bağlı olarak değişecek şekilde tasarlanmıştır Şekil 1.48. Yani araç gövdesi eyleyiciler tarafından alçaltılması arttıkça viraj dışında kalan tekerlek daha fazla negatif kamber açısına sahip olacak şekilde ayarlanır [29].

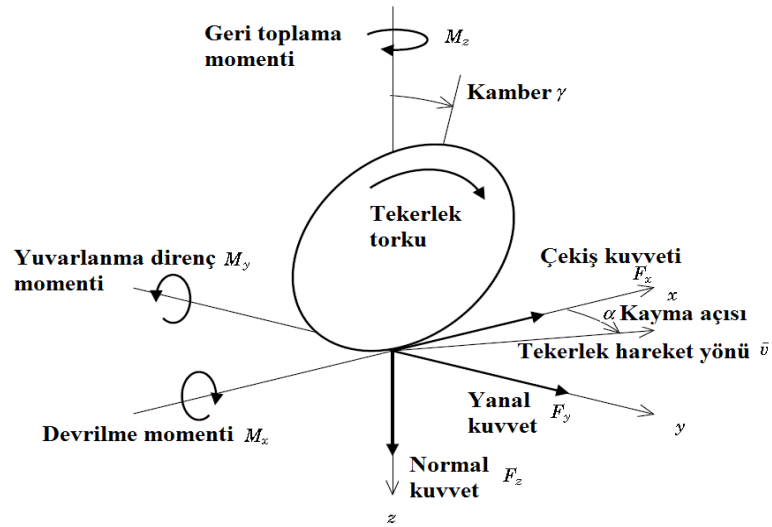


Şekil 1.48 : Gövdenin aktif olarak alçaltılması ve kamber açısının ayarlanması.

2. ÖN DÜZEN GEOMETRİSİ VE ÖNEMLİ TEKERLEK AÇILARI

Araç seyir halindeyken yol ile olan tek temas noktası tekerlekleridir. Dolayısıyla aracın kontrolü tekerlekler vasıtasıyla gerçekleştirilir. Tekerlekler araç kontrolünü hızlanma, frenleme, normal seyir hali ve dönme manevralarında ki, yolla temas sırasında oluşan çeşitli kuvvetler sayesinde gerçekleştirirler.

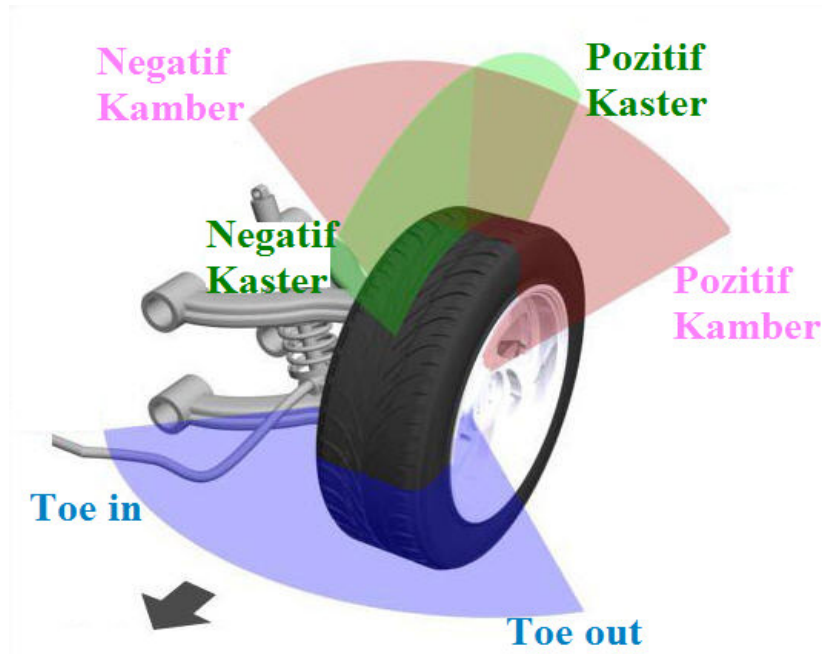
Farklı manevralar sırasında tekerlekler üzerinde oluşan bu kuvvetler tekerlekler ve yol arasındaki sürtünme karakteristiğine, tekerlek iskeletinin yola göre olan geometrik pozisyonuna ve tekerlek üzerine etki eden normal yüke bağlı olarak değişkenlik gösterir. Bu çalışmada araç ve tekerlekler için SAE (Society of Automotive Engineers) tarafından oluşturulan koordinat sistemleri kullanılmıştır. Şekil 2.1 deki tekerlek koordinat sisteminde x-ekseni tekerleğin önünü, y-ekseni tekerleğe yanal olarak dik olan ekseni, z-ekseni ise tekerleğin üstünden aşağıya doğru olan dikey ekseni ifade etmektedir. Araç dinamiği çalışmalarında, x-ekseni boyunca, hızlanma ve frenleme manevralarında oluşan F_x kuvveti, y-ekseni üzerinde dönme manevralarında oluşan F_y kuvveti ve etki etme noktası, tekerlek merkezinin tam altında olmayan düzlemsel kuvvetlerin oluşturduğu geri toplama momenti M_z önem taşımaktadır [30].



Şekil 2.1 : SAE Tekerlek koordinat sistemi.

Bir taşıtın sabit seyir koşulları ve manevralar sırasındaki yol tutuş özellikleri kinematik ve elastokinematik olarak incelenmektedir. Kinematik durum tekerlek pozisyonunun seyir sırasında veya gövdenin yuvarlanma, kafa vurma, zıplama gibi hareketleri nedeniyle değişmesini, elastokinematik durum ise lastik üzerine etkiyen yanıl ve boylamasına kuvvetler neticesinde tekerlek pozisyonundaki değişmeleri ifade etmektedir. Tekerlek pozisyonunda meydana gelen ufak değişiklikler bile aracın yol tutuş karakteristiğine çok büyük etkiler yapabilmektedir [8].

Tekerlek ve yol düzleminde, tekerlek temas bölgesinde ortaya çıkan kuvvetler, özellikle tekerleğin seyahat doğrultusuna göre açısal pozisyonu, tekerlek düzleminin düşeyle oluşturduğu açı (kamber açısı), bu açı nedeniyle oluşan yanıl kuvvetler ve geri döndürme momenti (F_y , M_z), Toe in/out açısı, direksiyon sisteminden kaynaklı kuvvetler, kaster açısı, ve lastik hava basıncı gibi pek çok faktöre bağlıdır. Tezin bu bölümünde tekerlek ve yol düzlemi arasında oluşan kuvvetleri etkileyen süspansiyon sistemi geometrisi ve tekerlek açıları hakkında bilgi verilecektir.



Şekil 2.2 : Toe-Kamber ve kaster açılarının tekerlek sistemi üzerinde gösterimi.

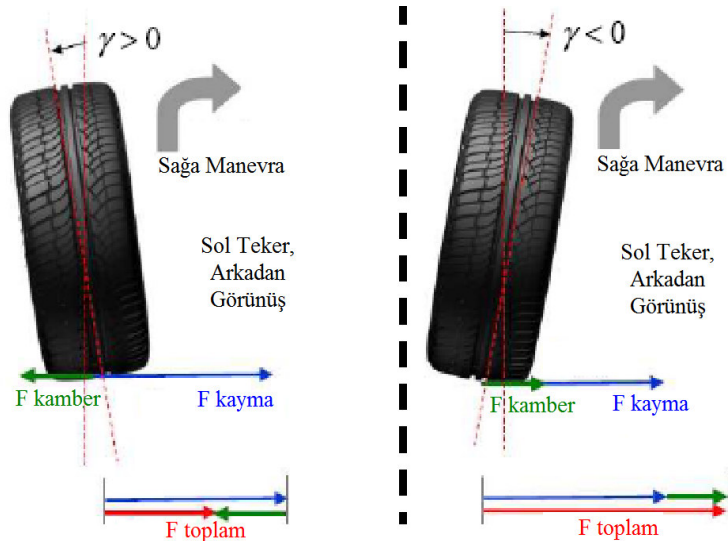
2.1 Kamber Açısı

DIN 70000 standardına göre kamber açısı tekerlek merkez düzleminin, yola dik olan düzlemle yaptığı açı olarak tanımlanmıştır. Tekerleğin üst kısmı araç orta eksenine yaklaşacak şekilde içeriye doğru yönlendirilmiş ise negatif kamber, tekerleğin üst

kısmı araç orta ekseninden uzaklaşacak şekilde yönlendirilmiş ise pozitif kamber açısına sahiptir Şekil 2.2. Yolcu taşıtlarında statik durumda küçük pozitif kamber açısı sağlanacak şekilde yapılacak tasarım, aracın yüklenmesi sonrasında kamber açısının sıfıra yaklaşması, böylece yuvarlanma direncinin ve eşit olmayan teker aşınmalarının azalmasını sağlar [8].

Dizayn aşamasında kamber açısı belirlenirken bazı faktörler göz önünde bulundurulur. Ön düzen ayarları yapılırken araç hareketsiz olarak kabul edilir. Pek çok araç için kamber açısı farklı yol hızlarıyla değişmektedir. Buna neden olan etki ise aerodinamik kuvvetlerden ötürü araç sürüş yüksekliğinin statik duruma göre değişim göstermesidir. Uzun yıllar boyunca aracın yüklü pozisyonda sıfır kamber açısına sahip olması için statik halde pozitif kamber açısı uygulanmıştır. Fakat günümüz trendi küçük negatif kamber açısı sağlanarak araç stabilitesinin ve yol tutuş özelliklerini arttırmaya yönelmiştir [31].

Kamber açısı tekerlek düzlemine dik, tekerlek temas bölgesinde yatay düzlemde bir yanal kuvvete neden olur. Kamber kuvvetinin yönü tekerleğin eğik olduğu tarafa doğrudur. Bu kuvvet kamber açısı, tekerlek yapısı ve düşey kuvvetlerin bir fonksiyonudur. Şekil 2.3 kamber açısındaki değişimin oluşan kamber kuvvetini nasıl azaltıp arttırdığını göstermektedir [20].



Şekil 2.3 : Kamber açısı ve oluşan kamber kuvvetinin değişimi [20].

Tekerlekler, süspansiyon sistemi içerisinde mevcut geometri nedeniyle aşağı ve yukarı hareket ederken aynı zamanda dairesel bir yörünge izler. Tekerleklerin yanal hareketleri yol ile temaslarının azalmasına dolayısıyla yol tutuşu için gerekli olan

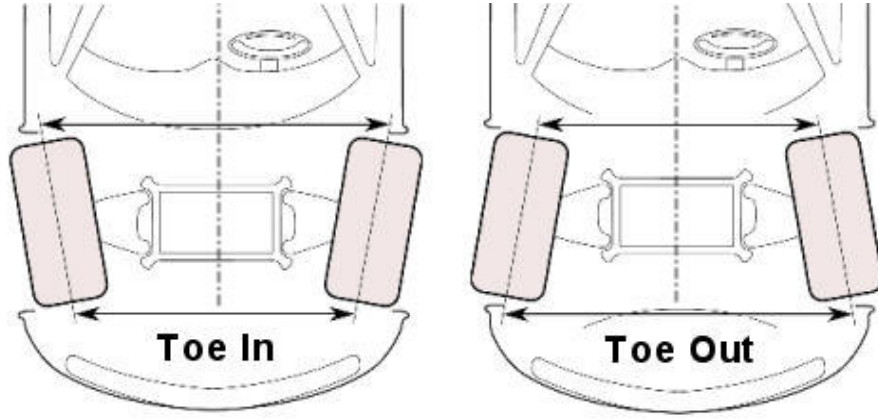
temas kuvvetlerinin azalmasına neden olur. Bu sebeple kamber açısı seyahat esnasında ortaya çıkacak yanal yer değiştirme ve yanal kuvvetleri karşılayabilmek için negatif kamber olacak şekilde bir miktar değişebilmelidir. Dönme manevralarında dışta kalan tekerleğin negatif, içte kalan tekerleğin pozitif kamber açısına sahip olması istenir.

İyi bir süspansiyon sistemi tasarımında araçta oluşan yanal kuvvetleri karşılayabilmek amacıyla kamber açısının bir miktar değişebilmesi yol tutuş ve araç stabilitesini arttırdığı için önemlidir.

2.2 Toe In/Out Açısı

Toe açısı, tekerlekler yukarıdan bakıldığında, tekerleklerin merkezinden boylamasına geçen eksenin aracı boylamasına kesen x eksenine göre yapmış olduğu açıdır. Toe açısının iki farklı şekilde ifade edilmektedir. Tekerleklerin ön kenarlarının, aracın orta eksenine yaklaşacak şekilde içe doğru kapalı olmasına durumuna pozitif toe ya da toe in, Tekerlek kenarlarının dışa doğru açık olmasına ise negatif toe ya da toe out denir. Toe açısı kamber açısının ve tekerleklerin önünde oluşan yuvarlanma direncinin süspansiyon sistemi ve direksiyon sistemi üzerindeki etkisini azaltmak ve aracın doğrusal kararlılığını arttırmak için verilen açıdır [9,32].

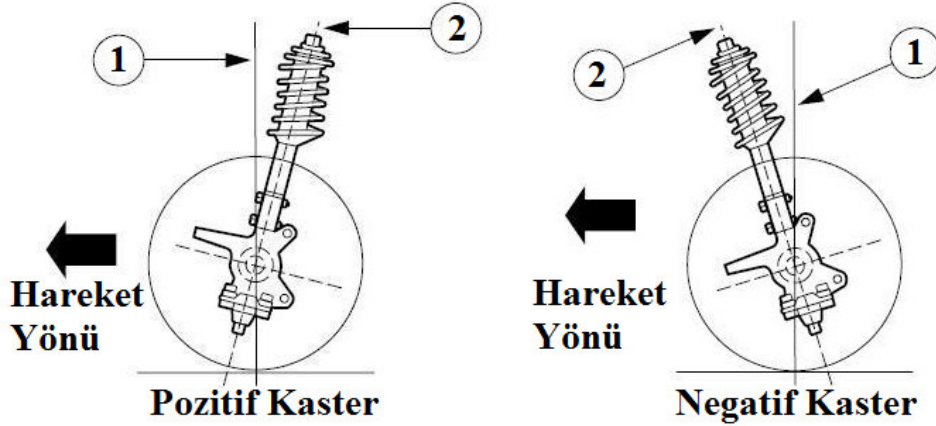
Arkadan itişli araçlarda toe in açısı uygulamak aracın doğrusal sürüş karakteristiğini arttırmakta ancak bir miktar viraj alma yeteneğini azaltmaktadır. Önden çekişli araçlar için durum biraz daha kompleks olabilmektedir. Önden çekişli araçlarda motordan iletilen moment nedeniyle tekerleklerde toe in açısı oluşur. Toe in açısına sahip bir araç tekerleklerin birbirine yönelmesinden dolayı virajlarda dönmeye karşı direnç gösterir ve araç izlemesi gerekenden daha büyük bir rota izleyerek virajı dönebilir. Önden çekişli araçların az dönerlik özelliğini azaltmak için statik durumda tekerlekler toe out açısına sahip olacak şekilde ayarlanırlar. Toe açısı kamber ve kaster gibi diğer süspansiyon açılarının aksine her zaman ayarlanabilir durumdadır. Bu sayede istenmeyen lastik aşınmaları, aracın sağa sola çekmesi gibi durumlarda ön düzen ayarlaması yapılarak bu sorunlar giderilebilmektedir [9,32].



Şekil 2.4 : Toe-in ve Toe-out açılarının araç üzerinde gösterimi.

2.3 Kaster Açısı

Kaster açısı tekerlek merkezinden geçen dikey eksenin, araca yandan bakıldığında tekerleğin saptırıldığı eksen (steering axis) ile yaptığı açıdır. Eğer tekerlek saptırma eksenini, dikey eksenin arkasında kalıyorsa pozitif, önünde kalıyorsa negatif kaster açısı olarak isimlendirilir Şekil 2.5.



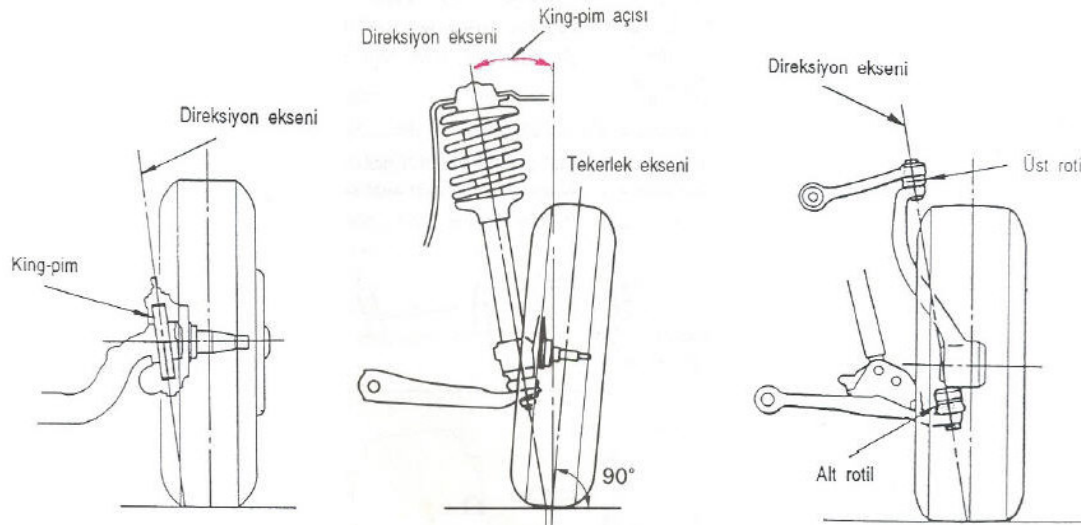
Şekil 2.5 : Pozitif ve negatif kamber açısı (1-Tekerlek düşey eksenini, 2-tekerlek saptırma eksenini).

Pozitif kaster açısı yüksek hızlarda aracın doğrusal seyir karakteristiğini arttırmaktadır ancak düşük hızlarda direksiyona uygulanması gereken kuvveti arttırmakta aracın manevrasını zorlaştırmaktadır. Negatif kaster ise tam tersi bir etkiye sebep olmaktadır. Araçlarda kaster açısı belirlenirken direksiyona uygulanacak moment ile aracın doğrusal seyir karakteristiği arasında bir optimizasyona gidilmesi gerekir. Kaster açısı çoğu araçta sonradan değiştirilemeyen bir açı olarak tasarlanmaktadır. Aracın sağa sola çekmemesi için her iki tekerlekte de

kaster açılarının eşit olması sağlanmalıdır. Günümüz taşıtlarında doğrusal kararlılığı sağlamak için 3-5 derecelik pozitif kaster açısı kullanılmaktadır. Ağır taşıtlarda ise bu açı manevra için direksiyona uygulanması gereken kuvveti azaltabilmek için daha ufak değerlerde seçilir [33].

2.4 King-Pim Açısı

Tekerlek saptırma ekseninin taşıt eksenine dik düzlemdeki düşeyle yaptığı açıdır. Dingil piminin üst kısmının taşıt merkezine doğru eğimidir. Günümüzde kullanılan serbest süspansiyon sistemlerinde alt ve üst salıncak rotillerinin eksenlerini birleştiren doğru ile düşey eksen arasında meydana gelen açıdır. Şekil 2.6'da sabit dingilli (akslı) ve serbest süspansiyonlu araçlarda bu açı gösterilmiştir. King-pim açısı, aracın tekerleklerine gelen yükün pim veya rotil bağlantı parçaları üzerindeki etkisini azaltır. Tekerlek eksenini ile king-pim ekseninin yere temas noktaları arasındaki farkın (ofset) azaltılması ile direksiyon döndürme kolaylığı sağlanır.

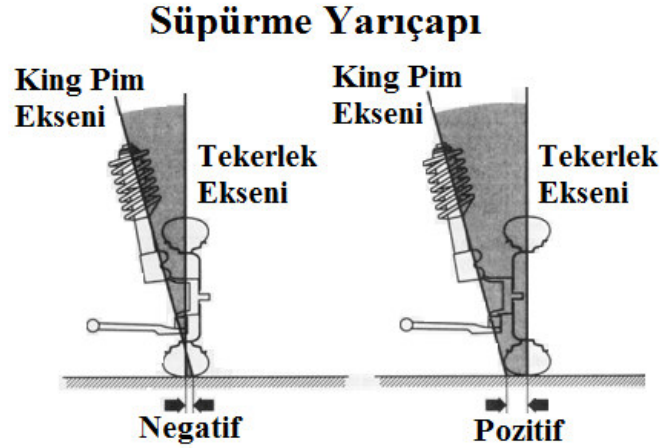


Şekil 2.6 : Sabit akslı ve bağımsız süspansiyonlarda king pim açısı.

King Pim açısı araçtaki fazla kambere olan ihtiyacı azaltır. Tekerleğin temas noktasını, pim eksenin yol yüzeyini kestiği noktaya yaklaştırarak yol darbelerinin ön takım ve direksiyon sistemi üzerindeki olumsuz etkileri azaltılabilir, dönüşlerde direnç momentini azaltarak direksiyon çevirme kolaylığı sağlanabilir. Ayrıca bu King Pim açısı dönüşlerden sonra tekerleklerin tekrar düz konuma gelmesini kolaylaştıran direksiyon geri toplama momentinin oluşmasını sağlar.

2.5 Süpürme Yarıçapı

King-pim ekseninin yola değdiği nokta ile ön tekerleklerin orta ekseninin yolu kestiği nokta arasında kalan bölgedir. Bu terim ön tekerlekler altında araç ağırlığının taşındığı bölgeyi ifade etmektedir. Tekerlek orta ekseninin yere temas ettiği nokta king-pim ekseninin yolu kestiği noktanın dışında kalıyorsa pozitif süpürme yarıçapı, içerisinde kalıyorsa negatif süpürme yarıçapı olarak adlandırılır Şekil 2.7 [34].



Şekil 2.7 : Negatif ve pozitif süpürme yarıçapı.

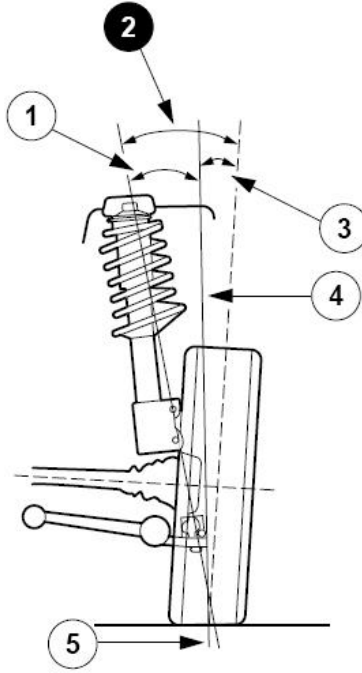
Büyük değerlerdeki süpürme yarıçapı tekerleklerin döndürülebilmesi için direksiyona daha fazla moment uygulanmasını gerektirir. Pozitif süpürme yarıçapı seyir halinde tekerleklerin toe-out açısına sahip olmasına, negatif süpürme yarıçapı ise seyir halinde toe-in açısına neden olur. Negatif süpürme yarıçapının bir avantajı frenleme esnasında tekerleklerde toe in açısı meydana getirerek aracın doğrusal kararlılığının artmasını sağlamasıdır [3].

2.6 Toplam Açı

Kamber ve King-pim açılarının toplamıdır Şekil 2.8. Toplam açı tekerlek eksenini King-pim ekseninin kesişme noktasının yerini belirlemek bakımından önemlidir. Pratikte bu nokta, yol yüzeyinin yaklaşık 5 cm altında olmalıdır.

Tekerlek eksenini ile king-pim eksenini yolu keserse (kesişme noktası yol yüzeyinin altında ise) tekerlekler dışa açılmaya zorlanır. Tekerlek eksenini, yol yüzeyini king-pimin kestiği yerden içeride kalacak şekilde keserse (kesişme noktası yol yüzeyinin üstünde ise) tekerlek gidiş sırasında içe kapanmaya çalışır.

Kesişme noktası yol yüzeyinde ise yol direnci, dönme ekseninden geçtiği için tekerlekleri içe veya dışa doğru açma-kapama (toe-in, toe-out) etkisi yapmaz. Bu durum taşıt hareket halinde iken rot başları ve direksiyon boşluğu nedeniyle tekerleklerin sağa-sola yalpa yapmasına neden olur. Direnç moment kolu sıfır olduğundan, taşıt hareket halinde iken yol darbeleri direksiyon sistemini fazla etkilemez, ancak taşıt durur vaziyette iken direksiyon dönüşü zorlaşır.

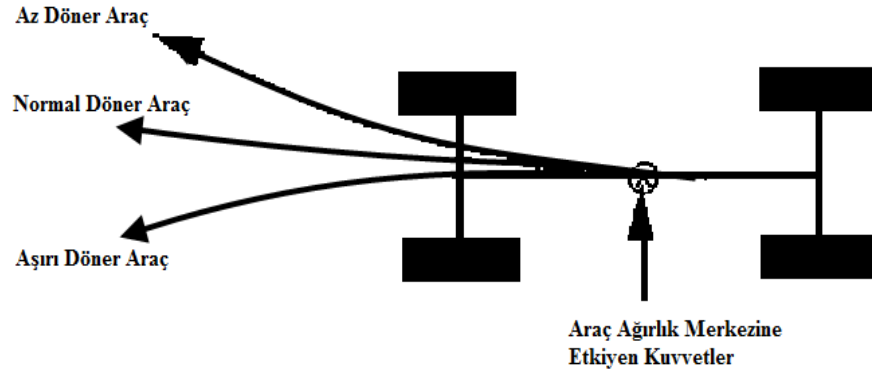


Şekil 2.8 : Toplam açı (1-King-Pin Açısı, 2-Toplam Açı, 3- Kamber Açısı, 4-Dikey Eksen, 5-Süpürme Yarıçapı).

3. VİRAJ ALMA SIRASINDA SÜSPANSİYON ETKİLERİ

Bir motorlu taşıtın viraj alma sırasındaki davranışı, yol tutuş performansını oluşturan en temel göstergedir. Aracın yol tutuşu, o aracın sürücü inputlarına verdiği cevap veya aracın kontrol kolaylığı olarak adlandırılabilir. Sürücü ve araç kapalı çevrim şeklinde çalışan bir kontrol sistemi olarak düşünülebilir. Sürücü yol şartları, araç yönünü ve pozisyonunu gözlemleyerek araca istenen hareketi yaptırmak için sürekli olarak kendi inputlarını güncellemektedir.

Dönme manevrası analiz edildiğinde, araç davranışlarının ön ve arka aksta ki yük/(viraj alma katsayısı) oranlarına bağlı olduğu ortaya çıkmaktadır. (W_f/C_{af} , W_r/C_{ar}) Araç ağırlık merkezine etki eden yanal kuvvetler her bir aksa, üzerindeki ağırlık oranınca dağılmaktadır. Ne zamanki aracın ön aksı arka aksına göre daha uyumlu olursa, yanal kuvvetler ön aksta daha fazla yanal kaymaya sebep olur ve araç dönme rotasının dışına doğru çıkar. Bu duruma az döner taşıt denilmektedir. Eğer arka aks daha fazla viraj manevrasına uygunluk gösterirse aracın arkası kaymaya başlar ve aracın önü virajın içine doğru yönelir. Bu duruma da aşırı döner taşıt denilmektedir. Şekil 3.1 de az döner, Normal Döner ve Aşırı döner taşıt türlerinin izlediği rotalar görülebilir [9].



Şekil 3.1 : Aşırı döner, normal döner ve az döner araç [9].

Aşırı döner ve az döner durumları için temel denklemlerin çıkarılmasında her ne kadar lastik viraj alma katılık değerleri kullanılıyor olsa da taşıt tasarımında, yanallıvmelenmelerin ortaya çıktığı durumlarda viraj kuvvetlerini etkileyen pek çok başka faktör vardır. Araç tekerleklerinde oluşan viraj kuvvetlerini etkileyen herhangi bir dizayn faktörünün aracın istikamet cevabı üzerinde de etkisi vardır. Süspansiyon ve direksiyon sistemi bu etkilerin ana kaynaklarıdır. Bu kısımda yol tutuşuna etki eden süspansiyon faktörleri üzerinde durulacaktır.

3.1 Yuvarlanma Moment Dağılımı

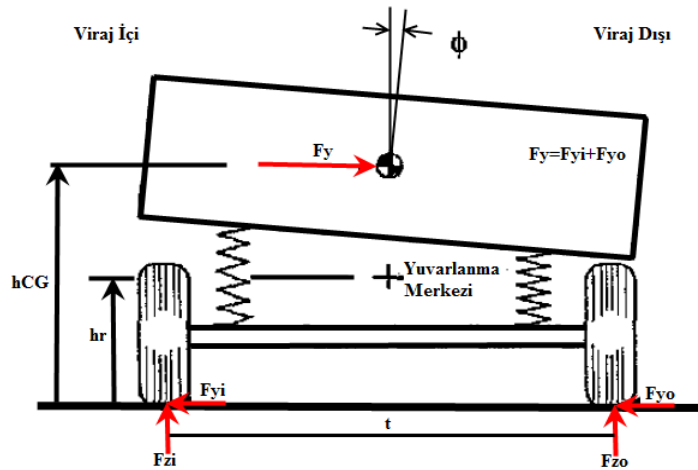
Pnömatik tekerlekler için viraj alma kuvvetleri nonlineer olarak yüke bağlıdır. Viraj alma sırasında yük transferi yer düzleminin üzerinde bulunan ağırlık merkezinin yer değiştirmesiyle gerçekleşir. Şekil 3.2 de araç üzerine etkiyen yuvarlanma momentinin mekaniği görülmektedir. Süspansiyon sistemi 2 adet yay sembolü ile gösterilmiştir. Yaylar arasındaki yatay mesafe, yayların gövde ile aks arasında oluşan yuvarlanma açısıyla orantılı bir yuvarlanma direnç momentini oluşturmasını sağlar. Bu direnç şu şekilde ifade edilir;

$$K_{\phi} = 0.5 * K_s * s^2 \quad (3.1)$$

K_{ϕ} = Süspansiyon sisteminin yuvarlanma direnci,

K_s = Yayların katılık değerleri,

s = Yaylar arasındaki yatay mesafe,



Şekil 3.2 : Sola dönen bir taşıtın kuvvet analizi. (Gillespie 1994) [9].

Yuvarlanma açısının bulunmasında kullanılan denklem çıkarılırken ön ve arka süspansiyon sistemi üzerindeki yuvarlanma moment dağılımı dikkate alınmalıdır. Viraj manevrası sırasında oluşan yuvarlanma açısının hesabında aşağıdaki denklem kullanılmaktadır [9].

$$\phi = \frac{W * h_1 * V^2 / (R * g)}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1} \quad (3.2)$$

ϕ = Yuvarlanma açısı

W= Taşıt Ağırlığı

h1= Yuvarlanma eksenini altında kalan asılı kütle merkezinin yüksekliği

V= Araç hızı

R= Dönme yarıçapı

g= Yerçekimi ivmesi

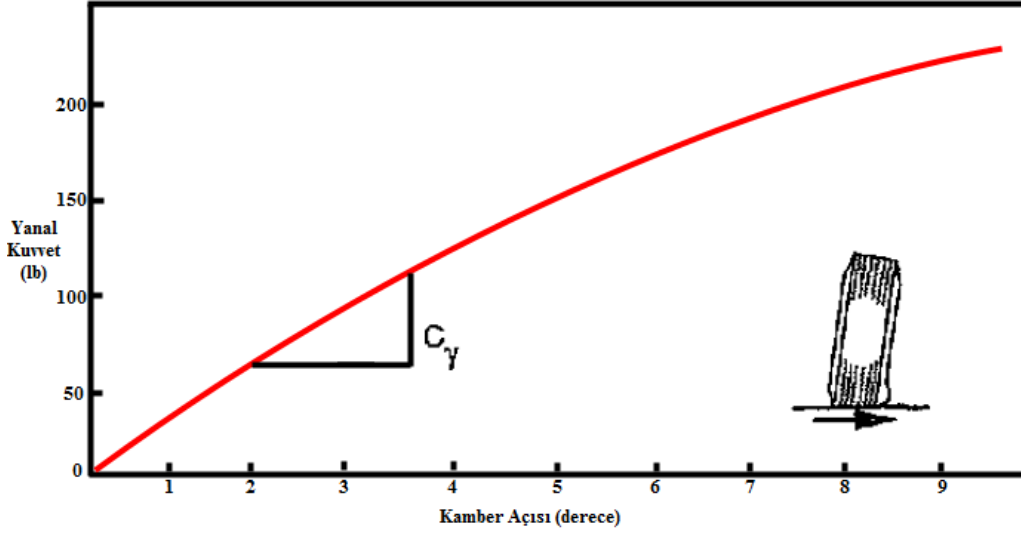
K_{ϕ} = Süspansiyon sisteminin yuvarlanma direnci

Süspansiyon sistemi üzerindeki yuvarlanma merkezi, yanal kuvvetlerin aks üzerinden asılı kütleye (araç gövdesine) iletiildiği nokta olarak tanımlanır. Aynı zamanda yuvarlanma merkezi yanal kuvvetlerin gövde üzerinde hiçbir yuvarlanma açısı oluşturmadığı nokta olarak ta ifade edilebilir. Bir taşıt üzerindeki yuvarlanma momenti dağılımı bazı faktörlerden ötürü ön tekerlekler üzerine doğru yoğunlaşmaktadır. Bu faktörler;

- Yüke bağlı olarak, ön yay oranları arka yaylara oranla daha düşüktür. Bu da arka tarafın yuvarlanma direncinin daha fazla olmasını sağlar. Fakat bağımsız süspansiyon sistemlerinin yaygın olarak kullanılmaya başlanmasıyla ön taraftaki yuvarlanma direncinin arttırılması mümkün olmuştur.
- Tasarımcılar genellikle ön taraftaki yuvarlanma direncini az dönerlik limitlerini garanti altında tutmak için yükseltmeye çalışırlar,
- Denge çubukları daha fazla ön yuvarlanma direnci elde etmek için genellikle ön aksta kullanılır.
- Denge çubukları gövdenin yana yatmasını engellemek için kullanılıyorsa ya ön tarafta ya da ön ve arkada birlikte kullanılmalıdır. Sadece arka aksta kullanılan denge çubuk sistemi istenmeyen aşırı dönme özelliğinin ortaya çıkmasına neden olur.

3.2 Kamber Açısının Değişimi

Daha öncede bahsedildiği üzere kamber açısı tekerlek orta ekseninin düşey eksene göre yaptığı açı olarak tanımlanmıştır. Kamber açısı, kamber kuvveti (kamber thrust) adı verilen bir yanal kuvvet üretmektedir. Şekil 3.3 kamber açısının sebep olduğu yanal kuvveti göstermektedir [9].



Şekil 3.3 : Kamber açısı ile kamber kuvveti değişimi ($F_z = 1000\text{lb}$ ve kayma açısı=0) (Gillespie 1994) [9].

Kamber açısı, Slip açısına (Kayma Açısı) oranla çok daha az yanal kuvvet oluşturmaktadır. Diagonal lastik üzerinde (Bias-ply tire) yaklaşık 4-6 derecelik kamber açısının oluşturduğu yanal kuvvet etkisini 1 derecelik kayma açısı oluşturabilmektedir. Radyal lastiklerin kamber katılık değerleri genellikle diagonal lastiklere oranla daha düşüktür yani radyal lastikler ile diagonal lastiklerin 4-6 derece de oluşturduğu yanal kuvvet etkisini 10-15 derecelik kamber açısı değişimi oluşturabilmektedir. Kamber kuvveti, kayma açısına göre daha düşük değerlerde yanal kuvvete sebebiyet verse de az dönerliğe sebep olan viraj kuvvetleri üzerinde etkisi vardır. Kamber kuvveti diagonal lastiklerde şişirme basıncına çok bağlıdır. Radyal lastiklerde ise şişirme basıncına o kadar bağlı değildir.

Katı aks süspansiyon sistemlerinde kamber açısı değişimi küçük miktarlarda olmaktadır. Bağımsız süspansiyon sistemlerinde ise kamber açısı değişiminin performansı üzerine önemli etkileri olmaktadır. Bağımsız süspansiyon sistemlerde kamber açısı değişimi, hem gövdenin yuvarlanma hareketi hem de lastiklerin dikey

eksende ki hareketi sonucu oluşur. Şekil 3.4 de virajda merkez kaç kuvvetlerinin etkisiyle yuvarlanma hareketine maruz kalan aracın kamber değişiminin mekanizması görülmektedir [9].

Viraj alma sırasında kamber açısının toplam değişimi;

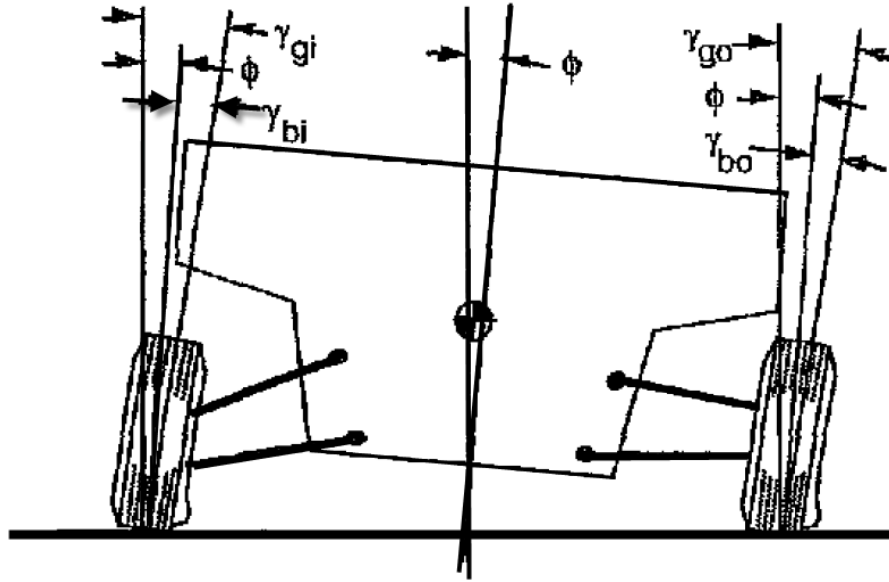
$$\gamma_g = \gamma_b + \phi \quad (3.3)$$

Burada,

γ_g = Kamber açısının yere göre değişimi,

γ_b = Kamber açısının gövdeye göre değişimi,

ϕ = Aracın yuvarlanma açısı



Şekil 3.4 : Viraj manevrasında kamber açısı değişimi.

Kamber açısı denklemleri yuvarlanma açısının fonksiyonu şeklinde ifade edilecektir. Bunun nedeni tekerleklerin hareketlerinin doğrudan yuvarlanma açısıyla ilişkilendirilmiş olmasıdır. Kamber açısının türevlerini, yuvarlanma açısıyla süspansiyon sisteminin kinematik analizinden çıkarabiliriz. Aradaki ilişkiler süspansiyon sisteminin geometrisine bağlıdır fakat bütün süspansiyonlar için kamber gradyanını elde etmede kinematik analiz kullanılır [9].

$$\partial \gamma / \partial \phi = f_{\gamma} \quad (\text{Tekerlek iz genişliği, Süspansiyon Geometrisi, Yuvarlanma Açısı}) \quad (3.4)$$

Viraj alma sırasında oluşan yanal kuvvetler sadece kayma açısı sonucunda değil aynı zamanda kamber açısının değişimiyle etkilenmektedir. Bu da şu şekilde ifade edilebilir;

$$F_y = C_\alpha \alpha + C_\gamma \gamma \quad (3.5)$$

$C_\alpha \alpha$ = Kayma açısı etkisi,

$C_\gamma \gamma$ = Kamber açısı etkisi,

$$\alpha = \frac{F_y}{C_\alpha} - \frac{C_\gamma}{C_\alpha} \gamma \quad (3.6)$$

Böylece F_y ve γ yanal ivmelenmeyle ilişkilendirilmiş oldu. Kayma açısı ön ve arka tekerlekler için şu şekli alır,

$$\alpha_f = \frac{W_f}{C_\alpha} a_y - \frac{C_\gamma}{C_\alpha} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} \frac{\partial \phi}{\partial a_y} a_y \quad (3.7)$$

ve

$$\alpha_r = \frac{W_r}{C_\alpha} a_y - \frac{C_\gamma}{C_\alpha} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \phi} \frac{\partial \phi}{\partial a_y} a_y \quad (3.8)$$

Dönme için elde edilmiş denklem;

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (3.8)$$

alfa f ve alfa r yerine yazılırsa,

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \left[\left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right) + \left(\frac{C_{\gamma f}}{C_{\alpha f}} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} - \frac{C_{\gamma r}}{C_{\alpha r}} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \phi} \right) \frac{\partial \phi}{\partial a_y} \right] \frac{V^2}{Rg} \quad (3.9)$$

Her bir aks için kamber açısından türetilen az dönerlik şu denklemle ifade edilmektedir;

$$K_{kamber} = \left(\frac{C_{\gamma f}}{C_{\alpha f}} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} - \frac{C_{\gamma r}}{C_{\alpha r}} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \phi} \right) \frac{\partial \phi}{\partial a_y} \quad (3.10)$$

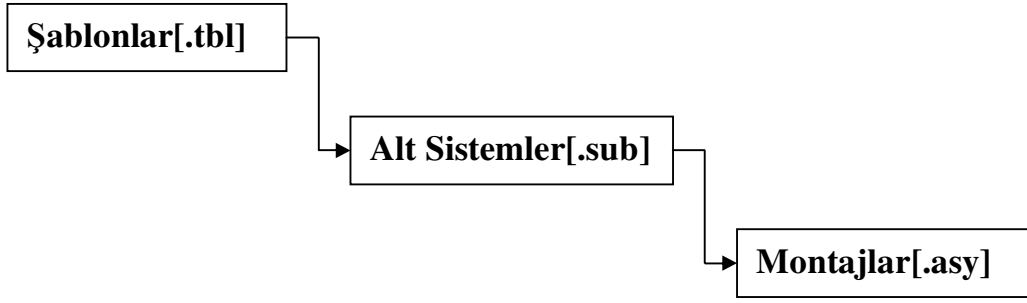
4. ÇALIŞMADA KULLANILAN YAZILIMLAR

4.1 Adams/Car

ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) mühendisliğin değişik alanlarında kullanılan farklı sistemlerin mekanik modellenmesinin bilgisayar desteğiyle yapılmasını sağlayan, değişik amaçlara hizmet veren pek çok farklı modülü bünyesinde bulunduran bir bilgisayar yazılımıdır. Bu tez çalışmasında süspansiyon sisteminin oluşturulması için ADAMS programının otomotiv endüstrisi için hazırladığı ve içerisinde çeşitli araç alt sistemlerinin ve simülasyon ortamlarının bulunduğu ADAMS/Car ve ADAMS/View modülleri kullanılmıştır.

ADAMS/Car, bahsedildiği üzere taşıt sistemlerinin modellenmesi için özelleşmiş bir ortam sağlamaktadır. Kullanıcıya araç prototiplerinin sanal olarak hazırlanmasına ve bu sanal prototiplerin gerçeğe yakın olarak analiz edilmesi olanağını verir. Gelişmiş modeller kullanarak ADAMS/Car programıyla kompleks dinamik davranışların analiz edilmesi mümkün olmaktadır. ADAMS/Car programının modelleme hiyerarşisi Şekil 4.1 de görüleceği gibi Şablonlar, Alt sistemler ve alt sistemlerin birleştirilmesiyle oluşturulan montajlar şeklindedir. Modeller ilk olarak önemli geometrik dataların, parçalar arasındaki ilişkilerin, kuvvetlerin ve ölçülerin tanımlandığı şablonlar şeklinde hazırlanırlar. Şablonların süspansiyon, direksiyon sistemi gibi ana görevleri vardır. Alt sistemler ise oluşturulmuş bu şablonlar temel alınarak hazırlanırlar ve kullanıcı tarafından belirlenen parametrik data alt sistem içerisinde değiştirilebilir. Alt sistemler şablonlar için belirlenmiş ana görevlerin sistem içerisindeki ikincil görevlerini tanımlarlar. (Ön süspansiyon sistemi, arka süspansiyon sistemi gibi.) Bir veya birkaç alt sisteminde bir araya getirilmesiyle montajlar oluşturulur ve analiz edilecek sistem kompleksi tamamlanır. Süspansiyon montajı, tam araç montajı gibi.

ADAMS/Car yazılımının kullanılmasıyla fiziksel prototip oluşturulup test edilmeden önce tasarımın performansı değerlendirip çeşitli değişikliklere gidilebilir. Bu sayede tasarım değişiklikleri daha hızlı bir şekilde ve daha düşük maliyetle gerçekleştirilir.



Şekil 4.1 : ADAMS/Car modelleme hiyerarşisi.

Bu tezde ADAMS/Car yardımıyla oluşturulan bağımsız ön süspansiyon sistemi modeli özel hareket ve manevralarının daha kolay bir şekilde tanımlanmasına olanak sağladığı için ADAMS/View modülüne transfer edilmiş ve analiz ve simülasyonlar ADAMS/View ortamında gerçekleştirilmiştir [36].

4.2 Matlab/SIMULINK

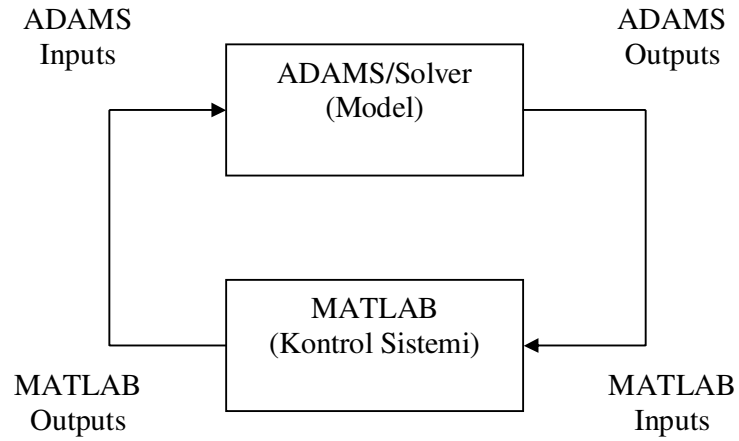
Simulink, oluşturulan matematiksel modellerin dinamik davranışlarının analizini grafiksel bir arayüz kullanarak gerçekleştirebilen alt modüldür. Simulink, MATLAB programıyla tamamen bütünleşik olarak çalışabilmektedir. MATLAB programı yalnızca kontrol sistemlerinin tasarımında değil aynı zamanda diğer simülasyon uygulamaları için Simulink ile birlikte çalışabilen pek çok analiz aracını barındırmaktadır. Bu çalışmada Simulink ortamında hazırlanan matematiksel model çıktıları ADAMS programı için girdi olarak kullanılarak süspansiyon sisteminde önemli bir parametre olan kamber açısının kontrolü gerçekleştirilerek araç yol tutuş karakteristiğinin artırılması amaçlanmıştır.

4.3 Tümlleşik Simülasyonlar (Co-Simulation)

ADAMS/View ve MATLAB/Simulink programlarının birlikte çalıştırılmasıyla ADAMS/View içerisinde oluşturulmuş bir model için kontrol algoritmalarının hazırlanması mümkün olmaktadır. Bu şekilde iki sistemin senkronize olarak çalıştığı simülasyonlara tümlleşik simülasyon (co-simulation) denilmektedir. ADAMS/View programı tümlleşik simülasyonların oluşturulmasına olanak sağlayan ADAMS/Control ve ADAMS/Solver adında iki modül içermektedir. ADAMS/Control modülü ADAMS/View'daki modeli temel alarak bir simülasyon modeli oluşturur ve bu simülasyon modeli Simulink içerisine aktarılabilir.

ADAMS/Solver'ın amacı ise hareket denklemleri vasıtasıyla simülasyon sonuçlarını hesaplamaktır. Tümüleşik bir simülasyon boyunca ADAMS modeli ile kontrol sistemi arasında kapalı bir çevrim oluşturulur. Şekil 4.2. ADAMS/View modelinin girdileri ADAMS/Solver'a gönderilerek modelin çıktı sinyalleri elde edilir. Bu çıktı sinyalleri kontrol sistemine girdi olarak gönderilir ve burada MATLAB tarafından kontrolcü sinyalleri hesaplanarak ADAMS modeline girdi olarak yollanır. ADAMS/Solver modülü, bir ADAMS modelinin hareket denklemlerini kinematik, statik ve dinamik simülasyonlar için otomatik olarak çözebilen nümerik analiz uygulamasıdır. Tümüleşik simülasyonun sonuçları ADAMS/View'a gönderilerek simülasyona ait grafik ve animasyonlar elde edilir [37].

Tümüleşik Simülasyon



Şekil 4.2 : ADAMS/View ve MATLAB arasındaki tümleşik simülasyonun akışı.

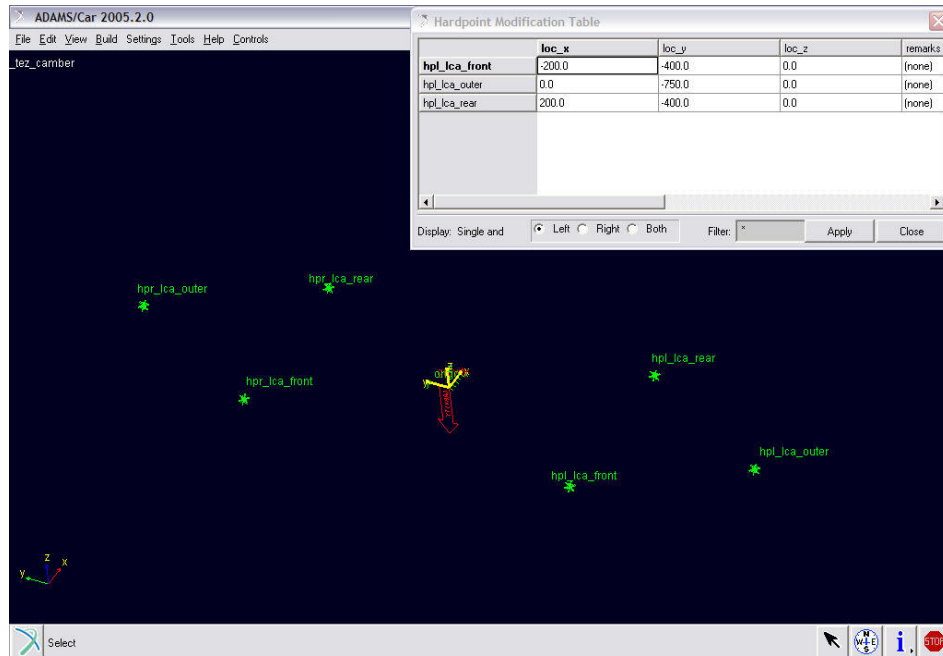
ADAMS – Matlab/Simulink co-similasyonu fiziksel modelin oluşturulmasında ve aynı zamanda bu tezde amaçlanan kamber açısının kontrolü hedefi doğrultusunda problemin çözülüp, kontrol sistemiyle mekanik sistem arasındaki iletişimin sağlanmasında kullanılmıştır.

5. SİSTEMİN ADAMS PROGRAMI YARDIMIYLA MODELLENMESİ

Araç süspansiyon sistemleri rijit gövde elemanlarının kinematik bağlantılar, yay, bushing ve devrilme önleyici çubuklar gibi elemanlarla ara bağlantılarının gerçekleştirildiği sistemlerdir. Bir süspansiyon sistemi tasarımı, ara bağlantı noktalarının (hardpointler) detaylı belirtimlerini ve yay, damper, bushing gibi elemanlarında karakteristik özelliklerinin detaylı tanıtımına ihtiyaç duyar. Dizayn süreci boyunca tasarım değişkenleri, önceden belirlenen süspansiyon performans hedefleri olan toe açısı, kamber açısı, direksiyon açıları gibi süspansiyon dizayn faktörlerini karşılayabilecek şekilde belirlenirler [38].

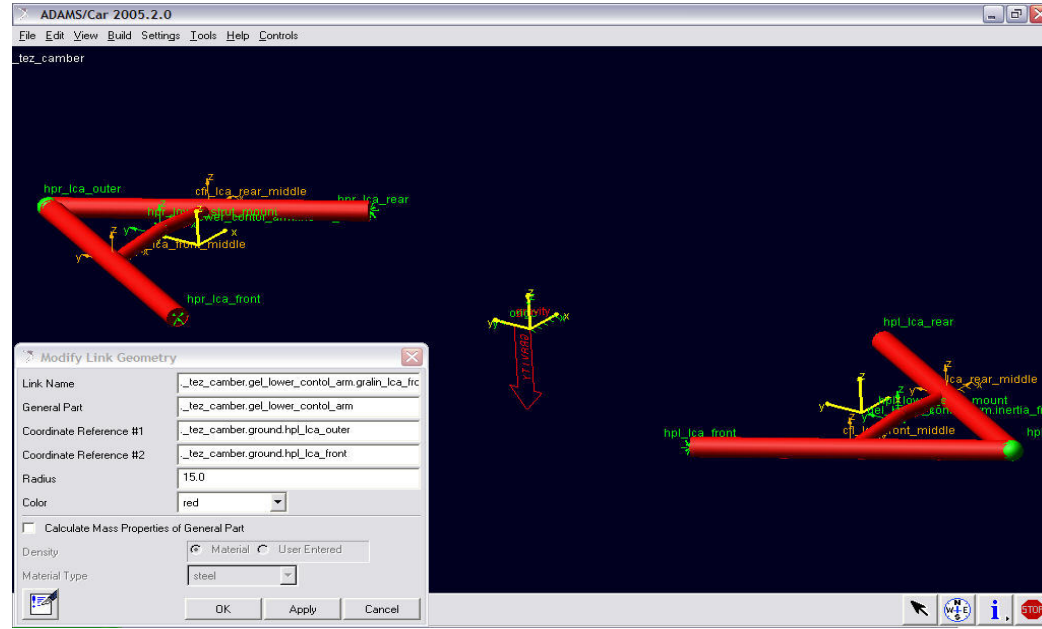
Bu tezde bahsi geçen ayarlanabilir kamber açısına sahip süspansiyon sisteminin tasarımına da ilk olarak hardpointlerin belirlenmesiyle başlanmıştır. ADAMS/Car kullanılarak hardpointlerin tanımlanması ve süspansiyon sistemi elemanlarının geometrilerinin oluşturulması sırasıyla anlatılacaktır.

İlk olarak alt kontrol kolunun oluşturulmasıyla süspansiyon sisteminin kurulmasına başlanmıştır. Şekil 5.1 alt kontrol koluna ait hardpointleri göstermektedir.



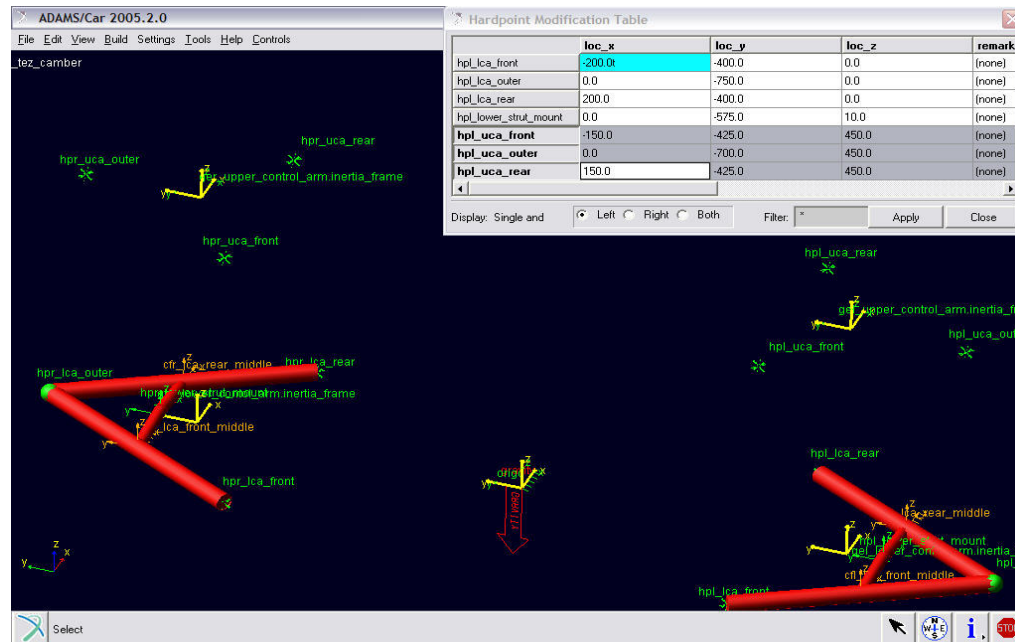
Şekil 5.1 : Alt kontrol kolu bağlantı noktalarının oluşturulması.

Alt kontrol kolu için hardpointler belirlendikten sonra bu noktalar referans alınarak alt kontrol kolunun geometrisi ve fiziksel özellikleri tanımlanabilmektedir Şekil 5.2.

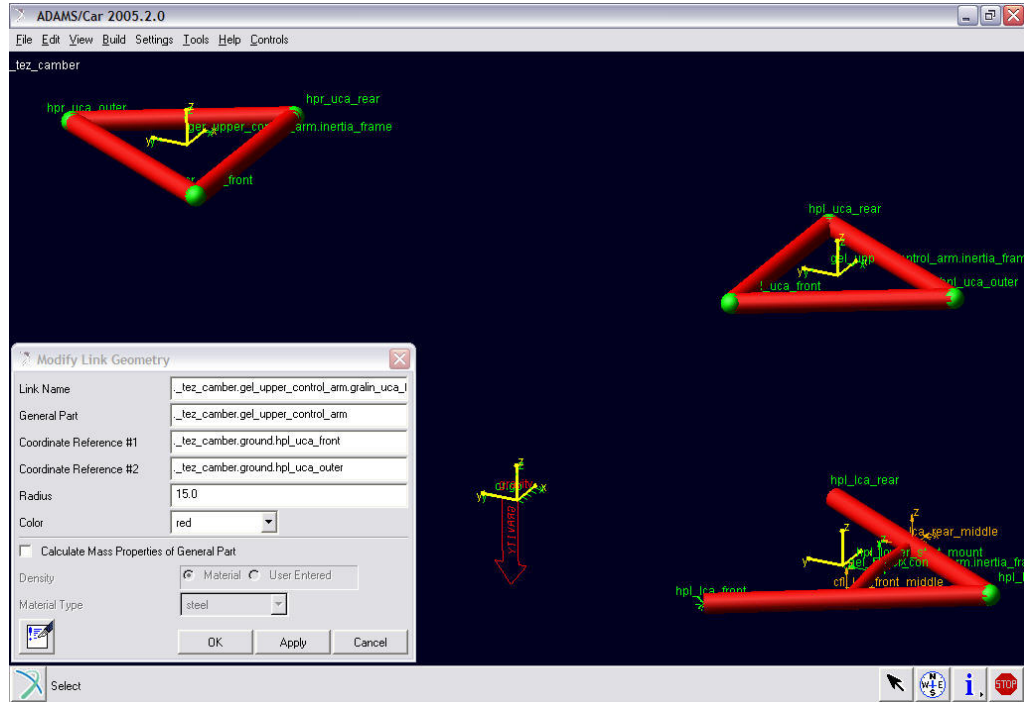


Şekil 5.2 : Alt kontrol kolu geometrisinin oluşturulması.

Üst kontrol kolunun oluşturulmasında da aynı yol izlenmiştir. İlk olarak üst kontrol kolunun önemli koordinatları belirlenmiş daha sonra bu noktalar referans alınarak üst kontrol kolu oluşturulmuştur Şekil 5.3 ve Şekil 5.4.

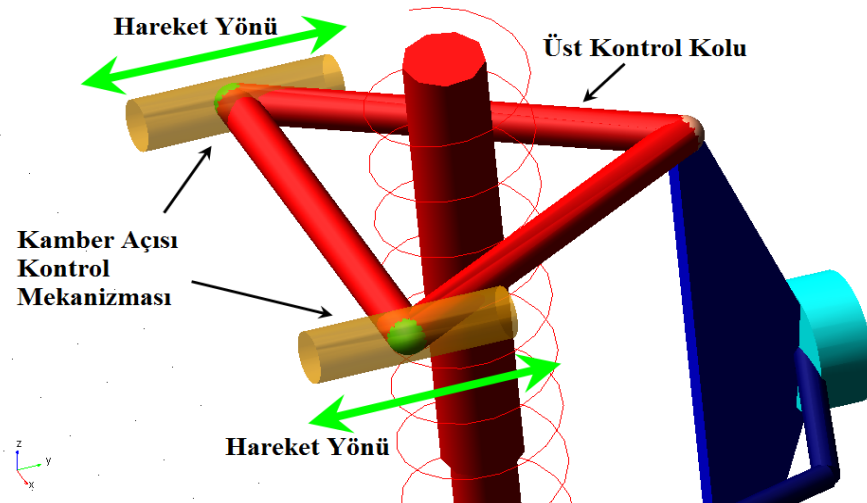


Şekil 5.3 : Üst kontrol kolu hardpointlerinin oluşturulması.



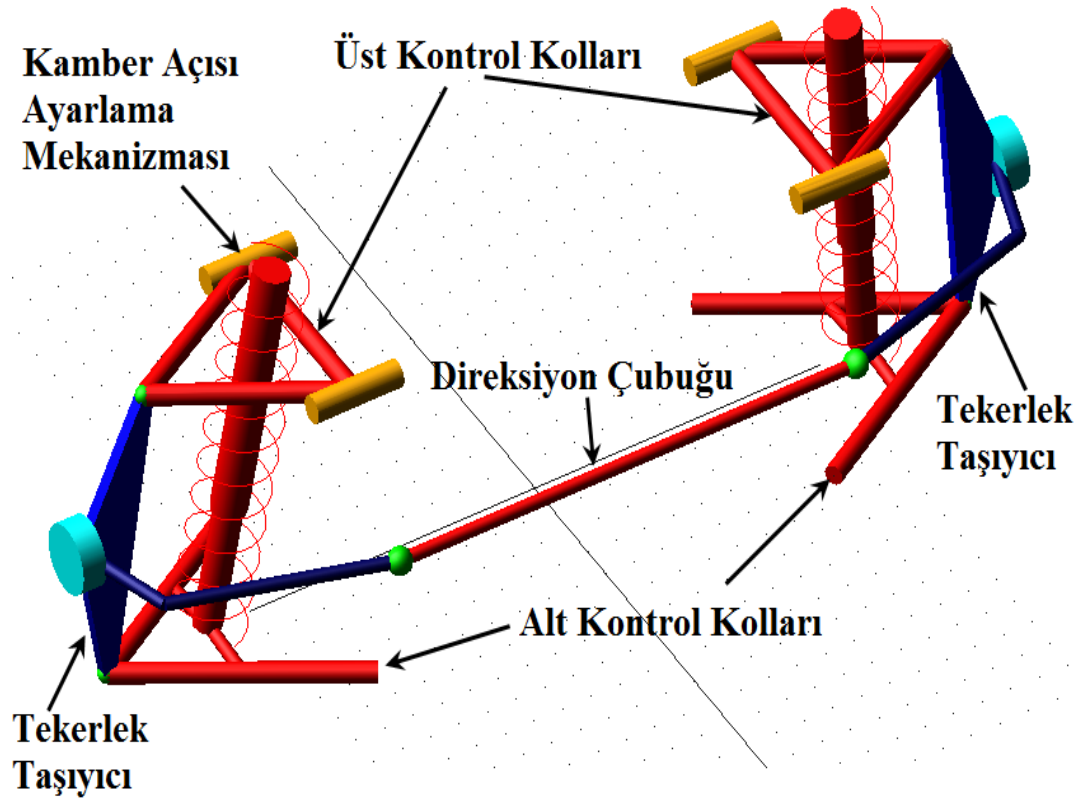
Şekil 5.4 : Alt kontrol kolu geometrisinin oluşturulması.

Tasarlanan süspansiyon sisteminde kamber açısının kontrolü, üst kontrol kollarının hareket ettirilerek gerçekleştirilmesi ön görülmektedir. Bunun için süspansiyon sistemine bir yönde daha serbestlik derecesi kazandırılması gerekmektedir. Bu işlem üst askı kollarının gövdeye bağlandığı noktalara dönel mafsala ek olarak y ekseninde doğrusal harekete izin veren mafsallar eklenerek gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır. Bu ek mekanizma hardpointler ve geometriler tanımlanarak gerçekleştirilmiştir. Üst askı kollarının son tasarımı Şekil 5.5 te görülmektedir.



Şekil 5.5 : Üst kontrol koluna kazandırılmış ekstra serbestlik derecesi.

Süspansiyon sistemi içindeki bütün parçalar için aynı işlemler sırayla gerçekleştirilmiş ve sonunda sistemin son hali ADAMS/Car ortamında tasarlanmıştır.



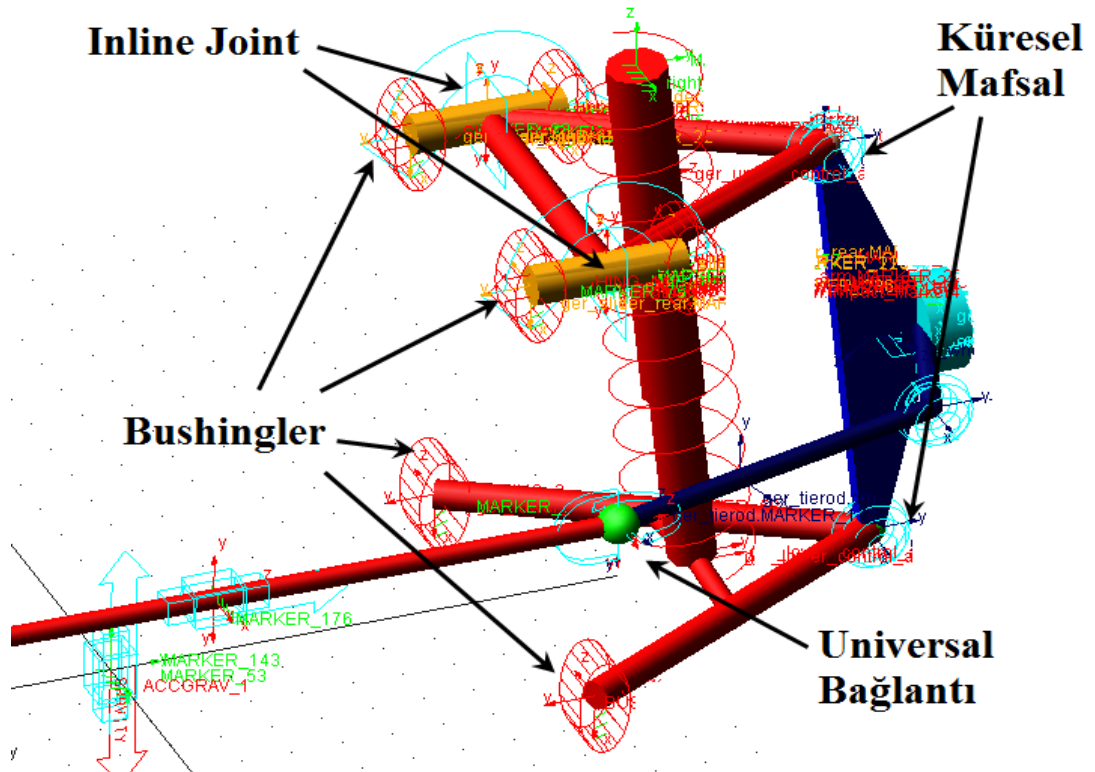
Şekil 5.6 : ADAMS/Car da oluşturulmuş süspansiyon sisteminin modeli.

ADAMS/Car modeli oluşturulduktan sonra bu model, analizlerin yapılabilmesi için ADAMS/View içerisine import edilmiştir. Süspansiyon sistemi içerisindeki elemanların birbirleriyle olan hareketlerini tanımlayan bağlantı şekilleri, tekerlekler ve süspansiyon sisteminin üzerinde bulunduğu yol ADAMS/view içerisinde oluşturulmuştur.

Sistem içerisinde ki elemanların düzgün olarak çalışabilmesi için her bir bağlantı elemanının komşu elemanı ile bağlantı şeklinin düzgün olarak tanımlanması gerekir. ADAMS programı içerisinde bu bağlantıların gerçekleştirilmesi için tanımlı bazı mafsalları bulunmaktadır. Sistem üzerinde, süspansiyon sistemi elemanları arasında kullanılan bağlantı türleri Çizelge 5.1 de verilmiştir.

Çizelge 5.1 : Süspansiyon sistemi elemanları arasındaki bağlantı türleri ve adetleri.

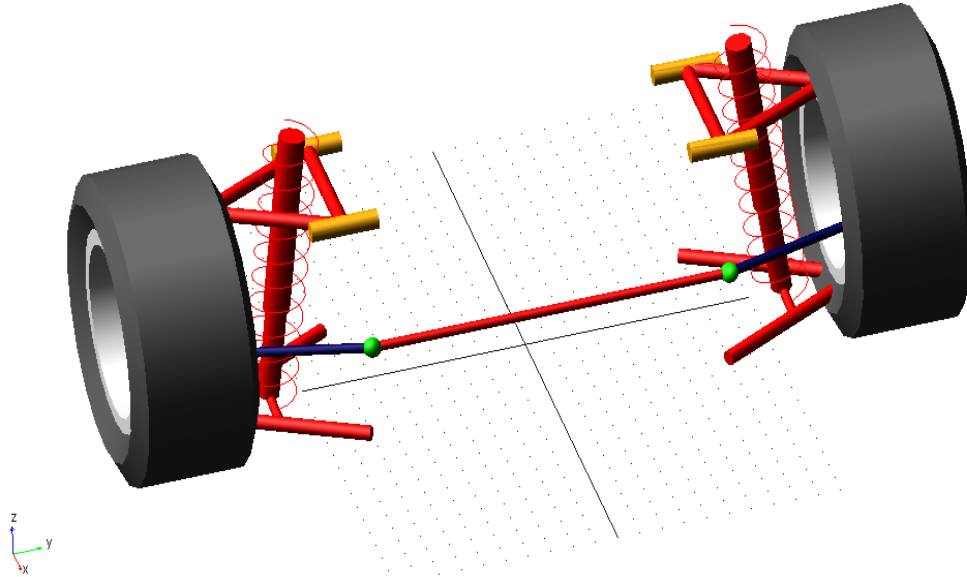
1. Eleman	2. Eleman	Bağlantı Şekli	Adedi
Şasi	Alt Kontrol Kolu	Bushing	2
Alt Kontrol Kolu	Tekerlek Taşıyıcı	Küresel Mafsal	1
Üst Kontrol Kolu	Kamber Ayar Mekanizması	Inline Bağlantı Elemanı	2
Kamber Ayar Mekanizması	Şasi	Bushing	4
Üst Kontrol Kolu	Tekerlek Taşıyıcı	Küresel Mafsal	1
Tekerlek Taşıyıcı	Hub	Dönel Mafsal	1
Hub	Tekerlek	Sabit	1
Tekerlek Taşıyıcı	Tie Rod	Küresel Mafsal	1
Tie Rod	Direksiyon Çubuğu	Universal Joint	1



Şekil 5.7 : Sağ süspansiyona ait bağlantı elemanlarının ADAMS modeli üzerinde gösterimi.

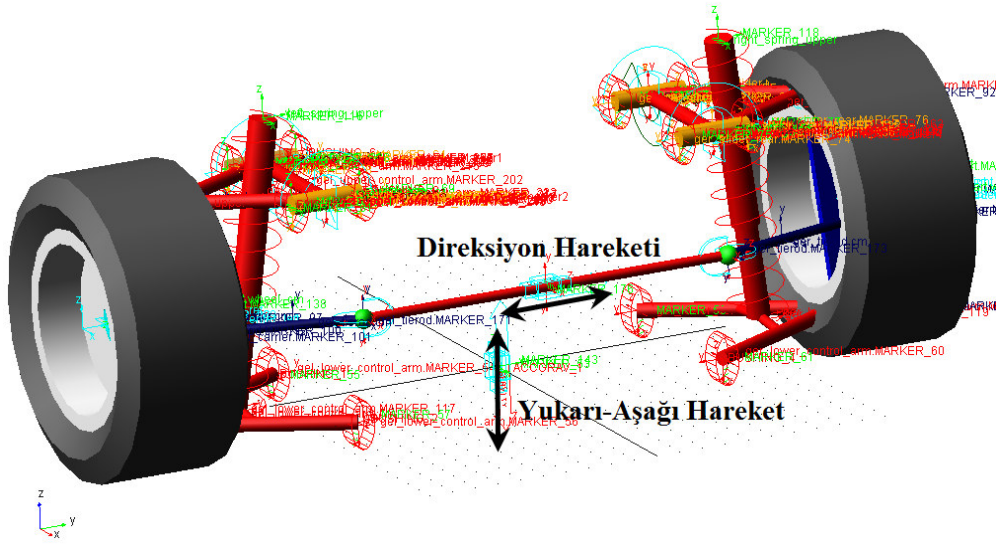
Konvansiyonel süspansiyon sisteminden yapması beklenen hareket direksiyon manevrasıyla tekerleklere yönlenme açısını vermesi ve yol düzensizlikleri sonucunda yukarı aşağı harekete izin verebiliyor olmasıdır. Bu tezde üzerinde çalışılan süspansiyon sistemi geleneksel süspansiyon sistemi hareketlerine ek olarak bir serbestlik derecesine daha sahiptir. Şekil 5.5 de de görülebileceği üzere süspansiyon sistemi içinde bulunun üst kontrol kolu araç koordinat sistemine göre y ekseninde ileri geri hareket edebilmekte bu sayede de kamber açısının dönülen viraj yönüne ve araç durumuna göre pozitif veya negatif olarak ayarlanabilmesine olanak sağlamaktadır. Bu serbestlik derecesinin sisteme kazandırılabilmesi için ADAMS modeli üzerinde üst kontrol koluyla kamber açısı ayarlama mekanizması arasında inline joint olarak adlandırılan bir bağlantı türü tanımlanmıştır. Bu sayede üst kontrol kolu hem süspansiyon sisteminin temel hareketlerinden olan zıplama ve geri dönme hareketini dönel mafsal yardımıyla yapabilmekte hem de kamber açısının kontrol edilebilmesi için gerekli olan y eksenindeki serbestlik derecesine sahip olmaktadır Şekil 5.7.

Süspansiyon sistemi üzerindeki elemanlar arası bağlantılar tamamlandıktan sonra model için bir lastik ve yol tanımlanması gerekmektedir. Süspansiyon sisteminde kullanılan lastik ADAMS database inde bulunan hazır lastik modelleri içerisinde seçilmiştir Şekil 5.8.



Şekil 5.8 : Süspansiyon sistemi için tanımlanan lastikler.

ADAMS ortamında oluşturulmuş süspansiyon sistemine hareket manevraları sinüs fonksiyonları şeklinde tanımlanmış motionlar yardımıyla girilmektedir. Sistem içerisinde iki farklı hareket tanımlanmıştır. Birincisi süspansiyon sisteminin yukarı aşağı hareket yapmasına olanak sağlayan ve ADAMS içerisinde oluşturulmuş yolun hareketi, diğeri ise tekerleklerin sağa ve sola dönmesini sağlayan direksiyon çubuğu üzerinde tanımlanmış olan direksiyon hareketidir. Her iki harekette $A \cdot \sin(2\pi \cdot n \cdot t)$ fonksiyonu şeklinde tanımlanmış olup hareketin büyüklüğü ve frekansı istenildiği gibi değiştirilebilmektedir.



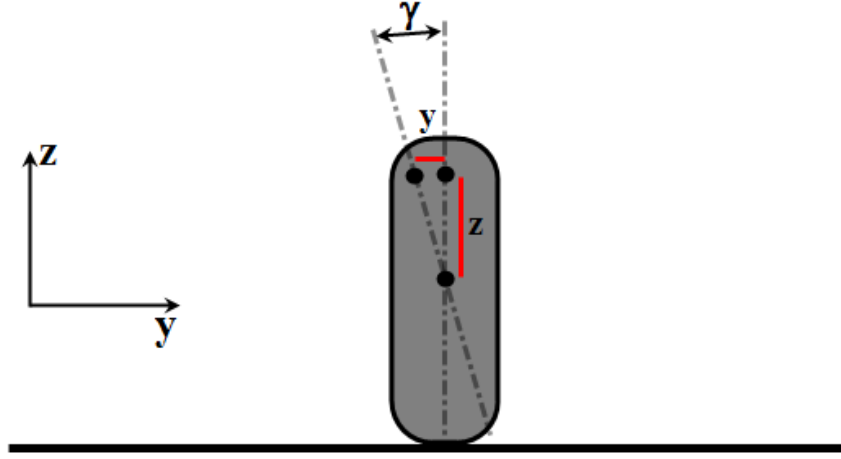
Şekil 5.9 : Süspansiyon sistemi için tanımlanmış hareket manevraları.

5.1 Süspansiyon Sisteminin Direksiyon ve Yol Inputlarına Verdiği Cevaplar

5.1.1 Süspansiyon sisteminin direksiyon inputuna verdiği cevaplar

İlk olarak analizler süspansiyon sisteminin sanki konvansiyonel bir çift lades kemiği süspansiyon sistemi olduğu kabul edilerek yani, kamber açısı değişiminin yalnızca süspansiyon sisteminin kendi hareketi sırasında gerçekleştiği varsayımı kabul edilerek analizler yapılacak, tekerlekler üzerinde oluşan yanal ve dikey kuvvet değişimleri belirlenecektir.

Adams modeli üzerinde kamber açısının ve tekerlek yönlenme açısının ölçülmesi için iki farklı fonksiyon tanımlanmıştır. Bu fonksiyonlar şu şekilde ifade edilmiştir.



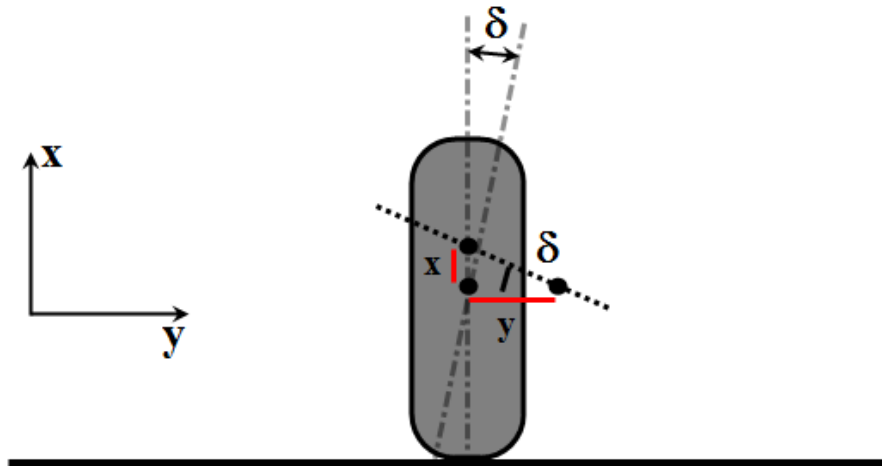
Şekil 5.10 : ADAMS modelinde kamber açısının tanımlanması.

Kamber açısının hesabı için bir referans nokta belirlenmiş ve bu noktanın yer değişimine göre kamber açısının değeri bulunmuştur Şekil 5.10.

$$\tan \gamma = \frac{y}{z} \quad (5.1)$$

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{y}{z} \right) \quad (5.2)$$

Sisteme girilen direksiyon inputunun hesabı içinde benzer bir yöntem kullanılmış, belirlenen bir referans noktasının yer değişiminden tekerlek yönlenme açıları çıkartılmıştır Şekil 5.11.

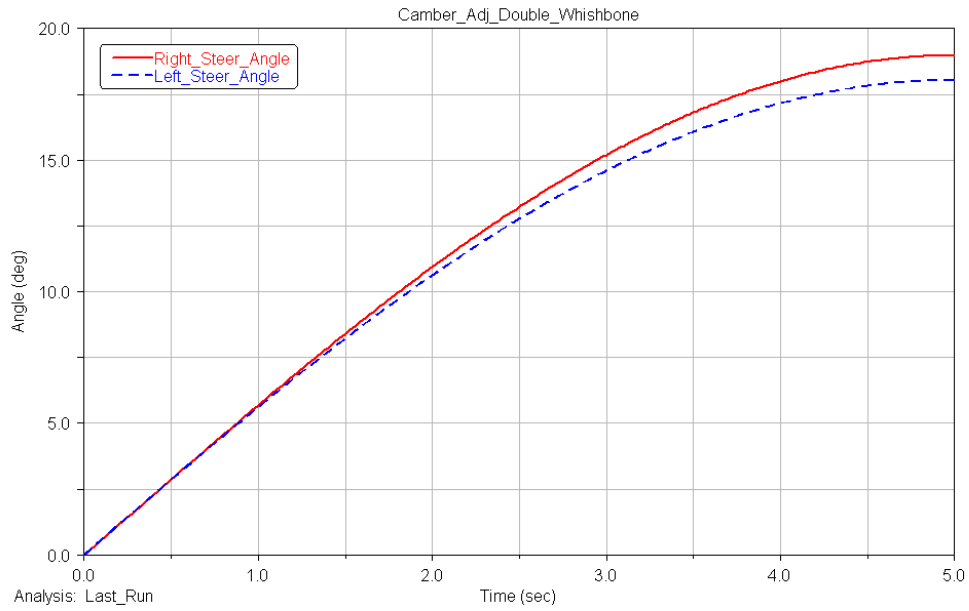


Şekil 5.11 : ADAMS modelinde direksiyon açısının belirlenmesi.

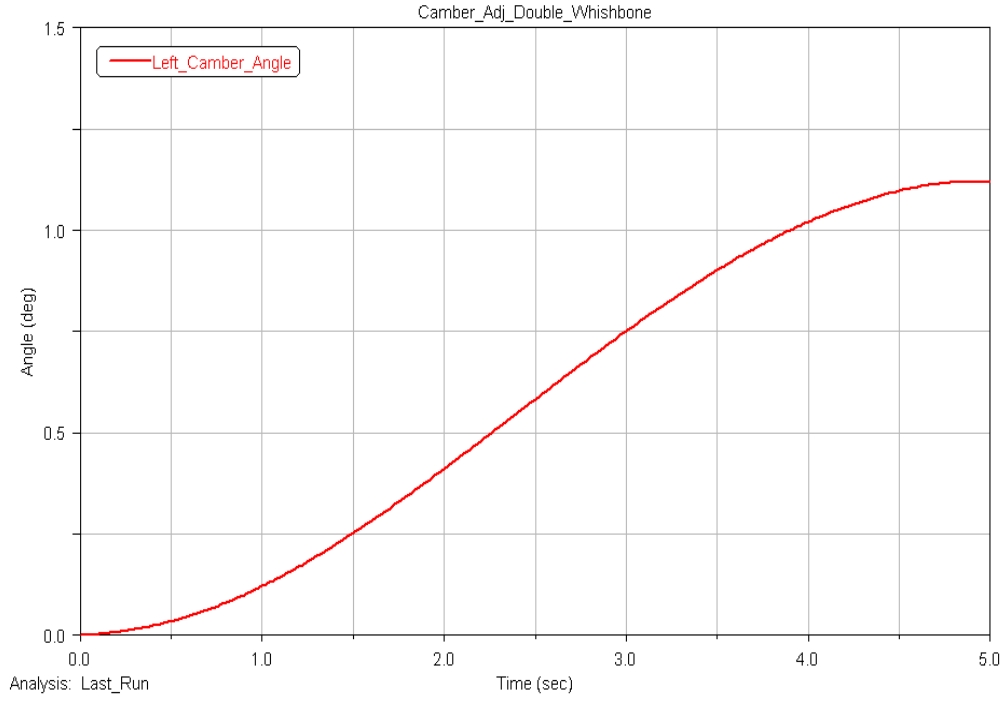
$$\tan \delta = \frac{x}{y} \quad (5.3)$$

$$\delta = \tan^{-1} \left(\frac{x}{y} \right) \quad (5.4)$$

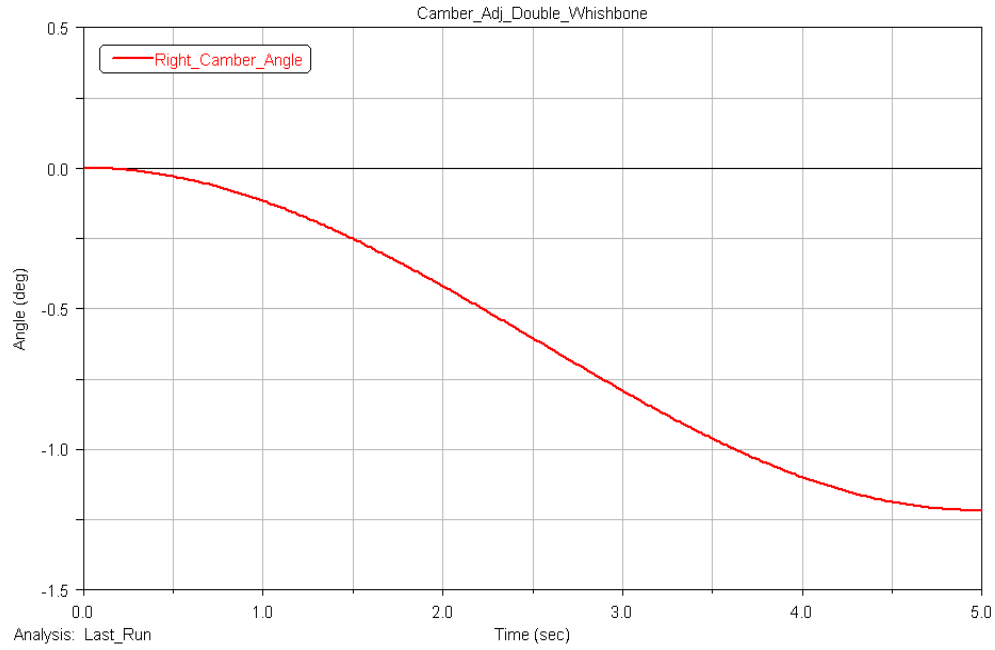
Şekil 5.12 de sağ ve sol tekerleklerin yönlenme açıları görülmektedir. Sağ tarafa viraj alma durumu için, 18 derecelik tekerlek yönelme açısı sonucunda süspansiyon sistemi üzerindeki kamber açısı değişimleri, tekerlekler üzerinde oluşan yanal ve dikey kuvvetlerin değişimleri gözlemlenmiştir.



Şekil 5.12 : Sağ ve sol lastiklerin yönelme açıları.



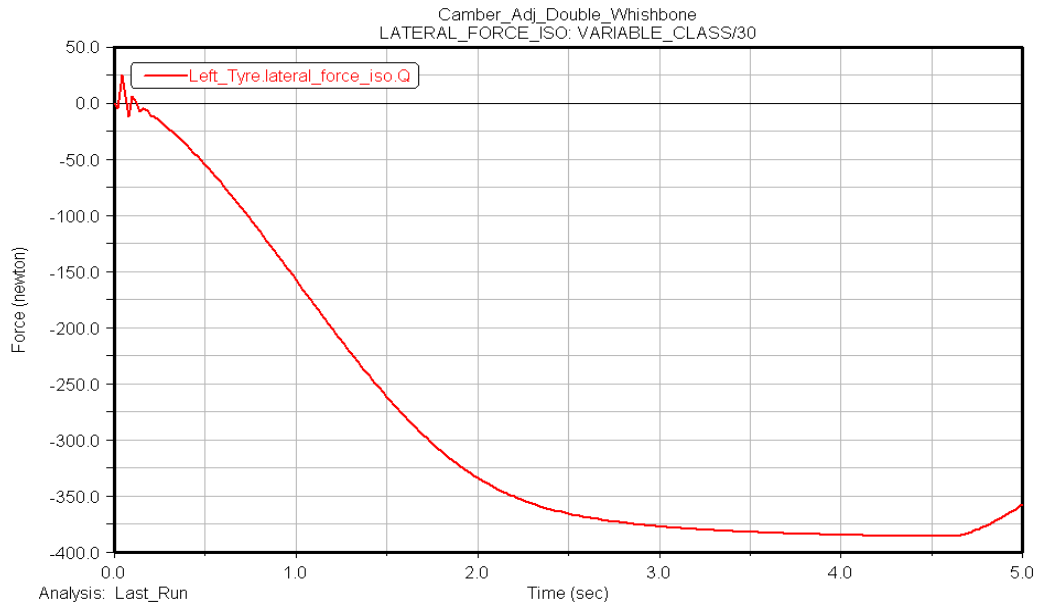
Şekil 5.13 : Viraj dışında kalan sol tekerlek için kamber açısının değişimi.



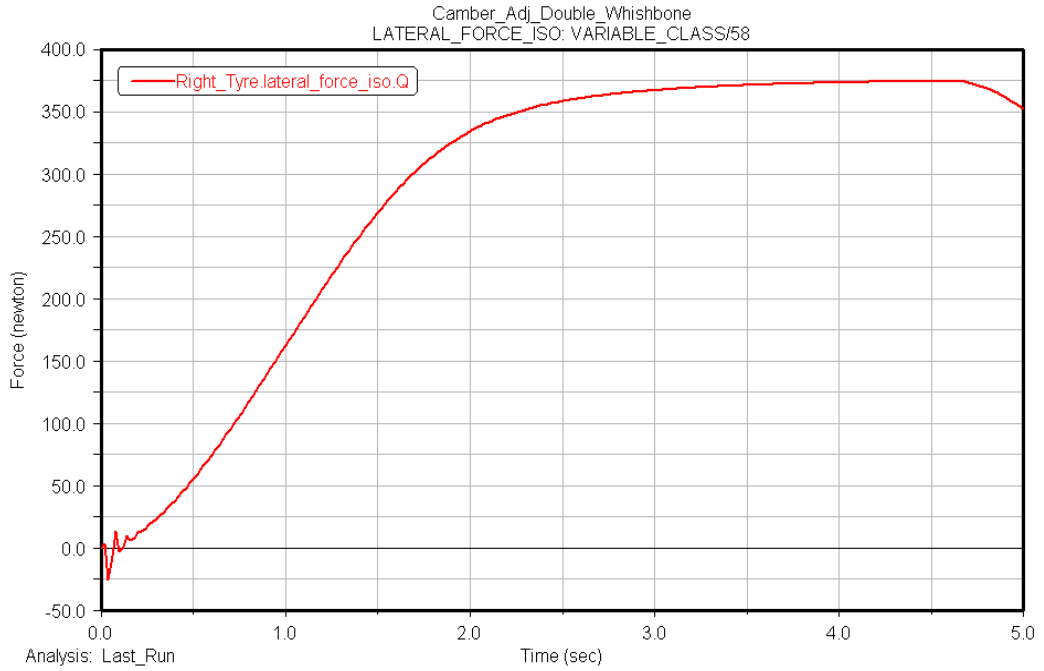
Şekil 5.14 : Viraj içinde kalan sağ tekerlek için kamber açısının değişimi.

Şekil 5.13 ve Şekil 5.14 viraj dışında kalan sol tekerlek ve viraj içinde kalan sağ tekerleğin kamber açılarının değişimlerini vermektedir. Bu şekillerden de görülebileceği üzere viraj dışında kalan sol tekerlek yanal kuvvetin etkisiyle pozitif

kambere, viraj içinde kalan sağ tekerlek ise yine yanal kuvvetin etkisiyle negatif kamber durumuna geçmiştir.



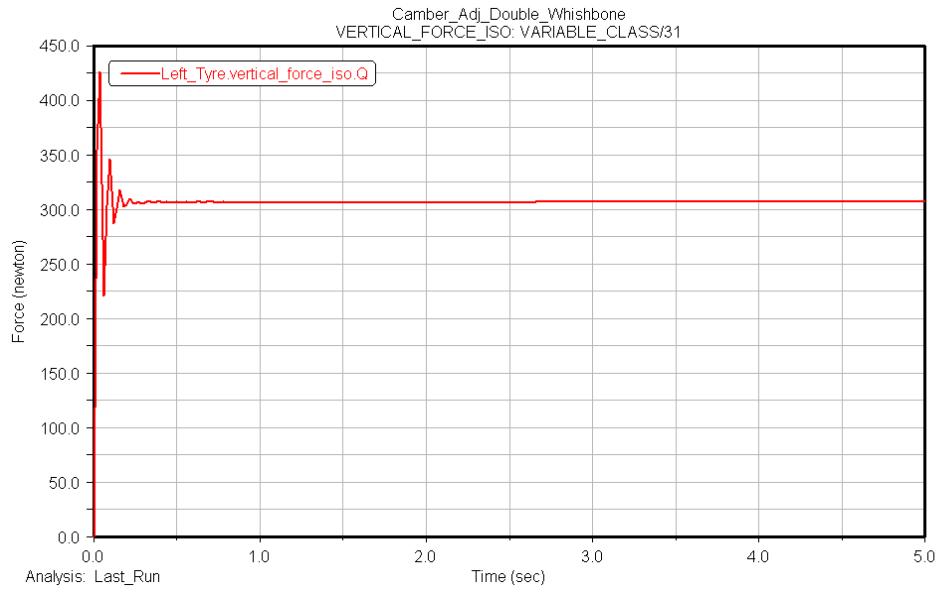
Şekil 5.15 : Sol tekerlek yanal kuvvet.



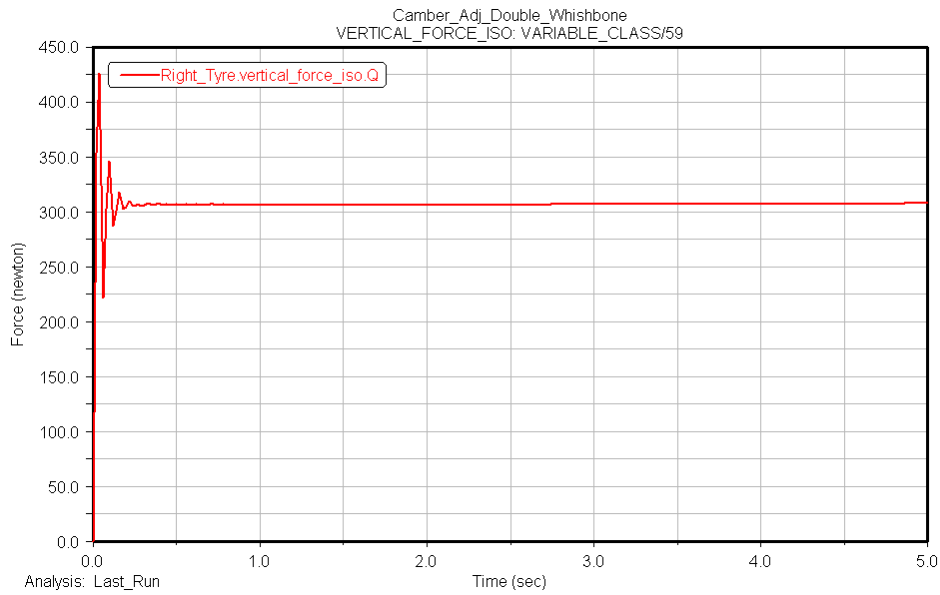
Şekil 5.16 : Sağ tekerlek yanal kuvvet.

Viraj manevrası sırasında tekerlekler üzerinde oluşan yanal kuvvet değişimleri sol tekerlek için Şekil 5.15 ve sağ tekerlek için Şekil 5.16 da görülmektedir. Sağa manevra sırasında oluşan yanal kuvvetler olması beklendiği üzere sol tekerlek

tarafında sağ tekerleğe göre daha fazladır. Şekil 5.17 ve Şekil 5.18 de sağ ve sol tekerleklere etki eden düşey kuvvetler görülebilir.



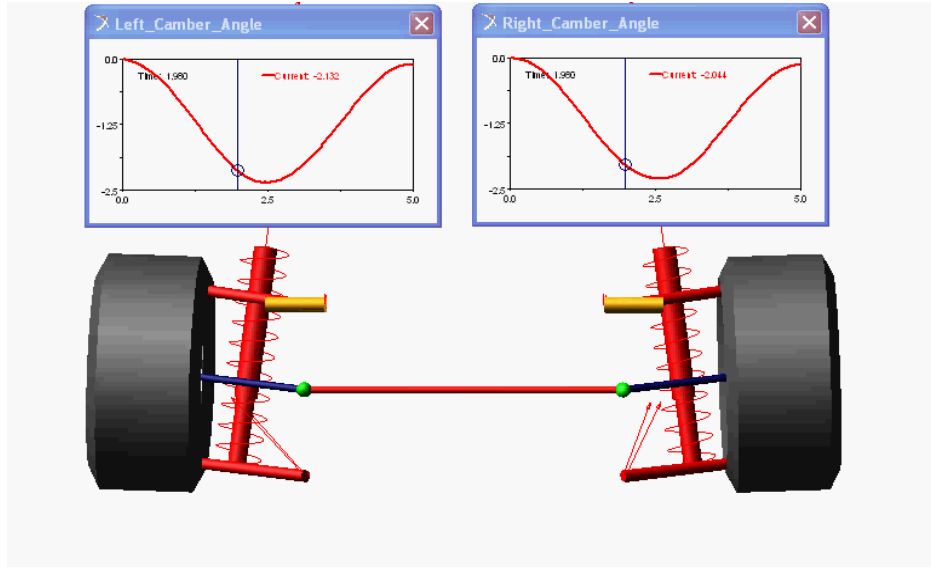
Şekil 5.17 : Sol tekerlek dikey kuvvet.



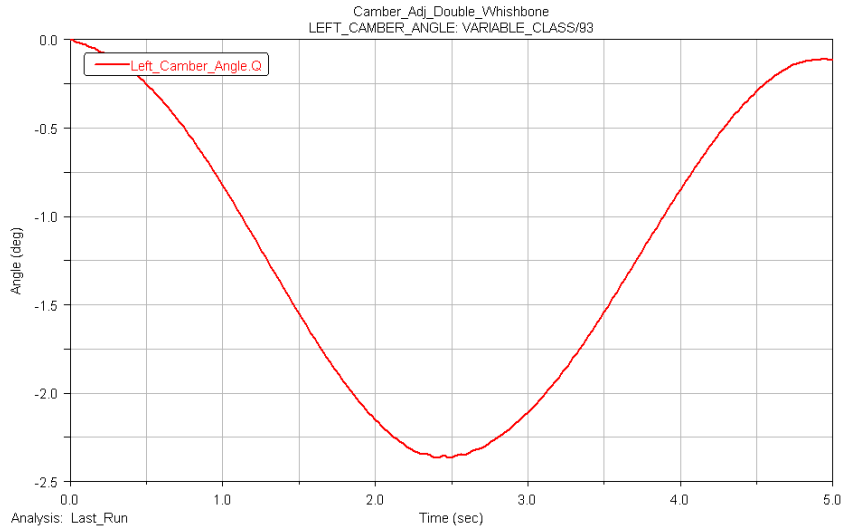
Şekil 5.18 : Sağ tekerlek dikey kuvvet.

5.1.2 Süspansiyon sisteminin yol inputuna verdiği cevaplar

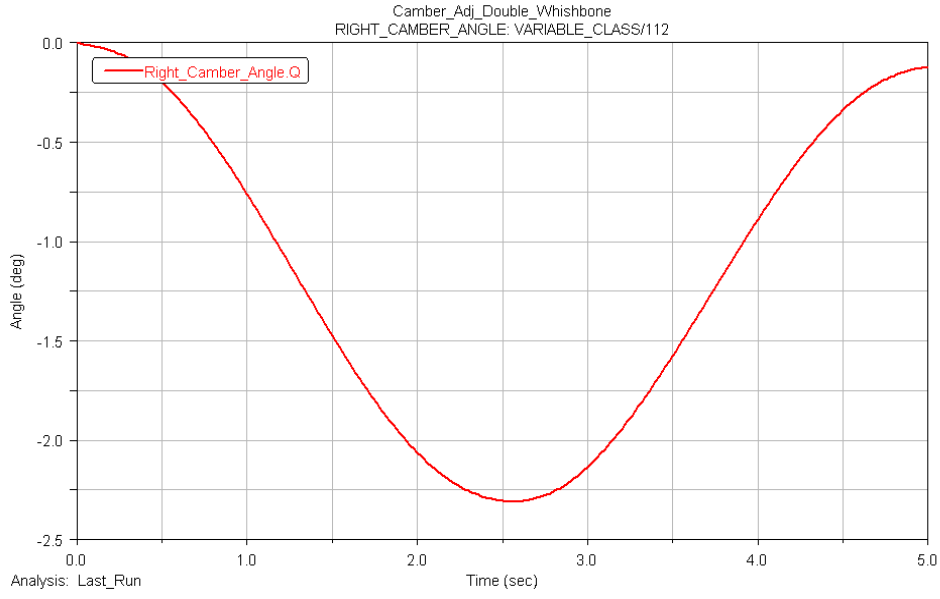
Süspansiyon sisteminin yol düzensizliklerinden kaynaklı etkilere verdiği cevapları görmek için ADAMS içinde tanımlanmış olan yol datasına $50 \cdot \sin(2\pi \cdot 0.05 \cdot \text{time})$ şeklinde bir sinüs inputu girilerek yukarı aşağı hareket etmesi sağlanmıştır. Simülasyon sırasında direksiyon inputu sıfır derece ve kamber ayar mekanizması herhangi bir şekilde kontrol edilmemektedir. Şekil 5.19, Şekil 5.20 ve Şekil 5.21 de sol ve sağ tekerleklerin kamber açılarının yol inputuyla zaman içindeki değişimleri verilmiştir.



Şekil 5.19 : Tepe noktasına yakın bir bölgede kamber açısının durumu.

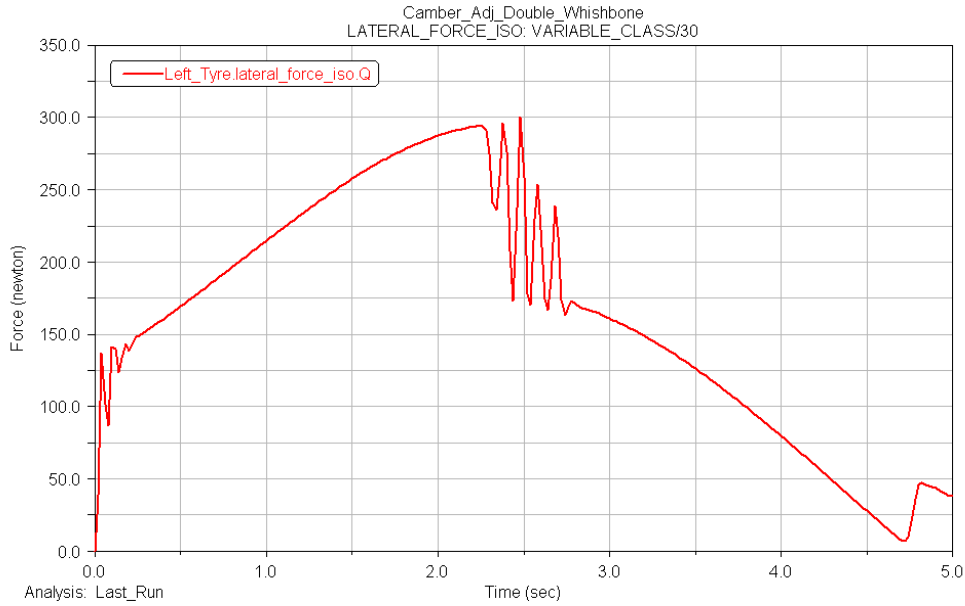


Şekil 5.20 : Sol tekerlek kamber açısı değişimi.

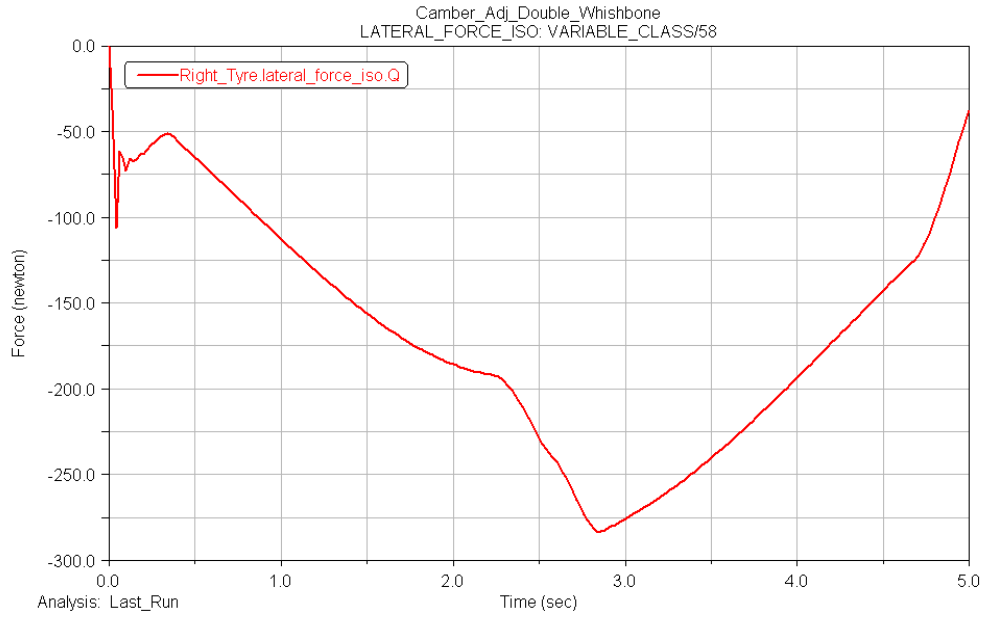


Şekil 5.21 : Sağ tekerlek kamber açısı değişimi.

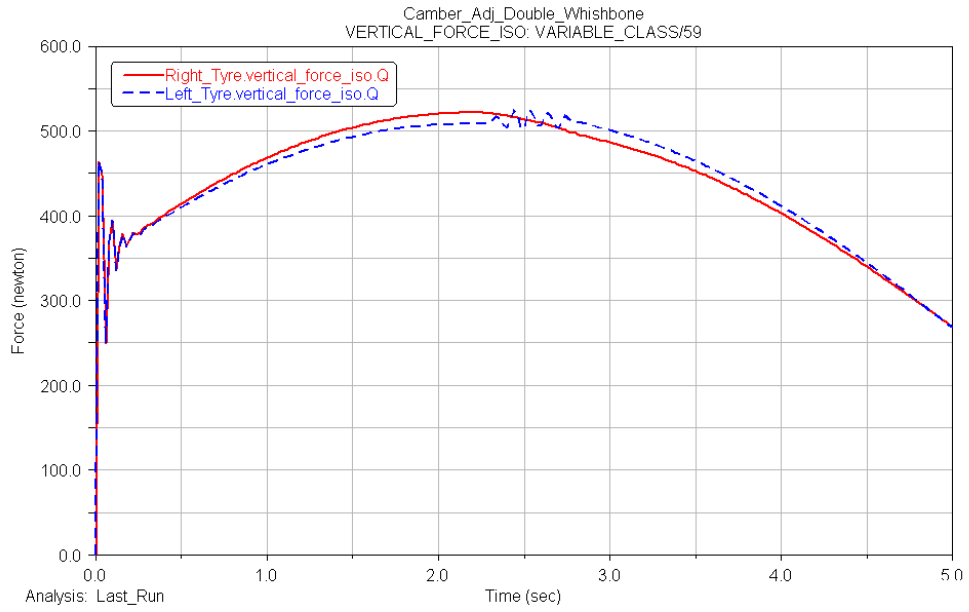
Yol inputu sırasında tekerleklere etkiyen yanal kuvvetler Şekil 5.22 ve Şekil 5.23 te verilmiştir. Şekil 5.24 de de tekerlekler üzerinde oluşan dikey kuvvet verilmiştir. Yol inputunun tepe noktasında bu üç kuvvette maksimum değerine ulaşmaktadır.



Şekil 5.22 : Sol tekerlek yanal kuvvet değişimi.



Şekil 5.23 : Sağ tekerlek yanıl kuvvet değışimi.



Şekil 5.24 : Sağ ve sol tekerleklerin dikey kuvvet değışimi.

6. KAMBER AÇISININ KONTROL EDİLMESİ

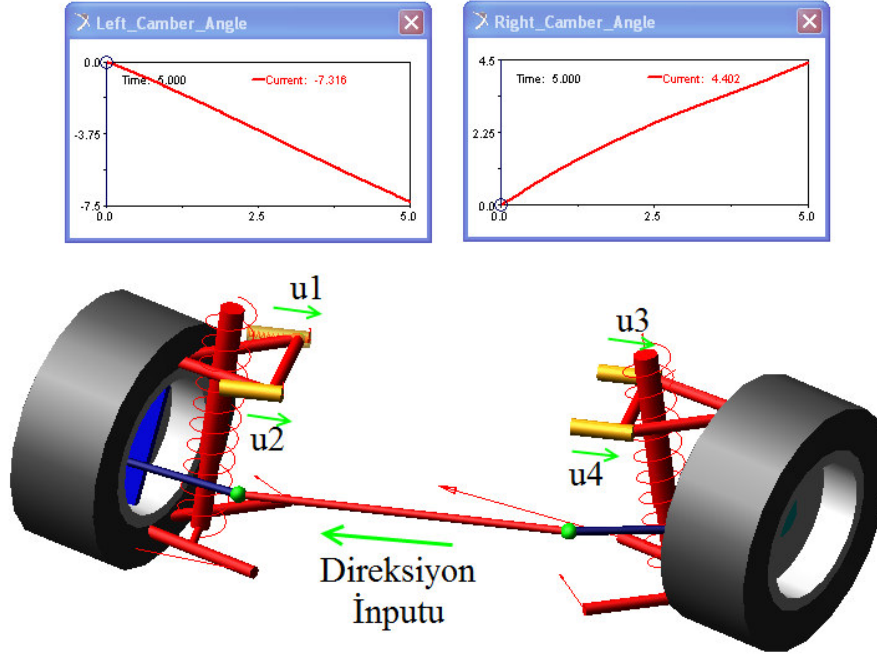
Bu tez çalışmasının amacı araç yol tutuş özelliğini arttırabilmek için önemli parametrelerde biri olan kamber açısının kontrol edilebilmesidir. Bu işlemi gerçekleştirmek amacıyla çift lades kemiği süspansiyon sistemi üzerinde bazı modifikasyonlar yapılmış ve süspansiyon sistemine ekstra bir serbestlik derecesi kazandırılarak kamber açısının kontrol edilmesi amaçlanmıştır. Önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere bir araca viraj manevrası sırasında viraj dönüş yönünün tersi istikametinde bir merkezkaç kuvveti etki etmektedir. Tekerleklerde ise bu kuvveti dengeleyici yanal kuvvetler oluşmaktadır. Bu yanal kuvvetlerin etkisiyle viraj dışında kalan tekerlek pozitif kamber açısına, viraj içerisinde kalan tekerlek ise negatif kamber açısına sahip olmaya zorlanır. Dönme yarıçapına ve araç hızına bağlı olarak bu durum devam ederse tekerleklerdeki temas yüzeyi dolayısıyla yol tutuş için gerekli olan sürtünme kuvveti gittikçe azalarak viraj içindeki tekerlek üzerine etkileyen dikey kuvvet sıfır değerini alır ve araç devrilmeye başlar. Tekerlek kamber açılarını viraj alma manevrası sırasında tekerlek kuvvetlerine, araç hızına ve yol koşullarına bağlı olarak hesaplanmış bir değere çekerek araç yol tutuşu, konforu ve viraj alma hızı arttırılarak devrilmenin önüne geçilebilir.

Tezin bu bölümünde ilk olarak, tasarlanan çift lades kemiği süspansiyon sisteminin kamber açısı rampa ve basamak fonksiyonu şeklindeki motionlarla ADAMS ortamında kontrol edilerek süspansiyon sisteminin yol ve direksiyon inputlarının uygulanmasıyla verdiği cevaplar incelenecektir. Daha sonra ki aşamada ise ADAMS ve Matlab/Simulink arasında oluşturulan tümleşik simülasyon ile PID tasarımı gerçekleştirilerek kontrolcü katsayıları elde edilecektir.

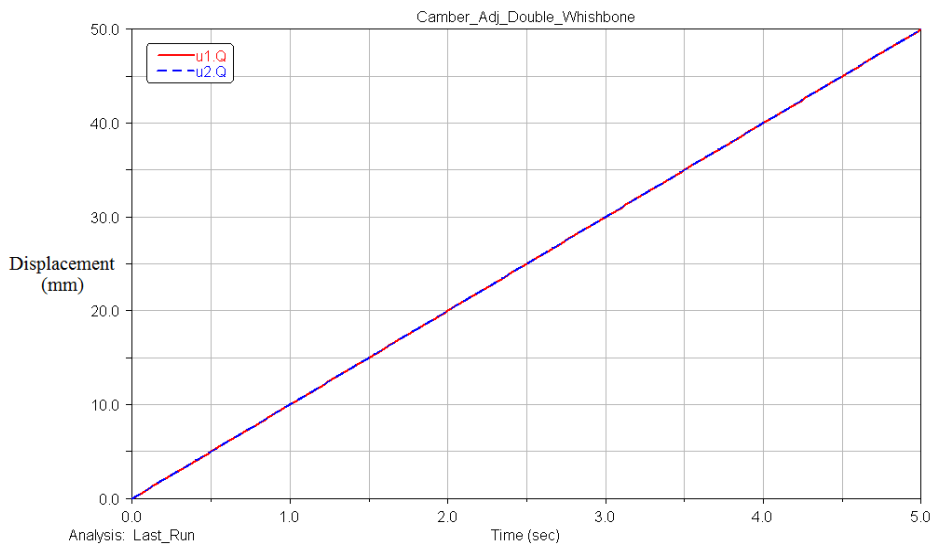
6.1 Kamber Açısının Rampa Fonksiyonuna Kontrolü

Aracın 20 derecelik direksiyon inputuyla sağa manevrası sırasında kamber ayar mekanizmasında 50 mm lik hareket sağlanarak kamber açısının viraj dışında kalan sol teker için negatif kamber açısına, viraj içinde kalan sağ tekerlek için pozitif kamber açısına sahip olacak şekilde istenen yönde kontrol edilmesi sağlanmıştır.

Şekil 6.1 uygulanan rampa fonksiyonu sonrasında sistemin aldığı durumu Şekil 6.2 de kontrol edilen üst kontrol koluna uygulanmış olan rampa fonksiyonunu ifade etmektedir. u_1 , u_2 , u_3 ve u_4 üst kontrol kolunun kamber kontrol mekanizması içerisindeki yerdeğişimini ifade etmektedir. Bu değerlerin değişimleri $10 \cdot \text{time}$ şeklindeki rampa fonksiyonuyla gerçekleştirilmiştir.

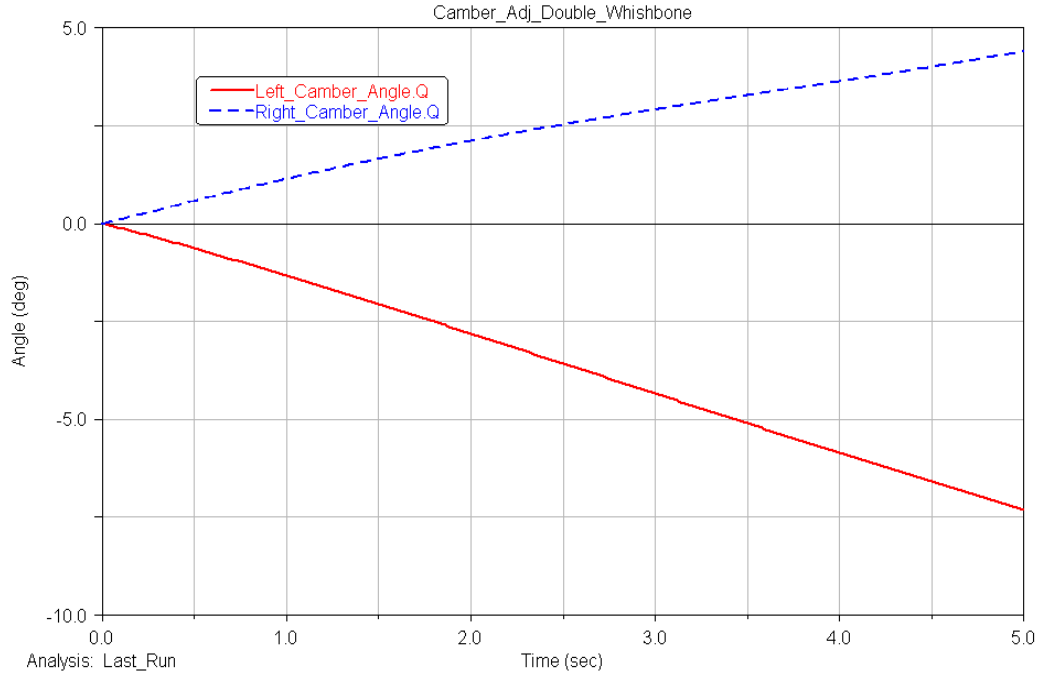


Şekil 6.1 : Sistemin rampa fonksiyonuyla kontrolü.

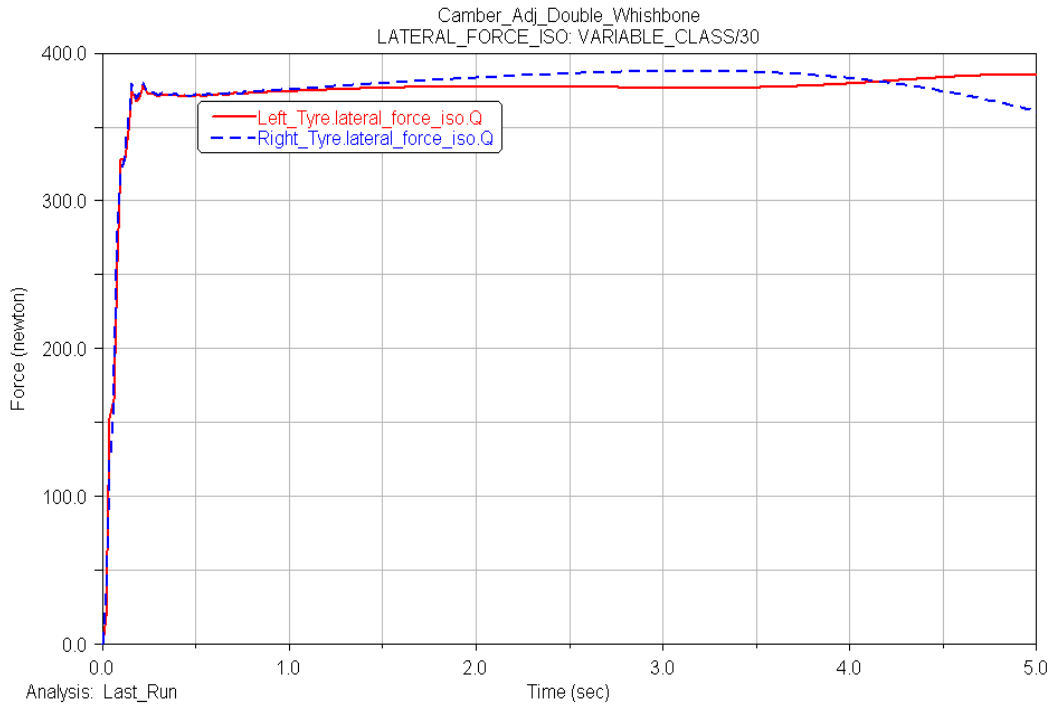


Şekil 6.2 : Kamber ayar mekanizmasının zamana göre hareketi.

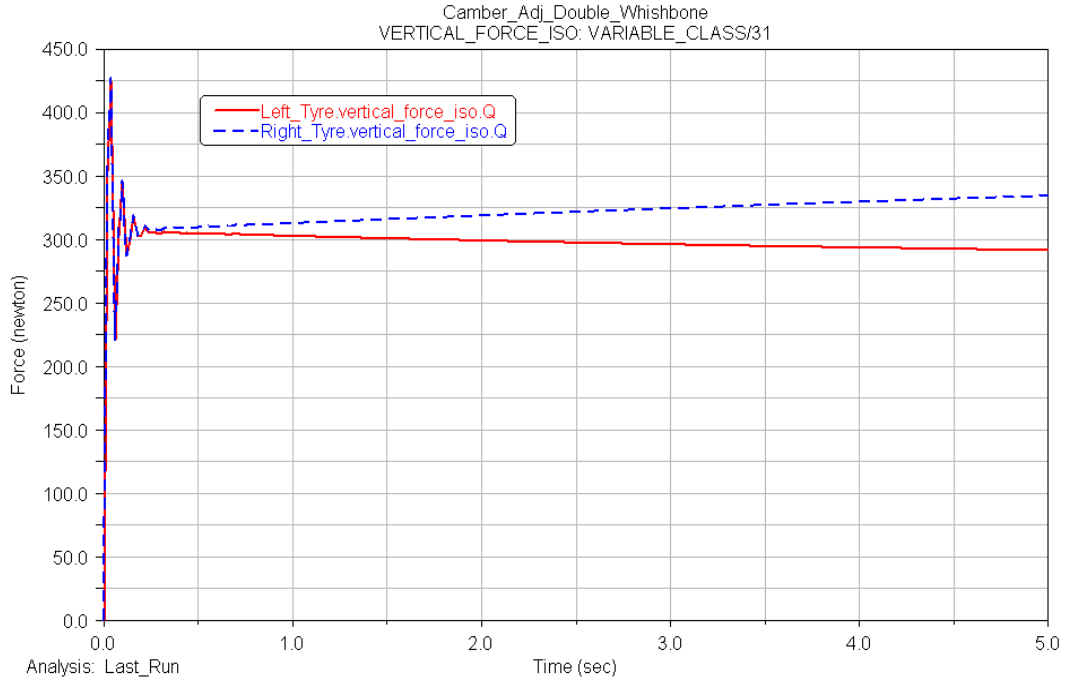
Rampa fonksiyonu sonrası tekerlek kamber açılarının değişimleri Şekil 6.3 te verilmiştir. Viraj dışında kalan sol tekerleğin negatif kamber, viraj içinde kalan sağ tekerleğin pozitif kambere sahip olduğu görülebilir.



Şekil 6.3 : Sağ ve sol tekerlek kamber açısı değişimi.



Şekil 6.4 : Sol ve sağ tekerlekler üzerindeki yanal kuvvet değişimi.



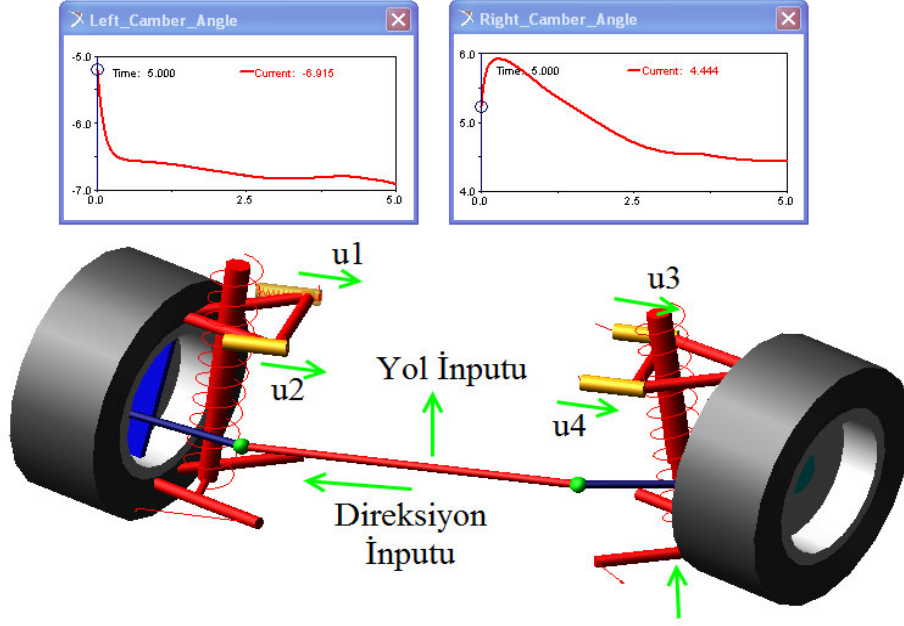
Şekil 6.5 : Sol ve sağ tekerlekler üzerindeki dikey kuvvet değişimleri.

6.2 Kamber Açısının Basamak Fonksiyonuyla Kontrolü

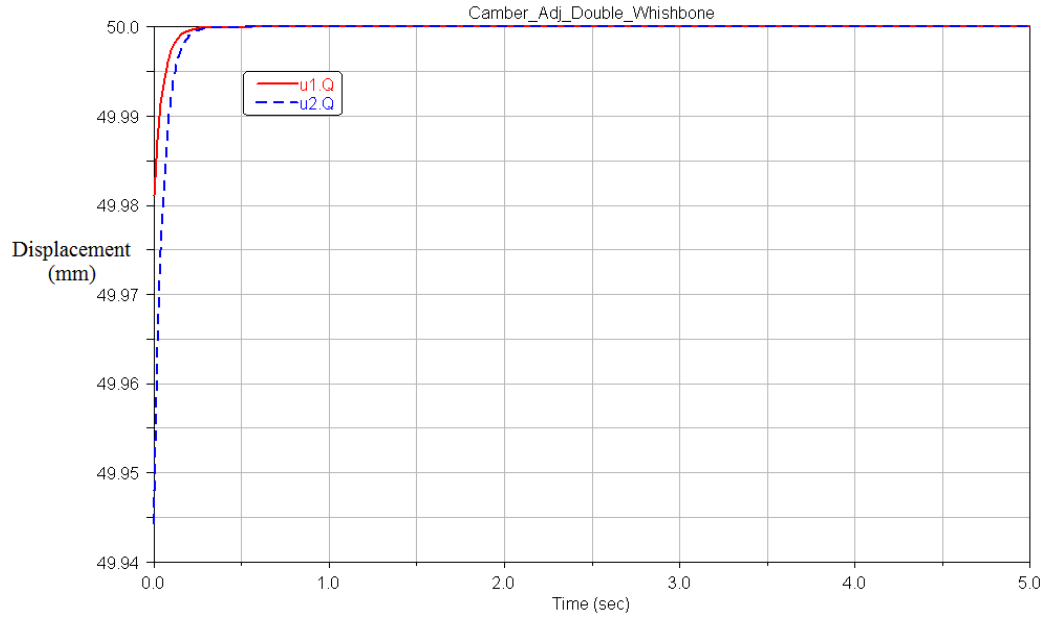
Bu bölümde süspansiyon sistemi üzerine hem direksiyon manevrası hemde yoldan gelen etki uygulanmıştır. 20 derecelik sağa dönme manevrasının yanında yol düzensizliğini temsil eden yukarı aşağı hareket ile sistemin vereceği cevaplar gözlenmiştir. Kamber açısı kamber ayar mekanizmasına uygulanan basamak fonksiyonuyla kontrol edilmiştir.

Şekil 6.6 uygulanan basamak fonksiyonu sonrasında sistemin aldığı durumu Şekil 6.7 de kontrol edilen üst kontrol kollarına uygulanmış olan basamak fonksiyonunu ifade etmektedir. u1, u2, u3 ve u4 üst kontrol kolunun kamber kontrol mekanizması içerisindeki yerdeğişimini ifade etmektedir.

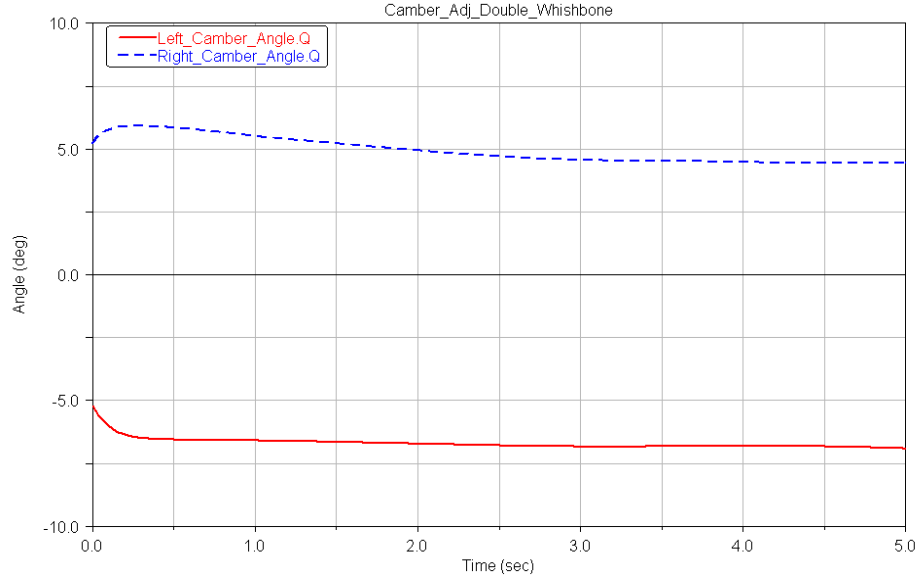
Basamak fonksiyonu sonrası tekerlek kamber açılarının değişimleri Şekil 6.8 de verilmiştir. Viraj dışında kalan sol tekerleğin negatif kamber, viraj içinde kalan sağ tekerleğin pozitif kambere sahip olduğu görülebilir. Şekil 6.9 sağ ve sol tekerleklerin yanal kuvvet değişimini Şekil 6.10 ise tekerlekler üzerindeki dikey kuvvet değişimini göstermektedir.



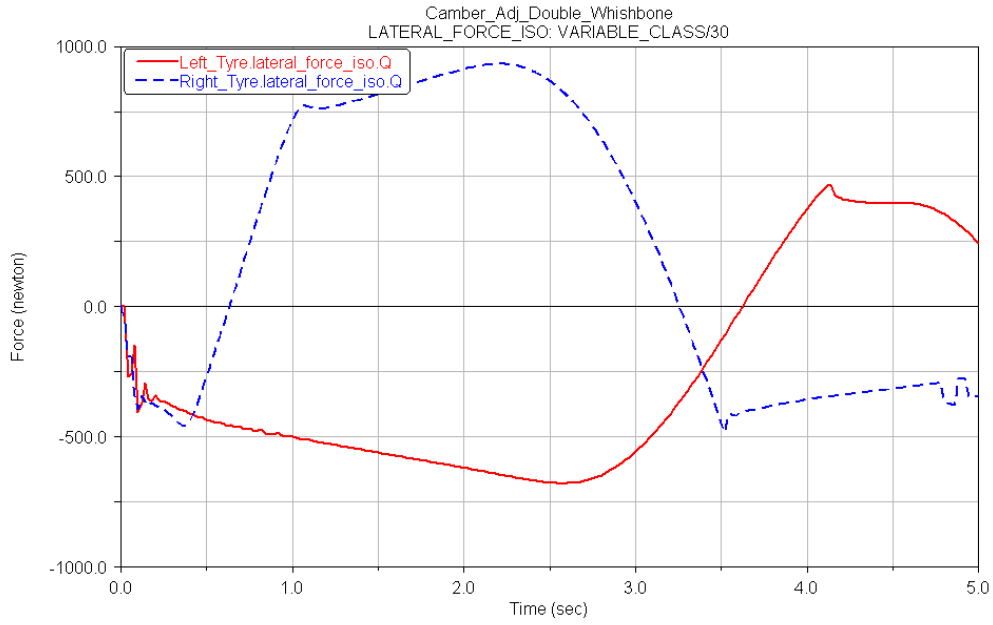
Şekil 6.6 : Süspansiyon sisteminin basamak fonksiyonuyla kontrolü.



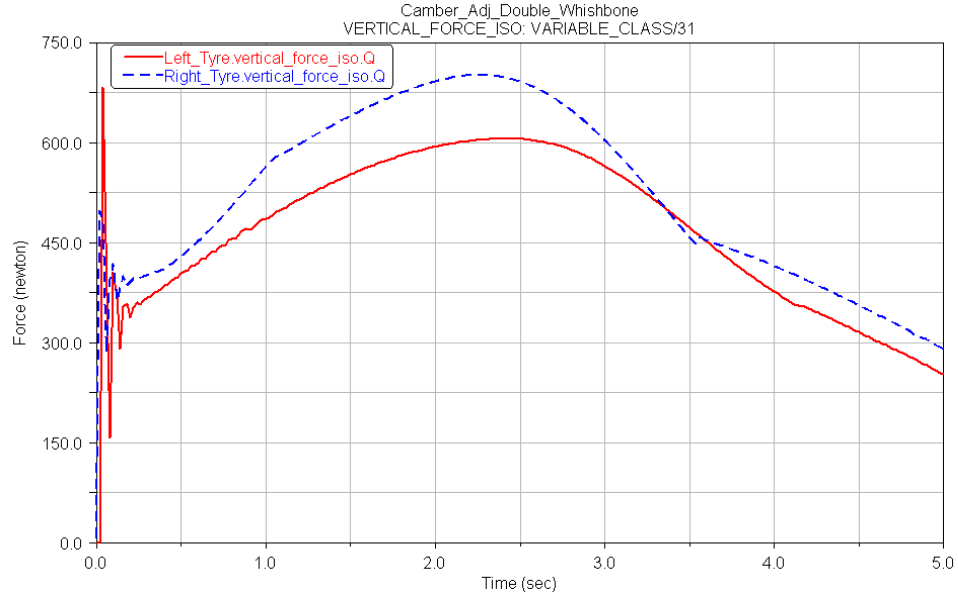
Şekil 6.7 : Kamber ayar mekanizmasının zamana göre hareketi.



Şekil 6.8 : Sol ve sağ tekerleklerin kamber açısı değişimleri.



Şekil 6.9 : Sol ve sağ tekerlekler üzerindeki yanal kuvvet değişimi.



Şekil 6.10 : Sol ve sağ tekerlekler üzerindeki dikey kuvvet değişimleri.

6.3 ADAMS ile Matlab Arasında Oluşturulan Tümüleşik Simülasyona Sistemin Verdiği Cevaplar

Bu bölümde ADAMS ortamında oluşturulan double whishbone süspansiyon sisteminin Matlab/Simulink ile kontrol edilmesine değinilecektir. Bu işlemin gerçekleştirilebilmesi için öncelikle ADAMS programı içerisinde durum değişkenlerinin (state variables) belirlenmesi gerekmektedir. Model için tanımlanmış durum değişkenleri Çizelge 6.1 de görülebilir [39].

İnput dataları olan motionlar için tanımlanmış VARVAL fonksiyonu Simulinkte girilen step fonksiyonu şeklindeki kontrol inputlarını ADAMS ın tanımasını ve zaman içinde değişen değerlere göre similasyonu gerçekleştirmesini sağlamaktadır.

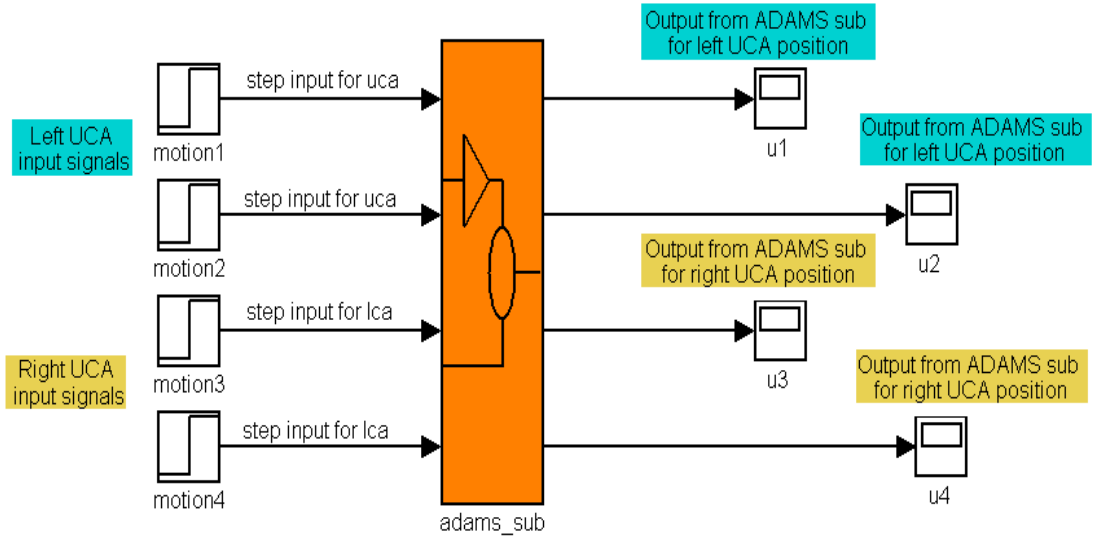
ADAMS similasyonunun output dataları olan u1, u2, u3 ve u4 değerleri kontrol edilen üst kontrol kolunun kamber ayar mekanızması içindeki pozisyonlarını ölçmektedir.

Çizelge 6.1 : Durum değişkenleri ve görevleri.

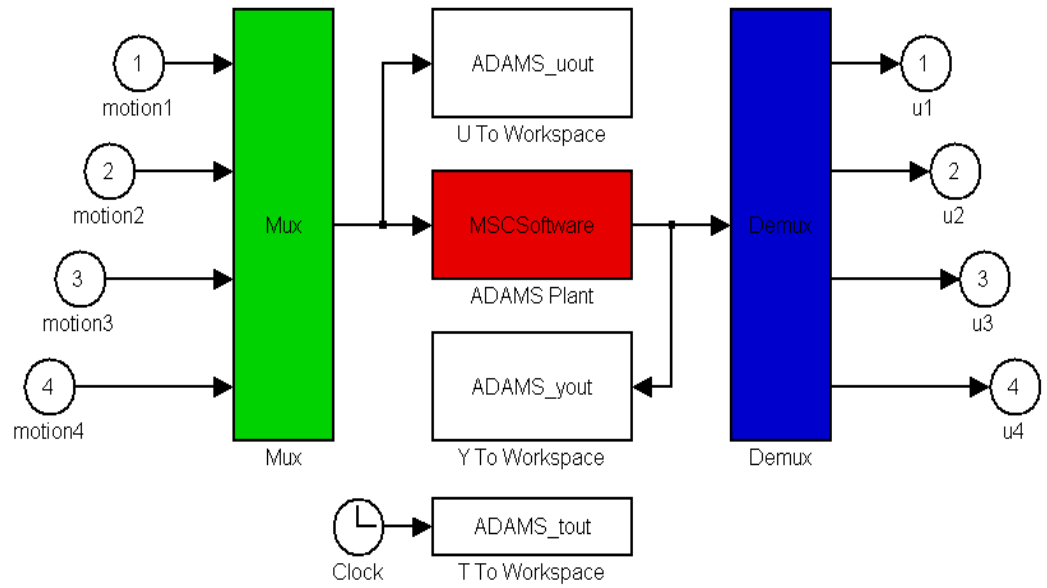
Durum Değişkeni (State Variable)	Görevi	Tanımlanan Fonksiyon
motion1	Sol UCA ilk noktasının hareketini sağlamak	VARVAL(motion1)
motion2	Sol UCA ikinci noktasının hareketini sağlamak	VARVAL(motion2)
motion3	Sağ UCA ilk noktasının hareketini sağlamak	VARVAL(motion3)
motion4	Sağ UCA ikinci noktasının hareketini sağlamak	VARVAL(motion4)
u1	Sol UCA ilk noktasının pozisyon değişimi	DY(impact_marker1,gel_slider.cm)
u2	Sol UCA ikinci noktasının pozisyon değişimi	DY(impact_marker2,gel_slider.cm)
u3	Sağ UCA ilk noktasının pozisyon değişimi	DY(ger_slider.cm impact_marker3)
u4	Sağ UCA ikinci noktasının pozisyon değişimi	DY(ger_slider.cm,impact_marker4)

Çizelge 6.1 de belirtilen durum değişkenleri oluşturulduktan sonra ADAMS programının control toolbox menüsü yardımıyla Matlab ile iletişimde kullanılacak input ve outputlar control plant isimli bir dosya oluşturularak belirlenir. Bizim sistemimiz için belirlenmiş ADAMS inputları “motion” adı verilen durum değişkenleri, ADAMS outputları ise “u” ile belirtilmiş olan durum değişkenleridir. Şekil 6.11 kontrol edilen sistemin simulink diyagramını göstermektedir.

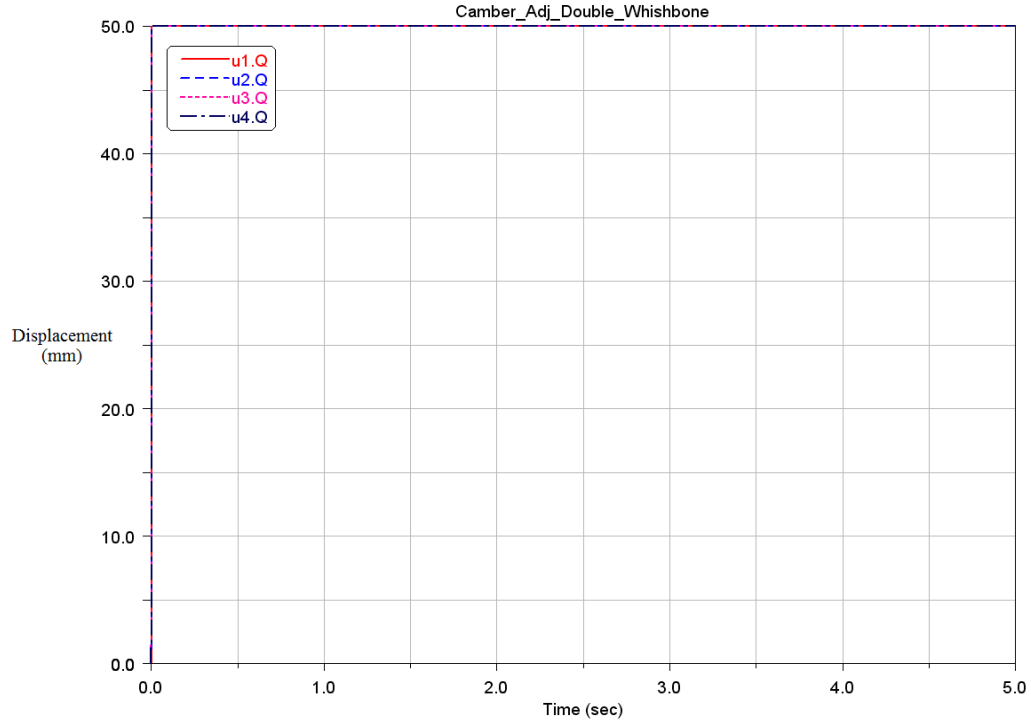
Camber Angle Control by Adjusting Upper Control Arm (UCA) Position with Step input



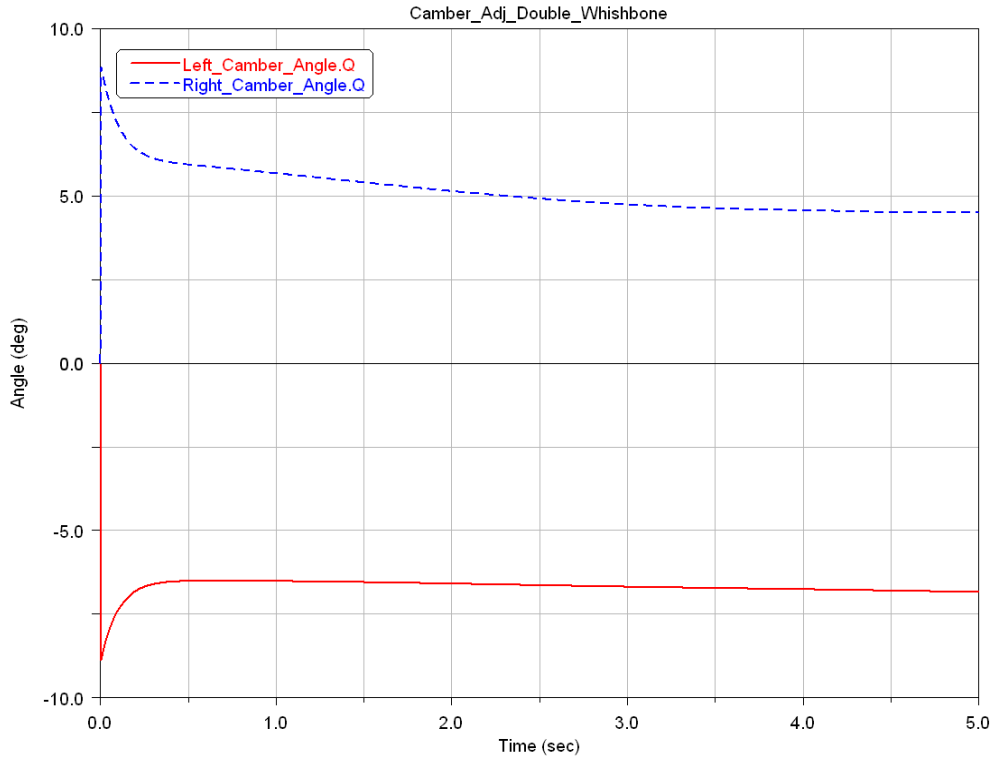
Şekil 6.11 : Kontrol edilen sistemin Matlab/Simulink diyagramı.



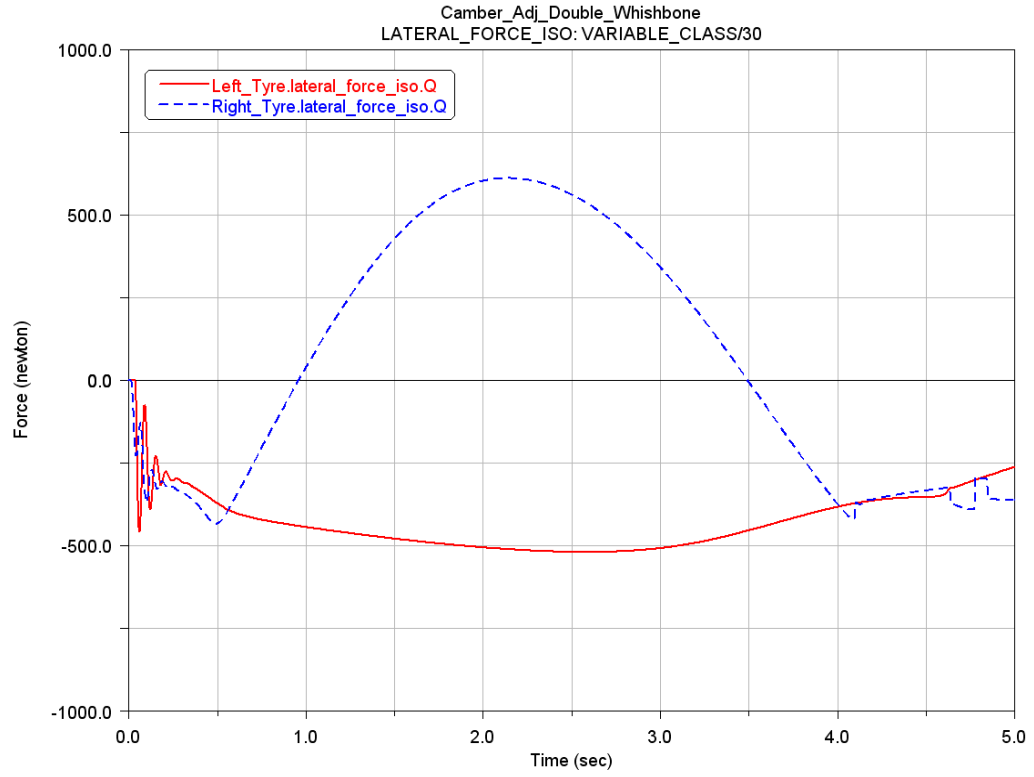
Şekil 6.12 : Adams_sub bloğunun içi.



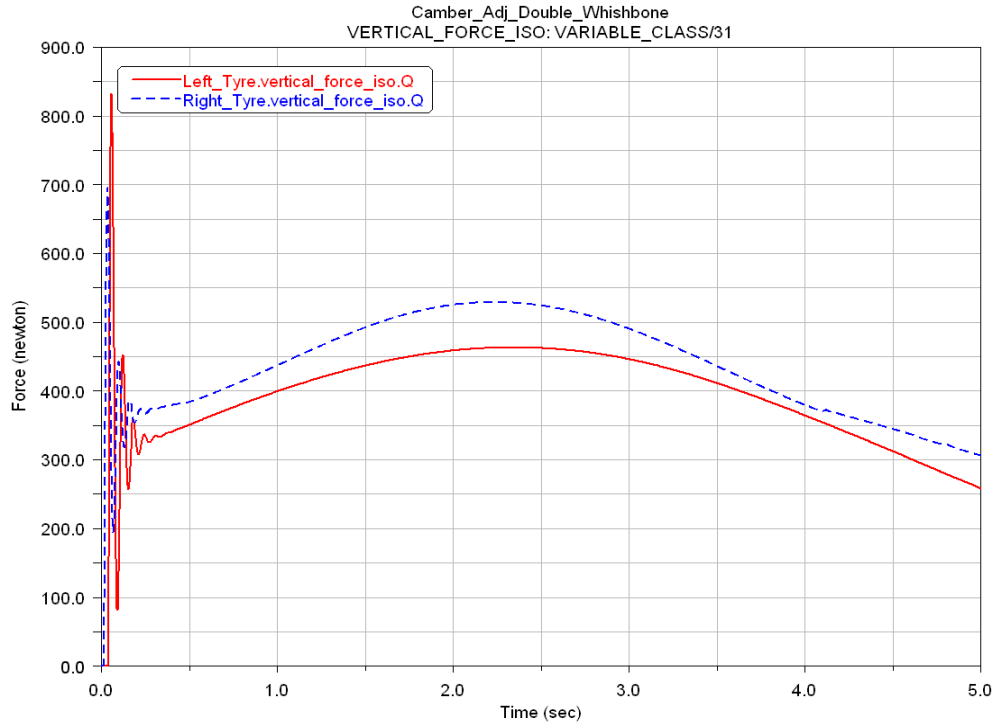
Şekil 6.13 : Sisteme Simulink tarafından uygulanan basamak fonksiyonu.



Şekil 6.14 : Sol ve sağ tekerleklerin kamber açısı değişimleri.



Şekil 6.15 : Sol ve sağ tekerlekler üzerindeki yanal kuvvet değişimi.



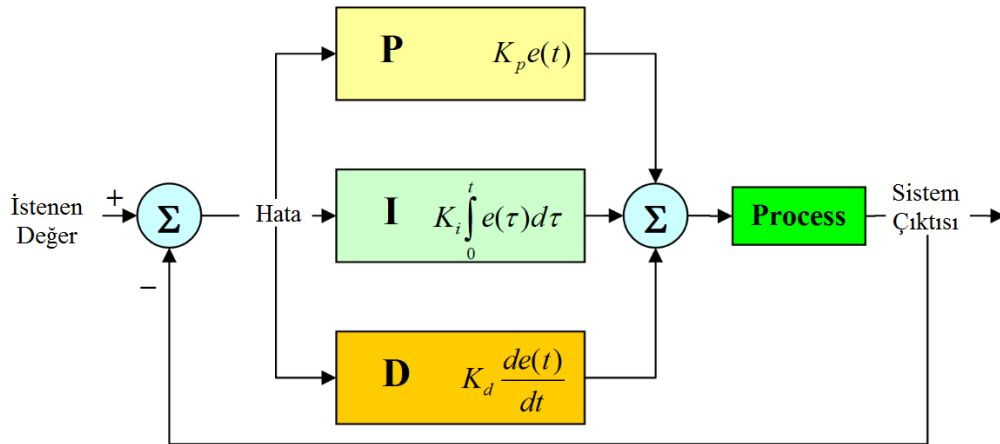
Şekil 6.16 : Sol ve sağ tekerlekler üzerindeki dikey kuvvet değişimleri.

6.4 PID Kontrolcü İle Kamber Açısının Kontrolü

Bu bölümde ADAMS da oluşturulan süspansiyon sisteminin kamber açısı PID kontrolcüsü yardımıyla kontrol edilmeye çalışılacaktır. PID tasarımı Matlab/Simulink ortamında gerçekleştirilerek önemli PID katsayıları (k_p, k_i, k_d) response optimization toolbox ile belirlenmeye çalışılmıştır. Bu sayede belirli bir tekerlek açısıyla viraja giren aracın kamber açısı değişimi ve tekerlekler üzerine etki eden kuvvetlerin değişimi hakkında yorumlar yapılacaktır.

Oransal, integral ve türevsel kontrolcü (PID) endüstrinin çeşitli alanlarında sıklıkla kullanılan geri besleme mekanizmalı bir kontrolcü yöntemidir. PID kontrolcü hata miktarını minimumda tutmak için, prosesi hızlı bir şekilde istenen değerlere ayarlamak amacıyla gerekli düzeltici aksiyonları hesaplayarak, ölçülen proses değişkeni ve istenilen referans değeri arasındaki hatayı düzeltmeyi amaçlamaktadır.

Geri besleme yolu üzerinde yer alan ölçme elemanı çıkış büyüklüğünü giriş büyüklüğüyle karşılaştırabilecek uygun bir elektriksel yer değiştirme, basınç veya benzer bir sinyale dönüştürür. Yani ölçme elemanı çıkış büyüklüğünü hem ölçen hemde uygun bir sinyale dönüştüren elemandır.



Şekil 6.17 : PID kontrolcü şeması.

PID kontrolcü algoritması üç farklı parametre içermektedir. Bu parametreler oransal, integral ve türevsel kontrol etkileridir. Oransal değer mevcut hataya gösterilen reaksiyonu, integral değer en son hataların toplamına gösterilen reaksiyonu, türevsel değer ise hatanın değişme oranına bağlı olarak gösterilen reaksiyonu belirlemektedir. Bu üç parametrenin toplamı, kontrol edilmek istenen unsurun kontrol edilmesini

sağlayarak prosesin istenildiği gibi gerçekleştirilmesinde kullanılır. Kontrolcünün denklemleri [35];

$$u(t) = Ke(t) + \frac{K}{\tau_i} \int_0^t e(t)dt + K\tau_d \frac{de(t)}{dt} \quad (6.1)$$

Transfer fonksiyonu olarak da

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K \left[1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right] \quad (6.2)$$

şeklinde ifade edilir. Denklemlerdeki K orantısal etkiyi, Ti integral zamanını, Td türev zamanını ifade eder. Orantısal etki sistem cevabını referans değerine yaklaştırırken, integral etki hata oranını azaltmaya yaramaktadır. Böylelikle kontrolcü çıkışı u(t), referans değer ile sistemin çıkışı arasındaki fark hata olarak tanımlanan e(t) ye bağlı olarak değişecektir. Örneğin hata bir önceki değer iki katı ise son kontrol çıkışı iki kat hızla değişecektir. Kontrol edilen değer referans değerine ulaşırsa yani, hiç hata yoksa kontrolcü çıkışı sabit olarak kalacaktır. Kontrolcü içindeki üçüncü parametre olan türevsel etki ise hatadaki değişimi hesaplayarak ileriye dönük bir etki sağlar. Buradaki düşünce eğer hata çok hızlı değişiyorsa referans değerden oluşacak aşımaları engellemeyi garantilemektedir [40].

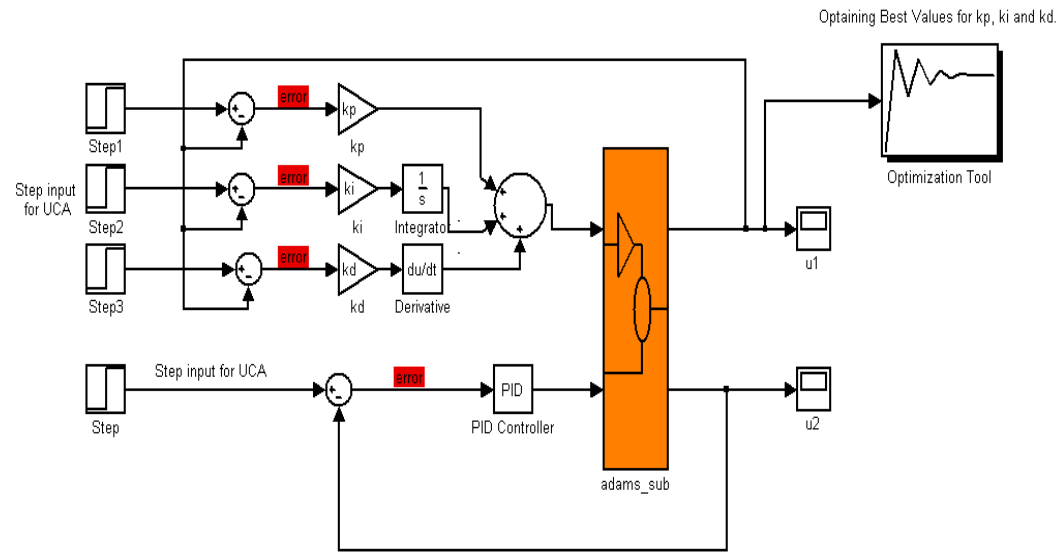
Çizelge 6.2 : PID katsayıları ve etkileri.

Kapalı Çevrim Cevabı	Yükselme Süresi (Rise Time)	Değeri Aşma (Overshoot)	Dengeye Ulaşma (Settling Time)	Sabit Durum Hatası (S-S Error)
kp	Azaltır	Arttırır	Düşük etki	Azaltır
ki	Azaltır	Arttırır	Arttırır	Elimine eder
kd	Düşük etki	Azaltır	Azaltır	Düşük etki

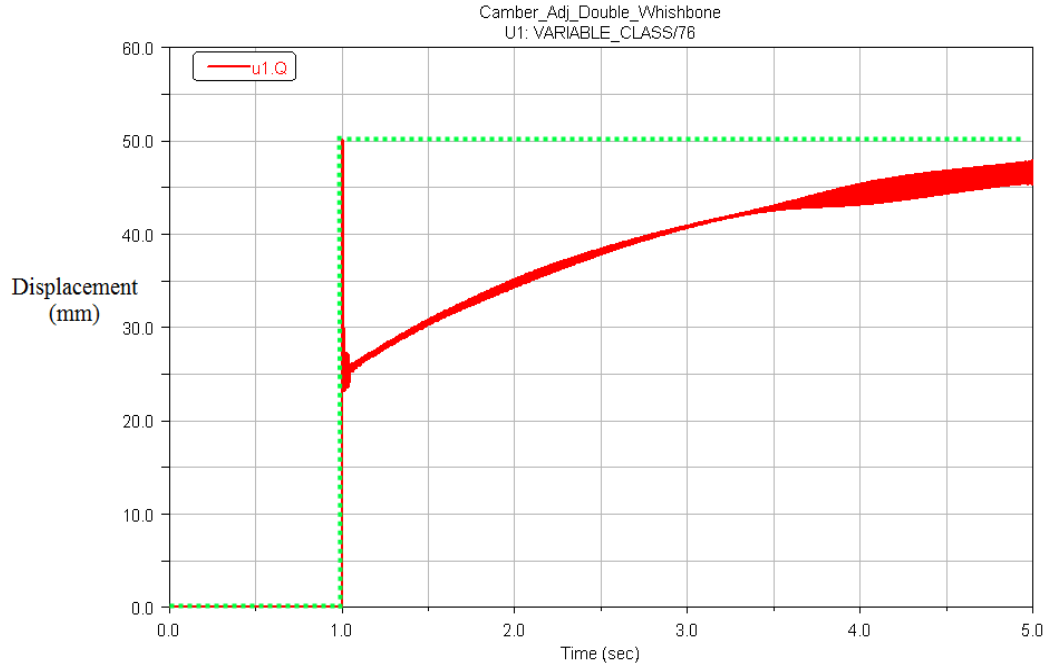
Çizelge 6.2 PID katsayılarının kapalı çevrim içerisindeki etkilerini özetlemektedir. Bu çizelgedeki etkiler her zaman tam doğru sonuç ifade etmeyebilir çünkü kp, ki ve kd birbiriyle bağlantılı olan üç parametredir. Bu üç parametreden herhangi birini değişimi diğer iki parametreyi etkileyebilir. Tablo sadece referans amaçlı kullanılmalıdır [41].

PID katsayılarının belirlenmesi amacıyla farklı yöntemler geliştirilmiştir. Kapalı çevrim kontrol sistemlerinde uygulanan bir basamak fonksiyonu sonrasında sistem cevabının yeni kalıcı duruma en kısa sürede ve kararlı bir şekilde erişmesini sağlayan kontrolcü katsayıları en uygun değerler olarak kabul edilir.

Bu çalışmada PID katsayılarının en uygun biçimde ayarlanabilmesi için Matlab/Simulink içerisinde bulunan response optimization aracı kullanılmıştır. Şekil 6.18 de üst kontrol kolunun simulink kontrol diyagramı bulunmaktadır. PID katsayılarının optimizasyonu gerçekleştirilmeden yapılan analiz sonrasında üst kontrol kolu için elde edilen pozisyon değişimi Şekil 6.19 daki gibi olmaktadır. Sisteme birinci saniyede etki etmesi istenen 50 mm değerinde bir basamak inputu uygulanmakta ve üst kontrol kolunun uç noktalarının (u_1 ve u_2) en kısa sürede bu değere ulaşması istenmektedir. k_p , k_i ve k_d değerleri için 1 değeri seçilerek gerçekleştirilen analiz sonucu Şekil 6.19 daki gibidir. Görüldüğü gibi üst kontrol kolunun pozisyonu geliş güzel olarak seçilen PID katsayılarıyla arzu edildiği gibi kontrol edilememektedir.

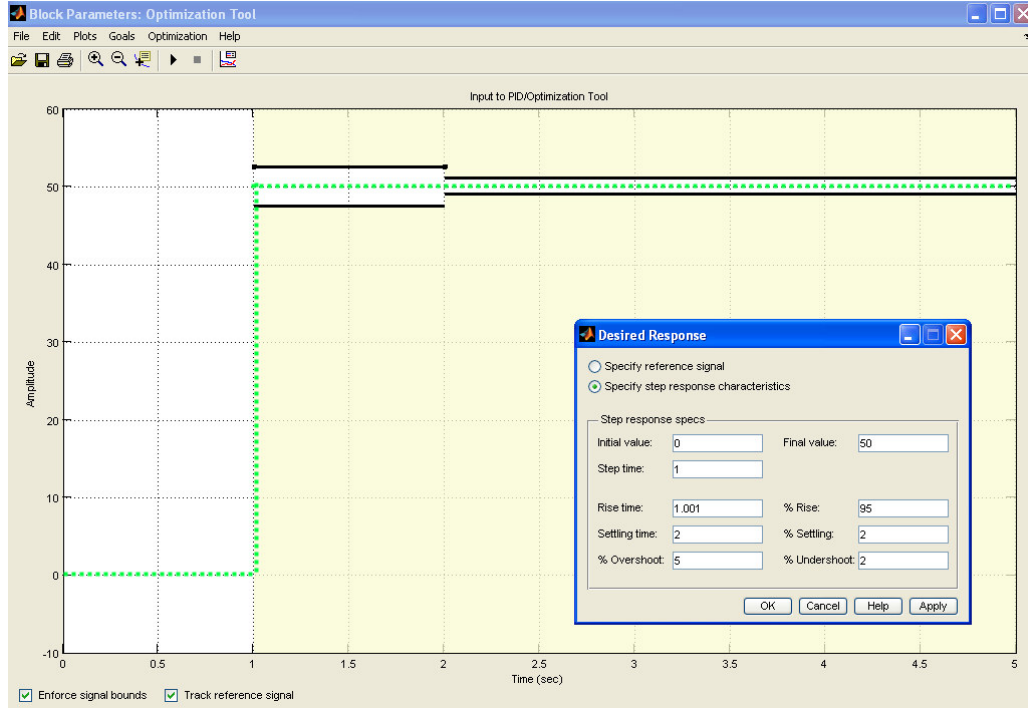


Şekil 6.18 : Üst kontrol kolu pozisyonu için PID uygulaması.



Şekil 6.19 : Rastgele seçilmiş PID katsayıları ile sistemin verdiği cevap.

Şekil 6.9 da kırmızı renkli grafik sistem cevabını yeşil renkli grafik ise olması istenen cevabı ifade etmektedir.



Şekil 6.20 : Matlab/Simulink response optimization aracı.

Şekil 6.20 de sistemin basamak fonksiyonuna verdiği cevabı iyileştirmek için kullanılan response optimization arayüzü görülmektedir. Bu arayüzde arzu edilen sinyal için gerekli referans değerler girilerek sistem cevabının bu arzu edilen sinyale yaklaşması için optimizasyonlar yapılmaktadır. Burda bizim istenen sintonimiz yeşil kesikli çizgiyle ifade edilmiş olan basamak fonksiyonudur. Response optimization aracı sistem cevabını bu referans sinyale yaklaştırmak için gerekli olan PID katsayılarını belirlemede kullanılmıştır. Referans olarak belirlenen sinyalde kullanılmış toleranslar Çizelge 6.3 deki gibidir.

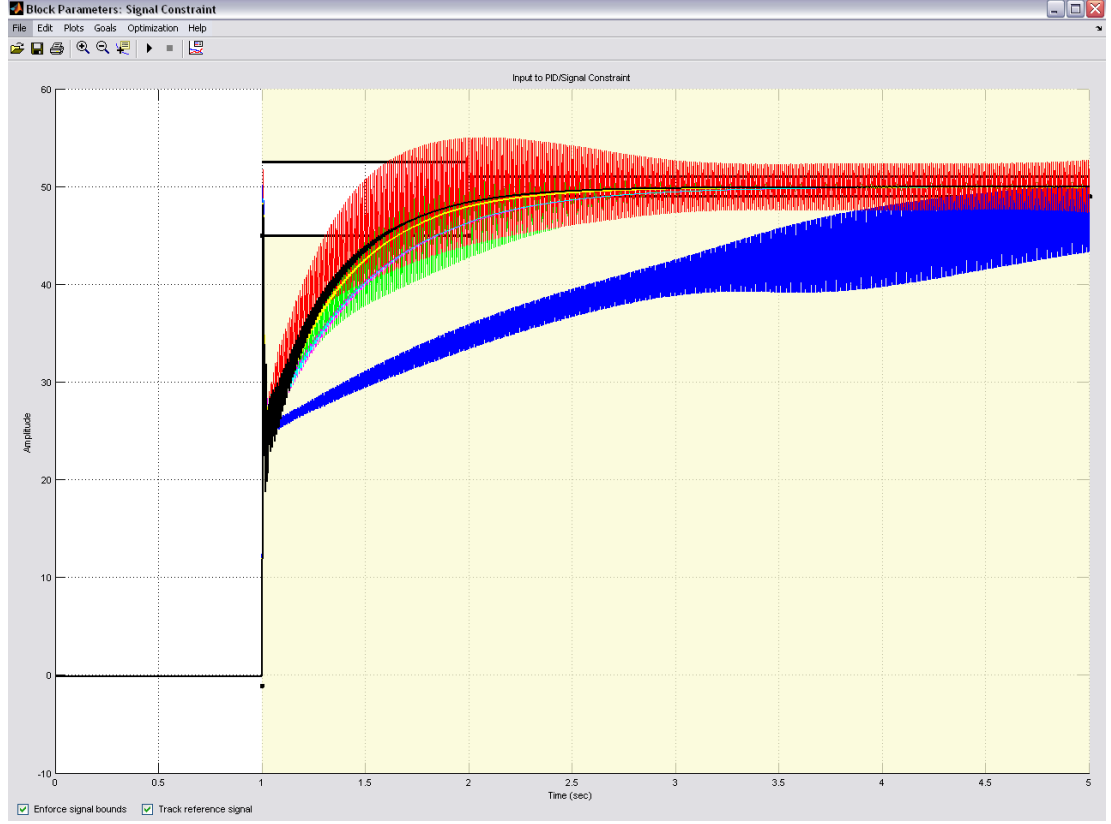
Çizelge 6.3 : Referans cevap için tolerans değerleri.

Başlangıç Değeri (Initial Value)	0 mm
Son Değeri (Final Value)	50 mm
Basamak Süresi (Step Time)	1 saniye
Yükselme Süresi (Rise Time)	1.001 saniye
Dengeye Ulaşma (Settling Time)	2 saniye
Değeri Aşma (Overshoot)	%5
% Yükselme (%Rise)	%95
%Settling	%2
%Undershoot	%2

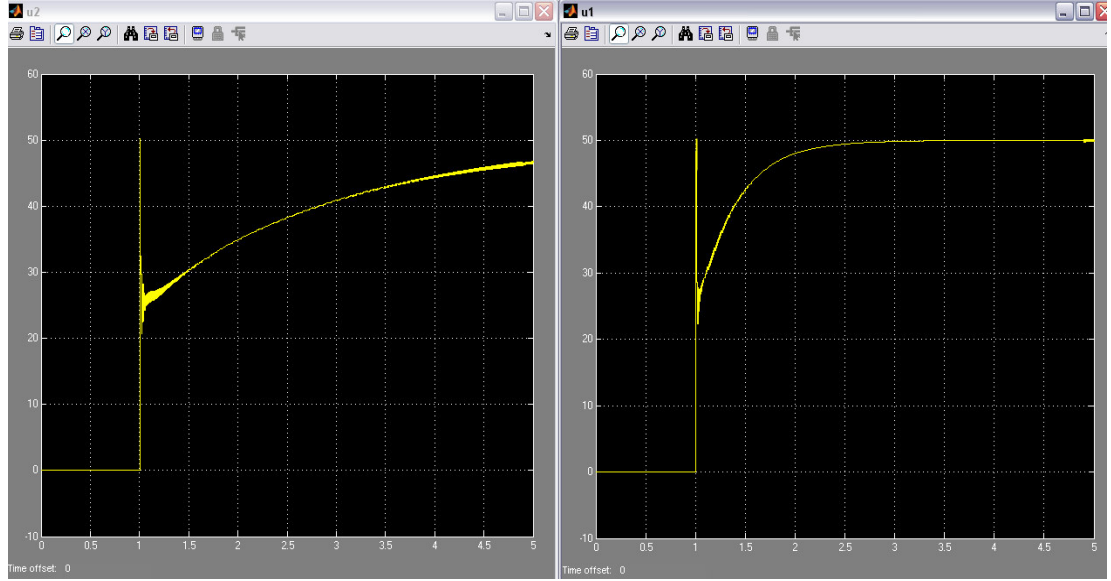
PID katsayılarının eldesi için yapılan optimizasyon işlemi kişisel bilgisayarlarla çok uzun sürdüğü için istenen referans cevabı tam olarak elde edilememiştir. Şekil 6.21 de optimizasyon işleminin ilerleyişi görülebilir. Mavi renkli sistem cevabıyla başlayan optimizasyon işlemi referan cevaba en yakın olan siyah renkli sistem cevabına kadar sürdürülmüştür. Siyah sinyalin eldesi için gerekli olan PID katsayıları Çizelge6.4 deki gibi elde edilmiştir.

Çizelge 6.4 : Optimizasyon sonrası bulunan PID katsayıları.

kp	0.9443
ki	4.8322
Kd	1



Şekil 6.21 : Optimizasyon sonrası elde edilen cevap sinyali.



Şekil 6.22 : (a) PID katsayılarının gelişigüzel seçilmesiyle elde edilen cevap, (b) PID katsayılarının optimizasyonu sonrası elde edilen cevap.

7. SONUÇLAR

Bu çalışmada düzlemsel beş çubuk süspansiyon sisteminde kamber açısının kontrol edilmesi amaçlanmıştır. Çalışmanın ilgili bölümlerinde de bahsedildiği üzere tekerlek açılarının araç yol tutuş özellikleri üzerine önemli etkileri bulunmaktadır. Kamber açısında bu açılardan biridir. Konvansiyonel süspansiyon sistemlerinde araç viraj manevrası sırasında merkezkaç kuvvetinin etkisiyle viraj dışına doğru savrulmaktadır. Bu sırada tekerlekler üzerinde bu kuvveti dengeleyici yönde yanal kuvvetler oluşmakta ve oluşan bu yanal kuvvetler viraj dışında kalan tekerleğin pozitif, viraj içerisinde kalan tekerleğin negatif kamber açısına sahip olmasına sebep olmaktadır. Araç hızı veya viraj yarıçapı arttıkça bu etkilerde artmakta ve bir noktadan sonra araç devrilmeye başlamaktadır. Bu çalışmada belirtilen problemin önüne geçmek amacıyla tekerlek kamber açılarının, viraj dışında kalan tekerlek için negatife viraj içinde kalan tekerlek için ise pozitif kambere getirilmesi amaçlanmıştır. Ekstra serbestlik derecesi eklenerek oluşturulan modifiye edilmiş double wishbone süspansiyon sistemi modeli ADAMS ortamında oluşturularak tekerlekler üzerinde oluşan yatay ve dikey kuvvetler incelenmiş kamber açısının istenen yönde kontrol edilmesiyle yatay ve dikey kuvvetlerin değişimlerinin istenen şekilde olduğu gözlenmiştir. Çalışmanın son bölümünde ADAMS modeliyle Matlab/Simulinkte kurulmuş PID kontrolcü arasında bir tümleşik simülasyon gerçekleştirilerek PID katsayılarının optimizasyonu yapılmış ve gerekli değerler elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **Karaçay, T.**, 2002: Süspansiyon Sistemleri, *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [2] **Taşıt Mekanikği Amortisörler**, Uludağ Üniversitesi,
Url-1 < http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/suspansiyon_sis/Amortisorler.pdf, alındığı tarih 2009.
- [3] **Boyalı, A.**, 2002: Yol Taşıtları Süspansiyon Sistemlerinin Bilgisayar Destekli Analizi ve Optimizasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [4] **Zhang, Z., Yu, J.**, 2008: Design Process of a Double Whish-bone Suspension System, *SAE Technical Paper Series*, 2008-01-1836.
- [5] **Causemann, P.**, 2001: Automotive Shock Absorbers, Verlag Moderne Industrie.
- [6] **Longhurst, C.J.**, 2009: The Suspension Bible.
Url-2 <http://www.carbibles.com/suspension_bible.html>, alındığı tarih 2009.
- [7] **Base Steering and Suspension**, 1998: Ford Customer Service Division Technical Training.
- [8] **Jörnsen, R., Helmut, S., Jürgen, W, B.**, 2001: The Automotive Chassis, Butterworth-Heinemann.
- [9] **Gillespie, T.D.**, 1992: Fundamentals of Vehicle Dynamics, Warrendale, PA, Society of Automotive Engineers.
- [10] **Sun, T., Zhang, Y., Barak, P.**, 2002: Quarter Vehicle Ride Model, *SAE Technical Paper Series*, 2002-01-1581
- [11] **Hazem, A.A.**, 2002: Dynamic Modelling of the Double Whishbone Motor-Vehicle Suspension System, *European Journal of Mechanics*, 21, 167-174.
- [12] **Fallah, M.S., Bhat, R., Xie, W.F.**, 2009: New Model and Simulation of Macpherson Suspension System for Ride Control Applications, *Vehicle System Dynamics, Volume 47, Issue 2, February 2009*, pages 195 – 220.
- [13] **Muller, G.**, 2004: Non-linear Simulation of Car Suspensions and Steering Mechanisms, *Proceedings of the Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies*, pp. 249-256.
- [14] **Mori, K., Nippon K., Gakkai R.**, 1994: Study on vehicle dynamics through attitude control of front and rear wheels, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C 60 (571)*, pp. 918-923.

- [15] **D'Souza, J.M. Starkey, J.M.**, 1998: A force-based suspension modelling approach for vehicle steady-state handling, *International Journal of Vehicle Design* 19 (2), pp. 167-186.
- [16] **Hiromichi N., Masahito K.**, 2008: Consideration of Suspension Mechanism with High Cornering Performance for a Formula Car, *SAE Technical Paper Series*, 2008-01-0607.
- [17] **Kuwayama, I., Baldoni, F., Cheli, F.**, 2007: A full vehicle model for the development of a variable camber suspension, *Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, DETC2007 3 PART B*, pp. 1211-1222.
- [18] **Watanabe, Y., Sharp, R.S.**, 1999: Mechanical and Control Design of a Variable Geometry Active Suspension System, *Vehicle System Dynamics* 32 (2), pp. 217-235.
- [19] **Mori, K.**, 1996: Vehicle cornering characteristics in acceleration and braking through attitude control of front and rear tires, *JSME International Journal, Series C: Dynamics, Control, Robotics, Design and Manufacturing* 39 (1), pp. 58-66 1996,
- [20] **Woodruff, A., Surgenor, B., Knobel, C.**, 2007: Comparison of Methods to Improve Camber Using a Modelica/Dymola Multi-Body Model, *SAE Technical Paper Series*, 2007-01-0837.
- [21] **Zachrisson, A., Rösth, M., Andersson, J., Werndin, R.**, 2003: Evolve-A Vehicle Based Test Platform for Active Rear Axle Camber and Steering Control, *SAE Technical Paper Series*, 2003-01-0581.
- [22] **Khalid M. C.**, 2001: Variable Camber, US6279920, Date of Patent 28/08/2001.
- [23] **Url-3** <http://autospeed.com/A_1209/cms/article.html>, alındığı tarih 2009.
- [24] **Mackle, G., Schirle, T.**, 2001: A motor vehicle with actuator system for adjusting the camber of the wheels, GB2352696A, Date of Publication 07/02/2001.
- [25] **Goldberg, J.**, 1980: Adjusting Automobile Suspension System, US4191274A1, Date of Patent 04/03/1980.
- [26] **Seung, H. W.**, 2001: Camber Angle Control Type Suspension System, US6250660B1, Date of Patent 26/06/2001.
- [27] **Yasuhiro, O.**, 1992: Camber Control System For A Motor Vehicle, EP0246116B1, Date of Patent 15/04/1992.
- [28] **Seung, H. W.**, 2007: Camber Control System of a Motor Vehicle for Improving Motor Vehicle Stability During Going Straight and Trafficability During Cornering Simultaneously, KR20070063882A, Date of Patent 20/06/2007.
- [29] **Gleser, A., Eschenbach, C., Kvasnicka, P., Repp, S., Hertlenn, S., Pauly, A.**, 2007: Chassis Design and Chassis control For a Multi-Axle Double Track Vehicle, WO2007054165A1, Date of Patent 18/05/2008.

- [30] **Gafvert, M.**, 2003: Topics in Modeling Control and Implementation in Automotive Systems, MSc. Thessis, Department of Automatic Control Lund Institute of Technology.
- [31] **Url-4** <<http://www.familycar.com/alignment.htm#Cam>>, alındığı tarih 2009.
- [32] **Url-6** <[http://en.wikipedia.org/wiki/Toe_\(automotive\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Toe_(automotive))>, alındığı tarih 2009.
- [33] **Url-7** <<http://www.ozebiz.com.au/racetech/theory/align>>, alındığı tarih 2009.
- [34] **Url-8** <<http://www.familycar.com/alignment.htm>>, alındığı tarih 2009.
- [35] **Url-9** <http://en.wikipedia.org/wiki/PID_controller>, alındığı tarih 2009.
- [36] **Msc ADAMS User Guide**, ADAMS/Car Help Files.
- [37] **Westbom, D., Frejinger, P.**, 2002: Yaw Control Using Rear Wheel Steering, MSc. Thessis, Linköping University.
- [38] **Taeoh, T., Sunghun, C., Hyungho, Chun.**, 2000: An Optimal Design Software For Vehicle Suspension Systems, *SAE Technical Paper Series*, 2000-01-1618.
- [39] **Pulles, R. J.**, 2003: Controller Design for Adams Models Using MATLAB/Simulink, 2003.
- [40] **Katsuhiko, O.**, 2002 Modern Cotntrol Engineering. Prentice Hall.
- [41] **Url-10** < <http://www.engin.umich.edu/group/ctm/PID/PID.html>>, alındığı tarih 2009.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Emrah Yelkencioğlu

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul, 1984

Adres: Küçükyalı Altın-tepe Mah. Engin Sok. Yavuz Apt. 6/3 Maltepe/İstanbul

Lisans Üniversite: Yıldız Teknik Üniversitesi / Makine Mühendisliği